

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA DE VAPOR CUATRO ETAPAS  
PARA EL LABORATORIO DE TÉRMICAS Y FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD  
LOS LIBERTADORES**

**GUSTAVO ANDRÉS CHIVATA RIVAS  
201129126602  
CARLOS HUMBERTO LONDOÑO AMÓRTEGUI  
201129101602**

**FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
MARZO 29 DE 2014**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA TURBINA DE VAPOR CUATRO ETAPAS  
PARA EL LABORATORIO DE TÉRMICAS Y FLUIDOS DE LA UNIVERSIDAD  
LOS LIBERTADORES**

**GUSTAVO ANDRÉS CHIVATA RIVAS  
201129126602  
CARLOS HUMBERTO LONDOÑO AMÓRTEGUI  
201129101602**

**TRABAJO DE GRADO PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**DIRECTOR  
CARLOS MENDOZA  
INGENIERO MECÁNICO**

**FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA  
BOGOTÁ D.C.  
MARZO 29 DE 2014**

**NOTA DE ACEPTACIÓN**

---

---

---

---

---

---

---

---

---

Firma del presidente del jurado

---

Firma del jurado

---

Firma del jurado

BOGOTÁ D.C. (DÍA / MES / AÑO)

**Las directivas de la universidad los libertadores, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por lo criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.**

## **DEDICATORIA**

Dedico este proyecto a todas aquellas personas que de una u otra forma colaboraron en la realización del presente trabajo especialmente a mis padres Héctor y Esperanza quienes fueron una luz en mi caminar, a mi compañero Heli el cual fue portador de consejos buenos, a Karen que sin importar los problemas que hubieran siempre fue un apoyo sentimental y económico, y al director del Sena Miguel Morales quien fue uno de los impulsores más importantes del proyecto.

Gustavo Chivata

Dedico esta tesis a todas aquellas personas que me apoyaron y creyeron en mí, en especial a mis padres, quienes supieron guiarme por el buen camino, brindándome las fuerzas necesarias para seguir adelante y no desfallecer en momentos difíciles, por sus, consejos, comprensión, valores, principios, perseverancia me han dado todo lo que soy como persona gracias por su respaldo.

Carlos Londoño

## **AGRADECIMIENTOS**

Damos gracias a Dios todo poderoso por su iluminación para terminar este proyecto de grado. Colocamos en sus benditas manos a cada uno de los profesores que nos corrigieron y nos apoyaron en este proyecto.

Deseamos que este estudio sea un gran aporte para la facultad de ingeniería en la Universidad Los Libertadores.

A nuestros maestros, que en cada una de sus asignaturas nos permitieron visualizar nuestro futuro como ingenieros y por aprender sus enseñanzas, para hoy poder ponerlas en práctica mediante el desarrollo de esta tesis.

A los profesores directores de área que nos han prestado una amable y grata asesoría cuando fue necesario, de igual manera nuestro director de tesis Carlos Mendoza por su paciencia, consagración, ánimo y apoyo durante el transcurso del proyecto

Los más sinceros agradecimientos a todas aquellas personas que directa o indirectamente estuvieron involucrados y contribuyeron de manera positiva en la realización del presente trabajo.

Deseamos que este estudio sea un gran aporte para la facultad de ingeniería en la Universidad Los Libertadores.

## CONTENIDO

	pág.
RESUMEN.....	11
ALCANCÉ.....	15
LISTA DE SÍMBOLOS .....	16
INTRODUCCIÓN.....	17
1. SITUACIÓN ACTUAL .....	17
2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA .....	19
3. JUSTIFICACIÓN.....	20
4. OBJETIVOS.....	21
4.1. GENERAL.....	21
4.2. ESPECÍFICOS.....	21
5. MARCO TEÓRICO .....	22
5.1 QUE ES UNA TURBINA DE VAPOR.....	22
5.2. COMO FUNCIONA UNA TURBINA DE VAPOR .....	23
5.3. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR .....	26
5.3.1. Según la dirección que adopta el flujo: .....	26
5.3.2. Según las diferentes aplicaciones del vapor de salida:.....	26
5.3.3. Según la velocidad de giro:.....	26
5.3.4. Según la presión del vapor a la entrada de la turbina:.....	26
5.3.5. Según la temperatura del vapor a la entrada de la turbina: .....	26
5.4. TIPOLOGÍAS DE TURBINAS DE VAPOR.....	27
5.4.1. Turbinas axiales de impulso (acción).....	27
5.4.2. Turbinas axiales de reacción. ....	27
5.4.3. Turbinas de vapor radiales. ....	27

5.5. COMPARACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR DE REACCIÓN CONTRA LAS DE ACCIÓN.....	28
5.5.1. Según el diseño del rotor.....	29
5.5.1.1. Tipo acción.....	29
5.5.1.2. Tipo reacción.....	29
5.5.2. Eficiencia.....	29
5.5.3. Velocidad crítica.....	30
5.5.4. Empaletado.....	31
5.6. QUE ELEMENTOS COMPONEN LA TURBINA.....	32
5.6.1. Tobera.....	33
5.6.1.2. Tipos de toberas.....	33
5.6.1.3. Cálculos para una tobera convergente.....	36
5.6.2. Álabes.....	38
5.6.2.2. Raíces de sujeción de los álabes.....	39
5.6.2.3. Alabes guía para turbinas de reacción.....	40
5.6.2.4. Empaletado de la etapa final de baja presión.....	41
5.6.2.5. Calculo de álabes.....	43
5.6.2.6. Álabes de expansión compuesta (expansión múltiple).....	47
5.6.2.7 Alabes de reacción.....	48
5.6.3. Rotores para las turbinas de acción.....	56
5.6.3.1. Construcción ensamblada.....	58
5.6.3.2. Construcción maciza.....	62
5.6.3.3. Métodos de balanceo del rotor.....	62
5.6.3.4. Tolerancia del balanceo.....	63
5.6.4. Rotores para las turbinas de reacción.....	64
5.6.5. Calculo del rotor.....	66
5.6.5.1. Diagrama de cuerpo libre.....	66
5.6.5.2. Diámetros de los ejes.....	67
5.6.6. Cuña.....	68
5.6.6.1. Cuñas cuadradas y rectangulares paralelas.....	68
5.6.6.2. Selección e instalación de cuñas y cuñeros.....	70
5.6.7. Transmisión de potencia.....	72
5.6.7.1. Diseño del transmisor de potencia por cadena.....	73
5.6.8. Rodamientos.....	74
5.6.8.1. Cojinetes de empuje para turbo maquinaria.....	75
5.6.8.2. Rodamiento de una hilera de bolas y ranura profunda.....	76
5.6.8.3. Rodamientos de rodillos cónicos.....	77
5.6.8.4. Cálculos para la selección de los cojinetes.....	78
5.6.9. Tornillos sujetadores.....	80
5.6.9.1. Pernos y tornillos de máquina.....	80
5.6.9.2. Tornillos con cabeza para dado.....	80
5.6.9.3. SUJETADORES PRECARGADOS A TENSIÓN.....	81
5.6.9.4. Sujetadores precargados bajo cargas dinámicas.....	81
5.6.9.5. Uniones con junta.....	82
5.6.9.6. Control de precarga.....	83

5.6.9.7. Sujetadores al cortante.....	84
5.6.9.8. Cálculos de diseño.....	85
5.6.10. Carcasa.....	90
5.6.10.1. Características.....	91
5.6.10.2. Cálculos de la carcasa.....	92
5.6.11. Piñón de transmisión.....	94
5.6.11.1. Calculo de diseño del engrane.....	94
5.7. VARIABLES Y SISTEMAS DE UNA TURBINA DE VAPOR.....	95
5.7.1. Entalpia.....	95
5.7.2. Calor Específico.....	95
5.7.3. Calor.....	95
5.7.4. Vapor.....	97
5.7.5. Presión.....	98
5.7.6. Volumen.....	98
5.7.7. Caudal.....	98
5.7.8. Revoluciones por minuto.....	99
5.7.9. Trabajo.....	99
5.8. SISTEMAS DE CONTROL.....	100
5.9. SISTEMAS AUXILIARES.....	102
5.9.1. Motor de arranque.....	102
5.9.2. Mecanismo de arrastre.....	103
5.9.3. Alternador.....	104
6. PLANTEAMIENTO DE HIPÓTESIS.....	106
7. DISEÑO PRELIMINAR.....	112
7.1. SISTEMA DE ADMISIÓN.....	112
7.2. SISTEMA DINÁMICO.....	114
7.3. SISTEMA DE POTENCIA.....	115
7.4. SISTEMA DE ESCAPE.....	116
7.5. SISTEMA ESTRUCTURAL.....	116
7.6. SISTEMA DE CONTROL Y SEGURIDAD.....	118
7.7. PROCEDIMIENTO PARA HACER LOS CÁLCULOS.....	119
7.7.1. Orden operacional.....	119
7.8. DISEÑO Y SIMULACIÓN.....	120
7.8.1. Diseño.....	120
7.8.2. Simulación.....	120
7.8.3. elementos finitos.....	120

8. CÁLCULOS DE DISEÑO.....	122
8.1. PARÁMETROS DE ENTRADA.....	122
8.2. PARÁMETROS DE SALIDA DE LA TURBINA.....	125
8.3. DISEÑO Y CÁLCULO DE TOBERA.....	126
8.4 DISEÑO Y CÁLCULO DE ALABES.....	131
8.4.1 Diagrama de velocidad etapas de acción.....	131
8.4.2. Diagrama de velocidad etapas de reacción.....	135
8.4.3. Numero de álabes por etapa.....	136
8.4.4. Altura del álabe.....	137
8.5. CALCULO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	149
8.6. CALCULO DEL ROTOR O EJE.....	153
8.6.1. Diámetros del eje.....	158
8.7. DISEÑO DE CUÑAS.....	160
8.8. SELECCIÓN DEL LOS COJINETES.....	163
8.9. TORNILLOS SUJETADORES.....	164
8.9.1. Tornillo sujetadores expuestos al cortante.....	171
8.10. CARCASA.....	172
8.11. CALCULO DEL PIÑÓN MOTOR DE ARRANQUE.....	175
8.12. SIMULACIÓN DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN.....	180
9. COSTO DEL PROYECTO.....	181
RECOMENDACIONES.....	185
CONCLUSIONES.....	185
BIBLIOGRAFÍAS.....	187
ANEXOS.....	186

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1 Comparación básica entre las turbinas de acción y de reacción. ....	28
Tabla 2. Exponentes adiabáticos $\gamma$ o $k$ de algunos elementos .....	36
Tabla 3. Cascada de alabes.....	47
Tabla 4. Tamaño de las cuñas en función del diámetro del eje.....	69
Tabla 5. Duración recomendada para rodamientos.....	78
Tabla 6. Factores de carga radial y de empuje para rodamientos de una hilera de bolas y profunda. ....	79
Tabla 7. Especificacion y resistencia métricas para pernos de acero norma ISO .81	81
Tabla 8. Módulo de Young para algunos materiales para juntas.....	83
Tabla 9. Dimensiones principales para roscas de tornillo métrico estándar ISO ...	85
Tabla 10. Parámetros de rigidez para la ecuación 5.80.....	87
Tabla11. Factores de concentración de esfuerzos a la fatiga para pernos.....	88
Tabla 12. Tobera .....	106
Tabla 13. Álabes.....	107
Tabla 14. Cuñas .....	108
Tabla 15. Estructura de acople de la turbina. ....	108
Tabla 16. Carcasa .....	109
Tabla 17 Balanceo.....	109
Tabla 18. Sistemas de arranque.....	110
Tabla 19. Transmisión de potencia.....	110
Tabla 20. Sellos de la carcasa.....	111
Tabla 21. Cámara de vapor .....	113
Tabla 22. Disco de toberas .....	113
Tabla 23. Álabes.....	114
Tabla 24. Disco empaletado .....	114
Tabla 25. Eje.....	115
Tabla 26. Catarina .....	115

Tabla 27. Carcasa .....	116
Tabla 28. Aros .....	117
Tabla 29. Estructura .....	117
Tabla 30. Anclaje .....	118
Tabla 31. Tacómetro.....	118
Tabla 31. Vacuometro .....	119
Tabla 32. Muestra de resultados. ....	140
Tabla 33. Resultados con la teoría del radio medio.....	143
Tabla 34. Resultado de las cascadas de alabes.....	146
Tabla 35 resultados para el perfilado de las etapas de reacción tres y cuatro. ....	149
Tabla 36. Descripción de las catarinas. Anexos .....	151
Tabla 37. Especificaciones del sistema de transmisión.....	152
Tabla 38. Variables que maneja el eje.....	153
Tabla 39. Momentos flexionantes de cada punto del eje.....	159
Tabla 40. Diámetros mínimos del eje.....	160
Tabla 41. Diámetros del eje.....	160
Tabla 42. Dimensiones del perfil de la cuña .....	161
Tabla 43. Longitudes mínimas de las cuñas.....	161
Tabla 44. Fuerza cortante de las cuñas.....	161
Tabla 45. Alturas de la cuerda.....	162
Tabla 46. Profundidad del cuñero en el eje .....	162
Tabla 47. Profundidad del cuñero en el cubo .....	163
Tabla 48. Datos para la selección del rodamiento .....	163
Tabla 49. Factor de seguridad a la fluencia y separación.....	169
Tabla 50. Tabla de tornillos.....	172
Tabla 51. Esfuerzos carcasa .....	174
Tabla 52. Resultado.....	177
Tabla 53. Uso de equipos .....	181
Tabla 54. Servicios técnicos.....	182
Tabla 55. Materiales e insumos .....	182
Tabla 56 Presupuesto final .....	184

## **LISTA DE ANEXOS.**

- ANEXO 1. Análisis Resina Poliéster
- ANEXO 2. Análisis Y Simulación Componentes De La Turbina
- ANEXO 3. Manual De Operación Y Mantenimiento
- ANEXO 4. Manual De Seguridad
- ANEXO 5. Planos
- ANEXO 6. Condiciones De Salida Del Vapor

## RESUMEN

En el presente trabajo de diseño se identifica la turbina de vapor como medio de generación de energía mecánica, es el resultado de la búsqueda de tecnologías para el laboratorio de Termodinámica; consta de cuatro etapas las cuales están equipadas con álabes móviles y fijos que direccionan el flujo para transmitir movimiento rotacional al eje, de esta manera ese movimiento es transmitido a un alternador el cual transforma esa energía mecánica en eléctrica.

Este documento estudia la viabilidad y las especificaciones de una turbina de vapor, su diseño es el reflejo de soluciones a ecuaciones expuestas en bibliografías mencionadas, es hecho de tal forma que sea fácil de fabricar y cuenta con estudios de deformación para saber cómo se comporta en operación.

Su función principal es energizar el laboratorio de térmicas con un voltaje de 120 AC, haciéndolo auto-suficiente.

**Palabras clave:** Turbina, generación de energía, diseño.

## ABSTRACT

In this paper design the steam turbine is identified as a means of generating mechanical energy, is the result of search technologies for lab Thermodynamics; consists of four stages which are equipped with mobile and fixed vanes that direct the flow for transmitting rotational movement to the shaft, so that movement is transmitted to an alternator which transforms this mechanical energy into electricity.

This paper studies the viability and the specifications of a steam turbine, its design is the reflection of solutions to equations given in bibliographies mentioned, is done in a way that is easy to manufacture and has deformation studies for how to behave in operation.

Its main function is to energize the thermal lab with a voltage of 120 AC, making it self-sufficient.

**Keywords:** turbine, power generation, design

## **ALCANCE**

El proyecto fue diseñado para trabajar con presiones inferiores a 1 MPa, y flujos de vapor bajos, por lo tanto alguna modificación de estos parámetros de admisión podrían provocar accidentes o daños en los componentes de la turbina. El proyecto está diseñado para ser fabricado en el torno y la fresa, involucra soldadura y un proceso químico para la elaboración de los álabes.

Este trabajo no hace referencia a la forma de fabricarlo dejando el trabajo al ingeniero encargado.

## LISTA DE SÍMBOLOS

		R	Relación de diseño
a	Vel. del sonido	RPM	Revoluciones por minuto
A	Área.	S	Paso entre álabes
As	Área sometida a esfuerzo	S'n	Resistencia a la fatiga real
C	Distancia entre centros	Sn	Resistencia a la fatiga
Cc	Vel. Critica	t	Altura de boquilla
CL	Coeficiente de resistencia	T	Torque
Cpz	Coeficiente de aumento de presión	Ti	Torsión
Cwt	Velocidad de giro	TV	Turbina de vapor
Cθ	Coeficiente de carga tangencial	U	Tolerancia de balanceo
D	Diámetro de paso, Resistencia	Vb	Velocidad alabe
De	Diámetro exterior	Vr	Velocidad relativa
F	fuerza	W	Trabajo
Fs	Falla por cortante	y	Cont. Adiabática
h	Entalpia	Γ	Circulación
kb	Rigidez	Δ	Alargamiento
Kw	Kilowatt	ρ	Densidad
L	Sustentación	ε	Relación
L	Longitud	μ	Grado de reacción
m	Flujo másico	σ	Esfuerzo, solidez
M	Numero Mach	τ	Esfuerzo cortante
m	modulo		
n	Rendimiento		
N	Número de alabes, dientes		
n	Número de boquillas		
p	Presión		
P	Potencia de diseño		
Pt	Porción de carga		
Q	Calor		
q	Presión dinámica		
r	radio		

## INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia, el hombre se ha visto en la necesidad de diseñar elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos que faciliten su vida cotidiana, incrementando su producción y reduciendo pérdidas, la dependencia de estos elementos demanda una gran cantidad de consumo eléctrico. Es importante conocer uno de los procesos de generación de energía eléctrica que se ejecuta para suplir parte de la demanda.

El laboratorio de térmicas y fluidos de la Universidad Los Libertadores cuenta con dos calderas, las cuales producen vapor sobrecalentado que no está siendo aprovechado de manera adecuada, lo cual limita el uso de las mismas, ya que hacen parte de un circuito de generación eléctrica.

Es preciso proveer a la comunidad estudiantil de Los Libertadores la posibilidad de tener un circuito que genere energía eléctrica, aprovechando el vapor desprendido de las calderas, y de esta manera tengan la capacidad de complementar sus conocimientos teóricos evidenciando un proceso de generación eléctrica en la Universidad Los Libertadores.

Se llegó a la decisión de hacer un esquema general de la turbina, ejecutando cálculos y diseños de cada elemento que la compone; sin embargo, predecir cómo se comporta el material escogido en el período de operación del elemento, es complejo, ya que los componentes resultan ser de muchas geometrías, es vital el uso de software que involucren el desarrollo de elementos finitos. Esta técnica abarca un sinnúmero de soluciones y simula cómo se comporta el material en operación, solucionando un problema de diseño.

Solid Works es un software que involucra diseño y deformación, proponiendo parámetros óptimos y eficaces, reduciendo tiempos y procesos indispensables al momento de crear un componente.

El presente estudio pretende que las personas se involucren con el documento y adquieran conocimientos teóricos y prácticos para que puedan apreciar los principios mecánicos fundamentales que conducen a la ejecución rápida y precisa de todos los componentes. Estos conocimientos resultan actualmente indispensables puesto que sus aplicaciones en la industria son muy utilizadas.

El texto va acompañado de numerosas ilustraciones que facilitan la comprensión de las ecuaciones aportadas y ayudan a resolver posibles dudas, así mismo se intercalan diversas tablas destinadas a agilizar el aprendizaje y a proporcionar datos indispensables. El documento está redactado conforme a la norma NTC 1486.

## **1. SITUACIÓN ACTUAL**

El proyecto cuenta con un minucioso diseño y estudio que da a conocer cada componente de la turbina de vapor, actualmente en Colombia no hay una empresa que fabrique turbinas de vapor, por su gran abastecimiento hidroeléctrico, por esta razón no se encuentra en Colombia una empresa especialmente dedicada a este tipo de máquinas giratorias.

Los planos y diseños estructurales realizados son de gran importancia para la fabricación de los componentes. En caso de que se quiera elaborar cuenta con los precios aproximados de fabricación de cada componente y de sus respectivos materiales.

## **2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA**

El laboratorio de térmicas y fluidos de la Universidad Los Libertadores cuenta con dos calderas, las cuales producen vapor sobrecalentado que no está siendo aprovechado de manera adecuada generando pérdidas de energía del mismo, lo cual hace necesario crear un sistema mecánico que utilice la energía creada por el vapor para evitar desperdicios.

Se tienen la necesidad de brindar a la comunidad estudiantil Los Libertadores la posibilidad de tener un circuito que genere energía eléctrica de vapor completo, para que ellos tengan la capacidad de desarrollar prácticas en la universidad, siendo esto un gran paso para lograr este propósito.

### **3. JUSTIFICACIÓN**

El diseño de una turbina para el laboratorio de térmicas sugiere que el estudiante de la Universidad los Libertadores desarrolle prácticas para comprender el funcionamiento, la forma de controlar el proceso, la seguridad en el manejo y el debido mantenimiento de los equipos térmicos, y saber lo necesario para generar energía autónoma a un recinto.

Al tener una Turbina, la Universidad dispondrá de laboratorios de aprovechamiento de vapor, esto implica tener clases más teórico-prácticas, que serán utilizadas por los estudiantes de ingeniería mecánica, quienes son los encargados de adquirir el conocimiento, lo cual es un importante avance en el campo de Termodinámica y de Diseño mecánico.

## 4. OBJETIVOS

Las metas a corto, mediano y largo plazo a alcanzar con el desarrollo de este estudio son:

### 4.1. GENERAL

Diseñar y simular una turbina de vapor cuatro etapas para el laboratorio de térmicas y fluidos de la Universidad los Libertadores para complementar el aprendizaje.

### 4.2. ESPECÍFICOS

1. Documentar información sobre el tipo ideal de turbina a fabricar.
  - Buscar bibliografías
  - Plantear hipótesis de cuál es la mejor forma para realizar una turbina de vapor.
  
2. Diseñar una turbina que permita generar movimiento rotacional.
  - Diseñar y calcular eje.
  - Diseñar y hacer cálculo estructural de la carcasa.
  - Calcular diseñar y simular alabes.
  - Desarrollar la forma que debe tener la tobera.
  - Crear planos de todos los componentes.
  - Diseñar el sistema dinámico.
  - Diseñar el sistema de transmisión de potencia.
  - Crear manual de seguridad

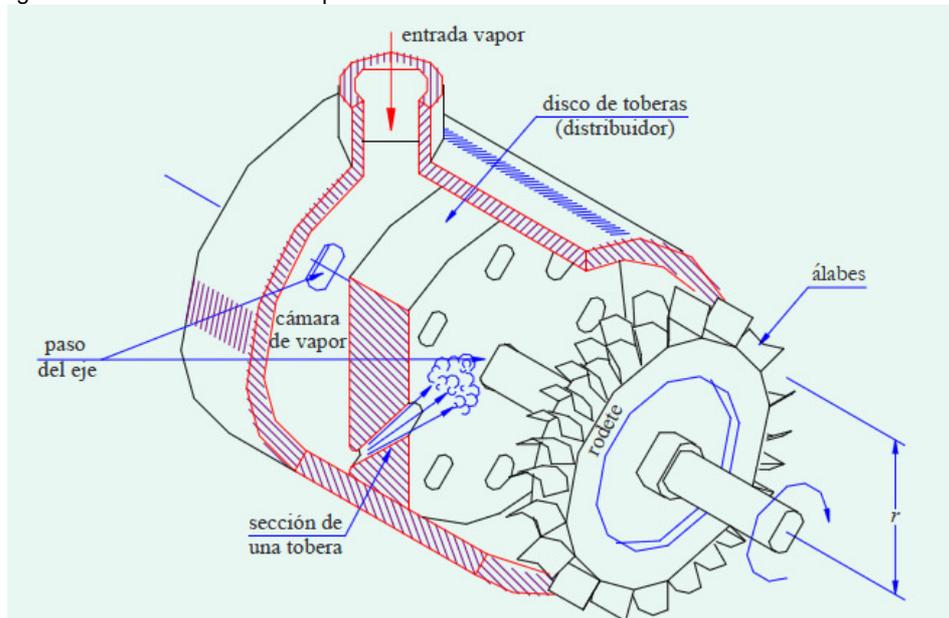
## 5. MARCO TEÓRICO

### 5.1 QUE ES UNA TURBINA DE VAPOR

Es una máquina exotérmica de circuito cerrado en que el vapor de agua producido por una caldera es conducido a gran presión y velocidad sobre unas coronas de álabes fijos y móviles, donde se expande y finalmente se condensa antes de ser reintroducido en la caldera. Los escalonamientos a través de los cuales se expande el vapor pueden ser de acción (la presión a la entrada y a la salida de los álabes permanece constante) o de reacción (la presión a la salida es inferior a la de entrada); generalmente se combinan uno o más de acción y diversos de reacción. Tienen un rendimiento más elevado que las turbinas de gas, pero la relación peso/potencia es muy desfavorable, por lo que solo se aplican en instalaciones fijas, normalmente como planta generadora en las centrales térmicas y como planta motriz en los navíos.

Es una turbo-máquina térmica motora, la cual transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica, este vapor se genera en una caldera, de la que sale en una condición de elevada temperatura y presión. En la turbina se transforma la energía interna del vapor en energía mecánica que por lo general es aprovechada por un generador para producir electricidad.<sup>1</sup>

Figura 1. Sección turbina de vapor



Fuente: INTERNET. <http://www.uco.es/termodinamica/ppt/pdf/termo%206-2.pdf>

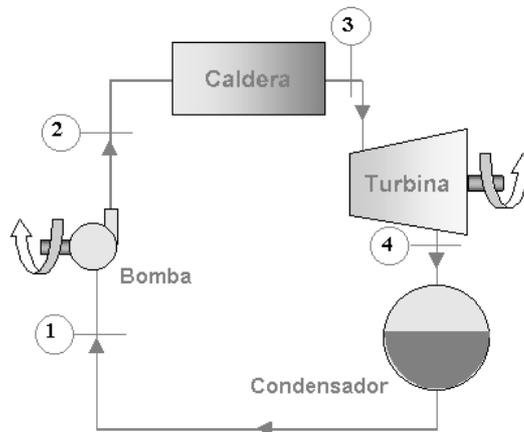
<sup>1</sup> CIRCULO DE LECTORES. Gran enciclopedia ilustrada circulo. Volumen 12. Barcelona, 1984, p. 3962

## 5.2. COMO FUNCIONA UNA TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor (TV) es el motor térmico más grande que se fabrica. Es un motor de combustión externa, y por tanto, los gases de combustión no se mezclan con el fluido de trabajo (generalmente vapor de agua).

El funcionamiento de una turbina de vapor no se puede separar ni concebir sino como un conjunto llamado instalación motriz de vapor, compuesta por la turbina propiamente dicha, un condensador, una bomba y una caldera de generación de vapor (véase figura. 2).

Figura. 2 Esquema del ciclo de una TV



Fuente: Autores

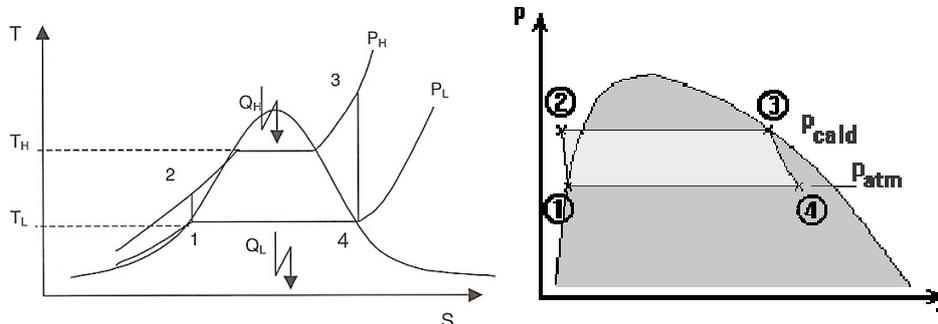
Una breve descripción del ciclo que maneja la (TV) es el Ciclo de Rankine. Este ciclo empieza cuando de la caldera sale vapor seco o sobrecalentado a una temperatura y una presión la cual es entregada a la turbina, (Véase figura 3).

Si se quiere una temperatura de entrada a la turbina alta con un título elevado a su salida, la presión de entrada a la turbina no puede ser muy alta si a la vez se quiere una presión baja de salida de la turbina, a no ser que se utilice un recalentamiento intermedio.

En el ciclo de Rankine, tanto el ideal como el real, la expansión del vapor en la turbina se efectuaba en la zona difásica, donde la presencia de dos fases hace que las densidades de cada una sean muy diferentes. Esto provoca un rendimiento isentrópico muy bajo.

Para aumentar dicho rendimiento se realiza un calentamiento desplazando el punto 3 de entrada en la turbina en la zona de vapor recalentado; de esta manera, la expansión del vapor en la turbina se realiza casi en su totalidad en una sola fase, dejando una pequeña parte en la zona difásica que corresponde a las últimas coronas de álabes de turbina.

Figura. 3 Diagrama T-S y P-V del ciclo de Rankine ideal con calentamiento



Fuente: MAQUINAS TÉRMICAS MOTORAS. Instalación de turbinas de vapor 2005, p. 361

En primer lugar el proceso 1-2 el fluido de trabajo sufre una compresión adiabática (sin pérdidas de calor). El trabajo necesario en la compresión se puede expresar como:

$$5.1 \quad W_C = m (h_2 - h_1)$$

A continuación se genera el vapor, en una caldera (proceso 2-3). El primer paso es calentar hasta la temperatura de saturación, para seguir con el proceso de evaporación. Todo ello se realiza a presión constante, y la expresión del calor necesario es:

$$5.2 \quad Q_H = m (h_3 - h_2)$$

Seguidamente se obtiene el trabajo aprovechable (3-4), debido a la expansión adiabática del vapor en la turbina, y que no es más que:

$$5.3 \quad W_T = m (h_3 - h_4)$$

Finalmente, el vapor se condensa (4-1), a presión constante cediendo calor:

$$5.4 \quad Q_L = m (h_1 - h_4)$$

El rendimiento térmico del ciclo teórico no es más que la relación entre el trabajo neto obtenido y el calor cedido. El trabajo neto es el obtenido en la expansión menos el necesario para la compresión, siendo el rendimiento:

$$5.5 \quad \eta_t = \frac{W_{NETO}}{Q_H} = \frac{W_T}{Q_H} = \frac{m(h_3 - h_4)}{m(h_3 - h_2)} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}^2$$

<sup>2</sup>ALVARES Jesús. Maquinas Térmicas Motoras. Instalación de turbinas de vapor. México 2005, p. 360 - 361

La turbina es capaz de convertir la energía térmica del fluido en energía mecánica en el eje de la máquina, ya que el fluido se somete a un ciclo termodinámico. El conjunto motor incorpora una unidad generadora del vapor, que puede ser una caldera, donde se procede a la combustión de algunos de los elementos combustibles posibles (carbón, fuel, gas natural); para la obtención de energía para calentar el agua y obtener el vapor se puede aprovechar directamente cualquier otra forma de energía, como la solar o la geotérmica, sin pasar por alto la energía nuclear. Aparte de la caldera, el motor está formado por una turbina, donde tiene lugar la expansión de los gases y, por tanto, donde se obtiene la potencia útil. También se halla un condensador de vapor y una bomba por la que el fluido (en este punto condensado) adquirirá la presión de la caldera. Aparte encontramos muchos accesorios para el correcto funcionamiento del conjunto motor. Según las múltiples clasificaciones comentadas anteriormente, la turbina es una Turbomáquina térmica (de acción o reacción), usada siempre como motor y normalmente de geometría axial.

El empleo del vapor como fluido de trabajo se debe a su capacidad de recibir y ceder energía (como tantos otros fluidos), pero fundamentalmente porque es abundante y fácil de manejar (con un ciclo de transformación líquido-vapor-líquido dentro de unos valores de temperatura aceptables).

Algunas propiedades características de la turbina de vapor son:

- En una turbina de vapor la potencia unitaria realizable es prácticamente ilimitada, mientras que en otro tipo de motores la potencia que se puede obtener está acotada tecnológicamente, como en el caso de los motores diesel, con un límite aproximado que ronda los 50 MW.
- La potencia específica (potencia por unidad de peso o volumen) es unas diez veces superior que en los motores diesel.
- La fiabilidad ha ido en aumento durante todo el tiempo de evolución, disminuyendo los plazos entre revisiones, al mismo tiempo que se han ido haciendo más compactas y ha aumentado constantemente su potencia específica.
- El precio por KW instalado (incluyendo construcción, instalación, y mantenimiento) disminuye en general al aumentar la potencia de la unidad, resultando más económica la construcción de una gran turbina de vapor que la de varias más pequeñas para suministrar una potencia determinada.<sup>3</sup>

---

<sup>3</sup> MAQUINAS TÉRMICAS MOTORAS. Instalación de turbinas de vapor. México 2005, p. 363 - 364

### **5.3. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR**

Existen muchos criterios de clasificación dentro de las turbinas de vapor, que básicamente son:

#### **5.3.1. Según la dirección que adopta el flujo:**

- TV axiales, que son las más generalizadas, y que se componen de varios pasos o escalonamientos. Dentro de las axiales existen las turbinas de impulso o acción y las turbinas de reacción. En las turbinas de impulso se tiene un primer cuerpo de alta presión, donde se hallan los escalonamientos de velocidad, y en uno o varios cuerpos de baja presión se hallan los escalonamientos de presión.

#### **5.3.2. Según las diferentes aplicaciones del vapor de salida:**

- TV de condensación, en que la presión de salida del vapor es inferior a la presión atmosférica (del orden de 30 a 60 mbar), y éste se descarga a un condensador. Es la turbina más habitual en las centrales termoeléctricas convencionales.
- TV de escape libre, en que la presión de salida del vapor es la atmosférica.
- TV de contrapresión, con presiones de descarga del vapor de algún bar por encima de la presión atmosférica, por tal de aprovecharlo para otros usos. Muy usadas en cogeneración.

#### **5.3.3. Según la velocidad de giro:**

- TV de alta velocidad, utilizadas normalmente para la impulsión de sistemas mecánicos, como son compresores, bombas, entre otras.
- TV de baja velocidad, generalmente destinadas a mover alternadores para la generación de energía eléctrica, y con velocidades desde 1800 a las 3000 revoluciones por minuto.

#### **5.3.4. Según la presión del vapor a la entrada de la turbina:**

- TV de baja presión, con valores hasta los 1 MPa.
- TV de media presión, con presiones desde los 1 hasta los 8,8 MPa.
- TV de alta presión, desde los 8,8 hasta los 22,4 MPa.
- TV de muy alta presión, para valores superiores.

#### **5.3.5. Según la temperatura del vapor a la entrada de la turbina:**

- TV de vapor saturado.
- TV de temperatura media (hasta los 485 °C)

- TV de alta temperatura, con valores desde los 485 hasta los 565°C.
- TV de muy alta temperatura, para valores superiores.

## 5.4. TIPOLOGÍAS DE TURBINAS DE VAPOR

**5.4.1. Turbinas axiales de impulso (acción).** El rotor de la turbina está provisto de álabes, a los que precede una serie de toberas de alimentación tipo convergente, que convierten energía de presión en energía de velocidad, prácticamente sin perder energía, para así tener chorros de vapor de alto poder dinámico que atacan directamente los álabes del rotor y lo hacen girar. En el rotor la presión se mantiene constante y disminuye la velocidad del vapor.

Es muy difícil aprovechar toda la energía cinética de los gases en un solo escalonamiento en la turbina, debido a las altas velocidades de salida en la tobera, que obligarían al rotor a girar a más de 20.000 revoluciones por minuto, y en consecuencia, dado el diámetro de la máquina, se producirían zonas donde la velocidad periférica sería supersónica, condición que debe evitarse. En caso de producirse se tendrían discontinuidades en la presión, la densidad y la temperatura del fluido (onda de choque). Con el escalonamiento se lograrán velocidades de giro mucho más bajas y, por tanto, se reducirán los problemas ocasionados por las vibraciones.

**5.4.2. Turbinas axiales de reacción.** En los estatores el fluido de trabajo se acelera, ganando velocidad a expensas de la presión. En los rotores, los gases ceden energía de velocidad y también de presión. Las velocidades de incidencia del fluido en los álabes son menores que en las turbinas de impulso. Cuando en un mismo eje hallamos turbinas de impulso y de reacción a la vez, el diámetro de los rotores ha de ser mayor en éstas últimas, para mantener la misma velocidad angular. Debido a la progresiva caída de presión, los álabes deben irse haciendo más grandes para lograr acciones equivalentes en los distintos escalonamientos, puesto que los rotores van montados todos sobre el mismo eje.

**5.4.3. Turbinas de vapor radiales.** Las ventajas de las TV radiales sobre las axiales son su gran compacidad y que la carcasa no está sometida a grandes presiones, con lo que se consigue abaratar los costos de construcción, pero su uso es minoritario. Son turbinas en las que el flujo tiene la dirección del radio de la turbina, pudiendo ser su sentido hacia el eje (de flujo centrípeto) o bien hacia la periferia (de flujo centrífugo). Tiene una mejor transferencia de energía, aunque presenta graves problemas con fluidos compresibles. Para el mismo tamaño de máquina permite tener potencias mayores que las de flujo axial, aunque suelen ser turbinas de pequeña potencia comparadas con las axiales, con valores inferiores a los 10000 KW. Al no haber escalonamientos internos, se requerirán 2 o más TV en serie.<sup>4</sup>

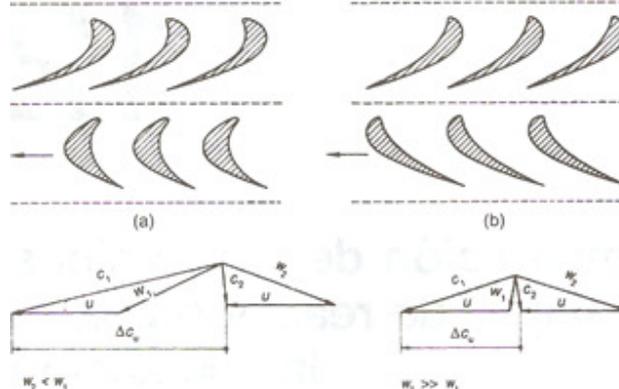
---

<sup>4</sup> MAQUINAS TÉRMICAS MOTORAS. Instalación de turbinas de vapor. México 2005, p. 368 - 369

## 5.5. Comparación de las turbinas de vapor de reacción contra las de acción.

Las turbinas de vapor se han dividido en turbinas de acción y de reacción, con base a los aspectos termodinámicos (Véase figura 4) y en de flujo axial y radial, para denotar la dirección del flujo del vapor; también se clarifican según la construcción del rotor, como turbinas de disco o de tambor, simetría de los alabes, eficiencia, mantenimiento y carcasa. En la tabla 1 se pueden ver las diferencias principales entre los dos diseños.<sup>5</sup>

Figura 4. Principios de operación de las turbinas de vapor a) acción b) reacción



Fuentes: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATING. (Asea Brown-Boveri, Baden, Suiza). 2009. p. 206.

Tabla 1 Comparación básica entre las turbinas de acción y de reacción.

Característica	Turbina de acción	Turbina de reacción
Eficiencia	Mejor con coeficientes volumétricos pequeños, más mala con coeficientes volumétricos medianos y grandes	Mejor con coeficientes volumétricos medianos y grandes
Rotor	Construcción de disco	Construcción de tambor
Empaletado (Fig. 12.2)	Unas cuantas etapas, amplias en la dirección axial Álabes fijos montados en diafragmas Álabes móviles en el disco del rotor	Más etapas, angostas en la dirección axial Álabes fijos montados en la carcasa o en un portador Álabes móviles en el tambor
Mantenimiento	Transcurre un tiempo más largo entre reacondicionamientos importantes	Tiempo transcurrido un tanto más corto entre reacondicionamientos importantes

Fuentes: STEAM TURBINES DESING, APPLICATIONS AND RE RATHING. (Asea Brown-Boveri, Baden, Suiza). 2009. p. 208

<sup>5</sup> HEINZ P. Bloch. Steam Turbines Desing, Applications And Re-Rathing. 2009. p. 205 – 206.

**5.5.1. Según el diseño del rotor.** La construcción y el comportamiento del rotor son vitales en la determinación de si una turbina se comporta en forma apropiada. Las diferencias en los dos tipos de máquinas se pueden resumir como sigue:

**5.5.1.1 Tipo acción.** Fabricados y diseñados con las siguientes especificaciones.

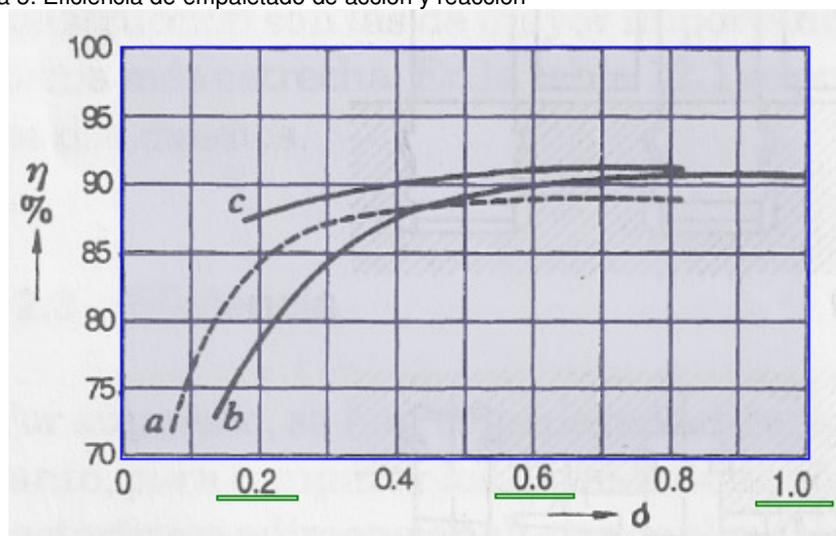
- Los rotores se componen de discos, hechos en general a partir de una pieza maciza.
- Desde el punto de vista de la vibración, los discos son estructuras independientes y se debe considerar su comportamiento en el diseño. En servicio, las vibraciones de estos discos se superponen a la vibración del rotor. Esto puede dar por resultado un patrón complejo de vibración.
- Los defectos del material pueden exigir que se deseche el rotor completo.
- Con los rotores de disco de diámetro relativamente pequeño, los cambios rápidos en la temperatura, por ejemplo en el arranque, vienen acompañados de una mayor tendencia a la distorsión.
- La masa principal del rotor se encuentra en su centro. Dado que los álabes se fijan en el exterior de los delgados discos, cuando se balancea, un rotor de este tipo es un tanto más sensible a la distribución uniforme de la masa de los álabes que un rotor de reacción.

**5.5.1.2. Tipo reacción.** Cuyas especificaciones son:

- Los rotores se producen en la forma de un tambor maquinado a partir de una pieza maciza o compuesta por forjas separadas. Desde 1930, los rotores de todas las turbinas medianas o grandes, producidos por lo menos por un fabricante importante, han consistido en secciones soldadas entre sí. Se ha informado de las ventajas de esta construcción y, en gran parte, están relacionadas con la fabricación.
- El rotor se puede tratar térmicamente en forma uniforme; por tanto, en todo él se pueden lograr excelentes propiedades de resistencia.
- El rotor se puede sujetar a pruebas con mucha facilidad.
- En el caso de rechazos, las secciones se pueden reemplazar con facilidad y rapidez.
- En el rotor se distribuyen los esfuerzos en forma pareja.
- Si el rotor de una turbina de reacción se produce a partir de una pieza maciza, se presenta la misma situación del rotor del tipo de acción, en el caso de defectos en el material.

**5.5.2. Eficiencia.** Se han considerado diversos factores al calcular la eficiencia. Por lo tanto, para comparar los diseños de acción y de reacción, resulta útil tomar una característica a dimensional, siendo el más adecuado el coeficiente volumétrico ( $\rho$ ). Éste se define en la figura 4.1, en la cual se muestran las eficiencias de los dos tipos.

Figura 5. Eficiencia de empaletado de acción y reacción



Fuente: Comparación de la eficiencia  $\eta$  del empaletado de acción y de reacción: a = empaletado de acción; b = empaletado de reacción con sellado en las puntas; c = empaletado de reacción con aro de refuerzo;  $(r_0)$  = coeficiente volumétrico =  $V/r^2 u$ ,  $V$  = volumen del flujo;  $r$  = radio (centro del paso de los álabes);  $u$  = velocidad de rotación (en r.) Tomado de. (Asea Brown-Boveri, Badén, Suiza)

Si en primer lugar se compara el empaletado de acción (curva a) con el de reacción, (curva b) se llega a la relación expresada en la tabla 1. También, a partir de la figura 4.1, se puede ver que, con la turbina de reacción, es posible tener una mejora apreciable en la eficiencia, en especial con bajos coeficientes volumétricos, al usar aros de refuerzo (curva c).

Sobre bases económicas, esta técnica se ha convertido en una práctica estándar para las turbinas de estaciones generadoras, por encima de cierta capacidad.

También se debe juzgar, a partir de las circunstancias económicas de cada caso, si se obtiene alguna ventaja en usar también aros de refuerzo para las transmisiones mecánicas. El costo y la experiencia con velocidad variable son aspectos posibles. Para hallar la eficiencia global de la turbina de reacción, también se deben tomar en cuenta las pérdidas debidas al émbolo compensador de empuje.

**5.5.3. Velocidad crítica.** Precisamente tan básica como la cuestión de cuál es la clase de turbina más adecuada, es la cuestión de si la velocidad del rotor debe encontrarse por arriba o por debajo del valor crítico. Los dos tipos han construido en forma sub crítica y supercrítica y no se puede manifestar lógicamente una clara preferencia por uno o por el otro. La elección depende, entre otros factores, de la tradición de diseño del fabricante y de la configuración óptima de la máquina.

En relación con las turbinas para impulsar bombas y compresores, el tema hasta cierto punto recibe la influencia de la práctica pasada, ya que los rotores para

capacidades con bajo gasto de vapor se pueden hacer sub críticos sin serios inconvenientes. Sin embargo, los rotores sub críticos más grandes pueden conducir a un diseño que podría resultar bastante impráctico. Todas las turbinas de las grandes estaciones generadoras de electricidad, por ejemplo en el rango de 100 a 1000 MW, funcionan a velocidad supercrítica. Asimismo, el conocimiento en este campo ha llegado ahora tan lejos que ya no basta con diseñar para cojinetes rígidos, sin tomar en consideración las rigideces de la película de aceite, del cojinete y de la cimentación.

Al comparar los dos tipos de máquinas, se puede suponer que el castigo en la eficiencia con la operación sub crítica es mayor en el caso de la turbina de acción. La razón de este hecho es que al aumentar la velocidad crítica del rotor, tienen que agrandarse los diámetros de los cubos, con lo cual se aumentan mucho las pérdidas por fugas, que de lo contrario sería un punto en favor de la construcción de acción.

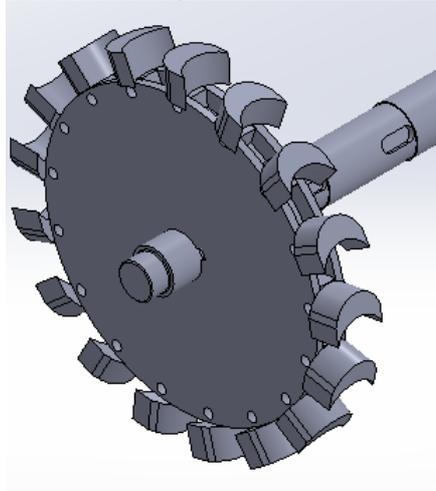
Además, los siguientes requisitos son esenciales para la operación confiable de cualquier rotor:

- Diseño apropiado del rotor y de los cojinetes.
- Selección correcta del tipo de cojinete.
- Balanceo excelente.

**5.5.4. Empaletado.** (Ver figura 6) Aparte de rotor, el empaletado de las turbinas de acción de reacción muestran las diferencias más marcadas. Por su naturaleza, la máquina de reacción requiere del 75 al 85% más etapas que una de acción, para la misma caída térmica. A pesar de esto, las carcassas de los dos tipos tienen aproximadamente la misma longitud, debido que una sola etapa de reacción es mucho más corta en la dirección axial que una etapa de acción, en donde los álabes móviles y el espacio entre los mismos abarcan más longitud.

El hecho de que se tengan menos etapas a menudo conduce a la visión errónea de que con base en fundamentos de resistencia o por razones de operación, la etapa de reacción no puede soportar esfuerzos tan severos y, por consiguiente, se necesitan más etapas. Este no es el caso en lo absoluto; el número de etapas es regido por diferencias termodinámicas.

Figura 6 Empaquetado de una turbina de vapor



Fuente: Autores

## 5.6. QUE ELEMENTOS COMPONEN LA TURBINA

La turbina de vapor está constituida por:

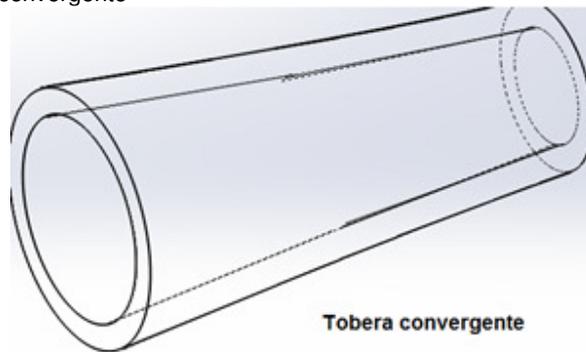
- Rotor, es una de las partes con más sollicitación térmica y mecánica. Puede construirse mediante unión soldada o por forja de un único bloque. La energía desatada por el vapor en la turbina se transforma en energía mecánica en este elemento, puesto que la turbina está fraccionada en escalonamientos, el rotor está constituido por una serie de coronas de álabes, uno por cada escalonamiento de la turbina.
- Los álabes, que son la parte de la turbina encargada de transformar la energía de presión en momento de torsión sobre el eje. La longitud de los álabes y el diámetro del escalonamiento han de aumentar progresivamente a lo largo de la turbina, porque el volumen específico del vapor aumenta.
- Cuerpo del rotor, que es el portador de los álabes móviles de la turbina.
- Carcasa, que ha de estar diseñada para soportar las reacciones de las toberas y los álabes estacionarios.
- Accionados del rotor, que es el dispositivo de arranque de la turbina.
- Estator, que está formado por los álabes fijos.
- Transmisor de potencia
- Caja de presurización

La turbina de vapor como elemento del ciclo es donde se transforma la energía que lleva el fluido en energía mecánica en el eje de salida de la turbina. Cada turbina presenta geometrías distintas (orientación de los álabes fijos o móviles, secciones de tobera, escalonamientos, entre otros) en función de las propiedades del vapor en la entrada de esta.

**5.6.1. Tobera.** Suponiendo que el flujo del vapor que desprende la caldera tiene presión y velocidad, se hace necesario emplear un conducto arbitrario que aumentara o disminuirla su velocidad, suponiendo que el flujo es adiabático, lo que significa que no intercambia calor en dicho conducto.

La tobera es un conducto en el que la sección transversal varía suavemente y donde un flujo compresible estacionario puede acelerarse mediante una caída de presión a lo largo del conducto, haciendo uso de la energía cinética del fluido (figura 7).

Figura 7. Tobera convergente



Fuente: Autores

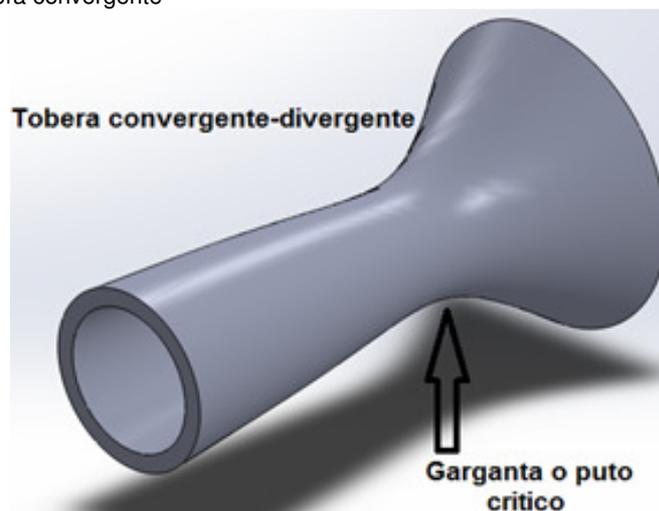
**5.6.1.2. Tipos de toberas.** Existen dos tipos de toberas las cuales son: tobera convergente y tobera convergente-divergente, la tobera convergente o no ampliada se diseña conforme no hallan condiciones críticas de salida,  $p_1=p_c$  de esta forma el gasto trasegado, es máximo.

Las toberas convergentes (figura 6) se usan en las turbinas para simultáneamente acelerar la corriente y deflactarla tangencialmente, atacando con ella los álabes del rotor. También se usan asimismo para acelerar la corriente a la salida de los turborreactores y lograr con ello un empuje propulsor, pues el flujo tras la turbina es siempre subsónico; algunas aplicaciones típicas son los sopladores, inyectores, eyectores, atomizadores, Limpiadores, cambiadores de calor, entre otros.

Si el flujo incidente es subsónico, una reducción de área provoca un aumento de velocidad, con el límite de la velocidad del sonido en el área mínima, en cuyo caso se dice que la tobera está bloqueada o en condiciones críticas, mientras que si en la garganta el flujo es subsónico el caudal másico también depende de la presión a la que descarga la tobera. Si se desea aumentar aún más la velocidad es necesario recurrir a un aumento del área a partir de la sección donde se alcance la velocidad del sonido. Este tipo de tobera convergente/divergente se conoce como tobera de De Laval (figura 8), en honor Gustav de Laval quien estudió el flujo

supersónico en toberas y resolvió el problema de aceleración máxima dentro de la tobera llegando al diseño de toberas con sección convergente-divergente en las que se logra un flujo sónico  $M = 1$  en la garganta para posteriormente expandir la tobera y lograr flujos supersónicos  $M > 1$ .

Figura 8. Tobera convergente



Fuente: Autores

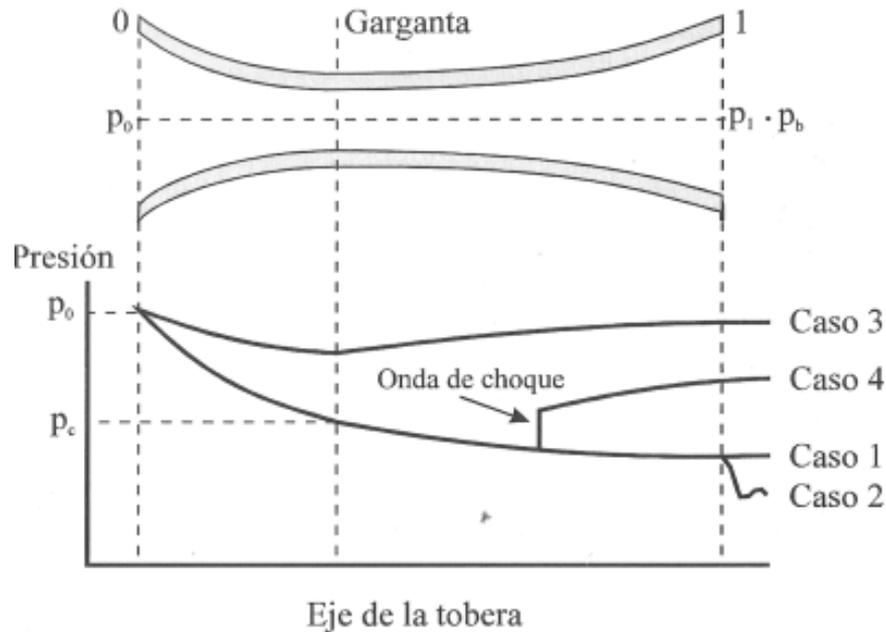
Se usan toberas convergentes/divergentes para lograr extraer un mayor trabajo por ser mayor la cantidad de movimiento impartida a la corriente. Sin embargo, estas turbinas supersónicas están aquejadas de mayores pérdidas a consecuencia de elevadas velocidades relativas.

Estas toberas deben tener una expansión adecuada para evitar la generación de ondas de choque.

Si esta tobera funciona en su punto de diseño, en la garganta se darán condiciones críticas, es decir número de Mach = 1, y por tanto si se desea seguir expandiendo el fluido, la sección transversal de la tobera deberá aumentar a partir de este punto. En la figura 9 se han representado funcionamientos diversos de estas toberas.

Caso I. En este caso, la presión del recinto donde descarga la tobera, o contrapresión,  $p_b$  ha de ser igual a la presión de salida  $p_1$ ; en la figura 9 se observa cómo afecta la contrapresión existente sobre el funcionamiento de la tobera, si la contrapresión es menor que la presión de salida de diseño, la expansión en el interior de la tobera no sufre ninguna variación y la expansión del fluido desde  $p_1$  a  $p_b$  se produce fuera de la misma. Esta condición se corresponde con el Caso 2 de la figura 9.

Figura 9. Tobera convergente-divergente



Fuente: INGENIERÍA TÉRMICA. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA. Valencia, 2004, p. 117

Si la contrapresión es elevada, el gasto másico se ve reducido y no llegan a producirse condiciones críticas en la garganta de la tobera. Como el número de Mach es menor que la unidad y la sección de la tobera comienzan a aumentar, nos encontramos que la tobera está funcionando como un difusor. Es decir se comprime el fluido y aumenta su presión para cumplir que la presión en la sección de salida coincida con la contrapresión, (Caso 3 en la figura 9), la tobera trabaja como un tubo de Venturi. En la parte convergente de la tobera el fluido se expande (se acelera), mientras que en la parte divergente se comprime (se decelera).

Si la contrapresión es mayor que la presión de salida de diseño pero suficientemente baja como para que se den condiciones críticas en la garganta (Caso 4), el fluido seguirá expandiéndose al principio de la parte divergente. Sin embargo la contrapresión es mayor que la presión de salida de diseño y es imposible seguir expandiendo el fluido. Al flujo le es imposible seguir satisfaciendo a la vez la ecuación de continuidad, la ley de conservación de la energía y las condiciones de proceso isentrópico. La presión irá aumentando de forma que la salida coincida con la contrapresión impuesta por el ambiente.

La aplicación de toberas convergente/divergente pueden verse en cohete por la posibilidad de que la presión en la cámara sea superior a la que causa el bloqueo; lo cual hace que al desplazarse un fluido, aumenta la velocidad y la presión disminuye consiguiéndose una expansión.

**5.6.1.3. Cálculos para una tobera convergente.** Para fabricar una tobera convergente es necesario conocer la presión crítica máxima que podrá soportar la tobera, esta presión es necesaria para no exceder sus limitantes y para que el flujo másico entregado por la caldera pase sin ningún problema.

$$5.6 \quad P_c = P_i \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Donde  $P_i$  es la presión de entrada, ( $\gamma$ ) es la constante adiabática del vapor, hallado en la tabla 2

Tabla 2. Exponentes adiabáticos  $\gamma$  o  $k$  de algunos elementos

Gas	M Kg Kmol (o bien, lb lbmol)	$c_p$ Kcal Kg-°K (o bien, Btu/ lb-°R)	$c_v$ Kcal Kg-°K (o bien, Btu/ lb-°R)	$k =$ $c_p/c_v$	$R$		$R/J$ Kcal Kg-°K (o bien, Btu lb-°R)	
					$c_p$ Kcal Kmol- °K (o bien, Btu/ lbmol- °R)			
						Kgm Kg-°K		pie-lb lb-°R
Argón (A) (b)	39.95	0.1244	0.0747	1.666	4.97	21.22	38.68	0.04971
Helio (He) (b)	4.003	1.241	0.745	1.666	4.97	211.82	386.04	0.4961
Mercurio (Hg) (b)	200.61	0.0248	0.0148	1.666	4.97	4.227	7.703	0.0099
Neón (Ne) (b)	20.183	0.246	0.1476	1.666	4.97	42.014	76.57	0.0984
Xenón (Xe) (b)	131.30	0.0378	0.0227	1.666	4.97	6.458	11.77	0.0151
Aire (a)	28.970	0.24	0.1714	1.4	6.953	29.269	53.342	0.06855
Monóxido de carbono (CO)	28.01	0.2487	0.1778	1.399	6.965	30.268	55.170	0.0709
Cloro (Cl <sub>2</sub> )	70.914	0.1144	0.0864	1.324	8.11	11.957	21.791	0.02800
Flúor (F <sub>2</sub> )	38.00	0.197	0.1447	1.36	7.487	22.32	40.67	0.05226
Hidrógeno (H <sub>2</sub> )	2.016	3.419	2.434	1.40	6.892	420.60	766.54	0.98507
Hidroxilo (OH)	17.008	0.421	0.3031	1.383	7.167	49.854	90.858	0.11676
Oxido nítrico (NO)	30.008	0.2378	0.1716	1.386	7.137	28.256	51.497	0.06618
Nitrógeno (N <sub>2</sub> )	28.016	0.2484	0.1775	1.399	6.960	30.265	55.158	0.07088
Oxígeno (O <sub>2</sub> )	32	0.2194	0.1573	1.395	7.020	26.497	48.291	0.06206
Bióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	44.010	0.2016	0.1565	1.288	8.874	19.26	35.11	0.04512
Acido sulfhídrico (H <sub>2</sub> S)	34.086	0.2397	0.1799	1.321	8.172	24.87	45.33	0.05826
Bióxido de nitrógeno (NO <sub>2</sub> )	46.008	0.1921	0.1489	1.29	8.837	18.43	33.59	0.0432
Oxido nitroso (N <sub>2</sub> O)	44.016	0.2097	0.1646	1.274	9.23	19.26	35.11	0.04512
Ozono (O <sub>3</sub> )	48	0.1954	0.154	1.269	9.378	17.67	32.194	0.0414
Bióxido de azufre (SO <sub>2</sub> )	64.07	0.1487	0.1177	1.263	9.53	13.23	24.12	0.03100
Vapor de agua (H <sub>2</sub> O)	18.016	0.4454	0.3352	1.329	8.025	47.06	85.77	0.11023
Acetileno (C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> )	26.036	0.4048	0.3285	1.232	10.539	32.57	59.35	0.07627

Fuente: TERMODINÁMICA. Virgil Moring Faires.1982, p. 729.

Para saber la velocidad a la cual el vapor sale es necesario calcular el número Mach con la fórmula 5.7

$$5.7 \quad M = \frac{C_c}{a}$$

Dónde: M = Número de mach (a dimensional)  
 $C_c$  = Velocidad crítica de la garganta  
 $a$  = Velocidad del sonido en el medio transportado (vapor)

Donde (a) se calcula con la fórmula 5.8.

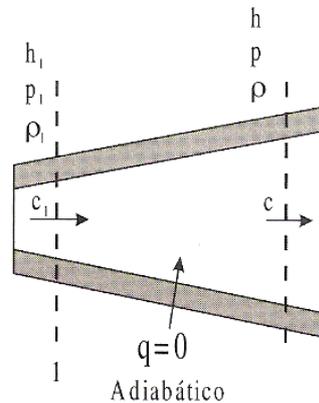
$$5.8 \quad a = \sqrt{\gamma * p * v}$$

Y la velocidad crítica se calcula con la ecuación 5.9.

$$5.9 \quad Cc = 91.5 * \sqrt{(h0 - h2)} \left[ \frac{m}{s} \right]; \text{ O, } Cc = 223.8 * \sqrt{(h0 - h2)} \left[ \frac{ft}{s} \right]$$

Donde h son las entalpias halladas en tablas de vapor sobrecalentado con presión inicial y presión crítica. La figura 10 aclara estas variables.

Figura 10 Conducto arbitrario con flujo adiabático



Fuente: INGENIERÍA TÉRMICA. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA. Valencia, 2004, p. 106

Se encuentran tres casos en función del número de Mach:

- $M < 1$ . Se dice que el flujo es subsónico. Por tanto, si el flujo es subsónico, el área transversal del conducto debe ir disminuyendo si se desea expandir el fluido, dando lugar a una tobera convergente.
- $M = 1$ . Denominado flujo transónico. es decir, que la sección del conducto alcanza un mínimo cuando  $M \sim 1$ . A esta sección mínima se la denomina garganta de la tobera.
- $M > 1$ . El flujo es supersónico. Esto significa que en zonas donde el flujo sea supersónico, se debe aumentar el área transversal de la tobera para continuar su expansión, llamándose entonces zona divergente de la tobera.<sup>6</sup>

El área de la sección transversal de la tobera se calcula con la ecuación de continuidad 5.10.

$$5.10 \quad \dot{m} = \rho * c * A$$

<sup>6</sup> TORREGROSA Huguet Antonio. Ingeniería Térmica. Fundamentos de Termodinámica. Valencia, 2004, p. 111

Dependiendo de la configuración geométrica se reemplaza el área aquí expuesta.

## Conclusión

Idealmente las transformaciones del fluido en una tobera cumplirían las siguientes condiciones:

- Son adiabáticas (no hay una transmisión de calor del fluido a la tobera o al exterior).
- Son isoentrópica (se trataría de un proceso reversible, sin pérdidas).
- El caudal de fluido que se desplaza a lo largo de la tobera permanecerá constante todo a lo largo de la misma.<sup>7</sup>

**5.6.2. Álaves.** Los álaves son configuraciones geométricas en forma de pala que constituyen la corona o el rodete de una turbina, se pueden clasificar en álaves guía o estacionarios que al desviar el fluido transforman la energía de presión en energía cinética, y álaves de rodete cuya función es transformar la energía cinética en energía mecánica.

Casi todo el empaletado que se usa en las turbinas modernas de vapor de transmisión mecánica es de construcción del tipo de estirado o de fresado. Los álaves estirados se maquinan a partir de piezas extruidas con perfil aerodinámico del material por labrar. (Ver figura 11.A); y los álaves fresados se maquinan a partir de una pieza rectangular del material por labrar en barra. (Ver figura 11.C).

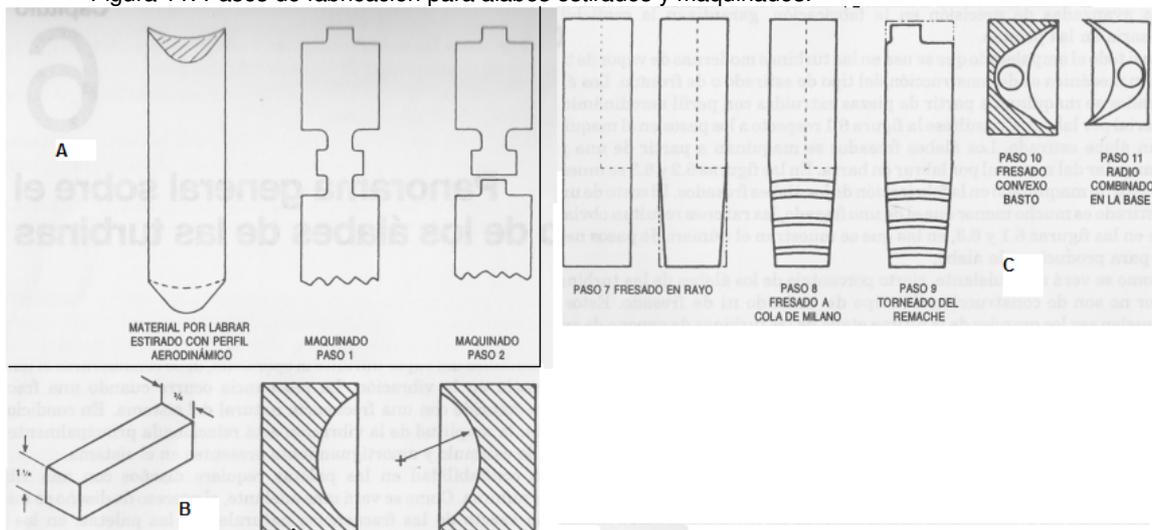
**5.6.2.1 Materiales sugeridos para la fabricación de álaves.** Entre los diferentes materiales que suelen usarse para el empaletado se encuentran el acero inoxidable 403, el acero inoxidable 422, así como aleación de titanio. En esencia, el acero inoxidable 403 es el material estándar en la industria para los álaves y, probablemente, en las turbinas de vapor de acción se encuentra en más del 90% de todas las etapas. Se usa debido a su alta resistencia en el punto de fluencia, límite de aguante, ductilidad, tenacidad, resistencia a la erosión y a la corrosión, y amortiguamiento. Se usa dentro de un rango de dureza Brinell de 207 a 248, para maximizar su amortiguamiento y resistencia a la corrosión.

El acero inoxidable 422 sólo se aplica en las etapas de alta temperatura (entre 700 y 900°F, o sea, 371 y 482°C), en donde se necesitan sus resistencias más elevadas en el punto de fluencia, de aguante, al escurrimiento plástico y a la ruptura. Otro material para álaves es el titanio, su alta resistencia, baja densidad y buena resistencia a la erosión lo hacen buen candidato para empaletado de etapas de alta velocidad o de larga duración.

---

<sup>7</sup> FAIRES Moring Virgil. Termodinámica. Turbinas. México. 1982, p. 450 – 483.

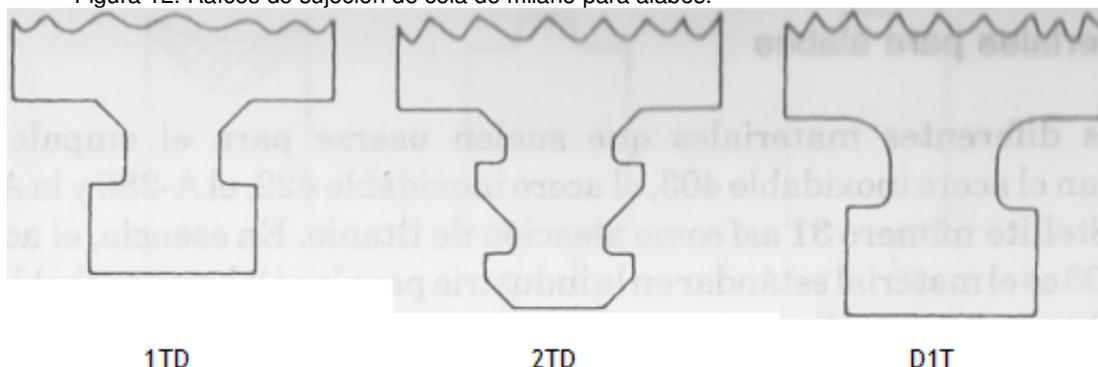
Figura 11. Pasos de fabricación para álabes estirados y maquinados.



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATING. (Dresser Rand Company, N.Y.) 2009. p 96

**5.6.2.2. Raíces de sujeción de los álabes.** La raíz estándar de sujeción usada en la mayor parte de las configuraciones de álabes se conoce comúnmente como raíz o cola de milano (figura 12).

Figura 12. Raíces de sujeción de cola de milano para álabes.



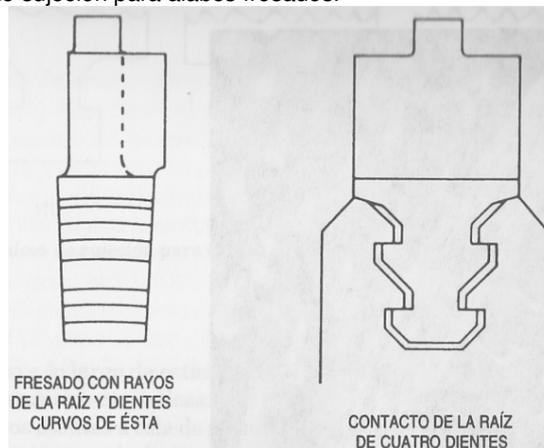
Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATING. (Dresser-Rand Company, N.Y.) 2009. p. 98.

Deben mencionarse algunas de las características especiales de diseño de los álabes fresados. Los dientes de la raíz de los álabes fresados se maquinan con un radio que se acople con el diámetro de la ranura y para asegurar el contacto pleno del diente a lo largo de su longitud de paso. A los lados cóncavo (frontal) y convexo (posterior) de la raíz se les da fresado de rayo formando un ángulo que dé un contacto pleno a lo largo de estas caras al ensamblar los álabes. En la figura 13, se ilustran estas características.

También, los dientes a cola de milano de los álabes fresados se maquinan para ajustarse a la ranura de la rueda en la que se ensamblarán. Esto se realiza maquinando paletas tentativas hasta que se ajustan los cortadores de la cola de milano adecuadamente para dar el contacto de cuatro dientes entre la raíz y los dientes de la ranura.

Algunos fabricantes usan un aro de refuerzo remachado, como construcción estándar, tanto para los álabes estirados como para los fresados. La finalidad del aro de refuerzo es ayudar a reducir las fugas del flujo de vapor así como a reducir los esfuerzos vibratorios sobre los álabes. El material para el aro es el mismo que el usado para los álabes. Por lo general, los aros de refuerzo se ensamblan en paquetes de cinco o seis álabes.

Figura 13. Raíces de sujeción para álabes fresados.



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATING. (Dresser-Rand Company, N.Y.). 2009. p. 100

**5.6.2.3. Alabes guía para turbinas de reacción.** Resulta razonable suponer que el empaquetado de acción y el de reacción no son muy diferentes. En la mayor parte de las turbinas de reacción, se construyen los alabes de guía (álabes estacionarios) a partir de perfiles extruidos.

Los álabes de guía y los del rotor suelen tener un perfil idéntico. Este perfil se agranda en un factor constante, de modo que se crea un rango de perfiles de álabes geoméricamente semejantes. En esencia, de este modo se crean cascadas de álabes geoméricamente semejantes para todos los tamaños de perfiles.

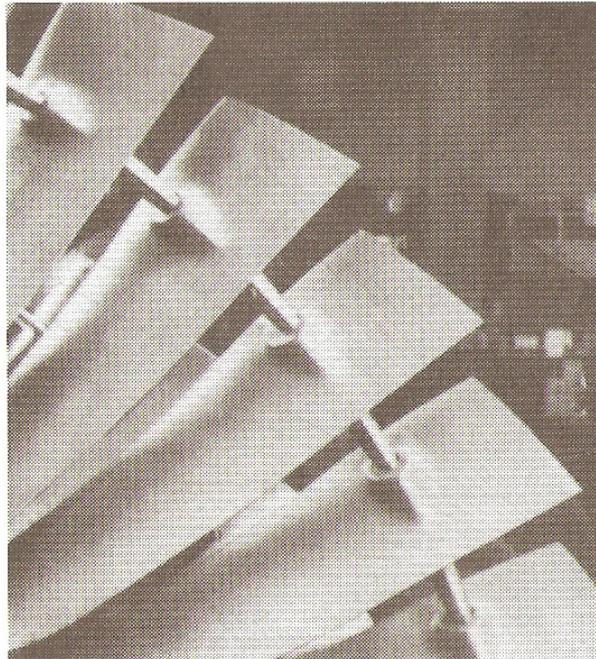
Se aplican con amplitud técnicas de cálculo y diseño computarizados tanto para las características mecánicas como termodinámicas de las etapas. Tanto como resulte práctico, se aplica la normalización. Entre las variables de diseño se encuentran la distribución de la caída de entalpia, la altura de los álabes, la longitud de cuerda del perfil y los ángulos escalonados de los perfiles.

**5.6.2.4 Empaquetado de la etapa final de baja presión.** Con las cada vez mayores capacidades nominales de las turbinas, existe una necesidad técnica obvia de incrementar el área de escape de la última etapa de las turbinas de vapor. Una manera de satisfacer este requisito es incrementar la relación punta a cubo de la última etapa; es decir, hacer más largos los álabes de la última etapa. Las relaciones pequeñas de álabe a cuerda, conduce a bajos esfuerzos de flexión por el vapor y, por tanto, a bajos esfuerzos dinámicos en los álabes. Estos se sujetan al rotor por medio de raíces a horcajadas y espigas cónicas.

La velocidad periférica varía en forma considerable entre el cubo y la punta del álabe, de modo que el perfil de la hoja de éste y el ángulo escalonado a lo largo de la altura del álabe siempre deben acoplarse a las direcciones variables del flujo.

No es posible proporcionar un aro de refuerzo a los álabes auto estable de la última etapa debido a su ahusamiento. Por lo tanto, los álabes de la última etapa se interconectan con varillas de enlace con ajuste flojo. Los agujeros ciegos requeridos para estas varillas se maquinan en tetones forjados integralmente, con el fin de minimizar el debilitamiento e impedir una concentración excesiva de esfuerzos en torno al agujero (Figura. 14).

Figura 14. Agujeros formados integralmente para los alabes de baja presión, última etapa.



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATING. (Dresser-Rand Company, N.Y.). 2009. p. 107

Cuando se hacen girar los álabes, la fuerza centrífuga oprime las varillas de enlace contra la pared exterior superior de los agujeros. De este modo, todos los álabes se acoplan en esencia a un solo sistema.

En las turbinas de vapor cuya velocidad varían entre 15000 r/min hasta 300 r/min se usan alabes delgados de etapa cubierta. En general los alabes se producen como una serie de alabes geoméricamente semejantes. Si se selecciona la misma velocidad periférica para todos los tamaños de alabes, las características mecánicas y aerodinámicas también serán las mismas para todos los tamaños de álabes. Los diseños típicos hacen lo posible por lograr varios objetivos:

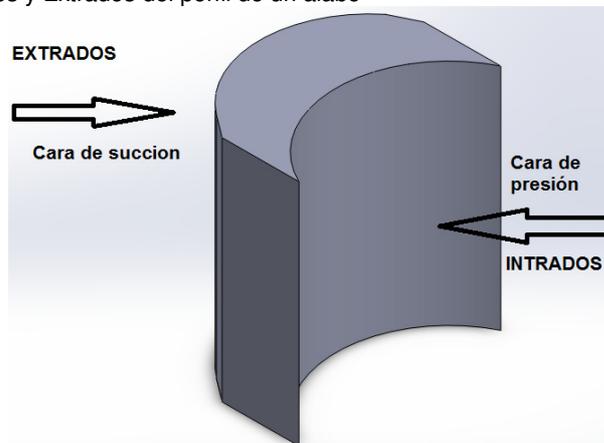
- Todos los esfuerzos producidos por las fuerzas centrífugas y los momentos flexionantes producidos por el vapor en el álabe y la raíz tengan la misma magnitud para todos los tamaños de álabes.
- La relación de la frecuencia natural del álabe a la frecuencia máxima de rotación sea idéntica para todos los tamaños de álabes.
- Al ser las condiciones del vapor iguales antes y después de la corona de álabes, las velocidades del flujo para todos los puntos del área de éste sean las mismas para todos los tamaños de álabes. De donde, los números de Mach también sean los mismos.<sup>8</sup>

**5.6.2.5. Corona o Hilera De Álabes.** El método más empleado para reflectar la corriente es haciendo uso de un conjunto de esbeltos en el sentido de la corriente, dispuestos alrededor del eje y usualmente de forma simétrica y equidistante en el sentido tangencial y en forma de corona. Por ello se denominan corona de alabes o rodete de alabes. Los componentes de alabes o paletas están expuestos a fuerzas tangenciales y una resultante de fuerzas sobre la distancia al eje. Esta resultante es mayoritariamente debida a la diferencia de presión entre las caras del álabe, por lo que existirá una cara de succión o depresión y una cara de sobrepresión en el álabe. La cara de succión es denominada extradós o espalda del perfil del alabe, y la cara de presión, que es la que empuja el fluido, es denominada intradós. Ver figura 15.

---

<sup>8</sup> HEINZ P. Bloch. Steam Turbines Design, Applications and Re-Rathing. 2009. p. 95 - 110.

Figura 15 Intradós y Extradós del perfil de un álabe



Fuente: Autores

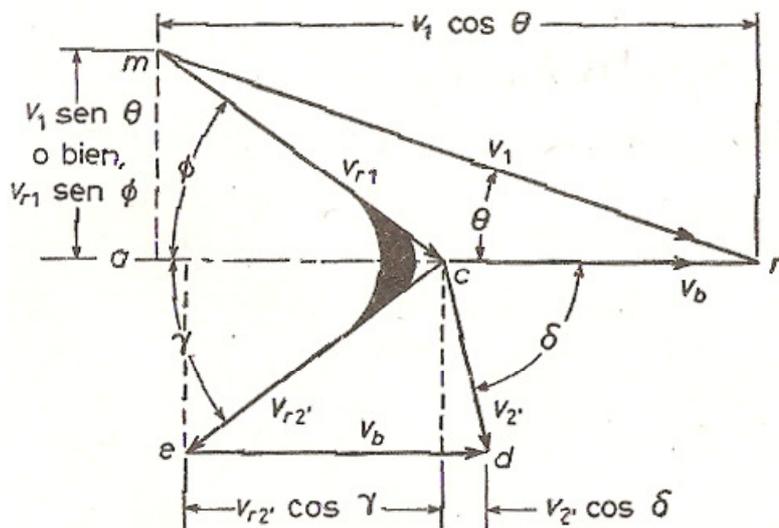
**5.6.2.5. Calculo de álaves.** Para el diseño de álaves es necesario contar con datos de presión, flujo másico, entalpia, energía cinética, ángulo de descarga y velocidad de salida del vapor por parte de la tobera.

• **Diagrama de velocidad para una turbina de impulso para una sola etapa:**

- La velocidad de la salida de la tobera la llamaremos  $v_1$  la recta c-n de la figura 16, representa el plano de rotación de las paletas. El fluido es dirigido con un ángulo teta, con respecto al plano de rotación, y lo llamamos ángulo de la tobera. Este ángulo esta generalmente entre los 15 y 20 grados. La velocidad tangencial es un punto en  $V_b$  ( $= v_{b/e}$ , la velocidad de la paleta con respecto a la Tierra= earth). Ahora, escogiendo una escala conveniente se traza el vector  $v_1$  del vapor con respecto a la Tierra, réstese vectorialmente  $v_b$  y se hallara  $v_{r1} = mc$ . Como el vector mc representa la dirección del vapor con relación a la paleta, entonces la forma de la paleta a la entrada deberá ser tal que sus superficies sean tangentes a m-c, para que el fluido pueda entrar con un mínimo de turbulencia.

La distribución de las paletas de impulso suelen ser a menudo simétricas, si es así se demuestra que el ángulo  $\phi$  es igual al ángulo  $\gamma$ . (Por lo general este ángulo es de 20 a 30 grados).

Figura 16. Diagrama de velocidades, para una sección de la paleta, en una altura media.



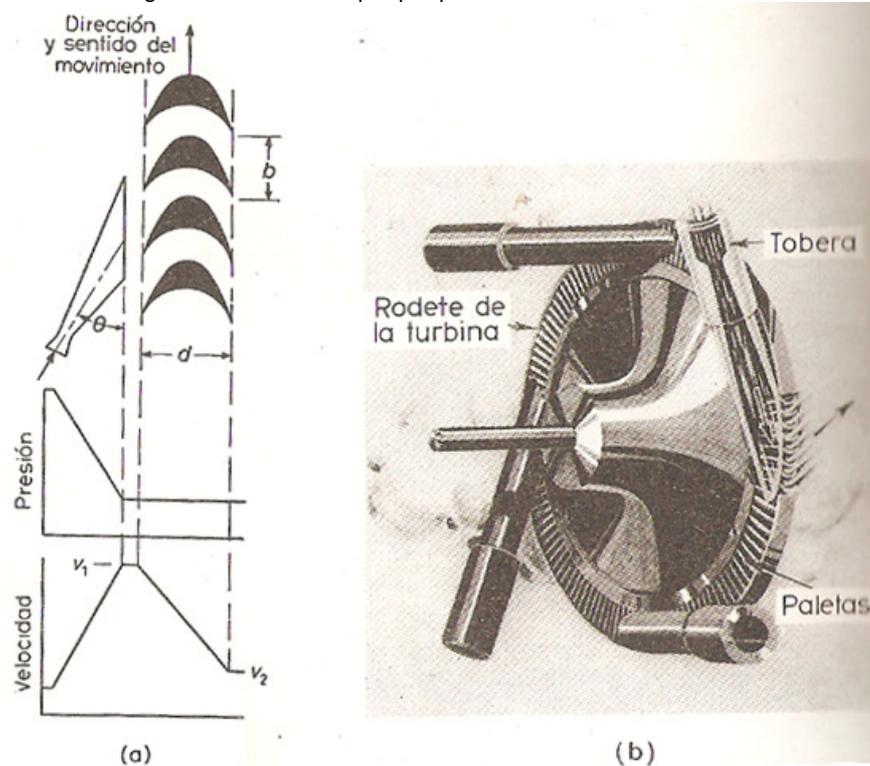
Fuente: TERMODINÁMICA. Virgil Moring Faires.1982, p. 486.

En turbinas térmicas, la elevada deflexión, unido a una elevada solidez y la necesidad de espesores importantes, en algunos casos hace inconveniente el empleo del concepto de perfil cerca de la raíz, especialmente el de perfiles estándar. La aproximación usada es más bien que el canal disponible al flujo sea el adecuado.

No obstante, existen distribuciones de espesor especialmente diseñados para turbinas, los requerimientos del flujo y térmico estructurales en turbinas de vapor son distintos que en turbinas de gas. En las de vapor se tiende a usar escalones de impulso (acción) y grandes deflexiones, pues la relación de expansión a lograr es muy alta y se desea no exagerar el número de escalones. A su favor cuentan con temperaturas más moderadas que en una turbina de gas, por lo que la refrigeración no se usa.

En la figura 17, se observa que la caída de presión tiene lugar en las toberas fijas, la velocidad y la energía cinética disminuyen a medida que pierde energía el fluido en forma de trabajo durante la circulación a través de las paletas.

Figura 17. Etapa de salto de impulso, donde se observa el paso entre los álabes y el ancho de ellos, observamos el ángulo de salida del vapor por parte de la tobera.

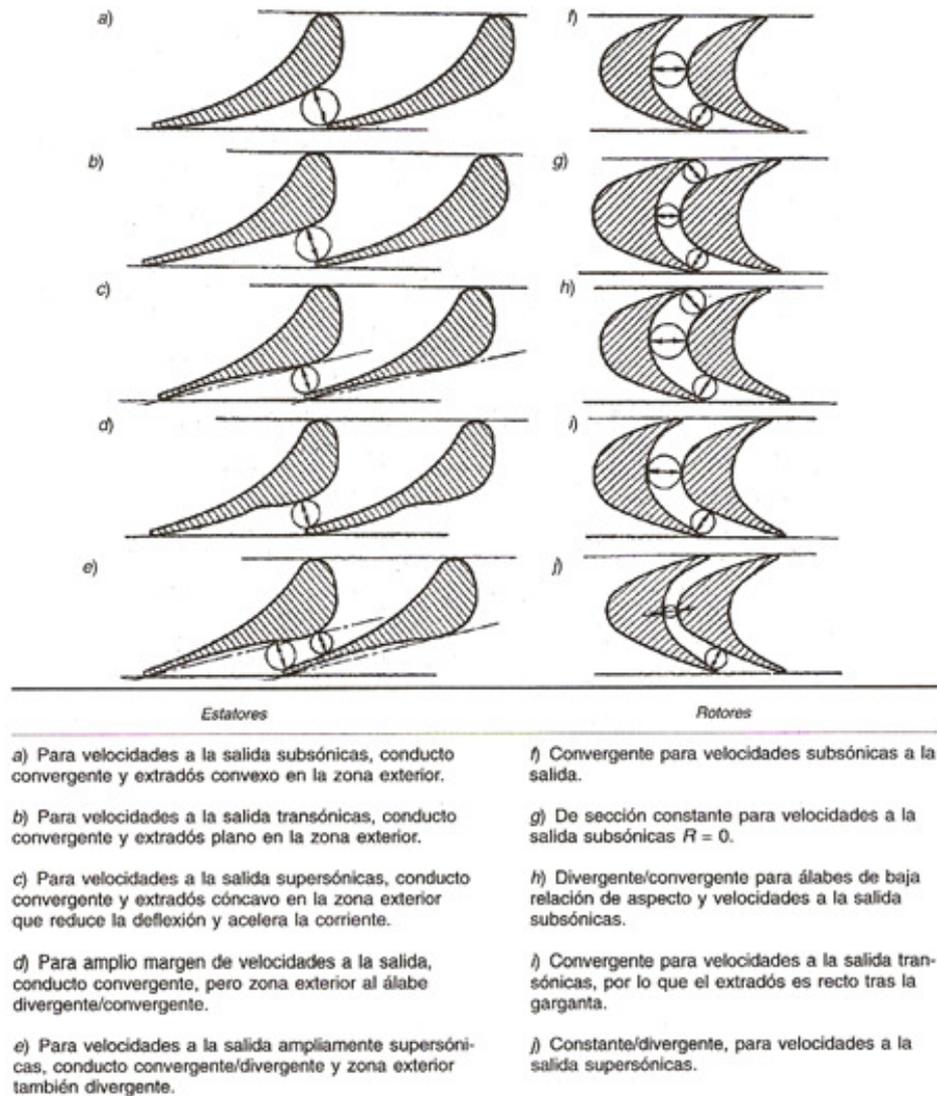


Fuente: TERMODINÁMICA. Virgil Moring Faires.1982, p. 486.

En los escalones de alta presión de turbinas de vapor la relación de aspecto o alargamiento,  $A = h/c$ , es baja y la relación de radio interior a exterior, muy próximo a la unidad, por lo que las pérdidas en el rotor por el huelgo con la carcasa son muy importantes. Por ello se favorece el escalón de impulso, pues minimiza las diferencias de presión entre ambas caras del álabe.

Al progresar corriente abajo, la relación de aspecto del álabe crece, Surgen otros problemas, como la necesidad de una gran torsión en el álabe y un aumento del número de Mach en punta, por bajar la temperatura. Ambos problemas se encaran mejor si se opta por tender progresivamente a escalón de reacción. La figura 18 muestra diferentes configuraciones de álabes.

Figura 18. Tipos de cascadas de álabes de turbina de vapor, en escalones de alta presión o raíz de escalones de media presión y baja presión.



Fuente: TURBOMÁQUINAS, Procesos Análisis y Tecnología. Antonio Lecuona. 2001, p. 320.

- **Velocidades:** para hallar la velocidad tangencial de la paleta  $v_b$  es calculada aproximadamente la velocidad de salida de la bobera sobre el número de etapas

$$5.11 \quad v_b = v_1/4$$

Para hallar la velocidad de salida de la paleta es necesario conocer un coeficiente de fricción el cual se encuentra con el coseno del ángulo de salida de la tobera:

$$5.12 \quad n_f = \cos\theta$$

Y la velocidad de salida será:

$$5.13 \quad v_2 = n_f * v_1; \text{ o } v_2 = v_1 * n_f$$

Y se hace el triángulo de velocidad según el número de etapas.<sup>9</sup>

• **Numero de álabes por etapa:** Para determinar el número de alabes es necesario hacer un diseño aproximado del perfil del álabe. Según los triángulos de velocidades según la primera etapa, es necesario conocer el valor de la cuerda.

Teniendo la geometría completa de la sección tangencial del álabe, se determina la cantidad de álabes que tendrá la etapa de acción siendo un número primo para un mejor balanceo. La fórmula 5.14 hace referencia a la solidez que es la relación entre cuerda y paso,

$$5.14 \quad \sigma = c / s$$

El paso de los álabes es.

$$5.15 \quad S = \frac{2\pi * r}{N}$$

Siendo N el número de álabes, reemplazamos 5.15 en 5.14 y se obtiene

$$5.16 \quad \sigma = c / \left[ \frac{2\pi * r}{N} \right]$$

Donde según la teoría de Staniz la solidez se encuentra entre un rango de 0,8 y 0,9 adimensional, despejando a N de la fórmula 5.16 hallamos el número de álabes requerido por la etapa.

$$5.17 \quad N = \frac{2\pi * r * \sigma}{c}$$

**5.6.2.6 Álabes de expansión compuesta (expansión múltiple).** Otro método de utilizar el principio del impulso para diferencia de entalpías grande consiste en usar una serie de pequeñas expansiones. Hay un grupo de toberas para cada expansión y una hilera de paletas (o rodete) para cada grupo. Dicha turbina formada por un número de etapas o saltos de presión se llama frecuentemente turbina de Rateau, debido a su inventor. La figura 19 ilustra la idea con dos etapas o saltos de presión, aunque generalmente hay más. Supongamos que hay N saltos o etapas. Entonces, la caída total de entalpia, delta h, durante una expansión isoentrópica desde la válvula de estrangulamiento o admisión hasta el escape, se divide por N para hallar la caída de entalpia por etapa de la turbina

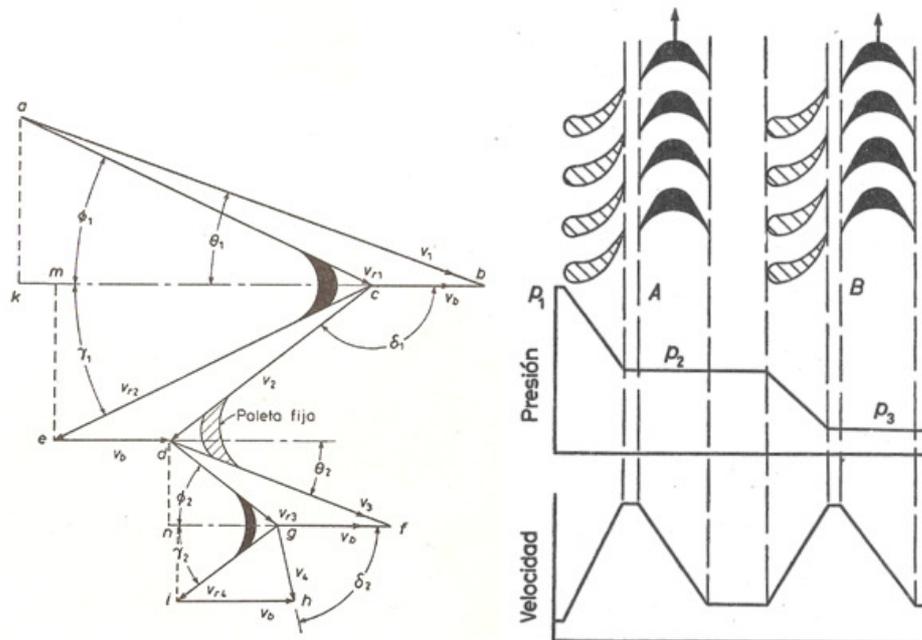
---

<sup>9</sup> TERMODINÁMICA. Virgil Moring Faires. Segunda edición. México D.F. 1982, p.493

ideal, que será igual a  $\Delta h/N$ . Este plan conduce al mismo trabajo que se realizaría en cada salto o etapa ideal, pero la caída de presión por etapa variará. Como en la región A, figura 19, la presión es mayor que en B, es necesario separar las etapas de presión por un diafragma.

Este diafragma, que lleva las toberas, está unido a la caja o envolvente y se extiende hacia adentro hasta el eje. Puesto que tiene que quedar algo de juego entre el diafragma fijo y el eje móvil, habrá en esta parte algunas pérdidas por fuga.

Figura 19. Diagrama de velocidades, y saltos de presión de (Rateau)



Fuente: TERMODINÁMICA. Virgil Moring Faires.1982, p. 498.

**5.6.2.7 Alabes de reacción.** Una etapa de reacción es aquella en que hay una caída importante de presión al pasar el fluido entre las paletas móviles, que actúan, por tanto, a la vez como toberas y como paletas sobre las cuales se hace trabajo. Una etapa o salto está formado por una hilera fija y otra móvil, figura 20. Hay por etapa una cierta expansión total, la cual puede dividirse en cualquier proporción entre las hileras móviles y fijas. Si la expansión se realiza por completo en la hilera fija, resulta una etapa de impulso o acción.

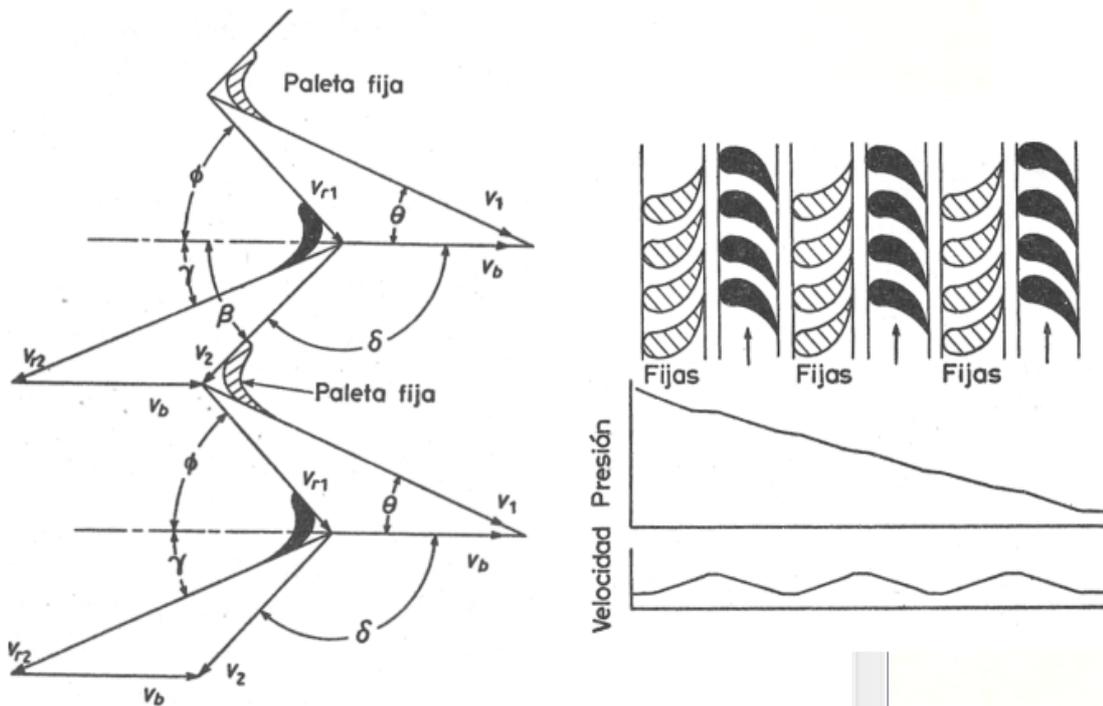
Se podría proyectar que toda la expansión se efectuara en las hileras móviles, o sea a reacción completa, pero una transacción consiste en que el 50% de la caída de entalpía por etapa tenga lugar en las paletas fijas y el otro 50% en las móviles, lo que se dice es de reacción al 50%; la proporción del cambio de entalpía por etapa que tiene lugar en la hilera móvil se llama grado de reacción.

A menos que se especifique otra cosa, siempre se convendrá en un grado de reacción del 50% en nuestros estudios.

En las turbinas de reacción, el vapor se admite alrededor de toda la periferia, una práctica llamada admisión completa; de otro modo, habría una fuga excesiva hacia las áreas de menor presión desde las zonas entre las paletas que están llenas de vapor. El área de paso a través de hileras sucesivas de paletas debe aumentar en proporción a la caída de presión para dar cabida al volumen creciente del vapor.

El aumento rápido del volumen específico de vapor a muy baja presión crea un problema de diseño o proyecto en las turbinas grandes acerca de cómo suministrar un área suficiente para el paso del vapor a través de los elementos a baja presión y a través de los pasos de expulsión.

Figura 20. Diagrama de velocidades y de saltos de reacción.



Fuente: TERMODINÁMICA. Virgil Moring Faires.1982, p. 498.

• **Altura del álabe.** En la turbina de impulso los inyectores no ocupan la circunferencia completa que lleva en el disco de toberas, y esto se conoce como la admisión parcial.

El área total de salida de la boquilla debe ser tal que se satisfagan las condiciones de flujo de masa continua de vapor. si  $n$  es la longitud del arco cubierto por las boquillas y la altura de la boquilla es  $L$ , a continuación, el área de la boquilla en el plano de salida es  $n \cdot L$ . Si el volumen específico del vapor de agua a la condición de salida de la boquilla es  $v^*$ , y el flujo de masa es  $\dot{m}$ , a continuación, la tasa de

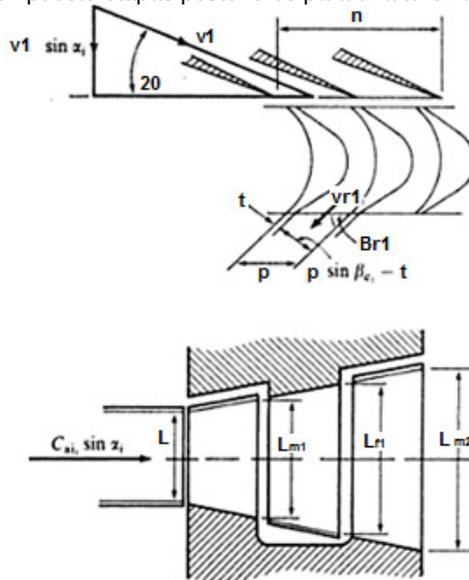
flujo de volumen es  $v^* \dot{m}$ , y el componente de la velocidad del vapor en la salida de las boquillas es  $v_1 \sin \beta_1$ , por lo tanto tenemos

$$5.18 \quad v^* \dot{m} = v_1 \sin \beta_1 \cdot L \cdot n$$

Esta es el área para que la masa de vapor de agua, pase a través de los canales de la primera fila en movimiento, si el paso de las palas en la salida de los álabes es  $s$ , y el espesor de la hoja es  $t$ , entonces cada área de salida de la cuchilla es  $(p \sin \beta_1 - t) \cdot L$ , donde  $L$  es la altura de las cuchillas en la salida. Estas cantidades muestran la anchura efectiva del canal perpendicular a la dirección de la velocidad relativa, si el arco cubierto por las boquillas es de longitud  $n$ , y el número de canales que acepta la hoja de vapor está dado por  $n/s$ , y el área de salida del canal de la cuchilla es  $(p \sin \beta_1 - t) \cdot L$ , al igual que antes la condición de continuidad del flujo de masa de vapor de agua, tenemos

$$5.19 \quad v^* \dot{m} = (n/p) \cdot (p \sin \beta_1 - t) \cdot L \cdot v_1^{10}$$

Figura 21. Diagrama compuesto etapas posteriores para una turbina de acción



Fuente: APPLIED THERMODYNAMICS FOR ENGINEERING TECHNOLOGISTS. T. D. Eastop and Mcconkey. India 2009., p. 364.

- **Área del conducto.** La inclinación del conducto, además de permitir agregar o detraer componente tangencial, permite simultáneamente acelerar o desacelerar la corriente, por lo que el área anular del álabe, que es la disponible para el caudal es:

<sup>10</sup> APPLIED THERMODYNAMICS FOR ENGINEERING TECHNOLOGISTS. T. D. Eastop and Mcconkey. Quinta edición. India 2009., p. 363 – 364.

$$5.20 \quad A_z = v \cdot \dot{m} / V_z$$

Donde  $V_z$  es la velocidad axial del fluido, está el área mínima que deben tener los alabes para que pase el flujo volumétrico del vapor.

• **Teoría de estudio bidimensional de cascada de alabes de acción, utilizando método de radio medio.** Este método sugiere utilizar valores medios equivalentes, dada la incertidumbre existente en un diseño preliminar sobre muchos aspectos del campo fluido, resulta habitual usar la media aritmética entre el radio interior y el exterior, del conducto de la máquina. La fórmula 5.21 aclara este método.

$$5.21 \quad r_m = \frac{r_r + r_p}{2}$$

Donde  $r_r$  es el radio de raíz y  $r_p$  el radio de punta.

**1. Torque entregado en las etapas.** El torque que actúa en la primera rueda es.

$$5.22 \quad T = \dot{m} \cdot r_m \cdot (v_{r1} + v_{r2})$$

**2. Trabajo transferido al eje.** El trabajo transferido de las viene dado por:

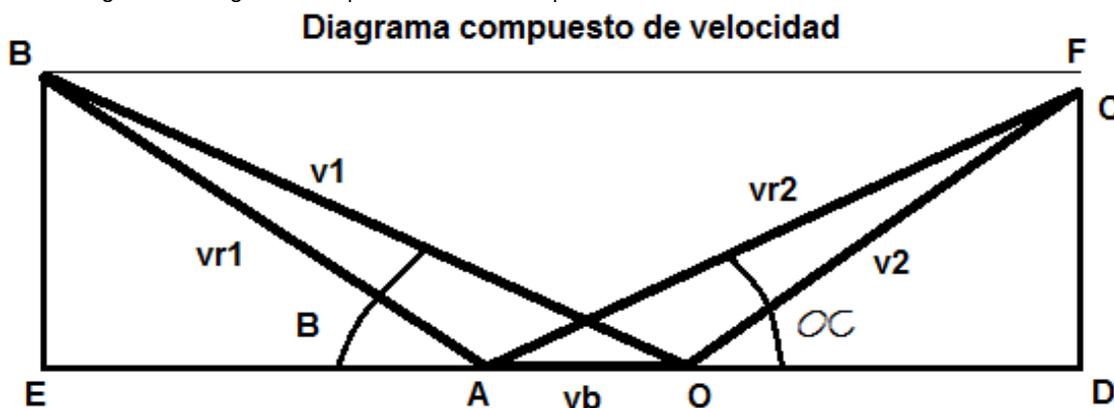
$$5.23 \quad W_1 = 2 \cdot \dot{m} \cdot v_b \cdot (v_{r2} - v_b).$$

Y el trabajo neto transferido al eje es

$$5.24 \quad W_{\text{neto}} = W_1 + W_2 \dots + W_n$$

**3. Diagrama compuesto de velocidades.** El diagrama de velocidades de la figura 19 y 20 se determina velocidades de entrada y de salida de las paletas móviles y fijas, mientras que un diagrama compuesto determina velocidad y fuerza tanto axial como tangencial, la figura 22 muestra un diagrama compuesto de la primera etapa.

Figura 22. Diagrama compuesto. Primera etapa



Fuente: Autores

La figura 22 muestra las velocidades del fluido a la entrada y salida de la paleta dado por EB y DC respectivamente, dichas rectas representan un cambio en velocidad en la dirección tangencial y un empuje tangencial asociando los componentes horizontales de las velocidades absolutas en la entrada y salida lo cual se denomina la velocidad de giro Cwt.

$$5.25 \quad Cwt. = vr1 \cos \beta1 + vr2 \cos \beta2 = AD + AE = DE$$

Por lo tanto la fuerza de conducción en la rueda es

$$5.26 \quad F1 = \dot{m}(Cwt.) = \dot{m}(vr1 \cos \beta1 + vr2 \cos \beta2)$$

La velocidad a la que el trabajo (potencia) se realiza en la rueda está dada por el producto de la fuerza motriz y la velocidad de la paleta, por lo tanto utilizamos la ecuación 5.27

$$5.27 \quad P = \dot{m}(Cwt.)vb = F1 * vb$$

El empuje axial (Fa) es la resta de EB y DC multiplicado el flujo másico y es el empuje que absorberá los cojinetes donde ira montado el eje, se calcula de la siguiente forma.<sup>11</sup>

$$5.28 \quad Fa = \dot{m}(vr1 \sen \beta1 - vr2 \sen \beta2) = \dot{m} * (EB - DC)$$

Eficiencia o rendimiento de la etapa es el trabajo efectuado por el fluido dividido la energía suministrada para hacer este trabajo.

<sup>11</sup> APPLIED THERMODYNAMICS FOR ENGINEERING TECHNOLOGISTS. T. D. Eastop and Mcconkey. Quinta edición. India 2009., p. 355 – 356.

$$5.29 \quad n_d = 4 \left( \frac{v_b}{v_1} \right) * \left( \cos \beta_1 - \left( \frac{v_b}{v_1} \right) \right)$$

La fuerza axial es calculada con:

$$5.30 \quad F_a = \dot{m} (v_1 \sin \beta_1 - v_2 \sin \beta_2) = \dot{m} * (EB - DC)$$

**4. Presión dinámica.** En turbinas, al ser un flujo generalmente acelerante, se indica una presión dinámica.

$$5.31 \quad q = \frac{1}{2} \rho * v^2$$

Presión dinámica neta:

$$5.32 \quad q = q_1 + q_2 \dots + q_n$$

**5. Coeficiente de aumentó de presión** En turbinas este coeficiente es negativo porque las turbinas tienden a bajar la presión por el paso de los álabes. Por lo tanto:

$$5.33 \quad C_{pz} = \frac{p_2 - p_1}{q}$$

## 6. Coeficiente de carga tangencial

$$5.34 \quad C_\theta = \frac{2}{\sigma(\tan \beta_2 - \tan \beta_1)}$$

Donde  $\sigma$  es solidez en el radio medio quedando

**7. Sustentación y resistencia.** Son fuerzas ortogonales entre sí, una de ellas es perpendicular a la dirección media de la corriente llamada sustentación L, que es la fuerza que ejerce el fluido sobre el álabe, y otra denominada resistencia D, es la fuerza que ejerce el flujo sobre el perfil y necesariamente apunta aguas abajo.

La velocidad media de la corriente es:

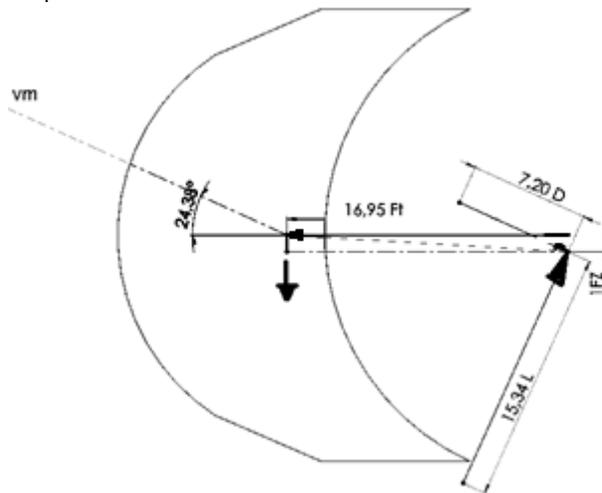
$$5.35 \quad V_{tm} = \frac{(v_1 \cos \theta) + (v_2 \cos \theta_2)}{2}$$

El ángulo medio de la corriente es

$$5.36 \quad \beta' = \tan^{-1} * \left( \frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2} \right)$$

La descomposición de las fuerzas tangenciales y axiales se muestra en la figura 23

Figura 23. Fuerzas aplicadas en el álabe.



Fuente: Autores

Sustentación se calcula de la fórmula 5.37.

$$5.37 \quad L = - (Fz \operatorname{sen} B' - Ft \operatorname{cos} B')$$

Y resistencia

$$5.38 \quad D = - (Fz \operatorname{cos} B' + Ft \operatorname{sen} B')$$

El cálculo de estas fuerzas tiene la virtud de aislar las pérdidas generadas en las fuerzas tangenciales y axiales. Los coeficientes de sustentación y resistencia se definen a dimensional usando la presión dinámica media de la siguiente manera.

$$5.39 \quad CL = \frac{|L|}{\frac{1}{2} \rho (vm * c)^2}$$

Donde c es la longitud de la cuerda, y el coeficiente de resistencia es

$$5.40 \quad CD = \frac{|D|}{\frac{1}{2} \rho (vm * c)^2}$$

La relación entre resistencia y sustentación se denomina eficiencia aerodinámica.

$$5.41 \quad \varepsilon = \frac{CD}{CL}$$

**8. Circulación.** La circulación alrededor del perfil es el flujo volumétrico que está en el perfil del álabe. Y es un flujo potencial establecido por el teorema de Kutta-Joukowski, utilizando la velocidad tangencial media. Quedando de la siguiente forma.

$$5.42 \quad \Gamma = \frac{L}{\rho \cdot V_{tm}}$$

**9. Alargamiento o esbeltez y relación radio interior.** Es un parámetro conocido como relación de aspecto, siendo la relación entre altura del alabe y la cuerda, esta relación debe ser baja en las etapas de acción y alta en las de reacción; siendo menores para aguantar las velocidades de salida de las toberas es calculado de la forma:

$$5.43 \quad A = \frac{h}{c}$$

Y la relación de radio interior, deberá ser alto para las primeras etapas de acción y bajo para las etapas de reacción, por lo tanto<sup>12</sup>

$$5.44 \quad \odot = \frac{rr}{rp}$$

• **Teoría de estudio de perfilado de vórtice para cascada de alabes de reacción.** Este estudio se hace a corona de álabes de relación de radio bajo, lo que significa velocidad angular alta y baja en raíz y punta, ángulos distintos de admisión y escape y alturas altas del perfil. Tal motivo hace que la teoría sea válida para alabes de reacción.

**1. Grado de reacción.** Por lo general las etapas de reacción tienen un grado de reacción del 50% lo que significa el 50 % de la caída de la entalpia tenga lugar en las paletas fijas y otro 50% en las paletas móviles, esto ocurre cuando las paletas son simétricas y no hay pérdidas por rozamiento; se calcula de la siguiente manera.

$$5.45 \quad \dot{U} = \frac{\text{álabes}(h_1 - h_2)}{\text{etapa}(h_0 - h_2)}$$

$$\text{Donde } (h_1 - h_2) = \frac{vr_6^2 - vr_5^2}{2}; \quad \text{Y} \quad (h_0 - h_2) = \frac{v_5^2 - v_6^2}{2}$$

Reemplazando en 5.45 queda.

$$5.46 \quad \dot{U} = \frac{vr_6^2 - vr_5^2}{v_5^2 - v_6^2}$$

**2. Caída de entalpia.**

$$5.47 \quad (h_1 - h_2) = -\Delta h = \frac{vr_6 - vr_5}{2}$$

<sup>12</sup> TURBOMÁQUINAS PROCESOS ANÁLISIS Y TECNOLOGÍAS. Antonio Lecuona. Segunda edición. España. 2001, p. 90 – 91, 301 – 319,

**3. Eficiencia de la etapa.** La eficiencia de la etapa es la energía cinética de entrada por la energía cinética entregada.

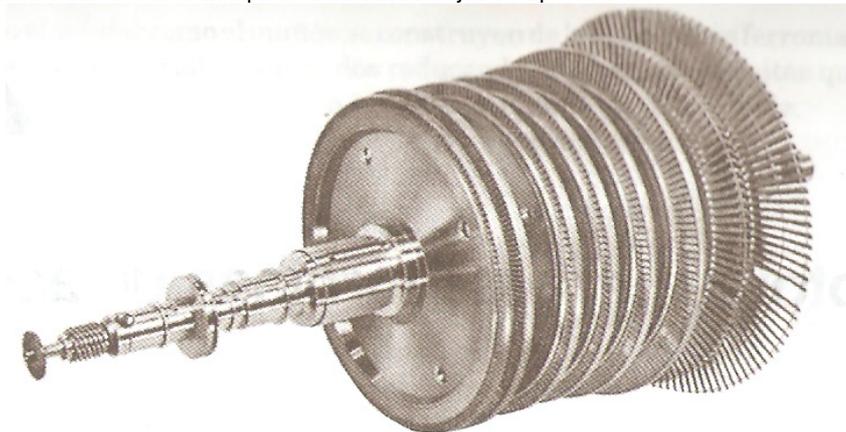
$$5.48 \quad nd = \frac{vb^*Cwt}{K}$$

Para utilizar la teoría de perfilado de vórtice es necesario tener las siguientes condiciones: La velocidad axial debe ser constante, a lo largo del álabe,  $v_z = \text{cte}$ . El trabajo específico es aproximado a lo largo de la paleta,  $vb^*Cwt = \text{cte}$ .

**5.6.3. Rotores para las turbinas de acción.** Aun cuando los rotores para las turbinas de vapor de acción exhiben gran variedad en tamaño físico, diámetros de las ruedas, número de ruedas y otras características de construcción, todas pueden clasificarse de manera conveniente en una de tres categorías básicas:

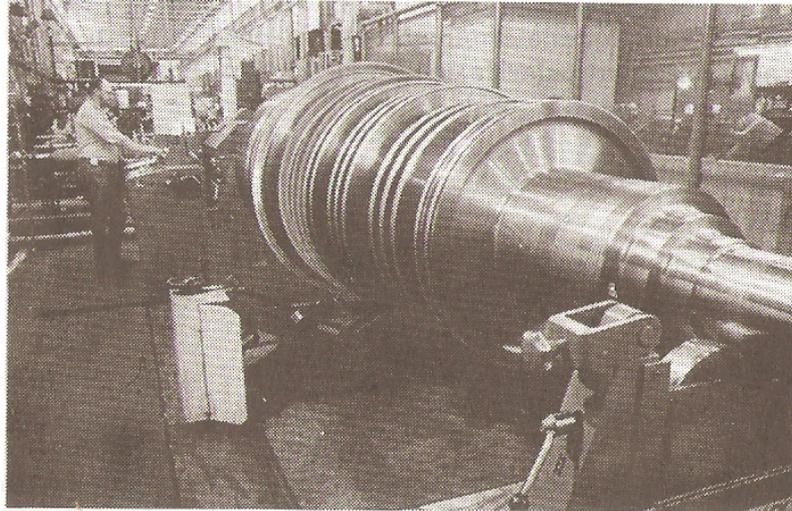
- **Rotores ensamblados:** Aquellos rotores que se construyen al zunchar las ruedas sobre una flecha (Figura 24). A menudo las turbinas se surten con estos rotores, los cuales los discos se zunchan y se fijan con cuñas a la flecha forjada de acero de aleación, a los discos se les da el perfil para mantener los esfuerzos en un mínimo.
- **Rotores macizos:** Aquellos rotores en los que las ruedas y la flecha se maquinan a partir de una sola pieza forjada, integral (Figura 25).
- **Rotores macizos y ensamblados combinados:** Aquellos rotores en algunas de las ruedas son integrales con la flecha y algunas se zunchan sobre ésta. (Figura 26).

Figura 24 Rotor ensamblado para velocidades bajas de operación.



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATTING. (Elliot Company, Jeannette, Pa). 2009. p. 68.

Figura 25. Rotor macizo de turbina. Las ruedas (discos) y la flecha se maquinan a partir de una sola pieza forjada, integral.



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATTING. (Dresser-Rand Company, Wellsville, N.Y.). 2009. p. 69.

Existen varios factores que determinan el tipo de construcción que se utiliza para cualquier aplicación particular de un rotor de turbina. Los más significativos de estos factores son:

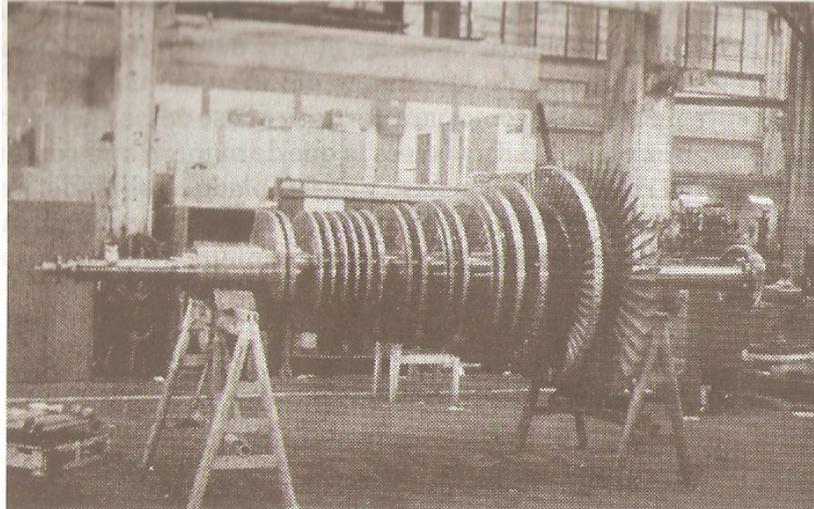
1. Diámetro de paso y velocidad máxima de operación.
2. Temperatura del vapor

**1. Diámetro de paso y velocidad máxima de operación.** Una regla empírica de uso común en la industria para determinar si la construcción ensamblada resulta adecuada para una aplicación particular es cuando el producto de las r/min y el diámetro de paso no es mayor que 160 000. Esto se tiene presente con facilidad al recordar que las ruedas zunchadas (diámetro de paso de 20 in, o sea 508 mm) son adecuadas para una velocidad máxima de más o menos 8000 r/min ( $20 \times 8000 = 160\,000$ ). Esto es equivalente a una limitación para la velocidad en la punta en el rango de 700 a 800 ft/s.

**2. Temperatura del vapor.** La relación entre la temperatura del vapor y la eficacia de las ruedas zunchadas (figura 26) es bastante directa. Las ruedas se mantienen en su lugar por un ajuste de interferencia, el cual se logra cuando la rueda calentada se coloca en posición y se deja enfriar hasta la misma temperatura de la flecha. Mientras la rueda y la flecha estén a la misma temperatura, se mantiene el ajuste deseado de interferencia o por contracción. Sin embargo, si durante cualquier condición transitoria en operación se produce una diferencia positiva en las temperaturas entre la rueda y la flecha, se reduce la contracción deseada e, incluso, se puede perder por completo.

Si esto sucede, se evita que la rueda gire en torno de la flecha por medio de la cuña, pero puede moverse axialmente con resultados desastrosos.

Figura 26. Rotor macizo y ensamblado combinado.



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATTING. (Dresser-Rand Company, Wellsville, N.Y.). 2009. p. 69.

Debe resultar evidente que el peligro de incurrir en una diferencia grande en las temperaturas entre la rueda y la flecha se vuelve más real a medida que aumenta la temperatura del vapor a la que se sujeta la rueda. Por esta razón, se utiliza una rueda integral siempre que la temperatura máxima para la etapa sobrepase 750 °F (400 °C), o bien, la temperatura de admisión a la etapa sea mayor que 825 °F (440 °C). Como las temperaturas en las etapas disminuyen progresivamente de la primera etapa hasta la de escape de una turbina de etapas múltiples, con frecuencia se encuentra una situación en la que las temperaturas en las etapas determinan la necesidad de ruedas integrales en algunas de las etapas del extremo del cabezal, pero se vuelven suficientemente bajas como para permitir el uso de las ruedas zunchadas en las etapas posteriores. Esta situación es la que de manera más común conduce a la construcción del rotor del tipo macizo y ensamblado combinado (figura 26).<sup>13</sup>

Este tipo de construcción parece ser adaptable a las condiciones que se encuentran en forma más común en las aplicaciones de grandes accionamientos de condensación para generadores.

**5.6.3.1. Construcción ensamblada.** Después de recibirse, el maquinado de la pieza forjada en bruto para un rotor ensamblado se inicia en un torno común, en donde se realizan todas las operaciones de refrentado y torneado. En el torneado de cualquier diámetros críticos de la flecha, los ajustes, extremos de la flecha y

<sup>13</sup> HEINZ P. Bloch. Steam Turbines Design, Applications and Re-Rathing. 2009. p. 67 – 68.

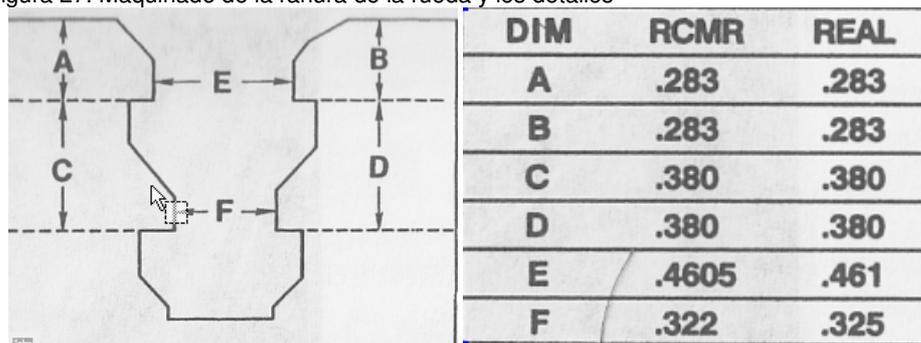
diámetros debajo de las ruedas, se dejan alrededor de 0.015 a 0.020 in (0.35 a 0.5 mm) para rectificar hasta dejar las dimensiones finales.

Una vez completadas las operaciones de torneado y rectificado de acabado, el paso siguiente en la secuencia de maquinado suele ser la terminación de todas las operaciones necesarias de fresado. Estas incluyen el fresado de los cuñeros para cada una de las ruedas y para cualquier otro componente del rotor que se fije con cuñas, como los acoplamientos, los collarines de empuje y los engranes del motor de arranque entre otros.

Simultáneamente al maquinado de la flecha del rotor, las ruedas de la turbina y el empaquetado también se encuentran en el proceso de fabricación. La pieza forjada en bruto de la rueda se máquina para darle el perfil deseado y se completa el maquinado del agujero central.

Después de un desbaste final del aro de la rueda, en éste se maquina la ranura circunferencial a cola de milano que va a recibir las raíces de las paletas. Se necesita un cuidado especial para lograr el ajuste requerido de la cola de milano de la rueda con la del álabe (Figura.27).

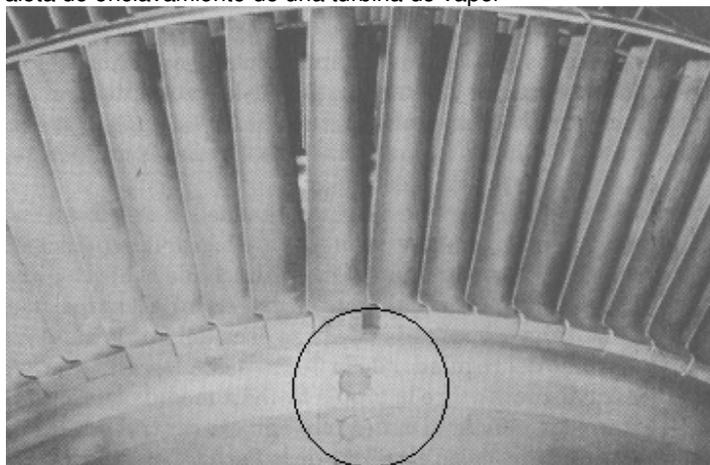
Figura 27. Maquinado de la ranura de la rueda y los detalles



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATTING. (Dresser-Rand Company, Wellsville, N.Y). 2009. p. 71

Después de completar el maquinado de las superficies aerodinámicas de las paletas y de los remaches, las raíces de un juego de paletas se maquina según especificaciones expresamente para ajustarse a la ranura de la rueda en particular que va a recibir los álabes. Los álabes se montan en la rueda al introducir cada uno de ellos por separado a través de una ranura radial que se fresa en un punto de la rueda para que la raíz de la paleta tenga acceso a la ranura a cola de milano. Una vez en la ranura, cada paleta se puede empujar alrededor hasta llevarla a su posición final en la rueda. La paleta final que debe ponerse en la rueda es una paleta especial de enclavamiento. Esta paleta tiene una raíz especialmente formada que se diseña para llenar la ranura de acceso radial en el aro de la rueda y fijar todas las demás paletas en su posición. Esta misma paleta de enclavamiento (Figura 28) se sostiene en la rueda por medio de una espiga de enclavamiento que se ajustan en un agujero taladrado que pasa axialmente a través de la raíz de la paleta y por ambos lados del aro de la rueda.

Figura 28. Paleta de enclavamiento de una turbina de vapor



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE-RATING. (Dresser-Rand Company, Wellsville, N.Y.). 2009. p. 71.

Después de completar los procedimientos de colocación de las paletas y del aro de protección, cada rueda se balancea estáticamente, realizándose cualesquiera correcciones necesarias rebajando el material del aro de la rueda con una rectificadora.

En la preparación para el montaje del rotor, las ruedas se colocan en un horno que quema gas y se calientan según se requiera para lograr la expansión necesaria de su agujero central. El procedimiento real de zunchado suele realizarse con el rotor soportado en posición vertical, con el extremo de escape hacia abajo. Empezando con la última etapa, cada rueda se saca del horno sucesivamente y se baja sobre el extremo del regulador de la flecha hasta llevarla a su posición, en donde se contrae con firmeza sobre la propia flecha a medida que se enfría. Cada rueda se debe girar para alinear el cuñero del agujero central con la cuña que se coloca previamente en posición en el cuñero de la flecha.

Figura 29. Materiales típicos de construcción para las turbinas de vapor múltiples con transmisión mecánica.

	Material	Especificaciones comerciales
Caja de vapor y carcasa		
600 psi-750°F/41 bar-399°C	Acero al carbono fundido	ASTM A-216 Grado WCB
600 psi-825°F/41 bar-440°C	Acero al carbono-molibdeno	ASTM A-217 Grado WC1
900 psi-900°F/62 bar-482°C	Acero al cromo-molibdeno	ASTM A-217 Grado WC6
2000 psi-950°F/138 bar-510°C	Acero al cromo-molibdeno	ASTM A-217 Grado WC9
Caja del escape		
De condensación y Sin condensación (Fundida)	Hierro fundido de alta resistencia	ASTM A-278 Clase 40

Figura 29. Materiales típicos de construcción para las turbinas de vapor múltiples con transmisión mecánica. (Continuación)

	Material	Especificaciones comerciales
Centros de diafragmas		
Fabricados	Acero	ASME SA-516 Grado 60 o A514-F
Fundidos	Hierro dúctil	ASTM A-536 Grado 60-45-12
Discos (rotores ensamblados)		
Forjados	Acero al cromo-níquel- molibdeno	AISI 4340 ASTM A471 Clase 6
Placa de laminado cruzado	Acero de aleación de alta resistencia	ASTM A517 Grado F
Álabes	Acero inoxidable-12% cromo	AISI Tipo 403 o ASTM A565
Bandas de refuerzo	Acero inoxidable-12% cromo	AISI Tipo 410
Alambre amortiguador	Acero al 15% cromo	Inconel X750
Rotor	Acero al níquel-cromo- molibdeno	AISI 4340
Ensamblado	Acero al cromo- molibdeno	AISI 4140
Integral	Acero al cromo-níquel- molibdeno-vanadio	ASTM A-470 Clase 4, 7 u 8
Revestimientos de los cojinetes	Babbitt con base de estaño ligado	ASTM B-23 Aleación # 2
Alojamientos de los cojinetes	Acero fundido	ASTM A-216 Grado WCB
Retenes de los cojinetes	Acero	ASME SA-516 Grado 60
Sellos de laberinto de los extremos de las flechas		
Tiras de sellado	Bronce al alto plomo Acero inoxidable al 12% cromo	ASTM B584 AISI 410
Desviadores estacionarios	Acero al níquel Piezas forjadas de acero al cromo-molibdeno	ASME SA-516 Grado 60 AISI 4340
Válvulas del regulador	Acero inoxidable al 12% cromo	AISI Tipo 410
Vástagos y sellos de las válvulas del regulador	Acero inoxidable al 12% cromo, nitruro	AISI Tipo 416
Asientos de las válvulas del regulador	Acero inoxidable al 12% cromo	AISI Tipo 416
Varillas de levantamiento y bujes	Acero inoxidable al 12% cromo nitruro	AISI Tipo 416
Malla de la coladera del vapor	Acero inoxidable	AISI Tipo 321

Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATHING. (Dresser-Rand Company, Wellsville, N.Y.). 2009. p. 74.

El material de la flecha para la construcción de rotores ensamblados para las turbinas diseñadas suele ser, un acero de aleación al cromo-molibdeno-níquel. La

pieza forjada se compra con una prueba adecuada de estabilidad térmica. En la figura 29 se dan las especificación comercial para estos materiales según la norma ASTM A293.

**5.6.3.2. Construcción maciza.** Como se podría esperar, la secuencia de fabricación para un rotor macizo incluye algunas operaciones o procedimientos que son semejantes a los empleados en la fabricación de un rotor ensamblado. Sin embargo, existen algunas diferencias básicas. Como tanto la flecha como las ruedas del rotor se maquinan a partir de una sola pieza forjada (Figura 25), se combinan el torneado de los diámetros de la flecha y el maquinado de las ruedas en una sola secuencia integrada de maquinado. Como se hizo con la flecha para un rotor ensamblado, de 0.015 a 0.020 in finales de material, se quitan de todos los diámetros críticos de la misma por rectificación.

Normalmente, las operaciones de torneado y rectificado van seguidas de todas las operaciones necesarias de fresado. Cuando se especifica, se taladran agujeros axiales de balanceo en algunas o en todas las ruedas. Estos agujeros aseguran la igualación de la presión en ambos lados de la rueda de la turbina y, en consecuencia, reducen el empuje del vapor al mismo tiempo que contribuyen de alguna manera a la eficiencia de la etapa.

El procedimiento de colocación de las paletas para un rotor macizo es, en esencia, el mismo que para una rueda separada de turbina. El uso de álabes sin aro de refuerzo se encuentra entre las posibilidades de diseño abiertas al fabricante.

El material del rotor para la construcción maciza del mismo es un acero de aleación al cromo-molibdeno-níquel-vanadio. Lo normal es que se compren las piezas forjadas con una prueba adecuada de estabilidad térmica y una inspección ultrasónica.

**5.6.3.3. Métodos de balanceo del rotor.** Se usa una máquina para balancear con el fin de detectar la cantidad y ubicación de las masas desbalanceadas en un rotor. En esencia, sencillamente se trata de un aparato que hace girar con rapidez el rotor sobre un juego de cojinetes montados sobre resortes. Con los apoyos suaves, cualquier desbalance hace que el rotor se mueva de acá para allá a medida que gira con rapidez. La máquina mide el ángulo de fase y la amplitud del movimiento y calcula el desbalance que debe estar presente para causar el movimiento. Entonces el operario puede hacer correcciones apropiadas.

El método usado para montar y balancear los rotores de turbinas puede dividirse en dos métodos generales que se aplican a los rotores ensamblados o a los integrales.

Con el rotor ensamblado, cada rueda o disco se maquina por completo, con el empaletado instalado y completo. Entonces la rueda se ajusta temporalmente con

una flecha pequeña o árbol de balanceo, y se balancea estáticamente al quitar metal con una rectificadora de un lugar adecuado en el borde del disco. Si la flecha de la turbina tiene un diámetro relativamente pequeño y es simétrica, se supone que está balanceada. Las ruedas se montan a la flecha con la aplicación de cuñas y un ajuste por contracción. Una vez fría, la flecha se verifica respecto a su derechura y se coloca en una máquina para balancear con el fin de realizar el balanceo dinámico.

El rotor integral, o sólido, requiere un procedimiento un tanto diferente. Como las ruedas son parte de la flecha, no se pueden balancear por separado. Por lo tanto, la flecha se balancea dinámicamente después del maquinado, pero antes de que se instalen los álabes o paletas. Dado que es simétrica, suele requerirse una corrección muy pequeña. En seguida, las ruedas se empaletan en grupos pequeños, o bien, una a la vez, efectuándose un balance entre cada grupo. De esta manera, si se introduce un desbalance por el procedimiento de colocación de las paletas, se corrige en el mismo plano general del desbalanceo, en lugar de en cualquier otra parte del rotor. Como con el rotor ensamblado, se realiza el balanceo final después de que se han instalado las piezas más pequeñas, disco de empuje, entre otras.

**5.6.3.4. Tolerancia del balanceo.** El grado de balanceo que debe obtenerse con un rotor se rige por el peso del mismo y la velocidad con la que funciona. Entre más rápido y más ligero sea un rotor, más preciso es el balanceo requerido. La tolerancia usual se expresa por la fórmula adoptada por el API en 1987. Esta expresa que el desbalanceo máximo residual admisible por plano (muñón) debe calcularse.

$$5.49 \quad U = \frac{4W}{N}$$

En unidades SI, esto se traduce en:

$$5.50 \quad U = \frac{6350W}{N}$$

Dónde  
 U = desbalanceo residual, oz-in (g-mm)  
 W = carga estática de peso del muñón, lb (kg)  
 N = velocidad máxima continua, r/min

Por último, durante la prueba de taller de la máquina, armada con el rotor balanceado, operando a máxima velocidad continua, o bien, a cualquier otra velocidad dentro del rango específico de velocidades de operación, la amplitud pico a pico de la vibración no filtrada en cualquier plano, medida en la flecha adyacente y en relación con cada cojinete radial, puede no ser mayor que el valor siguiente, o sea 50  $\mu\text{m}$ , cualquiera de los dos que sea menor:

5.51

$$A = 25.4 \sqrt{\left(\frac{12000}{N}\right)}$$

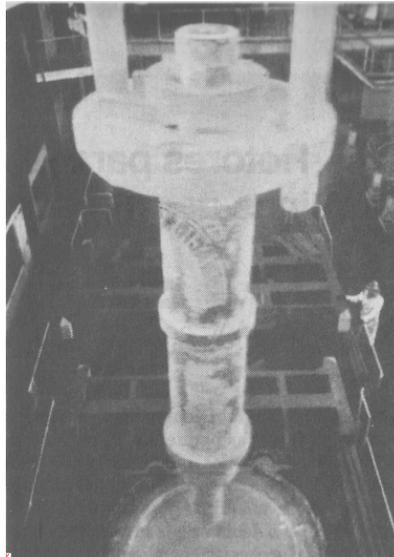
Dónde      A = amplitud de la vibración no filtrada, micras ( $\mu\text{m}$ ), pico a pico  
              N = velocidad máxima continua, r/min<sup>14</sup>

**5.6.4. Rotores para las turbinas de reacción.** Los rotores macizos se pueden definir como aquellos forjados a partir de una sola pieza (mono bloque). En la figura 30 se muestra la pieza forjada de un rotor macizo que se está produciendo en una planta de acero. La figura 31 muestra un rotor macizo que se está maquinando en un Torno.

La decisión de si se puede usar un rotor macizo depende del procedimiento de arranque. Se deben conocer con exactitud y controlar las condiciones de temperaturas y de esfuerzos que se presentan debido a la admisión del vapor caliente sobre el rotor frío. Esto es en virtud de que los esfuerzos térmicos debidos a la diferencia de temperatura entre la superficie y la línea central del rotor determinan si se puede fabricar como rotor macizo.

Básicamente, los factores responsables de los niveles de esfuerzos en el rotor son la temperatura del vapor y la configuración geométrica (diámetro) del rotor.

Figura 30. Pieza forjada de un rotor macizo de una turbina de reacción



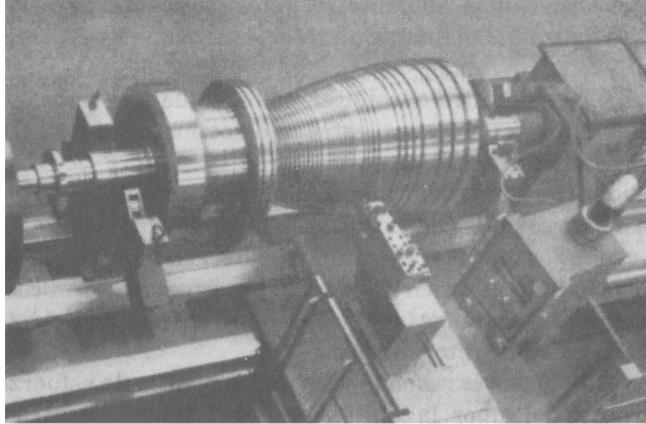
Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATHING. (Asea Brown-Boveri, Baden). Suiza. 2009. p. 82

La relación exacta entre estos criterios ha sido establecida siguiendo extensas pruebas por parte de fabricantes como Brown-Boveri. Si una condición particular

<sup>14</sup> HEINZ P. Bloch. Steam Turbines Design, Applications and Re-Rathing. Mexico. 2009. p. 75 - 79

de operación sobrepasa los límites para un rotor macizo, entonces se emplean rotores soldados.

Figura 31. Rotor macizo maquinándose en un torno.

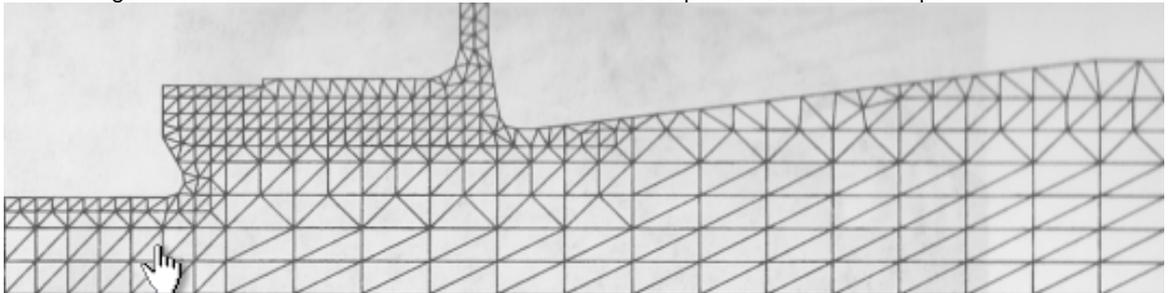


Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATTING. (Asea Brow-Boveri, Baden). Suiza. 2009. p. 82

Los cálculos de elementos finitos permiten establecer el procedimiento completo de arranque y posibilitan hacer predicciones exactas acerca de las condiciones de temperaturas y esfuerzos que ocurren en cualquier momento entre el arranque y la condición estacionaria.

En la figura 32 se muestra la malla de elementos finitos de la sección de alta temperatura del rotor macizo para una turbina de condensación de 45 MW. Esta maya posibilita el establecimiento de los campos isotérmicos y de los esfuerzos de operación.

Figura 32. Malla de elementos finitos de un rotor macizo para una turbina de vapor

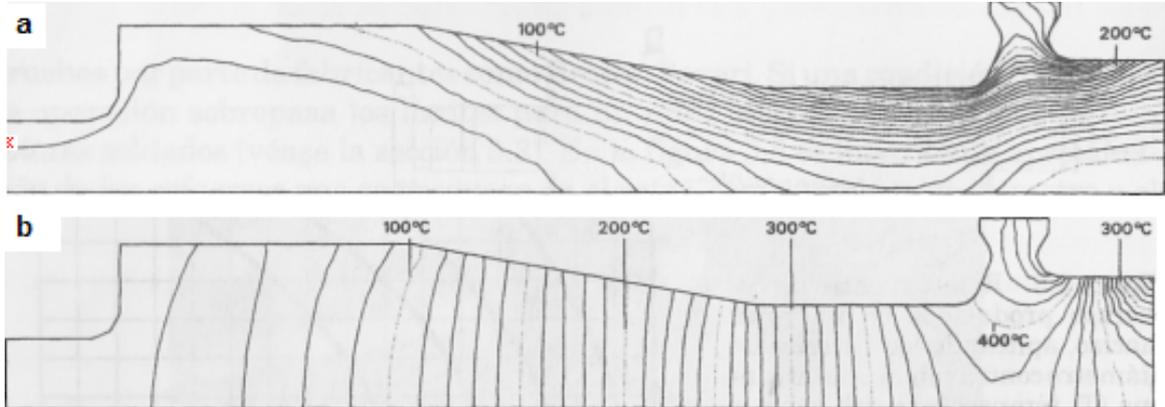


Fuente: STEAM TURBINES DESING, APPLICATIONS AND RE RATHING. (Asea Brow-Boveri, Baden). Suiza. 2009. p. 84

En la figura 33 se muestran las mallas isotérmicas de un rotor de una turbina de 23 MW, en varias etapas durante el arranque. Las líneas que se muestran en la malla son líneas de temperatura igual; el flujo de calor es perpendicular a las isotermas.<sup>15</sup>

<sup>15</sup> HEINZ P. Bloch. Steam Turbines Design, Applications And Re-Rathing. 2009. p. 81- 93.

Figura 33. Mayas isotérmicas a) A 10 minutos después del arranque, que pretende mostrar el calentamiento del rotor del exterior al interior, b) tres horas después del arranque, en estado estacionario



Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATTING. (Asea Brow-Boveri, Baden). Suiza. 2009. p. 84

**5.6.5. Calculo del rotor.** Para calcular el rotor de la turbina es necesario hacer cálculos de un eje, el cual es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. El constituye una serie de elementos como engranajes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Un eje es elemento giratorio que no transmite par de torsión que se utiliza para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos.

Es necesario conocer el material con el cual se va a fabricar el eje porque la deflexión no se ve afectada por la resistencia sino por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, que es esencialmente constante en todos los aceros. Por esta razón, la rigidez no puede controlarse mediante decisiones sobre el material, sino por decisiones geométricas.

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de la carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos.

**5.6.5.1. Diagrama de cuerpo libre.** A fin de identificar correctamente todas las fuerzas potenciales y momentos en un sistema, es necesario dibujar diagramas precisos de cuerpo libre de cada uno de los miembros del sistema. Estos diagramas deberán mostrar la forma general de la pieza con todas las fuerzas y momentos de fuerzas que actúan sobre ella.

Además de las fuerzas y los pares de fuerzas conocidas y desconocidas que aparecen en el diagrama de cuerpo libre, se definen las dimensiones y los ángulos de los elementos del conjunto, de acuerdo con un sistema de coordenadas localizado en los centros de gravedad de cada elemento.<sup>16</sup>

<sup>16</sup> DISEÑO DE MAQUINAS. Norton Robert. Segunda edición. México D.F. 1995, p.379

Es necesario hacer un estudio estático de sumatoria de fuerzas y momentos, donde en las reacciones hacemos la sumatoria para igualar a cero.

**5.6.5.2. Diámetros de los ejes.** Para hallar los diámetros mínimos requeridos del eje, es fundamental asegurar la resistencia a las cargas ejercidas sobre este, es vital fijar parámetros de diseño, como lo es el tipo de material, acabado superficial, factor de diseño.

- **Resistencia a la fatiga.** La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga. Se calcula de la siguiente manera.

$$5.52 \quad S_n = (0.50)(\text{resistencia ultima a la tensión})^{17}$$

- **Resistencia a la fatiga real.** Se encuentra por la relación del material con la aplicación que se le va a dar a la pieza, que hace parte del criterio del diseñador, El cálculo de la resistencia a la fatiga real es sometido a factores tales como acabado superficial, material, factor de confiabilidad, factor de tipo de esfuerzo, temperatura de operación y factor de tamaño.

$$5.53 \quad S'n = S_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s)$$

La siguiente figura muestra tablas para la selección estos distintos factores.

Figura 34 factores para calcular la resistencia a la fatiga real.

factor de tamaño		factor de carga	
Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional		flexión: $C_{carga} = 1$	
Rango de tamaño	Para $D$ en pulgadas	carga axial: $C_{carga} = 0.70$	
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$		
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$		
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$		
Unidades SI		<b>factor de confiabilidad</b>	
Rango de tamaño	Para $D$ en mm	Confiabilidad deseada $C_R$	
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$	0.50	1.0
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$	0.90	0.90
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$	0.99	0.81
		0.999	0.75
<b>factor de temperatura</b>			
para $T \leq 450^\circ\text{C}$ ( $840^\circ\text{F}$ ):		$C_{temp} = 1$	
para $450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}$ :		$C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)$	
para $840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F}$ :		$C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840)$	

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Diseño para diferentes tipos de carga. 2006. P 174 – 176.

<sup>17</sup> Diseño de elementos de maquinas. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P 172

El factor de superficie se calcula con la formula

$$5.54 \quad (C_{sup} = A(S_n)^b)$$

Y los coeficientes A y b se determinan con la tabla 3.

El factor de tamaño es calculado con la fórmula 5.53

$$5.55 \quad C_s = \frac{D}{7.62^{-0.11}}$$

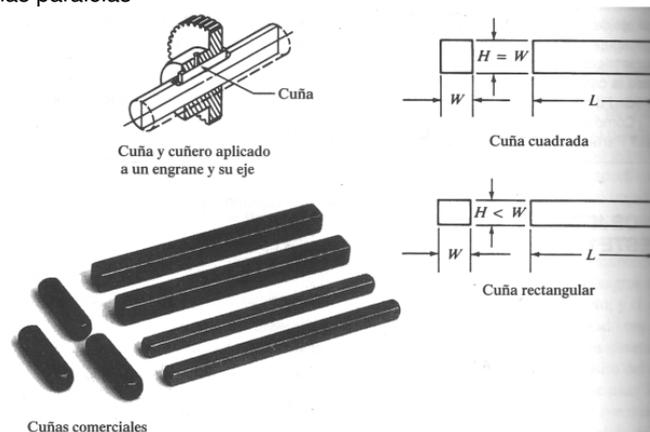
Figura 3. Coeficientes para la fórmula 5.52

Acabado superficial	MPa		kpsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Fuente: DISEÑO DE MAQUINAS. Teoría de fallas por fatiga. México D.F. 1995, p.378

**5.6.6. Cuña.** Una cuña es un componente de máquina que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional (figura 36). La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje. Se instala en una ranura axial, maquinada en el eje, llamada cuñeros. La cuña se instala primero en el cuñero del eje, y después el del cubo, se alinea con la cuña y se desliza el cubo a su posición correcta.

Figura 36. Cuñas paralelas



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 494

**5.6.6.1. Cuñas cuadradas y rectangulares paralelas.** El tipo más común de cuñas para ejes, hasta de 65 pulgadas de diámetro, es la cuña cuadrada, (figura 36). La cuña rectangular, se recomienda para ejes más grandes, y para ejes

pequeños donde se pueda tolerar la menor altura. A las cuñas cuadradas y rectangulares se les llama cuñas paralelas, porque sus caras superiores, inferiores y laterales son paralelas.

La figura La tabla 4, muestra las dimensiones preferidas de cuñas paralelas, en función del diámetro del eje, tal como se especifican en la norma. El ancho es nominalmente la cuarta parte del diámetro del eje.

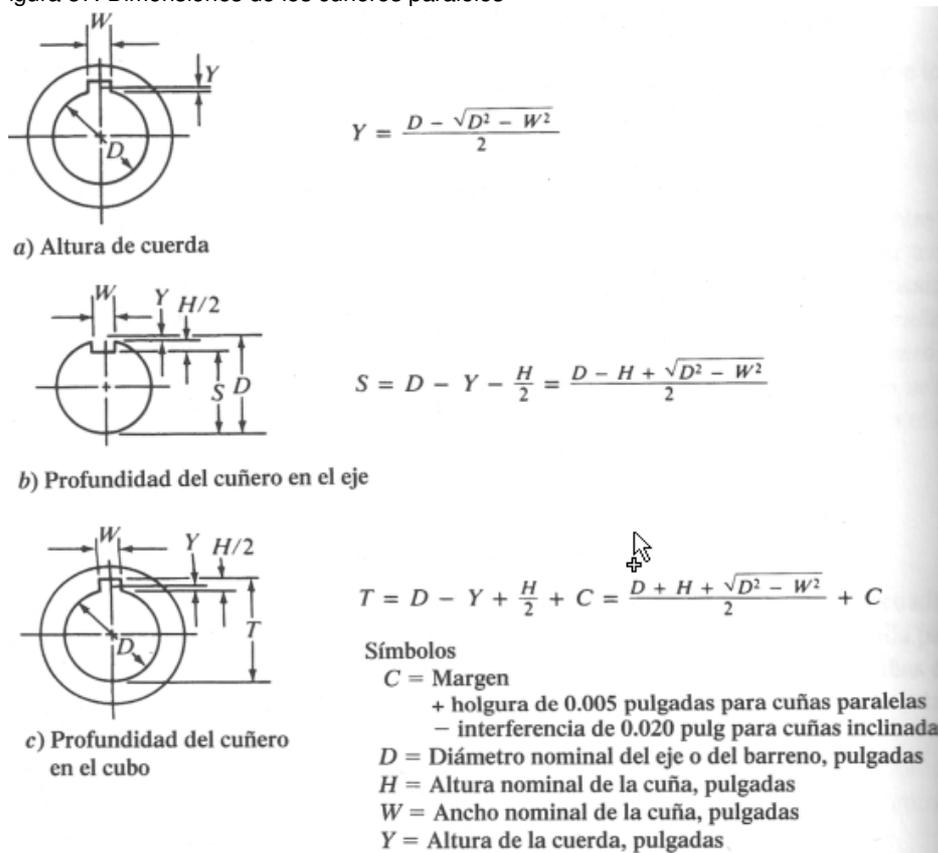
Tabla 4. Tamaño de las cuñas en función del diámetro del eje.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
		Altura, $H$		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, $W$	Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	$1\frac{1}{4}$	1/4	1/4	3/16
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	5/16	5/16	1/4
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	3/8	3/8	1/4
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	1/2	1/2	3/8
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	5/8	5/8	7/16
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	3/4	3/4	1/2
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	7/8	7/8	5/8
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	3/4
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	7/8
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{3}{4}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	2
11	13	3	3	$2\frac{1}{2}$
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	3
15	18	4		$3\frac{1}{2}$
18	22	5		4
22	26	6		5
26	30	7		

Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 494

Los cuñeros en el eje y en el cubo se diseñan para que exactamente la mitad de la altura de la cuña se recargue en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad esté en el cuñero del cubo. La figura 37 muestra las dimensiones resultantes. Antes de maquinar el cuñero, a la orilla superior del cuñero terminado, para producir una profundidad de cuñero exactamente igual que  $H/2$ .

Figura 37. Dimensiones de los cuñeros paralelos



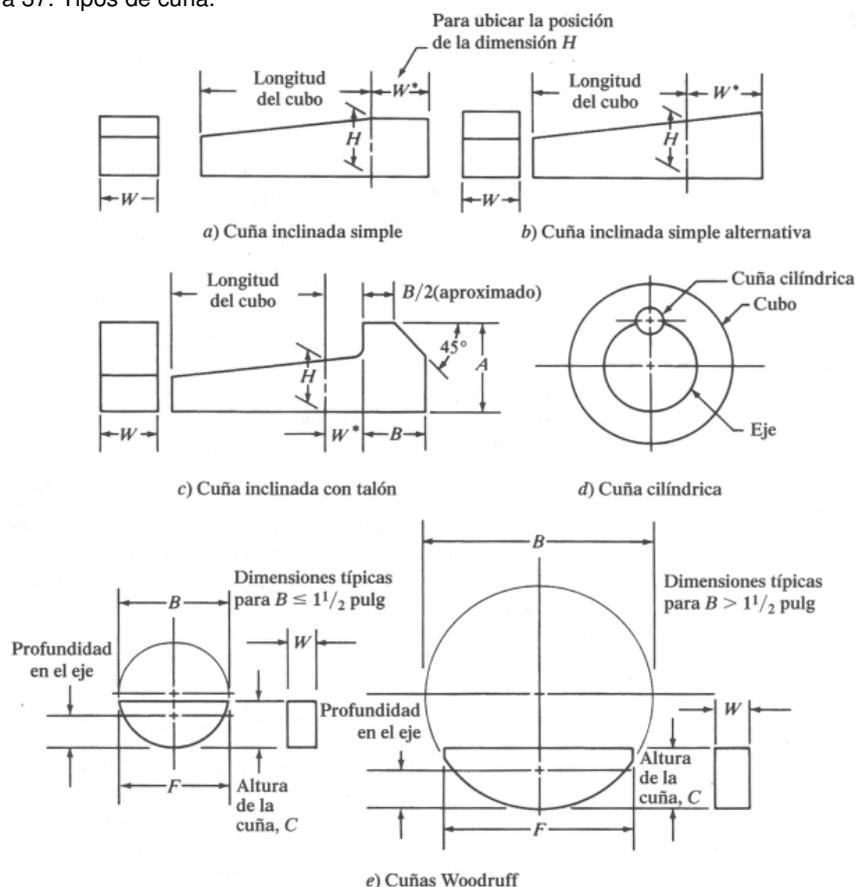
Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 496

Como opción para sustituir las cuñas paralelas, se pueden usar las cuñas inclinadas, las cuñas de contrachavetas, de espiga o cilíndricas y las cuñas de Woodruff, para obtener funciones especiales del conjunto de instalación u operación. La figura 37 muestra las dimensiones generales de esos tipos de cuñas.

**5.6.6.2. Selección e instalación de cuñas y cuñeros.** En el caso normal, y para determinada aplicación, la cuña y el cuñero son diseñados después de haberse especificado el diámetro del eje. Después, con el diámetro del eje como guía, se selecciona el tamaño de la cuña en la tabla 4. Las únicas variables que quedan son la longitud de la cuña y su material. Se puede especificar una de ellas, y entonces se calculan los requisitos de la otra.

En el caso típico, la longitud de la cuña se especifica como una porción apreciable de la longitud del cubo donde se va a instalar, para tener un buen alineamiento y una operación estable.

Figura 37. Tipos de cuña.



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 497

A la cuña se le puede cortar y dar forma cuadrada en sus extremos, o colocar un radio en cada uno de ellos al instalarse en un cuñero perfilado, para mejorar la ubicación. En general, las cuñas con extremos cuadrados se usan con el cuñero tipo corredera de trineo.

Con más frecuencia, las cuñas se fabrican con acero al bajo carbón, estirado en frío. Son una resistencia y una ductilidad adecuadas para la mayoría de las aplicaciones.

La fuerza de reacción del cuñero, de regreso hacia la cuña, produce entonces un conjunto de fuerzas opuestas que someten a la cuña a un cortante directo a través de su sección transversal,  $W = L$ . La magnitud de la fuerza cortante se puede calcular con

$$5.56 \quad F = \frac{T}{2}$$

Entonces el esfuerzo cortante es.

$$5.57 \quad \tau = \frac{F}{As} = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right) * WL} = \frac{2T}{DWL}$$

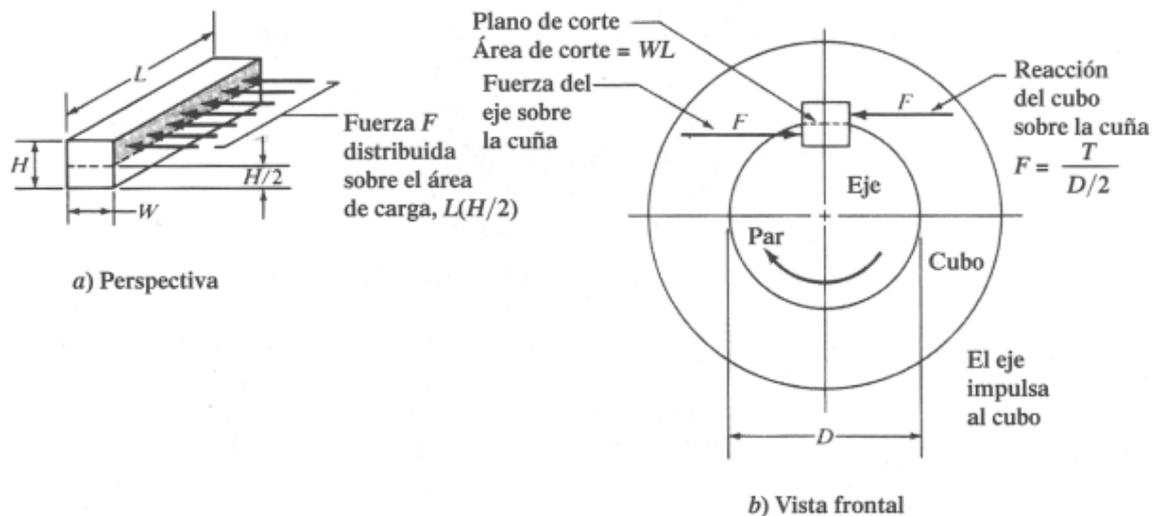
En los diseños se pueden igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño cortante, para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo:

$$5.58 \quad \tau d = 0.5 S_y / N$$

Entonces la longitud de la cuña es:

$$5.59 \quad L = \frac{4TN}{DWs_y}$$

Figura 38. Fuerzas sobre una cuña.



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 498

La falla por empuje se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero en el eje, o el lado del cuñero en el cubo. El área a la compresión es igual para cualquiera de esas zonas,  $L * (H/2)$ . Así, la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión. Entonces el esfuerzo de compresión es:<sup>18</sup>

$$5.60 \quad \sigma = \frac{4T}{DLH}$$

**5.6.7. Transmisión de potencia.** Las transmisiones con banda y cadena ofrecen la máxima versatilidad como elementos de transmisión de potencia. Esto le permite al diseñador considerable flexibilidad en la localización de los elementos

<sup>18</sup> MOTT Robert. Diseño de elementos de máquinas. Cuñas. México. 2006, p. 494 – 500.

motrices y de la maquinaria impulsada, las tolerancias no son críticas como en el caso de las transmisiones con engranes. Otra ventaja de las transmisiones de cadena, y sobre todo de las bandas, es de que se reduce la vibración y la transmisión con choque. Además, las transmisiones con banda son relativamente silenciosas.

Las bandas planas de cuero y de gran longitud fueron de uso general durante muchos años cuando lo común era usar un motor grande para dar movimiento a diferentes máquinas. Actualmente se siguen usando bandas planas de cuero, así como también de acero, hule, plástico y bandas tejidas. Las bandas planas delgadas, ligeras son de uso muy práctico en máquinas de alta velocidad donde la vibración puede ser un problema muy serio.

Las cadenas se usan para transmisión de potencia y como transportadores. Pueden usarse para cargas altas y donde sea necesario mantener relaciones precisas de velocidad. Aun cuando la localización y la tolerancia de alineamiento no sean tan precisas como para el caso de los engranes, se podrá, esperar un mejor servicio cuando ambas ruedas dentadas permanecen en el mismo plano vertical.

#### **5.6.7.1. Diseño del transmisor de potencia por cadena.**

##### **1. Potencia de diseño.**

$$5.61 \quad Pd = 1.3 * [hp]$$

**2. Relación de potencia.** Se obtiene relacionando la velocidad de salida de la turbina con la velocidad requerida por el generador.

$$5.62 \quad R = \frac{N}{n}$$

##### **3. Velocidad de salida.**

$$5.63 \quad N2 = N1 \times R$$

##### **4. Diámetros de paso.**<sup>19</sup>

$$5.64 \quad D = \frac{P}{\sin(180^\circ/N1)}$$

##### **5. Longitud de la cadena.**

---

<sup>19</sup> DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P 291

$$5.65 \quad L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

## 6. Distancia entre centros.

$$5.66 \quad C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(N_2 + N_1)^2}{4\pi^2} \right]} \right]$$

## 7. Ángulos de contacto.

$$5.67 \quad \theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} (D_2 - D_1) / 2C$$

## 8. Fuerza en la cadena.<sup>20</sup>

$$5.68 \quad F_c = T / (D/2)$$

**5.6.8. Rodamientos.** Los tipos de cojinetes encontrados más comúnmente en la turbo maquinaria son:

- Cilíndrica simple
- De ranuras axiales
- Con dique de presión
- De agujero central de limón
- De pivote descentrado
- De tres lóbulos
- De cuatro lóbulos
- De zapatas basculantes

La razón para una selección tan larga de cojinetes es que cada uno de estos tipos tiene características únicas de operación que lo hacen más adecuado para una aplicación que para otra.

Los parámetros geométricos fundamentales para todas las chumaceras son el diámetro, el ángulo del arco de la zapata, la relación de la longitud al diámetro y el juego de funcionamiento. Para los tipos de cojinetes que constan de zapatas múltiples, también se tienen variaciones en el número de zapatas, precarga, ángulo de excentricidad del pivote de la zapata y orientación del cojinete (sobre las zapatas o entre éstas). Además de los parámetros geométricos, existen varios parámetros importantes de operación. Los parámetros claves de operación son la

<sup>20</sup> Diseño de elementos de maquinas. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P. 291 y 537-538

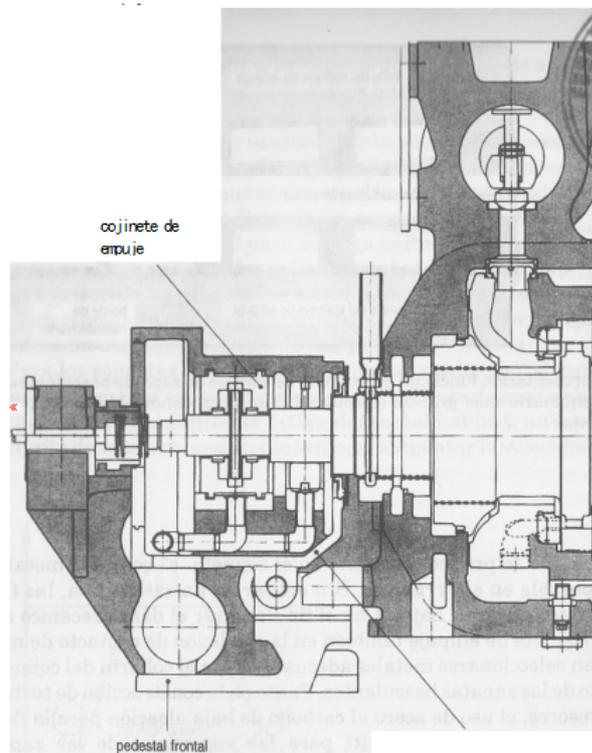
viscosidad del aceite, la densidad del aceite, la velocidad de rotación, la carga de gravedad en el cojinete y las cargas externas aplicadas. Las cargas en espiral en las bombas y las cargas por encastramiento en las cajas de engranes son ejemplos de cargas externas.

**5.6.8.1. Cojinetes de empuje para turbo maquinaria.** El cojinete de empuje tiene dos funciones en una Turbomáquina; constituye el punto axial de referencia para localizar el rotor en la carcasa y soporta el empuje axial (Figura 39).

El empuje axial se puede originar a partir del empuje del vapor generado por las partes del rotor sujetas a la presión de ese vapor, o bien, a partir de las fuerzas de empuje desarrolladas en los acoplamientos flexibles (acoplamientos de dientes de engranes o de diafragma).

Siempre se puede esperar un empuje del acoplamiento cuando se conectan dos flechas, cada una de las cuales está ubicada por un cojinete axial, a través de un acoplamiento flexible. Si uno de los rotores o los dos cambian su longitud debido a los cambios en la temperatura, se desarrollan fuerzas en el acoplamiento que contrarrestan el movimiento térmico.

Figura 39 Ubicación del cojinete de empuje en el alojamiento frontal de la Turbina de reacción



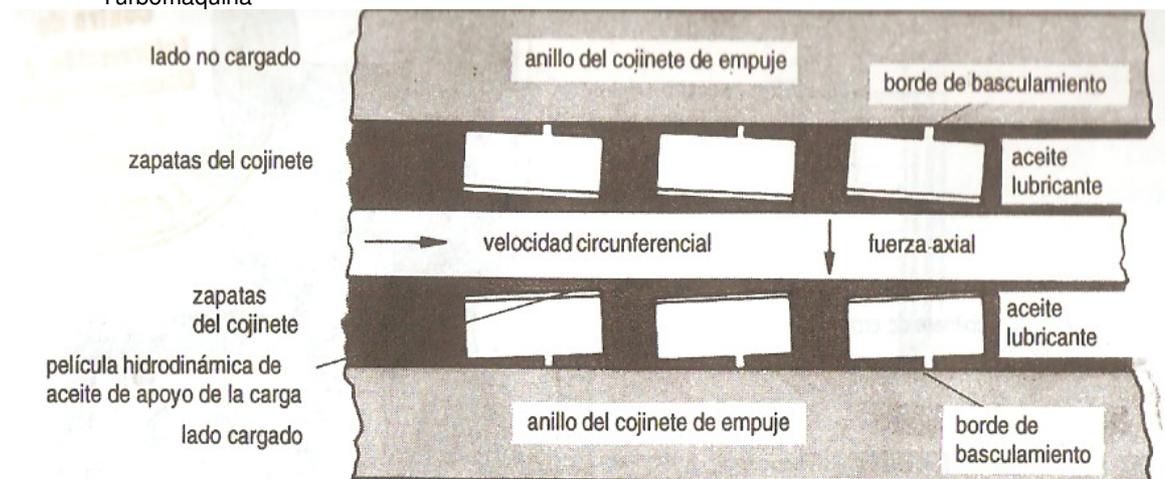
Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATHING. (Siemens Power Corporation, Milwaukee. Wis) y Alemania. 2009 p 57.

El cojinete de empuje de muchas turbinas industriales modernas consta del collarín del cojinete (parte integral de la flecha) y de dos anillos de zapatas de ese cojinete, cada una de las cuales cuenta con un borde de basculamiento (Figura 40). Al bascular las zapatas, se puede formar un hueco con forma de cuña entre el collarín y las propias zapatas. El espacio entre el collarín y las zapatas se llena con aceite.

Debido a su viscosidad, el aceite es impulsado de la superficie del collarín rotatorio hacia el hueco con forma de cuña.

En virtud de que el aceite es prácticamente incompresible, la sección decreciente de flujo en el hueco con forma de cuña debe tener como efecto un aumento en la presión del aceite en ese hueco. Esta presión del aceite es equilibrada por la fuerza axial del rotor, a través del collarín. Por lo tanto, el cojinete es uno de empuje con una película de aceite, hidrodinámicamente generada, de apoyo de la carga. Con una carga axial constante, el espesor de la película de aceite se incrementa al aumentar la velocidad, por el efecto hidrodinámico sobre el lado cargado.

Figura 40 Representación funcional del cojinete de empuje de zapatas basculantes usado en la Turbomáquina

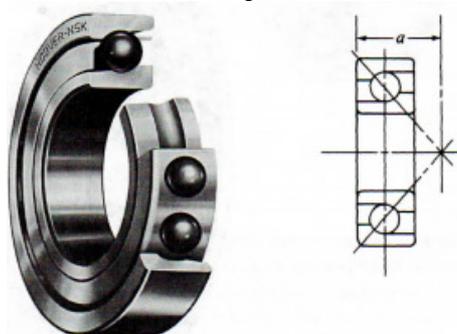


Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATHING. (Siemens Power Corporation, Milwaukee. Wis) y Alemania. 2009. p 58

**5.6.8.2. Rodamiento de una hilera de bolas y ranura profunda.** A veces se le llama rodamiento Conrad a este tipo de rodamientos, y tiene las características que imagina la mayoría de las personas al escuchar el término rodamiento de bolas (figura 41). La pista interior entra en el eje casi siempre con presión en el asiento del rodamiento, con un ajuste de interferencia pequeña, para asegurar que gire con el eje. Los elementos rodantes esféricos, o bolas, ruedan en una ranura profunda, tanto en la pista interior como en la exterior. Se mantienen las distancias entre las bolas con los retenes o "jaulas". Si bien están diseñadas principalmente para tener capacidad de carga radial, la ranura profunda permite soportar una

carga de empuje bastante apreciable. La carga de empuje se aplicaría a un lado de la pista interior, mediante un hombro en el eje. Esa carga pasaría por el lado de la ranura, a la bola, al lado opuesto de la pista externa, y por último a la caja. El radio de la bola es un poco menor que el radio de la ranura, para permitir la rodadura libre de las bolas. El contacto entre una bola y la pista se da en ese punto, teóricamente, pero en realidad es un área pequeña circular, por la deformación de los elementos. Ya que la carga se soporta sobre un área pequeña, se presentan esfuerzos de contacto locales muy altos. Para incrementar la capacidad de un rodamiento de una sola hilera, debería usarse un rodamiento con mayor número de bolas, o bolas mayores que trabajen en pistas de mayor diámetro.

Figura 41. Rodamiento de bolas de contacto angular.



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 601.

**5.6.8.3. Rodamientos de rodillos cónicos.** Los rodamientos de rodillos cónicos (figura 42) están diseñados para tomar cargas apreciables de empuje y también grandes cargas radiales, lo que redonda en excelentes calificaciones para ambas. Con frecuencia se usan en rodamientos de rueda de vehículos y equipos móviles, y en maquinaria pesada con grandes cargas inherentes de empuje. La sección 14-2 contiene información adicional acerca de su aplicación. Las figuras 8-25, 9-36, 10-1 y 10-2 muestran cojinetes de rodillos cónicos aplicados en reductores de velocidad con engranes.

Figura 42 Rodamientos cónicos y de rodillos

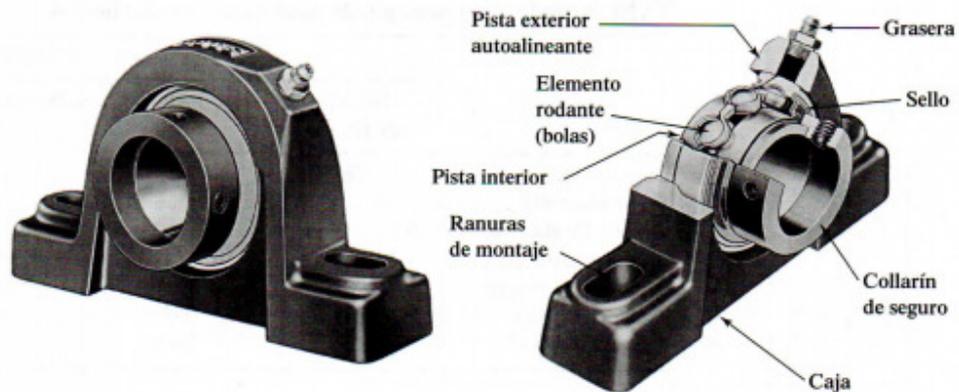


Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 603.

En muchos tipos de maquinaria pesada, y en máquinas especiales producidas en pequeñas cantidades, se seleccionan rodamientos montados, y no rodamientos sueltos. Los rodamientos montados proporcionan un medio de sujetar la unidad del rodamiento en forma directa al armazón de la máquina.

La figura 43 muestra la configuración más común de un rodamiento montado en una caja de chumacera. La caja se fabrica con acero moldeado, hierro colado o acero colado con orificios o ranuras para su fijación durante el ensamblado de la máquina, en cuyo momento de a el alineamiento del eje con la chumacera.

Figura 43. Chumaceras



Fuente: DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Mott Robert L. 2006, p. 605.

**5.6.8.4. Cálculos para la selección de los cojinetes.** Para saber qué tipo de rodamiento soportara la turbina es necesario conocer las reacciones en dichos puntos tanto radial, axial y tangencial, descritos en el cálculo del eje, es necesario conocer una vida útil del rodamiento según la tabla 5

Tabla 5. Duración recomendada para rodamientos

Aplicación	Duración de diseño $L_{10}$ , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopiadores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P 612

### 1. Numero de revoluciones de diseño para el rodamiento.

5.69

$$L_d = (h)(rpm)(60 [min]/h)$$

## 2. Carga equivalente.

5.70

$$P = VXR + YT$$

Dónde:

V = factor de rotación

X = factor radial

R = carga radial aplicada

Y = factor de empuje

T = carga de empuje aplicada

Valores que se encuentran según la tabla 6.

Tabla 6. Factores de carga radial y de empuje para rodamientos de una hilera de bolas y profunda.

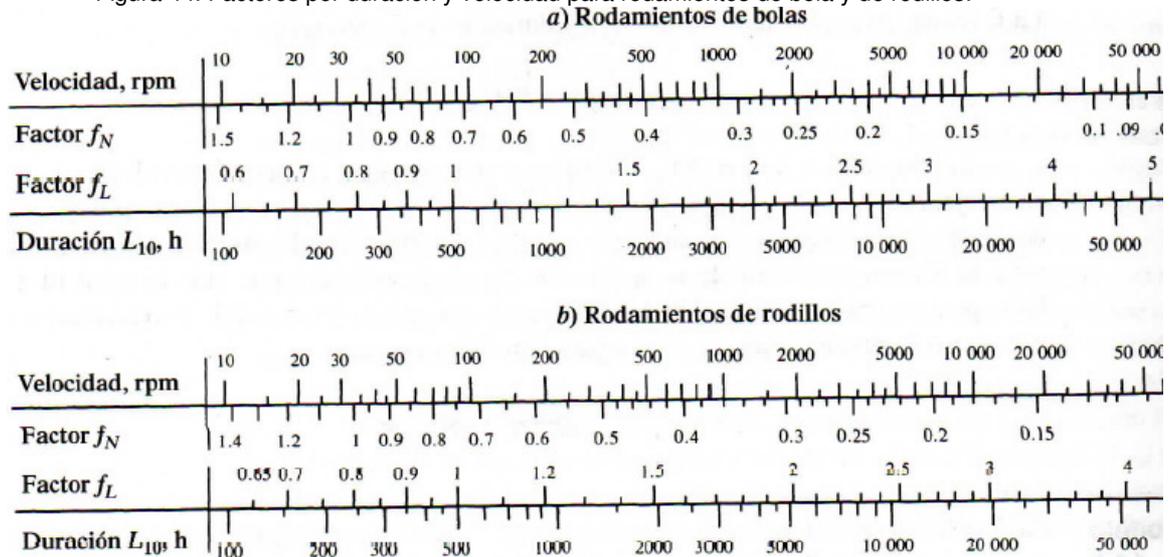
$e$	$T/C_o$	$Y$	$e$	$T/C_o$	$Y$
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P 614

## 3. Carga dinámica.

Según la figura 44 se escoge el factor de velocidad ( $f_N$ ) y factor de por duración ( $f_L$ )

Figura 44. Factores por duración y velocidad para rodamientos de bola y de rodillos.

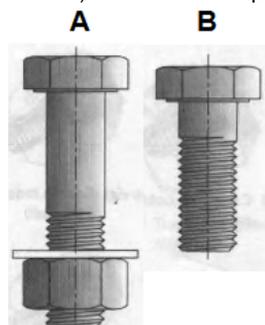


Fuente: Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P 614

**5.6.9. Tornillos sujetadores.** Los tornillos permiten obtener uniones entre elementos, al encajar con una rosca situada en otro cuerpo u obtener desplazamientos lineales a partir de movimientos rotativos. Los sujetadores se pueden clasificar de distinta manera: por su uso, por tipo de rosca, por tipo de cabeza y por su resistencia. Hay sujetadores de todos tipos, disponibles en una diversidad de materiales, incluyendo acero, acero inoxidable, aluminio, latón, bronce y plástico.

**5.6.9.1. Pernos y tornillos de máquina.** El mismo sujetador puede ser identificado con un nombre distinto cuando sirve de alguna manera particular. Por ejemplo, un perno es un sujetador con cabeza y vástago recto roscado pensado para utilizarse con una tuerca, a fin de mantener unido un conjunto. Sin embargo, el mismo sujetador se conoce como tornillo de máquina o tornillo de cabeza cuando queda roscado en un barreno machuelado, en vez de enroscarse en una tuerca. (Figura 45)

Figura 45. A) perno, arandela y tuerca. B) Tornillo de máquina.



Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 896.

**5.6.9.2. Tornillos con cabeza para dado.** Se fabrican de acero de alta resistencia endurecido, de acero inoxidable o de otros metales, y se emplean mucho en maquinaria. El dado hexagonal permite la aplicación de un par de torsión suficiente, mediante llaves hexagonales especiales. El estilo de cabeza para dado estándar (Figura 46) está diseñado para meterlo en una "caja", de manera que la cabeza quede al ras o debajo de la superficie. El tornillo de cabeza plana queda al ras. El tornillo escalonado tiene un vástago de alta precisión rectificad que sirve de pivote o para fijar con precisión una pieza.

Figura 46. Tornillos con cabeza para dado



Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 897.

**5.6.9.3. SUJETADORES PRE-CARGADOS A TENSION.** Una de las aplicaciones principales de los pernos y tuercas es sujetar las piezas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas colocan los pernos a tensión. Es práctica común pre cargar la unión apretando los pernos con un par de torsión suficiente para crear cargas a tensión cercanas a su resistencia de prueba. Suponiendo que los pernos están adecuadamente dimensionados para las cargas aplicadas, estas elevadas precargas hacen muy improbable que los pernos se rompan en servicio, si no se rompen al tensionarse (apretarse).

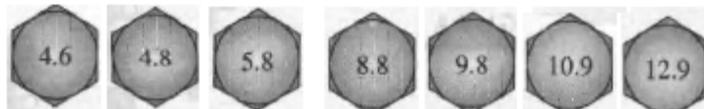
Los pernos y tornillos para aplicaciones estructurales o para carga severa deberán seleccionarse con base en su resistencia de prueba  $S_p$  según definido por SAE, ASTM o ISO. Estas organizaciones definen los grados o clases de pernos y especifican el material, el tratamiento térmico y una resistencia mínima de prueba para el perno o tornillo. La resistencia de prueba  $S_p$  es el esfuerzo al cual el perno empieza a tomar una deformación permanente y es cercana a, pero inferior que, el límite de fluencia elástico del material. El grado o clase de cada perno queda indicado por la presencia (o ausencia) de marcas sobre la cabeza. La Tabla 7 muestra la información de resistencia para varios grados de pernos métricos. Las marcas en la cabeza de cada uno de los grados o clases se muestran en la figura 47.

Tabla 7. Especificaciones y resistencias métricas para pernos de acero norma ISO

Número de clase	Rango de tamaño del diámetro exterior (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Límite elástico mínimo (MPa)	Resistencia mínima a tensión (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	medio carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, T y R

Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 915.

Figura 47. Marcas de la cabeza tornillos métricos.



Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 915.

**5.6.9.4. Sujetadores pre-cargados bajo cargas dinámicas.** Se le denomina bajo cargas dinámicas, porque la fuerza aplicada esta en función del tiempo, variando entre algún valor mínimo y máximo, siendo ambos positivos. Una

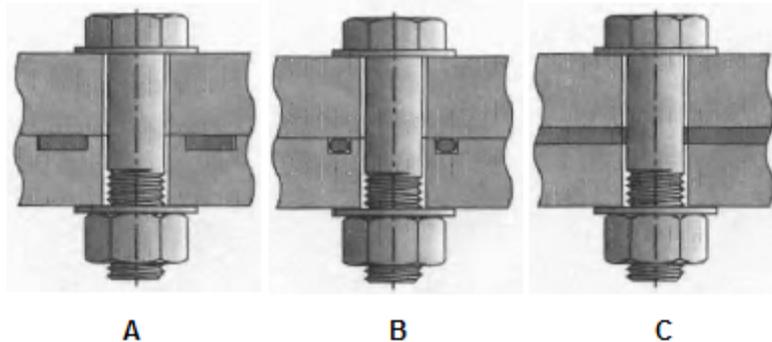
situación muy común es la de una carga fluctuante ( $P$  mínimo = 0) como la que ocurre en un recipiente de presión atornillado y programado para presiones que cambian desde cero hasta su máxima presión. Para el estudio dinámico es necesario conocer una fuerza alternante y una media, calculadas con la fórmula 5.69 y 5.70.

$$5.71 \quad F_{alt} = \frac{F_t - F_i}{2}$$

$$5.72 \quad F_{med} = \frac{F_t + F_i}{2}$$

**5.6.9.5. Uniones con junta.** A menudo se utilizan juntas en las uniones donde se requiere un sello a presión. Hay distintos tipos de juntas, que se pueden dividir en dos clases generales: confinadas y no confinadas. La figura 48AB, muestra dos variantes de juntas confinadas, siendo una de ellas un anillo O. Todas las juntas confinadas permiten que las caras duras de las partes acopladas entren en contacto. En la Figura 48C se muestran uniones conjuntas no confinadas, que tienen una junta relativamente blanda que separa de manera total las superficies de unión. La junta, por lo tanto, contribuye a la constante de resorte de la unión. En la Tabla 8 aparecen los módulos de elasticidad para varios materiales para junta.

Figura 48. A) Junta confinada, B) junta confinada en O, C) junta no confinada



Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 931.

Tabla 8. Módulo de Young para algunos materiales para juntas.

Material	Módulo de elasticidad	
	psi	MPa
Corcho	12.5E3	86
Asbesto comprimido	70E3	480
Cobre y asbesto	13.5E6	93E3
Cobre (puro)	17.5E6	121E3
Hule simple	10E3	69
Espiral arrollada	41E3	280
Teflón	35E3	240
Fibra vegetal	17E3	120

Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 931.

- **Recomendaciones según Norton.**

Es necesario saber que para tener los beneficios de elevadas precargas en función de la protección de los tornillos a cargas por fatiga, es necesario tener una rigidez del material superior a la rigidez del perno. Juntas blandas sin confinar reducen la rigidez del material de tal forma que limitan la efectividad de la precarga. En uniones severamente cargadas, las juntas no confinadas deben fabricarse de un material de elevada rigidez como es el asbesto, o si no reemplazarse por juntas confinadas.

Para una buena distribución de las fuerzas, el espaciado de los pernos alrededor de un círculo o en un patrón no debe exceder seis diámetros de perno entre los dos contiguos.

Los pernos no deben estar más cerca de un borde de alrededor de 1.5 a 2 diámetros de perno.<sup>21</sup>

**5.6.9.6. Control de precarga.** La cantidad de precarga obviamente es un factor importante en el diseño de los pernos, por lo que es necesario tener algún medio de controlar la precarga que se aplica a un perno. Los métodos más precisos requieren que estén accesibles ambos extremos del perno. Entonces se puede medir la cantidad de elongación del perno mediante un micrómetro, o un indicador de longitud electrónico, y es posible estirar el perno a una longitud consistente con la precarga deseada.

A veces se recurre a transductores ultrasónicos para medir el cambio de longitud del perno al apretarse, y éstos sólo necesitan acceso al extremo de la cabeza. Estos métodos no son tan útiles en situaciones de alta producción o de servicio en el campo, ya que requieren mucho tiempo, cuidado e instrumentos de precisión, así como personal capacitado.

<sup>21</sup> DISEÑO DE MAQUINAS. Norton Robert. Segunda edición. México D.F. 1995, p. 935.

Un método más práctico pero menos preciso mide o controla el par de torsión aplicado a la tuerca o a la cabeza de un tornillo de cabeza. Un torquímetro da una lectura sobre una carátula relacionada con la cantidad de par de torsión aplicado. Los torquímetros se considera que dan un error en precarga de hasta  $\pm 30\%$ . Si se toma gran cuidado y se lubrican las roscas (que de todas maneras es deseable), este error quizás se pueda dividir a la mitad, pero sigue siendo grande. Se pueden ajustar torquímetros neumáticos de impacto a un nivel particular de par de torsión al cual detienen su giro. Éstos dan resultados más consistentes que el torquímetro manual y son los preferidos.

La fórmula para determinar el par torsión en el perno es:

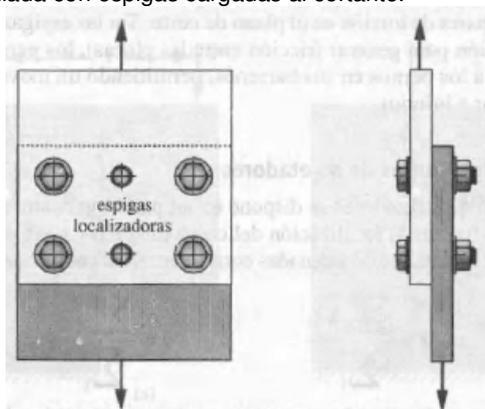
$$5.73 \quad T_i = 0,21 * F_i * d$$

Donde  $F_i$  es la carga aplicada,  $d$  el diámetro del perno y 0,21 el coeficiente de par de torsión.

**5.6.9.7. Sujetadores al cortante.** Los pernos también sirven para resistir cargas al cortante, aunque esta aplicación es más común en diseño estructural que en diseño de máquinas. La construcción de acero estructural y la de bastidores de puentes suelen estar atornilladas con pernos pre-cargados de alta resistencia. La precarga a tensión en este caso tiene la finalidad de crear elevadas fuerzas de fricción entre los elementos atornillados que pueden resistir la carga por cortante. Por lo que, los pernos siguen cargados a tensión con alta precarga. Si la fricción en la unión no es suficiente para soportar las cargas de cortante, entonces los pernos quedarán colocados al cortante directo.

En diseño de máquinas, donde las relaciones dimensionales entre las piezas requieren tolerancias mucho más estrictas que en una obra de tipo estructural, no se considera una buena práctica recurrir a pernos o tornillos al cortante para localizar y soportar piezas de máquinas de precisión bajo cargas al cortante. En vez de ello debe utilizarse una combinación de pernos o tornillos y de espigas localizadoras, los tornillos unirán y las espigas localizadoras de acero endurecido localizarán la sección transversal dando precisión. La fricción en la unión generada por la fuerza de sujeción del perno deberá esperarse que soporte las cargas cortantes en combinación con las espigas de localización cargadas al cortante directo. En efecto, la tarea queda dividida entre estos tipos distintos de sujetadores. Las espigas localizadoras soportan cargas al cortante pero no a tensión, y los pernos y tornillos soportan cargas a tensión, pero no cargas cortantes directas. La figura 49 aclara la geometría de ambos componentes.

Figura 49 Unión atornillada con espigas cargadas al cortante.



Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 941.

**5.6.9.8. Cálculos de diseño.** Las siguientes formulas presentadas son necesarias para saber si el tornillo escogido aguanta cargas fluctuantes y alternantes para que la presión no salga del compartimiento de la turbina. Los tornillos que se utilizaran están definidos según la norma ISO métrica, en la tabla 9, la cual muestra las dimensiones, el paso y el área de esfuerzo a tensión, necesario para el cálculo del tornillo.

Tabla 9. Dimensiones principales para roscas de tornillo métrico estándar ISO

Diámetro mayor $d$ (mm)	Paso $p$ (mm)	Roscas bastas		Roscas finas		
		Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55

Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 896.

**1. La fuerza de precarga es:**

$$F_i = \text{porcentaje de precarga} * S_p * A_t$$

## 2. Longitud del vástago

$$5.75 \quad l_s = L_p - L_c$$

Dónde:  $L_p$  = longitud del perno  
 $L_c$  = longitud de cuerda

## 3. Longitud de cuerda en la zona de sujeción.

$$5.76 \quad l_t = L_p - l_s$$

## 4. Rigidez del perno

$$5.77 \quad \frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t * E} + \frac{l_s}{A_b * E}$$

Dónde:  $A_b$  = es el área transversal del tornillo

## 5. Fuerza total en la tapa suponiendo

$$5.78 \quad F = P * A = \frac{p * \pi * D_p^2}{4}$$

Dónde:  $P$  = es la presión sometida al recipiente.  
 $D_p$  = el diámetro interno del cilindro.

## 6. La fuerza aplicada sobre cada tornillo

$$5.79 \quad F_t = \frac{F}{8}$$

## 7. Rigidez del material sin junta

$$5.80 \quad k_{ma} = d E A^{b(\frac{d}{l_m})}$$

Esta fórmula exponencial fue propuesta por Wileman, quien con sus estudios en elementos finitos definió el coeficiente  $A$  y el exponente  $b$ , según el material de la unión, expuestos en la tabla 10.

Tabla 10. Parámetros de rigidez para la ecuación 5.80

Material	E (GPa)	$\nu$	A	b
Acero	206.8	0.291	0.78715	0.62873
Aluminio	71.0	0.334	0.79670	0.63816
Cobre	118.6	0.326	0.79568	0.63553
Fundición de hierro gris	100.0	0.211	0.77871	0.61616

Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 930.

## 8. Longitud de apriete con junta no confinada

$$5.81 \quad l_m = L - 2t$$

Dónde t es el espesor de la junta y L la longitud de apriete del tornillo.

Para hallar las fuerzas de apriete que soportan la junta se debe tener claro un diámetro exterior de la brida con el diámetro interior donde las presiones estarán alojadas. Quedando un área de junta:

$$5.82 \quad A_j = \frac{\pi}{4} * \left[ \frac{D_e^2 - D_i^2}{N_{\text{pernos}}} - d^2 \right]$$

## 9. Rigidez de la junta.

$$5.83 \quad k_{mj} = \frac{A_j * E_j}{t}$$

Donde E es el módulo de elasticidad encontrado en la tabla 8

## 10. Rigidez calculada de la unión.

$$5.84 \quad k_m = \frac{1}{\left(\frac{1}{k_{ma}}\right) + \left(\frac{1}{k_{mj}}\right)}$$

11. Se calcula una constante de rigidez C, que es simplemente una constante de unión, utilizada para saber la carga que soporta el perno y el materia, calculado con la fórmula 5.81.

$$5.85 \quad C = \frac{k_{bp}}{k_m + k_{bp}}$$

## 12. Porción de carga sentida por el tornillo.

$$5.86 \quad P_t = C * F_t$$

### 13. Porción de carga sentida por el material

$$5.87 \quad P_m = (1 - C) * P$$

### 14. Cargas resultantes sentidas en el tornillo y en el material

$$5.88 \quad F_t = F_i + P_t$$

$$5.89 \quad F_m = F_i - P_t$$

### 15. Esfuerzo máximo a tensión en el tornillo es

$$5.90 \quad \sigma_{tp} = \frac{F_t}{A_t}$$

### 16. Esfuerzos medios y alternantes.

$$5.91 \quad \sigma_{alt} = k_f * \frac{F_{alt}}{A_t}$$

Donde  $k_f$  se encuentra en la tabla 11 según el tipo de fabricación o proceso que se le haya dado al tornillo.

Tabla 11. Factores de concentración de esfuerzos a la fatiga para pernos.

Dureza Brinell	Grado SAE (UNS)	Clase SAE (ISO)	Roscas $K_f$ roladas	Roscas cortadas $K_f$	Filete $K_f$
< 200 (recocido)	≤ 2	≤ 5.8	2.2	2.8	2.1
> 200 (endurecimiento)	≥ 4	≥ 6.6	3.0	3.8	2.3

Fuente: Diseño de máquinas. Robert L. Norton, segunda edición. México 1995. P 924.

Para hallar el esfuerzo medio se trabajara con un  $k_{fm}$ , que por lo general para un tornillo pre-cargado será aproximado a 1.0, quedando:

$$5.92 \quad \sigma_{med} = k_{fm} * \frac{F_{med}}{A_t}$$

### 17. Esfuerzo a la precarga inicial.

$$5.93 \quad \sigma_i = k_{fm} * \frac{F_i}{A_t}$$

### 18. Determinación de factores de seguridad a la fatiga y a la fluencia.

$$5.94 \quad N_f = \frac{S' n (S_u - \sigma_i)}{S' n (\sigma_{med} - \sigma_i) + (S_u * \sigma_{alt})}$$

Dónde:  $S' n$  = límite de resistencia real a la fatiga

Factor de seguridad a la fluencia

$$5.95 \quad Ny = \frac{sy}{\sigma_{tp}}$$

### 19. Fuerza necesaria para separar la unión.

$$5.96 \quad F_{sep} = \frac{Fi}{1-c}$$

Y factor de seguridad contra esa separación es:

$$5.97 \quad N_{sep} = \frac{F_{sep}}{F_t}$$

- Los cálculos para tornillos expuestos al cortante son:

### 20. Esfuerzos cortantes permisibles.

$$5.98 \quad \tau_p = 1.20 * Su$$

Dónde Su es la resistencia ultima

### 21. Falla por cortante.

$$5.99 \quad Fs = \tau_p * As$$

Área sometida al cortante

$$5.100 \quad As = \frac{Ns * \pi * D^2}{4}$$

Siendo  $N_s$  es si existe carga simple o carga cortante, si es simple es igual al número de tornillos que tenga la junta, y si es doble se supone que son tres juntas las que une, por lo tanto se multiplican por dos el número de tornillos que las sujetan.

### 22. Falla por apoyo o aplastamiento

$$5.101 \quad Fb = \sigma_{ba} * Ab$$

Dónde  $\sigma_{ba}$  es el esfuerzo de aplastamiento calculado con la fórmula 5.98 pero del material y  $Ab$  es el área sometida a aplastamiento,

$$5.102 \quad Ab = Nb * D * t$$

Dónde Nb son el número de juntas, D es el diámetro del tornillo y t es el espesor de la junta.

### 23. Falla por tensión

$$5.103 \quad F_{ten} = \sigma_{ten} * A_t$$

Donde  $\sigma_{ten}$  se calcula con la fórmula 5.104, y  $A_t$  de la tabla 9

$$5.104 \quad \sigma_{ten} = 0,6 * S_y^{22}.$$

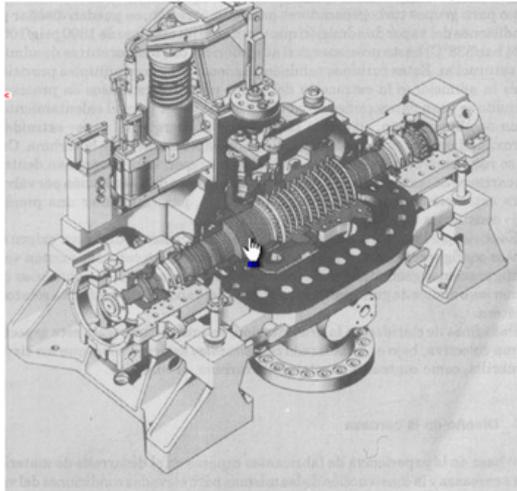
**5.6.10. Carcasa.** Las experiencias de los fabricantes de carcasas para admisión de vapor elevadas se optan por un diseño de construcción de casco sencillo o doble. Estas configuraciones se han usado en muchas aplicaciones y han acumulado años de operación y confiabilidad. Estos métodos facilitan la absorción de los esfuerzos térmicos transitorios, dando lugar a diseños que resisten el agrietamiento del casco y los cambios en el alineamiento durante la operación. La construcción de casco doble impide que el vapor inicial entre en contacto directo con la unión exterior de la carcasa. En la figura 50 se muestra una turbina de contrapresión con casco doble para altas condiciones del vapor de admisión.

Las partes de la turbina que controlan la posición de los componentes rotatorios en relación con los componentes fijos están soportadas y colocadas precisamente a la altura de la flecha; se mueven en forma independiente entre sí. En las carcasas de las turbinas grandes, la distorsión no se puede transmitir hacia los cojinetes. Las carcasas de las turbinas en general se encuentran partidas horizontalmente y están diseñadas para dar lugar a una operación confiable, sin fugas, con uniones metal con metal, provisiones para el drenaje de la humedad y múltiples aberturas para revisión.

---

<sup>22</sup> Resistencia de materiales. Robert L. Mott, P.E tercera edición. México 2006. P 566

Figura 50 Turbina de reacción de alta presión de admisión, del tipo de contrapresión

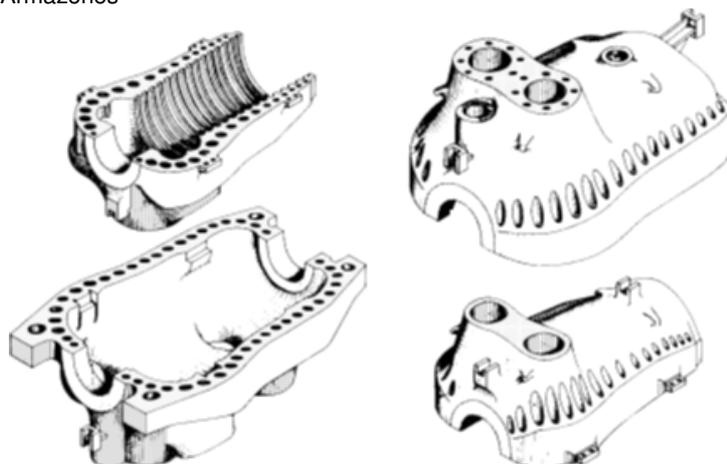


Fuente: STEAM TURBINES DESIGN, APPLICATIONS AND RE RATHING. (Siemens Power Corporation, Milwaukee. Wis) y Alemania, 2009 p. 30

**5.6.10.1. Características.** En la construcción de las carcasas de las turbinas hay que proveer que la accesibilidad a las partes interiores permita su examen fácilmente.

Las presiones elevadas implican para los cuerpos de alta presión (AP) tensiones mayores, al mismo tiempo que la elevación de las temperaturas disminuye la resistencia del metal, problema que se resuelve empleando aceros especiales resistentes al calor y espesores adecuados, no pudiendo sobrepasar un cierto valor por la aparición de tensiones térmicas transitorias, más sensibles en las piezas gruesas, utilización de porta-toberas que permiten no someter al armazón de AP más que a la presión y temperatura de vapor que existen a la salida de la primera corona. (Figura 51)

Figura 51. Armazones

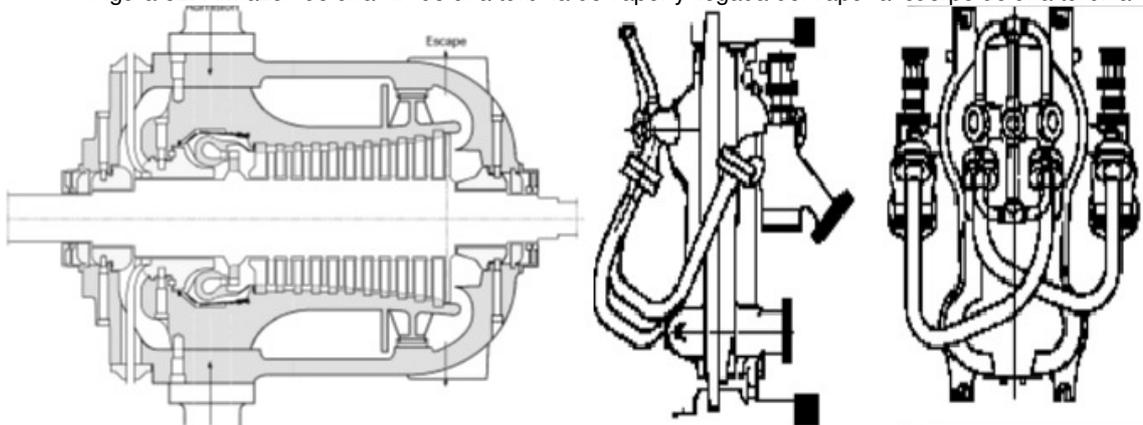


Fuente: TURBINAS DE VAPOR. Departamento de Cantabria (diseño de carcasas). 2007 p. 84

Las temperaturas elevadas plantean el problema de las dilataciones que, por su desigualdad, producen el alabeo de los armazones o de los contactos entre las piezas fijas y móviles. El primer problema se resuelve buscando formas simétricas para la disposición de las toberas, y el segundo por una adecuada elección de los emplazamientos de las juntas fijas y del tope.

Los grandes cuerpos a baja presión (BP) de las turbinas de condensación deben ser lo suficientemente rígidos para resistir las deformaciones producidas por la presión atmosférica y las cargas del rotor aplicadas a los cojinetes, generalmente solidarios de la parte inferior del armazón. (Figura 52).

Figura 52. Armazón de una AP de una turbina de vapor y llegada del vapor al cuerpo de una turbina



Fuente: TURBINAS DE VAPOR. Departamento de Cantabria (diseño de carcasas). 2007 p. 84

Durante el arranque, las partes móviles se calientan más rápidamente que el estator, por lo que hay que tomar precauciones para evitar los contactos entre las partes fijas y móviles. Así, si el armazón solidario al condensador, se dilata de derecha a izquierda arrastrando al cojinete y al tope que deslizan sobre su soporte, el rotor se dilata en sentido inverso más rápidamente que el cuerpo, llevando consigo una reducción de las holguras hacia detrás de las aletas móviles.

El cuerpo de BP debe tener una gran rigidez frente a la presión exterior y los esfuerzos aplicados por el rotor y una guía correcta del flujo del vapor a fin de limitar las pérdidas aerodinámicas.

**5.6.10.2. Cálculos de la carcasa.** Para poder hallar los esfuerzos en el recipiente, hay que establecer si este se clasifica en pared delgada o pared gruesa, de la siguiente forma

$$5.105 \quad D_m = D_o - t$$

Donde  $D_o$  es el diámetro exterior y  $t$  el espesor del recipiente.

Para demostrar que la carcasa se considere de pared delgada la fórmula 5.106 debe ser mayor o igual a 20, quedando:

$$5.106 \quad \frac{D_m}{t} \geq 20$$

**1. Esfuerzos para cilindros de pared gruesa.** Para este tipo de recipiente se presentan tres esfuerzos

Longitudinal:

$$5.107 \quad \sigma_1 = \frac{pa^2}{b^2 - a^2}$$

Anular (tangencial)

$$5.108 \quad \sigma_2 = \frac{pa^2(b^2 - r^2)}{r^2(b^2 - a^2)}$$

Esfuerzo anular máximo en la superficie interna.

$$5.109 \quad \sigma_2 = \frac{p(b^2 - a^2)}{b^2 - a^2}$$

Radial.

$$5.110 \quad \sigma_3 = -\frac{pa^2(b^2 - r^2)}{r^2(b^2 - a^2)}$$

Esfuerzo máximo en la superficie interna

$$5.111 \quad \sigma_3 = -p$$

**2. Resistencia a la cedencia requerida del material**

El material debe soportar los esfuerzos de tensión que se presenta tangencialmente en el interior de las paredes de la carcasa, se considera una presión estable y el esfuerzo se basa en una resistencia a la cedencia del material.

$$5.112 \quad \sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

Donde N es el factor de seguridad para la fabricación de la carcasa.

De esta manera se selecciona un material que cumpla estas condiciones.<sup>23</sup>

---

<sup>23</sup> Resistencia de materiales. Robert L. Mott, P.E tercera edición. México 2006. P 539

**5.6.11. Piñón de transmisión.** Son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro, para el caso de la turbina, el engrane que recibe la fuerza del motor de arranque, es necesario conocer que cantidad de fuerza necesita para que la turbina rompa la inercia, y pueda seguir con sus giros.

Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido. Los dientes de impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual constituye una fuerza perpendicular al radio del engrane. Con esto se transmite un par torsional, y como el engrane es giratorio también se transmite potencia.

No se especifica en este trabajo los tipos de engranes que hay, solo se hace una pequeña referencia a los engranes rectos, porque es el que se va a utilizar.

**5.6.11.1. Calculo de diseño del engrane.** Para diseñar el piñón es necesario conocer factores de entrada del motor de arranque, porque ya está diseñado, lo primordial es hacer un bosquejo del piñón, y después calcular los diámetros del engrane, se enumeran algunos cálculos fundamentales para dicha práctica.

1. Modulo: el modulo es una unidad común de longitud en milímetros, el paso de los engranes se basan en esta unidad y es calculado con:

$$5.113 \quad m = \frac{De}{N+2}$$

2. Relación piñón corona: es necesario conocer a que velocidad se quiere hacer girar la turbina, para ello es necesario conocer esta relación.

$$5.114 \quad Rp = \frac{w1}{w2}$$

3. Diámetro primitivo: es el diámetro en el que un piñón hace contacto con un engrane, y se encuentra en algún lugar del interior de la altura del diente, es calculado de la siguiente forma.

$$5.115 \quad Dpp = m * N$$

4. Paso circunferencial: es la distancia entre centro y centro de diente, es una medida de arco, calculada según mott con la formula.

$$5.116 \quad Pc = m * \pi$$

5. Diámetro exterior: como su nombre lo dice es el diámetro mayor del piñón o el engrane,

5.117  $Dec = m(N + 2)$

6. Distancia entre centros: es la distancia que hay entre el centro del piñón a el centro del engrane calculado con.

5.118  $l_{centro} = \frac{D_{pp} + D_{pc}}{2}$

## 5.7. VARIABLES Y SISTEMAS DE UNA TURBINA DE VAPOR

Una turbina de vapor maneja variables como:

- Temperatura
- Vapor
- Presión
- Volumen
- Caudal másico
- Velocidad
- Revoluciones por minuto
- Trabajo

**5.7.1. Entalpia.** Es una propiedad termodinámica que sirve como medida de la energía calorífica en un sistema, por encima de alguna temperatura de referencia para nuestro caso 340 F (00C), en este caso representa la energía de una libra de vapor (Btu/lb o kJ/kg).

Es necesaria esta variable para el cálculo de la tobera, carcasa, el rotor y los álabes que anteriormente se mencionó.

Un ejemplo claro de la importancia de esta variable es la expansión, o el salto entálpico del vapor porque se puede realizar el rotor como en el estator, cuando este salto ocurre únicamente en el rotor la turbina se conoce como de reacción pura.

**5.7.2. Calor Específico.** Se llama calor específico a la cantidad de energía que se ha de transmitir en forma de calor a un cuerpo dado por unidad de masa para elevar su temperatura en un grado. Puede ser definido como calor específico molar. Está presente en las ecuaciones mostradas anteriormente, es parte fundamental del estudio y el diseño, de la tobera porque se utiliza un calor específico del vapor, siendo este una variación tanto en el volumen como en la presión.

**5.7.3. Calor.** Es un mecanismo de intercambio de energía asociado al movimiento microscópico de los constituyentes del sistema, es decir la energía que se

intercambia en forma de calor proviene de la energía cinética de agitación molecular.

Al igual que el trabajo no es una diferencia exacta, sino que depende del proceso particular por el cual haya tenido lugar el intercambio de energía en forma de calor.

### 1. Transformación de calor a trabajo mecánico.

La transformación se hace mediante un ciclo termodinámico; para hacer esta transformación se utilizan las maquinas térmicas entre ellas la turbina de vapor. La turbina es un sistema cerrado que opera cíclicamente y produce un trabajo mecánico útil a partir de un flujo de vapor. Este flujo de calor viene generado por un desnivel térmico, natural o artificial. Tenemos fundamentalmente que si:

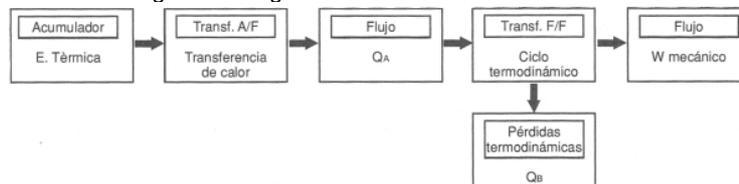
$Q \Rightarrow W$  = Maquina térmica directa o motora.

$W \Rightarrow Q$  = Maquina térmica inversa (Frigorífica y/o calefactora “bomba de calor”)

### 2. Transformación directa.

Las máquinas térmicas directas o motores térmicos se pueden representar en forma general mediante el diagrama de bloques de la figura 53

Figura 53 Tobera convergente-divergente



Fuente: MAQUINAS TÉRMICAS MOTORAS. Ciclos Termodinámicos 2005, p. 56

Para cualquier máquina térmica motora (turbina) con una entrada de calor  $Q_A$  desde una fuente de temperatura alta y una expulsión de calor  $Q_B$  hacia una fuente de calor a temperatura baja, el principio de conservación de la energía es:

$$5.119 \quad Q_A + Q_B + W_{neto} = 0$$

La eficiencia térmica será

$$5.120 \quad \eta_t = \frac{|W_{neto}|}{|Q_{entrada}|}$$

Mediante la segunda ley de la termodinámica se puede demostrar que es imposible tener una máquina térmica con una eficiencia del 100%, o sea, es imposible construir una máquina térmica cuyo único efecto sea el intercambio de calor con una sola fuente inicialmente en equilibrio y la producción de trabajo neto.

Estos transformadores se encuentran limitados a nivel teórico. El límite máximo de su rendimiento corresponde al rendimiento de Carnot. Sin embargo, cada ciclo termodinámico tiene su propio rendimiento teórico máximo, inferior al de Carnot.

**5.7.4. Vapor.** El vapor de agua es un fluido utilizado en las turbinas de vapor, es por lo tanto necesario hacer una breve descripción de sus propiedades que hacen tan extendida su utilización.

El vapor de agua no puede considerarse como un gas perfecto ya que sus propiedades difieren del gas ideal, y no se pueden utilizar las ecuaciones de gas ideal para el vapor sobrecalentado; por otro lado las ecuaciones de gas real que rigen el comportamiento del vapor no sobrecalentado son complicadas y es por eso que se utilizan tablas termodinámicas y diagramas.

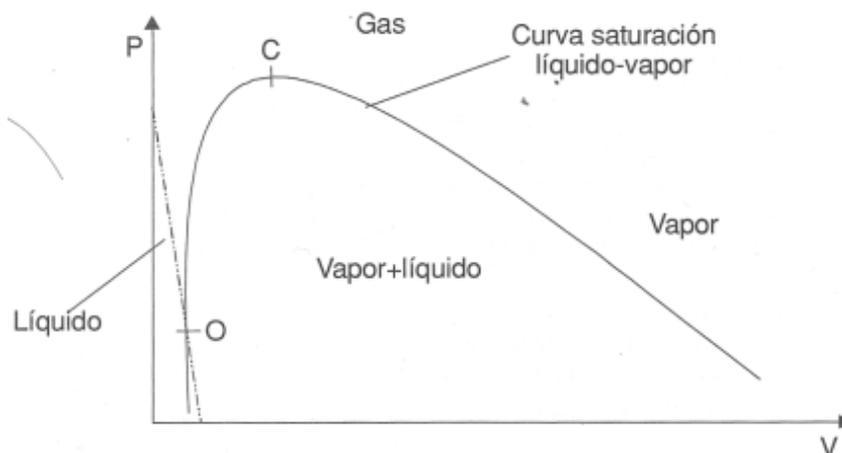
**1. Diagrama P vs V:** El diagrama Pv es el que nos indica con más claridad las propiedades del vapor de agua (figura 54)

a) Punto O

Este punto determina el punto triple del agua, es decir, el punto donde se encuentran al mismo tiempo el estado sólido, líquido y vapor del agua y por lo tanto las tres fases se encuentran en equilibrio. A este punto corresponden una temperatura de  $0.01\text{ }^{\circ}\text{C}$ , una presión de  $0.0061173\text{ bar}$  y un volumen específico de  $0.00100022\text{ m}^3/\text{Kg}$ .

En este punto se ha establecido por convención que tanto la entalpía como la entropía específica son igual a cero.

Figura 54 Tobera convergente-divergente



Fuente: MAQUINAS TÉRMICAS MOTORAS. Ciclos Termodinámicos 2005, p. 357

b) Punto C. Este punto corresponde al punto crítico del vapor. En el estado crítico en un instante el líquido puede transformarse en vapor saturado o viceversa. La

temperatura crítica ( $T_e$ ) es el límite por encima del cual no podremos obtener agua líquida por simple compresión. Por encima de este punto, tendremos gas.

**5.7.5. Presión.** Es la magnitud intensiva, característica de los fluidos, es una variable fundamental de la turbina, de ella depende la velocidad del rotor, la velocidad del flujo del vapor en la tobera, cambios de estado en la turbina, es fundamental para cálculos, diseños y fabricación, entre las importantes encontramos presiones de admisión, la cual es la presión total del vapor (estática más de velocidad) en la brida de descarga de la máquina de fluidos. Son expresadas como manométricas o absolutas. Presión de diseño, el cual es utilizado para denotar la presión máxima permisible de trabajo, siendo esta la presión máxima de operación continua para la que el fabricante ha diseñado la máquina (o cualquier parte a la que el término se refiere) cuando se maneja un gas especificado a la temperatura especificada.

Dada por la siguiente fórmula

$$5.121 \quad P = \frac{F}{A}$$

Donde  $F$ = fuerza uniforme  
 $A$ = Área de la sección

**5.7.6. Volumen.** Es la medida del espacio ocupado por un sistema. Por tanto, es la variable externa por excelencia, al menos en un sistema termodinámico que se considera en la turbina de vapor. Al diseñar una turbina de vapor se debe determinar el volumen real de vapor que se debe manejar en la admisión de la turbina.

Las garantías del fabricante se basan en volúmenes a las condiciones de la brida de admisión de la primera etapa, siempre se tienen que tener presente el volumen de admisión porque de él depende los cálculos de la tobera, alabes, rotor y carcasa. Estos volúmenes deben incluir la humedad del vapor en caso de que sea vapor húmedo y no vapor sobrecalentado.

Un gasto en peso se puede cambiar con facilidad en gasto volumétrico, a las condiciones especificadas o conocidas de la admisión.

**5.7.7. Caudal.** El caudal es la cantidad de fluido que circula por unidad de tiempo en determinado sistema o elemento. Se expresa en la unidad de volumen dividida por la unidad de tiempo ( $m^3/s$ ); es un cálculo importante para el diseño de la turbina, con él se busca cálculos precisos y diseños estables, con una porcentaje elevado de funcionamiento y seguridad.

Dada una sección de área (A) atravesada por un fluido con velocidad uniforme v, si esta velocidad forma con la perpendicular a la superficie A un ángulo  $\theta$ , entonces el flujo se calcula como

$$5.122 \quad \phi = A * v * \cos\theta$$

El caudal puede variar dependiendo del flujo de la caldera, al momento del escape o el vapor liberado.

**5.7.8. Revoluciones por minuto.** Las revoluciones por minuto dependen del flujo másico y presión del vapor, porque al aumentar o disminuir generara cambios en las RPM, lo cual se reflejara en el rotor de la turbina; expresa la velocidad rotatoria, se refiere al número de revoluciones que un objeto gira en su propio eje durante un minuto. Las RPM tienen caída de velocidad a medida que se aplica carga a la turbina. Se define como una variable dependiente, porque cambia debido a otras variables.

**5.7.9. Trabajo.** En nuestra maquina manejamos dos trabajos, un hecho por el flujo y otro mecánico; el trabajo de flujo es la representación de la entrada del vapor A1, y una salida A2, y es precisamente el trabajo neto necesario para que el fluido circule a través de la turbina.

Por la sección 1 (de entrada a la maquina) entra constantemente fluido, que ha de vencer una resistencia dado por  $p_1 A_1$ ; por lo tanto entra a la maquina la porción comprendida en las secciones 0 y 1 (figura 55) debe realizarse un trabajo sobre el fluido, dado por

$$5.123 \quad W_{f1} = -p_1 A_1 l_1 = -pV_1$$

Siendo  $l_1$  la distancia entre las secciones 0 y 1. Por unidad de masa tendremos

$$5.124 \quad W_{f1} = -p_1 v_1$$

Este trabajo que se hace sobre el fluido supone un incremento de su energía almacenada. Por su parte en la sección 2 el fluido sale continuamente de la máquina, con lo que se tiene un nuevo trabajo de flujo, dado por

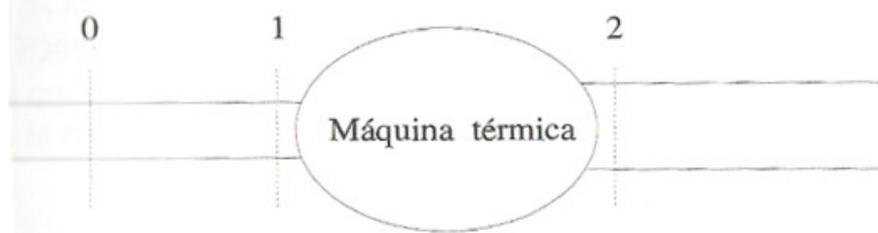
$$5.125 \quad W_{f2} = p_2 v_2$$

El trabajo de flujo total dado por el fluido que atraviesa los limites del sistema será la suma algebraica de los trabajos de flujo a la entrada y a la salida, es decir,

$$5.126 \quad W_f = p_2 v_2 - p_1 v_1$$

Las secciones de control 1 y 2 no tienen por qué tomarse exactamente a la entrada y a la salida, sino que pueden ser otras cualesquiera. Por su parte el trabajo de flujo es una función de estado.

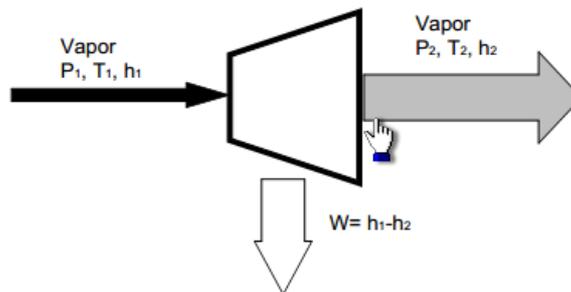
Figura 55. Trabajo de flujo



Fuente: INGENIERÍA TÉRMICA. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA. Valencia, 2004, p.26

El trabajo mecánico es el que ejerce el rotor de la turbina mediante la presión del vapor ejercida en los álabes estacionarios y móviles, y otra parte la energía térmica disponible transformada en parte en mecánica por expansión. Esta expansión es posible por la variación del volumen específico del fluido que evoluciona en la máquina.

Figura 56. Trabajo mecánico de la turbina de vapor



Fuente: INGENIERÍA TÉRMICA. FUNDAMENTOS DE TERMODINÁMICA. Valencia, 2004, p.26

El trabajo disponible en la turbina es igual a la diferencia de entalpía entre el vapor de entrada a la turbina y el de salida, representada en la figura 6.4. El hecho de la utilización del vapor como fluido de trabajo se debe a la elevada energía disponible por unidad de kg de fluido de trabajo.

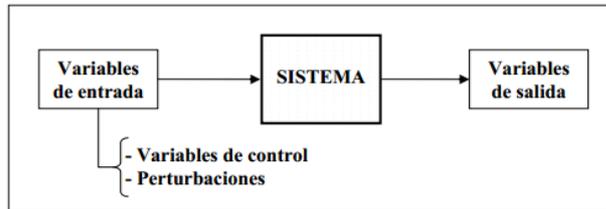
## 5.8. SISTEMAS DE CONTROL

Un sistema dinámico puede definirse conceptualmente como un ente que recibe unas acciones externas o variables de entrada, y cuya respuesta a estas acciones externas son las denominadas variables de salida.

Un sistema de control es un tipo de sistema que se caracteriza por la presencia de una serie de elementos que permiten influir en el funcionamiento del sistema. La finalidad de un sistema de control es conseguir, mediante la manipulación de las

variables de control, un dominio sobre las variables de salida, de modo que estas alcancen unos valores prefijados (Figura 57).

Figura 57. Esquema general de un sistema



Fuente: INTERNET. <https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/3330/5/34059-5.pdf>

La turbina de vapor tiene diferentes sistemas de control los cuales son los encargados de reducir o aumentar la velocidad y la presión de admisión. Para controlar la turbina se ha llegado a la conclusión de colocar una válvula mariposa manual, la cual tendrá un indicador (vacuometro) para ver que presión de admisión tiene la turbina, este indicador está en la cámara de compresión.

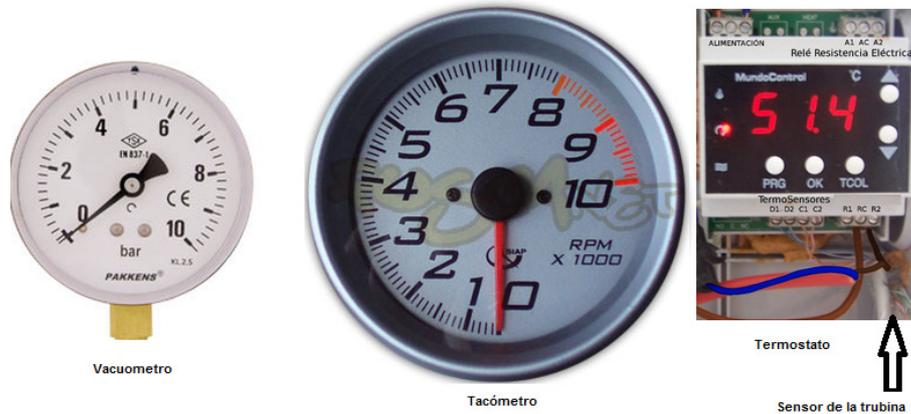
Uno de los puntos críticos de la presión del vapor, es el arranque de la turbina, es necesario poner un bypass cuya función es dejar pasar vapor mientras la turbina alcanza las características de presión apropiadas. Estará localizado antes del racor que conecta la cámara de compresión y después de la válvula mariposa.

Para saber la velocidad del rotor, es necesario tener un tacómetro de carro el cual mide las revoluciones, este tacómetro traerá la variable de RPM, y nos permitirá saber cuándo hay una sobre velocidad.

Otro sistema de control es el termostato, es el que nos permite saber a qué temperatura está el vapor, se encuentra alojado en la cámara de compresión, tienen un indicador digital que se conecta fácilmente y estará en el tablero de mando de la turbina.

La figura 58 muestra los dispositivos que se acoplarán a la turbina.

Figura 58. Fotografías de dispositivo de control



Fuente: Autores

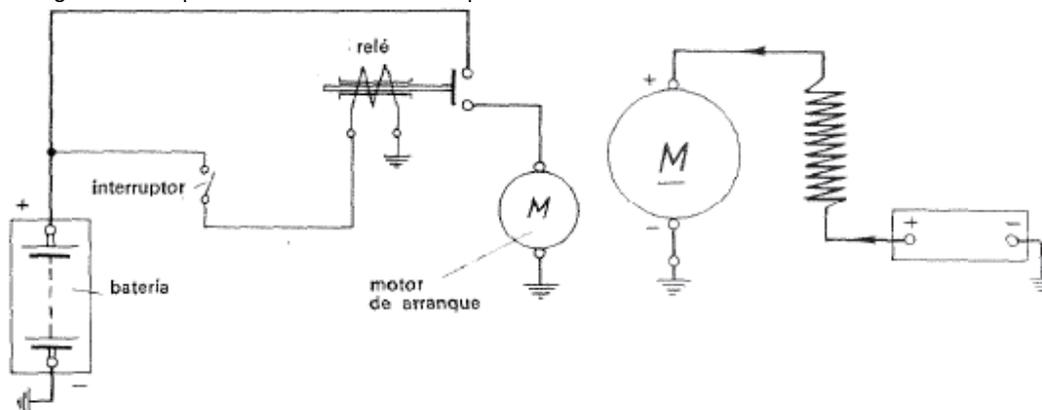
Una sobrepresión generara revoluciones mayores generando daños en el alternador, también tendrá la posibilidad de estallar en caso de que no tenga una válvula de emergencia que permita despresurizar

## 5.9. SISTEMAS AUXILIARES

5.9.1. Motor de arranque. Se sabe que los motores térmicos, y turbinas una vez puestos en marcha, funcionan por sí solos a expensas de la energía interna producida por la combustión de la mezcla en sus cilindros, o por la admisión de vapor a sus álabes; pero para la puesta inicial en funcionamiento es necesario mover sus órganos de trabajo por medio de una fuente auxiliar de energía, acoplado al mismo un dispositivo capaz de mover dichos órganos. Esto se realiza en los vehículos o turbinas por medio de un pequeño motor eléctrico, conocido con el nombre de motor de arranque, el cual suministra la energía necesaria para mover los órganos del rotor en su fase inicial de puesta en funcionamiento.

El motor de arranque actúa como elemento receptor o consumidor de corriente en el circuito eléctrico de la turbina, alimentándose de la corriente eléctrica que le proporciona la batería (figura 59) y transformándola en movimiento mecánico de su eje, movimiento que se aprovecha para la puesta en funcionamiento de la turbina.

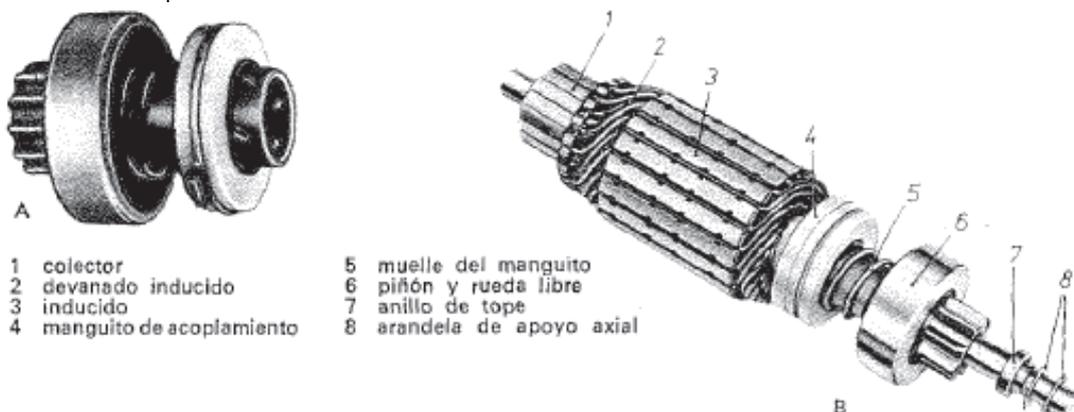
Figura 59. Esquema del circuito de arranque.



Fuente: SISTEMAS DE CARGA Y ARRANQUE. Madrid, España. P. 302

**5.9.2. Mecanismo de arrastre.** El motor de arranque está formado por un piñón de mando y un mecanismo de arrastre (figura 60) tiene la misión de transmitir el movimiento del rotor del motor de arranque a la corona del motor térmico e impedir que en el movimiento del arranque, o puesta en funcionamiento del motor arrastre al piñón y órganos móviles del motor de arranque.

Figura 60. A) piñón de mando con rueda libre y manguito de acoplamiento; B) conjunto del inducido con el dispositivo de rueda libre.



Fuente: SISTEMAS DE CARGA Y ARRANQUE. Madrid, España. P. 303

Si el piñón estuviera engranado constantemente a la corona, debido a la gran reducción de transmisión que existe entre ambos ( $1/8$  a  $1/15$ ), al arrancar el motor térmico el inducido o rotor sería arrastrado a velocidades excesivas que producirían su total destrucción por centrifugación, tanto del colector como de los conductores del tambor. Por este motivo, es preciso que el engrane sólo se realice en el momento de efectuar el arranque y quede desacoplado una vez puesto en marcha, para que no sea arrastrado por la corona del motor térmico.

Según el sistema empleado para acoplar el piñón Bendix a la corona, existen dos tipos de mecanismos de arrastre, uno cuyo desplazamiento se realiza por medio

de una horquilla y palanca accionada por el relé de mando, y otro cuyo acoplamiento se realiza al desplazar el piñón en su eje, por efecto de inercia.

**5.9.3. Alternador.** Un alternador es una maquina eléctrica rotativa que transforma energía mecánica en eléctrica. Lo consigue gracias a la interacción de los dos elementos principales que lo componen: la parte móvil llamada rotor, y la parte estática que se denomina estator.

Cuando un generador eléctrico está en funcionamiento, una de las dos partes genera un flujo magnético (actúa como inductor) para que el otro lo transforme en electricidad (actúa como inducido).

Los generadores eléctricos se diferencian según el tipo de corriente que producen. Así, nos encontramos con dos grandes grupos de máquinas eléctricas rotativas: los alternadores y las dinamos.

Los alternadores generan electricidad en corriente alterna. El elemento inductor es el rotor y el inducido el estator. Un ejemplo son los generadores de las centrales eléctricas, las cuales transforman la energía mecánica en eléctrica alterna.

Los dinamos generan electricidad en corriente continua. El elemento inductor es el estator y el inducido el rotor. Un ejemplo lo encontraríamos en la luz que tiene una bicicleta, la cual funciona a través del pedaleo.<sup>24</sup>

La máquina que transforma la energía mecánica en eléctrica es un alternador que funciona también como dinamo, porque arroja energía AC y DC, se muestra en la figura 61.

---

<sup>24</sup> INTERNET EXPLORER. [http://www.endesaeduca.com/Endesa\\_educa/recursos-interactivos/conceptos-basicos/v.-funcionamiento-basico-de-generadores](http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/conceptos-basicos/v.-funcionamiento-basico-de-generadores)

Figura 61. Alternador



## Alternadores de Polea Potencia KVA/KW 4/4 Ref. GSA-M2-2(B3)

[Imprimir](#) [Añadir a comparar](#) [Agregar al carrito](#)  
[Enviar un correo electrónico a un amigo](#)

### Vista General Rápida

Si requiere más información consulte nuestro chat.

#### Especificaciones Técnicas

Referencia	GSA-M2-2(B3)
RPM	3600
Voltaje AC	120/240V
Voltaje DC	12v
Fases	1
Diámetro del Eje	38
Factor de Potencia	1

Fuente: S.I.S. S.A. Suministros Industriales y Servicios

## 6. PLANTEAMIENTO DE HIPÓTESIS

El capítulo que a continuación se describe, pretende dejar claro que tipo de turbina se construirá, haciendo una descripción detallada de cada elemento, creando un cuadro de referencia para demostrar alternativas de diseño y de construcción lo cual conseguirá una selección del componente para dejar claro que es lo que se fabricara y diseñara.

Tabla 12. Tobera

Elemento	TOBERA		
<b>Alternativa 1</b>	Convergente	Ventaja	Se diseña de modo que haya condiciones críticas a la salida. Aceleran la corriente a la salida de la tobera para lograr un empuje propulsor en la turbina. Su construcción es más sencilla porque tiene solo una sección y una garganta.
		Desventaja	Al ir aumentando la aceleración del fluido, a velocidades superiores a un Mach se tendrá un efecto de choque en los alabes.
<b>Alternativa 2</b>	Convergente Divergente	Ventaja	Se puede acelerar el flujo subsónico hasta velocidades superiores a la del sonido. Expande el fluido a medida que va aumentando el área divergente. La construcción de esta tobera resulta complicada ya que tienen dos secciones y una garganta.
		Desventaja	Como se alcanza una velocidad de flujo supersónica, tienen muchas pérdidas a consecuencia de elevadas velocidades, entre ellas la resonancia en los alabes.
<b>Selección</b>	<b>¿Por qué?</b>	<b>Convergente:</b> porque resulta un diseño y una fabricación menos tediosa, y la velocidad del vapor que se necesita debe ser inferior a un Mach ( $1 < M$ ), para que el fluido no tenga efecto resonancia	

Fuente: Autores

Tabla 13. Álabes

Elemento	ÁLABES		
<b>Alternativa 1</b>	Saltos de presión (Rateau)	Ventaja	Hace pequeñas expansiones de presión en los alabes, cuando hay entalpías grandes desprendidas de la tobera de admisión. A presiones mayores se comporta con un rendimiento alto.
		Desventaja	Al entrar el vapor a velocidades altas, tendrá un rendimiento bajo.
<b>Alternativa 2</b>	Saltos de velocidad (Curtis)	Ventaja	Las velocidades adquiridas en la etapa Curtis hace que la presión desciende sin expansión, beneficiando a las velocidades que tiende a disminuir lentamente.
		Desventaja	Con mucha presión de salida de escape de la tobera, tiende a complicación de diseño, porque los alabes tienden a entrar en efecto resonancia.
<b>Alternativa 3</b>	De reacción	Ventaja	La expansión del vapor se produce en los órganos móviles, haciendo que la presión descienda lentamente y la velocidad tenga pequeñas aceleraciones en cada expansión de vapor.
		Desventaja	Cuando la presión es baja no es aconsejable manejar este tipo de alabes, porque su función es conseguir saltos de velocidad con admisiones absolutas, para que la expansión del vapor sea constante y adquiera una mayor eficiencia.
<b>Selección</b>	<b>¿Por qué?</b>	Se utilizara una combinación de álabes de acción (Curtis) y (Rateau) para lograr mejor eficiencia pues combinaría caídas de velocidad y presión, la primeras dos etapas serán (Curtis) y posteriormente pasara a reacción (Rateau). El proceso de fabricación no es complejo ya que la mayoría de los álabes comparten geometrías.	

Fuente: Autores

Tabla 14. Cuñas

Elemento	CUÑAS		
Alternativa 1	Cuadrada y rectangular	Ventaja	Son muy comunes en componentes mecánicos, su fácil diseño y fabricación, son perfectas para la turbina de vapor.
		Desventaja	Sus esfuerzos cortantes son muy agudos debilitando el eje donde se implementara la cuña.
Alternativa 2	Redonda	Ventaja	No es concentradora de esfuerzos, de muy buena aplicación en ejes donde las fuerzas relativas son mínimas.
		Desventaja	Su fabricación es más tediosa, se utiliza otras formas de fabricación y hay que hacer tanto la cuña como el chavetero.
Selección	¿Por qué?	La cuadrada y la rectangular, porque su fácil diseño y fabricación la hacen conveniente para la turbina.	

Fuente: Autores

Tabla 15. Estructura de acople de la turbina.

Elemento	ESTRUCTURA DE ACOUPLE DE LA TURBINA		
Alternativa 1	Estructura de hormigón	Ventaja	Absorbe vibraciones de la turbina, haciéndola más rígida y segura.
		Desventaja	Su fijación es permanente, menor precisión en el diseño
Alternativa 2	Estructura metálica	Ventaja	Se hace un diagrama estructural obteniendo una mayor precisión en el diseño, su fijación en el laboratorio es móvil.
		Desventaja	Costo elevado por los procesos que conllevan su fabricación
Selección	¿Por qué?	Una estructura metálica es la más viable para este tipo de equipo, considerando la facilidad en su instalación y ubicación, incrementa el área de manipulación ya que los componentes externos de la turbina se pueden disponer de manera más práctica.	

Fuente: Autores

Tabla 16. Carcasa

Elemento	CARCASA		
Alternativa 1	Baja presión (41 bar - 399 °C)	Ventaja	La fabricación de una carcasa de baja presión, es que en ella el estator esta sujetado con los alabes al momento de fundirlo, se hace todo en un solo segmentó y solo es mecanizarla para dar acabados finales.
		Desventaja	La fundición hecha no siempre es perfecta, haciendo que los componentes tengan desviaciones dificultando el alineamiento de la turbina. No soporta presiones altas.
Alternativa 2	Alta presión (138 bar - 510 °C)	Ventaja	La carcasa tienen dos componentes una exterior y otra interior, la interior permite un mecanizado mucho más fácil, que será acoplado a la parte exterior y soportando a su vez presiones y temperaturas elevadas.
		Desventaja	Su diseño y fabricación es tedioso por la forma de acoplar los componentes.
Selección	¿Por qué?	Suponiendo las presiones a las que actúa nuestra turbina se opta por construir un carcasa de alta presión siendo esta la más segura para nuestra turbina, su alineamiento y sus acoples hacen de esta carcasa más completa y de mayor fiabilidad.	

Fuente: Autores

Tabla 17 Balanceo

Elemento	BALANCEO		
Alternativa 1	Estático	Ventaja	Que puede balancearse si el centro de masa no está sobre el eje de rotación.
		Desventaja	No siempre se puede utilizar para un ajuste preciso.
Alternativa 2	Dinámico	Ventaja	Se utiliza solo cuando el rotor está girando, haciéndolo más preciso
		Desventaja	En determinados casos el balanceo es más tedioso, haciendo primero un balanceo estático
Selección	¿Por qué?	Se tendrá en cuenta después de la fabricación pues no es un proceso que se puede incluir en el diseño	

Fuente: Autores

Tabla 18. Sistemas de arranque

Elemento	SISTEMAS DE ARRANQUE		
Alternativa 1	Manivela	Ventaja	Su fabricación es económica, implementación sencilla. No requiere de electricidad para su funcionamiento.
		Desventaja	El diseño anticuado de la manivela no es correcto para un proyecto de alta ingeniería. Requiere de una fuerza humana para su funcionamiento.
Alternativa 2	Motor de arranque	Ventaja	Vence la inercia del rotor de la turbina utilizando un motor eléctrico hasta logra que funcione por sí mismo
		Desventaja	Requiere de electricidad para su funcionamiento; su costo es elevado frente a la manivela
Selección	¿Por qué?	Motor de arranque es el adecuado para el proyecto ya que presenta una mejor presentación para un trabajo de ingeniería, haciéndolo seguro.	

Fuente: Autores

Tabla 19. Transmisión de potencia.

Elemento	TRANSMISIÓN DE POTENCIA		
Alternativa 1	Transmisión de correas	Ventaja	Posibilita la transmisión a una distancia considerable, se puede invertir el giro si la necesidad de otros compuestos, bajo costo, se adquiere fácilmente
		Desventaja	Menor vida útil, requiere mayor espacio para su instalación
Alternativa 2	Cadena	Ventaja	Buena vida útil, buena transmisión de potencia, facilidad de instalación, empleo a una considerable distancia, menores cargas sobre los ejes y rodamientos.
		Desventaja	Costo relativamente más elevado, necesidad de mantenimiento periódico cierta irregularidad durante el funcionamiento.
Selección	¿Por qué?	Transmisión por cadenas es la indicada por la cantidad de rpm que requiere el equipo, su buena vida útil.	

Fuente: Autores

Tabla 20. Sellos de la carcasa

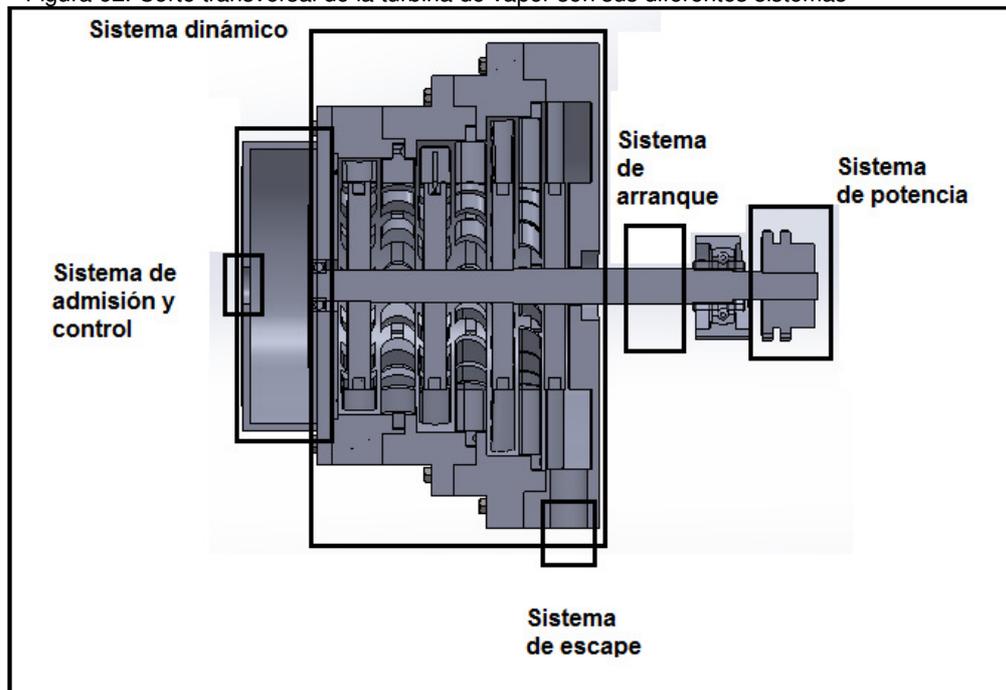
Elemento	SELLOS DE LA CARCASA		
Alternativa 1	Elastómeros	Ventaja	Resistencia a la intemperie, funcionamiento a alta temperatura, resistencia a la tensión, resistencia a la abrasión. Los acoplamientos de tipo elastómero son capaces de absorber vibraciones que pudieran afectar a las máquinas.
		Desventaja	Los elastómeros son afectados por los agentes contaminantes del medio en el que se encuentran, provocando un envejecimiento prematuro.
Alternativa 2	Empaquetaduras	Ventaja	Facilidad para realizar su ajuste y su sustitución. Bajo coste.
		Desventaja	Vida útil relativamente corta, requieren reajustes frecuentes, en muchas ocasiones, necesitan una entrada de refrigeración.
Selección	¿Por qué?	El grupo de elastómeros ya que podemos encontrar mejor resistencia a la intemperie, y un óptimo funcionamiento a altas temperaturas, patrones indispensables en una turbina de vapor,	

Fuente: Autores

## 7. DISEÑO PRELIMINAR

Como bien se dijo en capítulos anteriores la turbina de vapor es la encargada de transformar energía cinética en mecánica, teniendo componentes de producción para la obtención de dicha energía, estos componentes están seccionados en: sistema de admisión, sistema dinámico, sistema de escape, sistema de control y seguridad, sistema de potencia y sistema estructural.

Figura 62. Corte transversal de la turbina de vapor con sus diferentes sistemas



Fuente: Autores

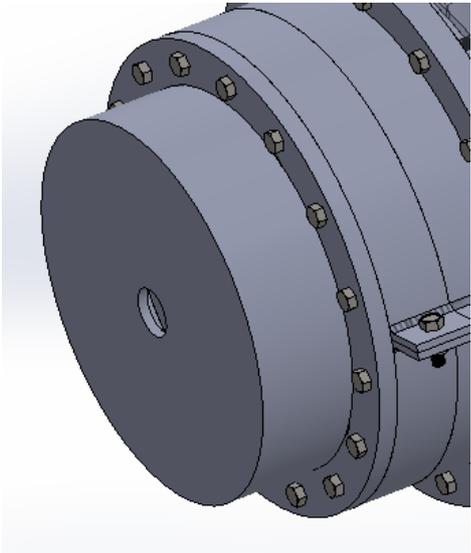
Con base en la hipótesis planteada se realiza un diseño preliminar de cada componente de la turbina confirmando simetrías y formas, obteniendo una visión más clara del funcionamiento.

Cada componente importante de la turbina de vapor será especificado en tablas y en sus diferentes sistemas, éstos dan a conocer variables que maneja, función y componentes auxiliares.

### 7.1. SISTEMA DE ADMISIÓN.

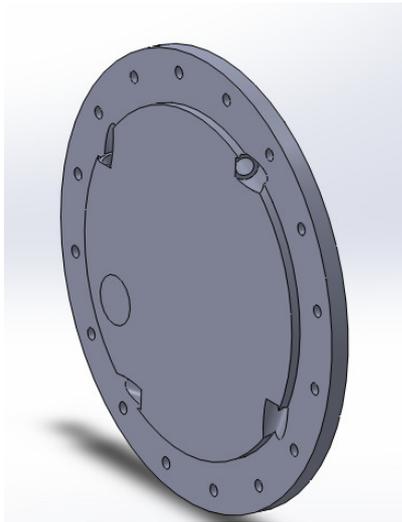
El sistema de admisión está formado por una cámara de vapor, un disco porta tobera y una válvula de alivio en caso de sobrepresión.

Tabla 21. Cámara de vapor

<b>COMPONENTE:</b> Cámara de vapor	<b>VARIABLES QUE MANEJA</b>
	<p>Tiene como variable importante, manejar la presión y la temperatura del vapor. Descripción: Esta tabla representa un componente de la turbina de vapor, dando a conocer descripción, función y componentes auxiliares.</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Es el encargado de recibir el caudal de vapor, presurizarlo y enviarlo al disco de toberas.</p>
	<p><b>AUXILIARES</b></p>
<p>Disco lateral soldado encargado de contener el flujo, válvula de alivio en caso de sobrepasar los 9 bar, tubo de 3/4 NPT., soldado en la parte superior de la cámara, encargado de la admisión de vapor, brida de sujeción soldada para conexión con la turbina.</p>	

Fuente: Autores

Tabla 22. Disco de toberas

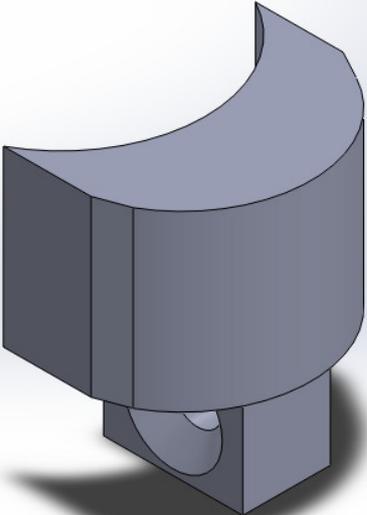
<b>COMPONENTE: Disco toberas</b>	<b>VARIABLES QUE MANEJA</b>
	<p>Este disco tiene como variables importantes presión y velocidad.</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Contener las toberas las cuales impulsan el flujo de vapor hacia la primera cascada de álabes, también contienen el primer rodamiento donde estará apoyado el eje.</p>
	<p><b>AUXILIARES</b></p>
<p>Tendrá tornillos de sujeción que impiden el movimiento axial y radial.</p>	

Fuente: Autores

## 7.2. SISTEMA DINÁMICO.

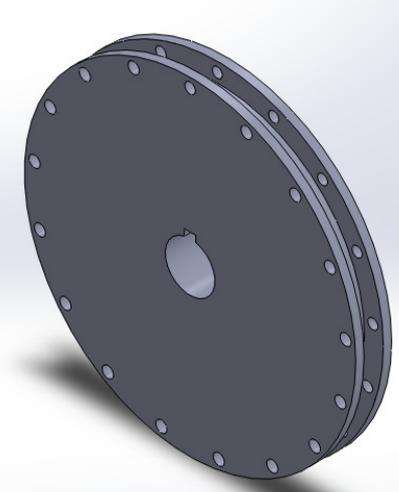
Está conformado por rotor, contrapeso, disco porta álabe, y álabes.

Tabla 23. Álabes

COMPONENTE: Álabe	DESCRIPCIÓN Y VARIABLES
	<p>La base de los alabes se fabrica en acero AISI 1020 laminado en frio, bañado en cromo para prevenir la corrosión. El alabe se construirá con resina poliéster según la geometría hecha en los cálculos, maneja velocidad, presión, y expansión volumétrica.</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Es el encargado de recibir el vapor a alta velocidad para transmitir un empuje o fuerza tangencial al rotor. Su forma geométrica hace que se direcciona el fluido hacia las etapas posteriores.</p>
<p><b>AUXILIARES</b></p>	
<p>La sujeción del álabe en cola de milano al disco del rotor se hace con varilla cuadrada de 6.35 mm (1/4 in), estará soldada al cuerpo del alabe para una mejor resistencia.</p>	

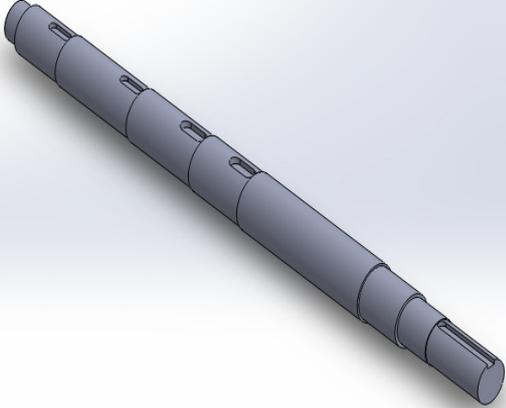
Fuente: Autores

Tabla 24. Disco empaletado

COMPONENTE: Disco empaletado	VARIABLES QUE MANEJA
	<p>Manejar la presión de los alabes con sus distintas velocidades, para entregar la energía de los alabes al eje.</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Como su nombre lo indica, es el encargado de ajustar los alabes en el riel en forma de cola de milano, se ajusta junto con otro disco de empaletado de las mismas especificaciones para conseguir el ajuste deseado.</p>
<p><b>AUXILIARES</b></p>	
<p>Se utilizan dos tipos de tornillos, uno ajusta los alabes y el otro ajusta los discos para formar un solo componente.</p>	

Fuente: Autores

Tabla 25. Eje

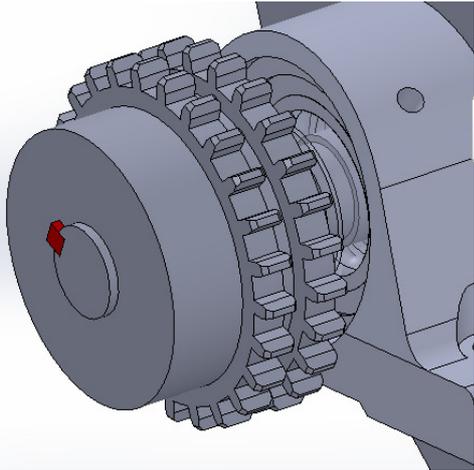
COMPONENTE: EJE	VARIABLES QUE MANEJA.
	<p>Maneja, torque, velocidad y fuerza.</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Es el componente móvil de la turbina, lleva montado los alabes móviles que dan dirección al flujo de vapor, y a su vez está sujetado de rodamientos y chumaceras que le permiten girar en su mismo eje, es el encargado de convertir la energía del vapor en trabajo mecánico.</p>
	<p><b>AUXILIARES</b></p>
	<p>Rodamientos, chumaceras, alabes, porta alabes, cuñas, corona de motor de arranque y Catarina.</p>

Fuente: Autores

### 7.3. SISTEMA DE POTENCIA.

Este sistema está encargado del acoplamiento del eje emergente de la turbina de vapor, al generador (alternador).

Tabla 26. Catarina

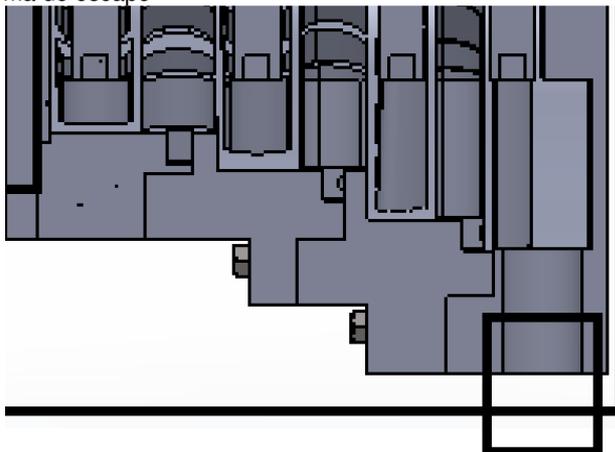
COMPONENTE: Catarina	VARIABLES QUE MANEJA
	<p>Maneja, torque, velocidad y fuerza.</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Realizar el empalme con el generador para transmitir fuerza, velocidad y torque de salida de la turbina.</p>
	<p><b>AUXILIARES</b></p>
	<p>Cuña, cadena, chumacera.</p>

Fuente: Autores

#### 7.4. SISTEMA DE ESCAPE.

Es el encargado de direccionar el vapor hacia la superficie abierta, o enviarlo hacia procesos que no se tocaran en este proyecto; se encuentra localizado en la parte inferior, en la última etapa de la turbina de vapor.

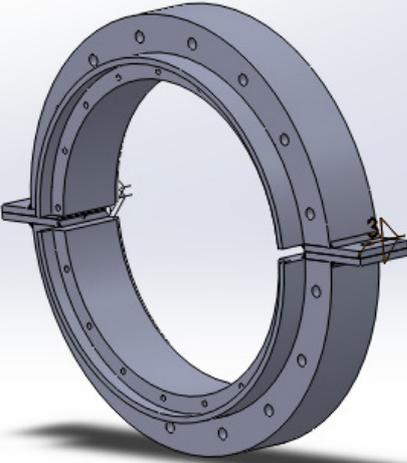
Figura 63. Sistema de escape



Fuente: Autores

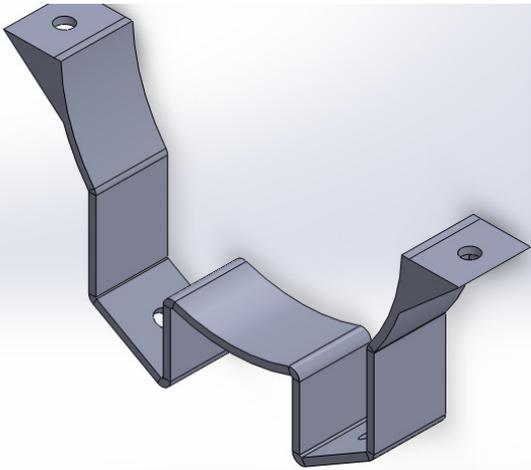
#### 7.5. Sistema estructural.

Tabla 27. Carcasa

COMPONENTE: Carcasa	DESCRIPCIÓN
	<p>Bloque de acero AISI 1020 cortado con oxicorte y posterior mecanización</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p> <p>Es una cubierta envolvente que actúa como barrera de presión que minimiza la pérdida de vapor y direcciona el fluido hacia las demás etapas, aloja los alabes fijos y protege el eje junto con sus otros componentes.</p>
	<p><b>AUXILIARES</b></p> <p>Tornillería debidamente calculada para soportar presiones dentro de la carcasa.</p>

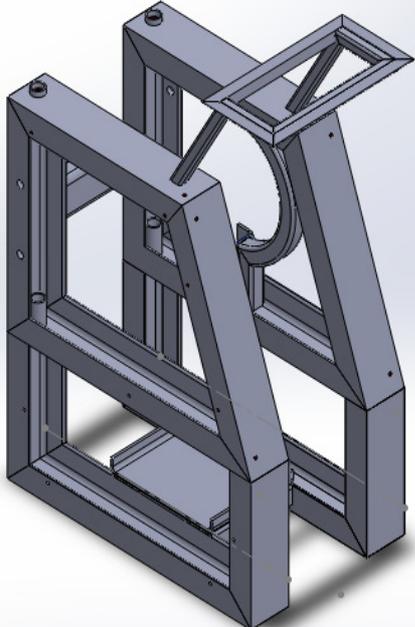
Fuente: Autores

Tabla 28. Aros

<b>COMPONENTE: Soporte carcasa</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>Lamina calibre 7 doblada de acuerdo al diámetro de la carcasa, con pestañas soldadas</p>
	<b>FUNCIÓN</b>
	<p>Sujetar la carcasa a la estructura y absorber vibraciones.</p>
<b>AUXILIARES</b>	
	<p>Tornillos, mogollas de caucho.</p>

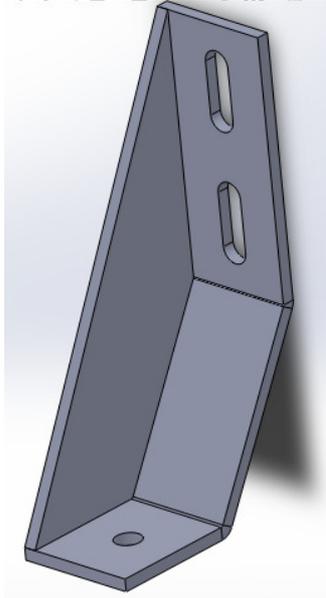
Fuente: Autores.

Tabla 29. Estructura

<b>COMPONENTE: Estructura</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>Acero estructural perfil en c de 80x8 y tubería cuadrada 20x20.</p>
	<b>FUNCIÓN</b>
	<p>Soportar y mantener todos los componentes fijos.</p>
<b>AUXILIARES</b>	
	<p>Tornillos, espárragos, mogollas de caucho, niveladores, tapas</p>

Fuente: diseño preliminar Carlos Londoño, Gustavo Chivata.

Tabla 30. Anclaje

COMPONENTE: Anclaje	DESCRIPCIÓN
	<p>Lamina calibre 7 doblada y soldada de con inclinación de 60° .</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Mantener la estructura fija al piso</p>
	<p><b>AUXILIARES</b></p>
	<p>Tornillos, tuercas, anclajes.</p>

Fuente: Autores

**7.6. Sistema de control y seguridad.** Este sistema está dispuesto con el fin de obtener una correcta operatividad de la turbina de vapor, asegurando que nuestro equipo no sobrepase los límites de una manipulación segura y controlada, resguardando la integridad física del operario, así como a los componentes mismos del equipo.

Tabla 31. Tacómetro

COMPONENTE: Tacómetro	VARIABLES QUE MANEJA
	<p>Maneja: velocidad</p>
	<p><b>FUNCIÓN</b></p>
	<p>Este componente opera en conjunto con una guaya pegada al rotor, encargado de enviar pulsos por rotación a este, con el fin de medir las RPM del eje.</p>
	<p><b>AUXILIARES</b></p>
	<p>Acople del eje, cables.</p>

Fuente: Autores

Tabla 31. Vacuo-metro

COMPONENTE: Vacuo-metro	VARIABLES QUE MANEJA
	Es el encargado de medir las presiones de la turbina.
	<b>FUNCIÓN</b>
	Este medidor de presión notificara las presiones a las que está siendo sometida la turbina de vapor.
<b>AUXILIARES</b>	
maneja una válvula de mariposa que será la carga de regular el paso del vapor, tiene un By-pass	

Fuente: Autores

## 7.7. PROCEDIMIENTO PARA HACER LOS CÁLCULOS

Lo que pretende este capítulo es dejar claro pautas importantes que tendrán los cálculos para el respectivo diseño y simulación de la turbina de vapor.

**7.7.1. Orden operacional.** Al tener claro el estudio técnico que se realizó en el marco teórico, involucraremos un orden operacional para los cálculos.

1. Hacer un estudio para determinar las condiciones del vapor de admisión, como: presión de trabajo, velocidad, temperatura, flujo másico y potencia.
2. Calcular las entalpías y entropías según tablas termodinámicas.
3. Calcular el rango más alto de energías que puede proporcionar el vapor de admisión.
4. Hacer estudios de la tobera, cálculos y diseños.
5. Realizar cálculos de los álabes de la turbina (estacionarios y móviles), triangulo de velocidades, torque, fuerza y potencia.
6. Hacer estudio de transmisión de potencia.
7. Efectuar ecuaciones de diseño para el eje.
8. Seleccionar los cojinetes, para el eje.
9. Llevar a cabo el cálculo de los tornillos sujetadores de la carcasa y los que sujetaran los alabes.
10. Hacer Cálculos estructurales de la carcasa dependiendo de las presiones y temperaturas
11. Ejecutar un estudio de un sistema de arranque para la turbina.
12. Hacer una simulación en Autodesk Simulation Mechanical 2014 para saber cómo se comportan los diseños aplicando las cargas según materiales finitos.

## **7.8. DISEÑO Y SIMULACIÓN.**

**7.8.1. Diseño.** El diseño asistido por computadora (CAD) es un proceso por el cual permite al ingeniero analizar las variantes de diseño, para encontrar una manufactura óptima y así minimizar el uso de prototipos físicos.

Hace representaciones gráficas de objetos físicos ya sea en 2D o 3D, es ampliamente utilizado para realiza cálculos y determinar forma y tamaño óptimo para una variedad de productos y aplicaciones de diseño industrial. El programa utilizado para crear los planos y los diseños es Solid Works 2012, tiene una variedad de herramientas y es compatible con muchos software de simulación de elementos finitos.

**7.8.2. Simulación.** La turbina de vapor es un componente el cual recibe muchas cargas, es necesario conocer el comportamiento que tendrán componentes como alabes, eje, Catarina, tornillos y carcasa.

La verificación de falla en un componente como lo es el álabe es complicado, porque es necesario realizar muchos cálculos, resultando ser muy tedioso su desarrollo. Se ha decidido optar por un programa cuyas características sean fáciles, y que muestre las deformaciones, las fuerzas aplicadas, y factores de concentración de esfuerzos, para saber cómo se comporta el material después de haber aplicado una carga.

El objetivo es estudiar el comportamiento de los esfuerzos y las deformaciones plásticas obtenidas por carga normal en algún sólido. La simulación por el Método de los Elementos Finitos, es usada para evaluar los esfuerzos y las deformaciones.

El programa utilizado es descargado por Autodesk, es una página la cual los programas son gratuitos para estudiantes, solo hay que registrarse e iniciar la descarga.<sup>25</sup>

Autodesk Simulation Mechanical 2014, es un programa que integra un estudio de elementos finitos, este programa utiliza una malla bidimensional, asumiendo el estado plano de deformaciones, hace mallas en cualquier geometría en diferentes ambientes donde se encuentren según el material utilizado; muestra resultados obtenidos con diferentes cargas.

### **7.8.3. ELEMENTOS FINITOS**

Al efectuar una clasificación de las estructuras, suelen dividirse en discretas o reticulares y continuas. Las primeras son aquéllas que están formadas por

---

<sup>25</sup> <http://www.autodesk.com/>

un ensamble de elementos claramente diferenciados unos de otros y unido en una serie de puntos concretos, de tal manera que el sistema tiene forma de malla o retícula. La estructura discreta es que su deformación puede definirse de manera exacta mediante un número finito de parámetros.

Los sistemas continuos son un poco más complicados porque no es posible separar el sistema de un número finito de elementos estructurales discretos si se toma una parte cualquiera del sistema, lo que lo hace imposible utilizar el método de estructura discreta.

## 8. CÁLCULOS DE DISEÑO

Este capítulo abarca un panorama de fórmulas que se originan para determinar e involucran varios pasos de cada componente mecánico de nuestra turbina de vapor.

Como se mencionó en los capítulos seis y siete acerca de diseños preliminares y planteamiento de hipótesis, que tendría cada parte de la turbina de vapor, esta información es importante para los objetivos de este capítulo, donde se amplía el estudio y diseño de cada componente.

### 8.1. PARÁMETROS DE ENTRADA

La caldera que se encuentra en el laboratorio de térmicas desprende vapor con las siguientes condiciones.

- Capacidad de 6 [BHP] (caballo de caldera) con una presión de trabajo de trabajo de 0-125 [Psi] o 8.6184 [bar]

La fórmula de conversión de la forma:

Fórmula de conversión	
Y1	X1
Y2	X2

8.1 
$$X2 = (Y2 * X1) / Y1$$

Cantidad	Unidad	Cantidad	Unidad
1	Psi	0,068947573	bar
125	Psi	X2	bar
	X2 =	8,618446625	bar

- Energía desprendida de la caldera 200 [MBtu/h] o 58.63 [Kw]

Cantidad	Unidad	Cantidad	Unidad
1	Mbtu/h	0,29307107	Kw
200	Mbtu/h	X2	Kw
	X2 =	58,614214	Kw

- Producción de vapor o flujo másico en una hora 207 [lb/h] o 93.9 [kg/h]

Cantidad	Unidad	Cantidad	Unidad
1	lb/h	0.45359237	Kg/h
207	lb/h	X2	Kg/h

$$X2 = 93.89362059 \text{ Kg/h}$$

- Producción de vapor o flujo másico en un segundo [0,026 kg/s]

Cantidad	Unidad	Cantidad	Unidad
1	Kg/h	0,0002778	Kg/s
93,893621	Kg/h	X2	Kg/s
	X2 =	0,026081561	Kg/s

Conociendo las condiciones de entrada del vapor, nos dirigimos a las tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades SI)<sup>26</sup>, tabla de vapor de agua sobrecalentado (A-6).

Buscamos la presión de salida de la caldera y encontramos volumen específico ( $v$ ), entalpía ( $h$ ), entropía ( $s$ ) y energía interna ( $u$ ), siendo importante el volumen específico ( $v$ ) y la entalpía ( $h$ ), porque son las condiciones iniciales que entraran a la tobera.

Al examinar la tabla (A-6) se encuentra el vapor sobrecalentado a presión de un1 [Mpa] y de 0.80 [Mpa], tenemos que interpolar, porque la presión que desprende la caldera es de 0,86 [MPa] y la interpolación es el cálculo para hallar el valor desconocido de una función entre dos conocidas, de la siguiente forma.

PRESIÓN	Y1	Y	Y2
VARIABLE	X1	X	X2

Siendo Y1, Y2 y X1, X2 las presiones y variables conocidas, Y la presión solicitada y X nuestra variable a encontrar. Formula:

$$\frac{Y-Y1}{X-X1} (=) \frac{Y2-Y1}{X2-X1}$$

Despejando a X

$$8.2 \quad X=X1 + (Y - Y1 / Y2 - Y1) (X2 - X1)$$

Figura 63. Tabla A-6 vapor sobrecalentado de presiones.

$v$	$u$	$h$	$s$	$T$	$v$	$u$	$h$	$s$	
$m^3/kg$	$kJ/kg$	$kJ/kg$	$kJ/kg \cdot K$	$^{\circ}C$	$m^3/kg$	$kJ/kg$	$kJ/kg$	$kJ/kg \cdot K$	
$P = 0.80 \text{ MPa (170.41}^{\circ}C)$					$P = 1.00 \text{ MPa (179.88}^{\circ}C)$				
Sat.	0.24035	2576.0	2768.3	6.6616	Sat.	0.19437	2582.8	2777.1	6.5850
200	0.26088	2631.1	2839.8	6.8177	200	0.20602	2622.3	2828.3	6.6956
250	0.29321	2715.9	2950.4	7.0402	250	0.23275	2710.4	2943.1	6.9265

<sup>26</sup> TRANSFERENCIA DE CALOR. Cengel Yanus A. Segunda edición. México D.F. 2004, p.883.

Interpolamos:

- Temperatura (C):

<b>Presión (MPa)</b>	0,8	0,8618447	1
<b>Temperatura (C)</b>	170,41	X	179,88
		X	<b>173,34</b>

- Volumen específico ( $v$ ):

<b>Presión (MPa)</b>	0,8	0,8618447	1
<b>volumen específico (<math>v</math>)</b>	0,2404	X	0,1944
		X	<b>0,2261</b>

- Entropía (s):

<b>Presión (MPa)</b>	0,8	0,8618447	1
<b>Entropía (s)</b>	6,6616	X	6,585
		X	<b>6,638</b>

- Energía interna (u):

<b>Presión (MPa)</b>	0,8	0,8618447	1
<b>Energía interna (u)</b>	2576	X	2582,8
		X	<b>2578,1</b>

- Entalpía (h):

<b>Presión (MPa)</b>	0,8	0,8618447	1
<b>Entalpía (h)</b>	2768,3	X	2771,1
		X	<b>2769,2</b>

- Densidad ( $\rho$ ):

8.3  $\rho = 1/ \text{Volumen específico } (v)$   
 8.3a  $\rho = 1/0,2261 [\text{m}^3/\text{kg}]$   
 8.3b  $\rho = 4,4228 [\text{kg}/\text{m}^3]$

- Flujo volumétrico ( $\rho$ ):

8.4  $\dot{v} = \text{flujo másico } (\dot{m}) / \text{densidad } (\rho)$   
 8.4a  $\dot{v} = 0,026 \text{ [kg/s]} / 4,4228 \text{ [kg/m}^3]$   
 8.4b  $\dot{v} = 0,0058 \text{ [m}^3/\text{s}]$

- Velocidad del fluido al entrar a la cámara de vapor (c).

8.5  $\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A$

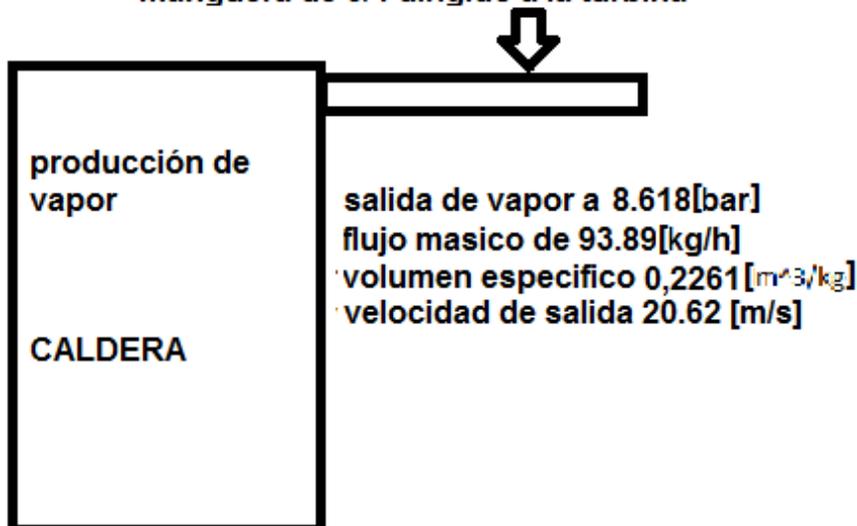
Donde c es la velocidad a hallar y A el área transversal por donde sale el fluido. El área transversal suponiendo que es un tubo de 3/4 NPT, es:

8.6  $A = \pi \cdot r^2$   
 8.6a  $A = \pi \cdot (0,009525 \text{ [m]})^2$   
 8.6b  $A = 0,000285022 \text{ [m}^2]$

Entonces la ecuación 8.5 queda de la siguiente forma:

8.5  $c = \dot{m} / \rho \cdot A$   
 8.5a  $c = 0.026 \text{ [kg/s]} / 4.4228 \text{ [kg/m}^3] \cdot 0.000285022 \text{ [m}^2]$   
 8.5b  $c = 20.62 \text{ [m/s]}$

Figura 64. Diagrama de entrada, mostrando la caldera y el flujo de salida **manguera de 3/4 dirigido a la turbina**



Fuente: Autores

## 8.2. PARÁMETROS DE SALIDA DE LA TURBINA.

Teniendo los parámetros del vapor de la salida de la caldera, es necesario conocer el componente acoplado a la turbina, el cual es un alternador monofásico, cuyas especificaciones se muestran a continuación:

- Potencia de 3300 [w] o 3,3 [Kw]
- Revoluciones por minuto 3600 [RPM]
- Voltaje entregado AC de 120/240 [v]
- Voltaje entregado DC de 12 [v]
- El torque del motor se halla teniendo una velocidad angular y la potencia de la siguiente forma:

$$8.7 \quad \text{Potencia [w] o [N*m/s]} = \text{Torque [N*m]} * \text{velocidad angular [Rad/s]}$$

La velocidad angular es:

$$8.8 \quad \omega = 2*\pi*n/60$$

Dónde:  $n = \text{RPM}$

Despejando el torque y reemplazando la fórmula 8.8 en 8.7 tendremos

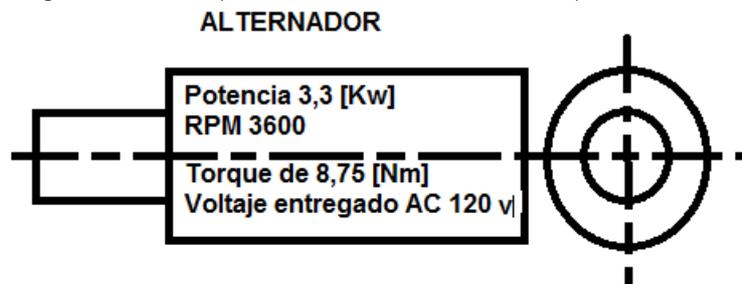
$$8.9 \quad T = 30*P/\pi*n$$

$$8.9a \quad T = (30(3300 \text{ [N*m/s]}) / (\pi(3600)[\text{Rad/s}]$$

$$8.9b \quad T = 8.75 \text{ [N*m]}$$

Los datos expuestos son necesarios para empezar a calcular los componentes de la turbina de vapor, sin tener en cuenta el factor de seguridad aplicado en parámetros de diseño en capítulos posteriores.

Figura 65. Diagrama de salida (alternador con sus características)



Fuente: Autores

### 8.3. DISEÑO Y CÁLCULO DE TOBERA.

El subcapítulo 5.6.1 ha implantado fórmulas para cálculo de toberas, explicadas a continuación.

La fórmula 5.6, expresa la presión crítica máxima que podrá soportar la tobera, esta presión es necesaria para no exceder sus limitantes ya que es necesario para que el flujo másico entregado por la caldera pase sin ningún problema.

$$5.6 \quad P_c = P_i \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Donde  $P_i$  es la presión de entrada  $\gamma$  es la constante adiabática, que para el vapor de agua sobrecalentado es de 1.3 explicado en la tabla 2.

$$8.10 \quad P_c = 0,545 \text{ (0,8618447 [MPa])}$$

$$8.10a \quad P_c = 0,46584 \text{ [MPa]}$$

Con esta presión interpolamos entre 0,40 y 0,50 MPa de la figura 13.2

Figura 66. Tabla A-6 vapor sobrecalentado de presiones.

$v$	$u$	$h$	$s$	$v$	$u$	$h$	$s$
$\text{m}^3/\text{kg}$	$\text{kJ}/\text{kg}$	$\text{kJ}/\text{kg}$	$\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$	$\text{m}^3/\text{kg}$	$\text{kJ}/\text{kg}$	$\text{kJ}/\text{kg}$	$\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$
$P = 0.40 \text{ MPa (143.61}^\circ\text{C)}$				$P = 0.50 \text{ MPa (151.83}^\circ\text{C)}$			
0.46242	2553.1	2738.1	6.8955	0.37483	2560.7	2748.1	6.8207
0.47088	2564.4	2752.8	6.9306	0.42503	2643.3	2855.8	7.0610

Fuente: TRANSFERENCIA DE CALOR. Apéndice 1. 204, p. 894

Con la presión de 0,4658 [MPa] se halló:

- Volumen específico: 0,4047 [ $\text{m}^3/\text{kg}$ ]
- Energía interna: 2558.1 [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]
- Entalpia: 2743.08 [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]
- Entropía: 6.858 [ $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]
- Densidad: 2.4709 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

Esta presión es máxima en la garganta y presenta un fenómeno denominado ondas de choque, el cual sucede cuando la velocidad del fluido excede o es cercano a un Mach ( $1 > \text{o igual } M$ ) el cual se calcula con la fórmula 5.7.

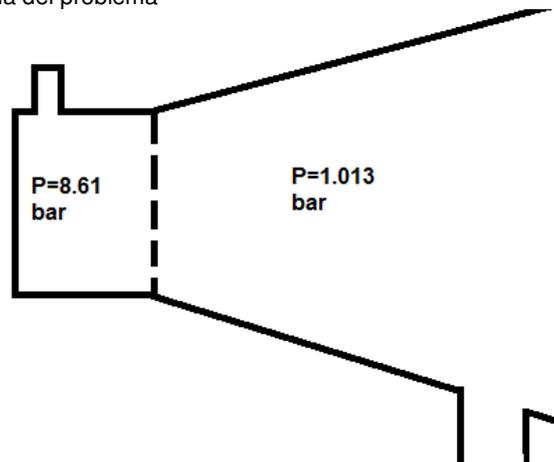
$$5.7 \quad M = \frac{c_c}{a}$$

La fórmula para determinar (a) se recuerda del capítulo 5.6.1

$$5.8 \quad a = \sqrt{\gamma * p * v}$$

Está claro que el medio de disipación es vapor a una atmosfera por no estar sellado, lo cual genera un volumen específico y una constante adiabática hallada en tablas.

Figura 67. Diagrama del problema



Fuente: diseño de Calos Londoño y Gustavo chivata

$$5.8a \quad a = (1.3 \cdot 100000 \text{ [kg/ms}^2] \cdot 1.6941 \text{ [m}^3/\text{kg}])^{1/2}$$

$$5.8b \quad a = 469.28 \text{ [m/s]}$$

La velocidad con la presión crítica se determina con la ecuación 5.9 e interpolando

$$5.9 \quad C_c = 91.5 \cdot \sqrt{(h_0 - h_2)} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right];$$

$$5.9a \quad C_c = 91.5 \cdot (2769.2 \text{ [((kg} \cdot \text{m/s}^2) \cdot \text{m)/Kg]} - 2743.1 \text{ [((kg} \cdot \text{m/s}^2) \cdot \text{m)/Kg]})^{1/2}$$

$$5.9b \quad C_c = 467.63 \text{ [m/s]}$$

Y reemplazando los valores en la fórmula 5.7 tendremos

$$5.7a \quad M = 467.63/469.28$$

$$5.7b \quad M = 0,996$$

El flujo según la presión crítica es transónico, ocasionado ondas de choque y pérdidas en el rendimiento.

Haciendo análisis de cálculo y evitando este fenómeno, se decide hacer el diseño de la tobera con una presión en la garganta de 0,5 [MPa], superior a la presión crítica, buscando los valores correspondientes en la tabla A-6 de vapor sobrecalentado se tiene.

- Volumen específico: 0.3748 [m<sup>3</sup>/kg]
- Energía interna: 2560.7 [kJ/kg]
- Entalpia: 2748.1 [kJ/kg]
- Entropía: 6.8207 [kJ/kg·K]
- Densidad: 2.668 [kg/m<sup>3</sup>]

Reemplazamos los valores en 5.9

$$5.9a \quad V_2 = C_c = 91.5 \cdot (2769,2 \cdot ((\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2) \cdot \text{m}) / \text{Kg}) - 2748,1 \cdot ((\text{kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2) \cdot \text{m}) / \text{Kg})^{1/2}$$

$$5.9b \quad C_c = 420.30 \text{ [m/s]}$$

Hallamos el número M de la formula

$$5.7a \quad M = 420.30 / 469.28$$

$$5.7b \quad M = 0,89. \text{ Flujo subsónico}$$

Teniendo la velocidad, densidad y dividiendo el flujo másico en cuatro por ser el número de toberas, utilizamos la ecuación 5.10, y despejamos A:

5.10

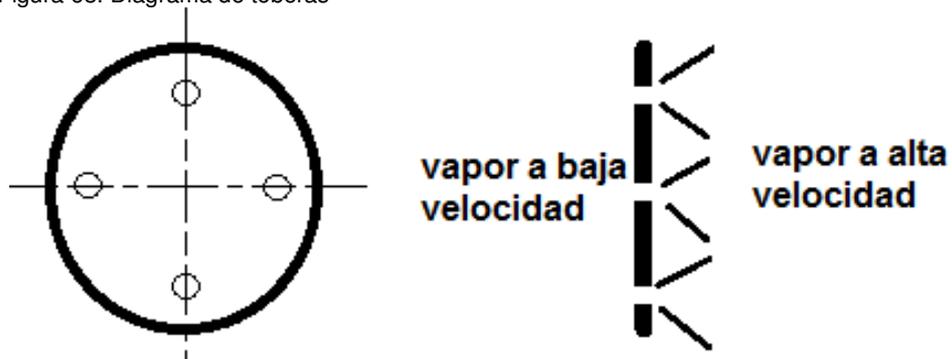
$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A$$

$$A = \dot{m} / \rho \cdot c$$

$$A = 0.0065 \text{ [kg/s]} / 3.3694 \text{ [kg/m}^3] \cdot 289.05 \text{ [m/s]}$$

$$A = 0,000006674 \text{ m}^2$$

Figura 68. Diagrama de toberas



Fuente: Autores

La tobera es convergente y de forma circular, por lo tanto hay que saber el diámetro con la fórmula del área del círculo.

8.11

Despejamos a (D)

$$A = D^2 \cdot \pi / 4$$

$$D = (4 \cdot A / \pi)^{1/2}$$

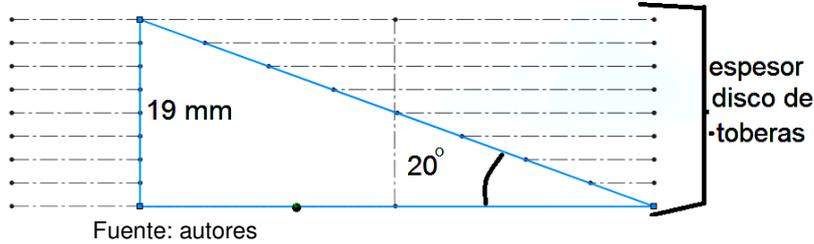
$$D = (4 \cdot (0,000006674 \text{ m}^2) / \pi)$$

$$D = 0,00291 \text{ m} = 3 \text{ mm}$$

Diámetro necesario para que pasen 0,0065 [kg/s]

Para hallar la longitud que tendrá la tobera, hay que hacer una función trigonométrica, la salida del flujo de vapor debe ser a 20 grados, y la achura del disco de toberas es de 19 mm, teniendo estos datos podemos conseguir la hipotenusa o la longitud de la tobera. Con el siguiente gráfico:

Figura 69. Longitud de tobera



- Longitud de la tobera será:

$$8.12 \quad \text{Sen } \beta = Co/h$$

Despejamos h y tendremos

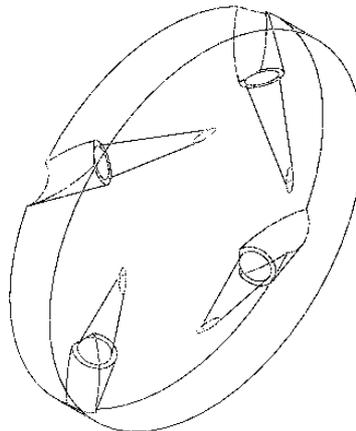
$$\begin{aligned} h &= Co / \text{Sen } \beta \\ h &= 19 / \text{Sen } (20) \\ h &= 55.55 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Para halla el diámetro mayor de la tobera despejamos a D de la siguiente formula que sirve para hallar conicidad, suponiendo que el ángulo del cono debe ser 13 grados recomendado por las fabricantes de toberas.

$$\begin{aligned} 8.13 \quad L &= D-d/ 2\text{Tang } (\infty) \\ 8.13 \quad D &= d + L*(2\text{Tang } (\infty)) \\ 8.13a \quad D &= 3 + 55.55 (0,2278) \\ 8.13b \quad D &= 15.65 \text{ mm} \end{aligned}$$

Teniendo las medidas de construcción, se dispone a realizar el diseño y planos de la tobera.

Figura 70. Disco de tobera



Fuente: Autores

## 8.4 DISEÑO Y CALCULO DE ALABES.

Para empezar a calcular los álabes es necesario manejar un parámetro inicial de diseño, el cual es potencia, torsión y velocidad angular o RPM del dispositivo que se acoplara a la turbina.

También es necesario manejar un factor de seguridad para las RPM del alternador, en caso de una sobre velocidad por parte de la turbina de vapor, ese factor de seguridad debe estar entre 1 y 10, para calcularlo usamos la siguiente formula

$$\begin{aligned} 8.14 \quad n &= \text{carga real} / \text{carga aplicada} \\ n &= 3600 \text{ RPM} / 3400 \text{ RPM} \\ n &= 1.05 \end{aligned}$$

Para saber su porcentaje se resta uno y se multiplica por 100 %.

$$8.15 \quad \% = (n - 1) 100$$

Lo cual indica que hay un riesgo de fallar del 5 %

No aplicamos el factor de seguridad para potencia y torque porque son valores mínimos de operación del alternador.

El diseño de álabes empieza con un triángulo de velocidades explicado en el capítulo 5.6.2, que consiste en trazar la velocidad de salida de la tobera dirigido a los alabes. Dichos trazos deben hacerse con escalas detalladas o en un programa de diseño como lo es Solid Work para un diseño menos tedioso.

**8.4.1 Diagrama de velocidad etapas de acción.** Para empezar a trazar nuestro primer vector de velocidad, es necesario saber que revoluciones deberá, manejar el eje, y torque requerido por cada etapa.

Para que la turbina gire 3400 RPM es necesario que tenga una velocidad angular de 377 [Rad/s], y suponiendo que la turbina maneja diámetros pequeños se pretende utilizar un diámetro medio de 0,07 [m] para la primera etapa. Bajo esta condiciones se puede calcular la velocidad tangencial de la turbina, con la siguiente formula.

$$\begin{aligned} 8.16 \quad v_t &= w \cdot r \\ 8.16a \quad v_t &= 377 \text{ [Rad/s]} \cdot 0,07 \text{ [m]} \\ 8.16b \quad v_t &= 26.4 \text{ [m/s]} \end{aligned}$$

Conociendo la velocidad tangencial se opta por hacer un diagrama de velocidades.

• **Parámetros de salida de la tobera.**

$v_1 = 420.3 \text{ [m/s]}$

$\beta_1 = 20^\circ$  Angulo de salida de la tobera

$V_b = 26.4 \text{ [m/s]}$

$\dot{m} = 0,026 \text{ [kg/s]}$

Para determinar la velocidad relativa de entrada ( $v_{r1}$ ) al álabe restamos vectorialmente la velocidad tangencial.

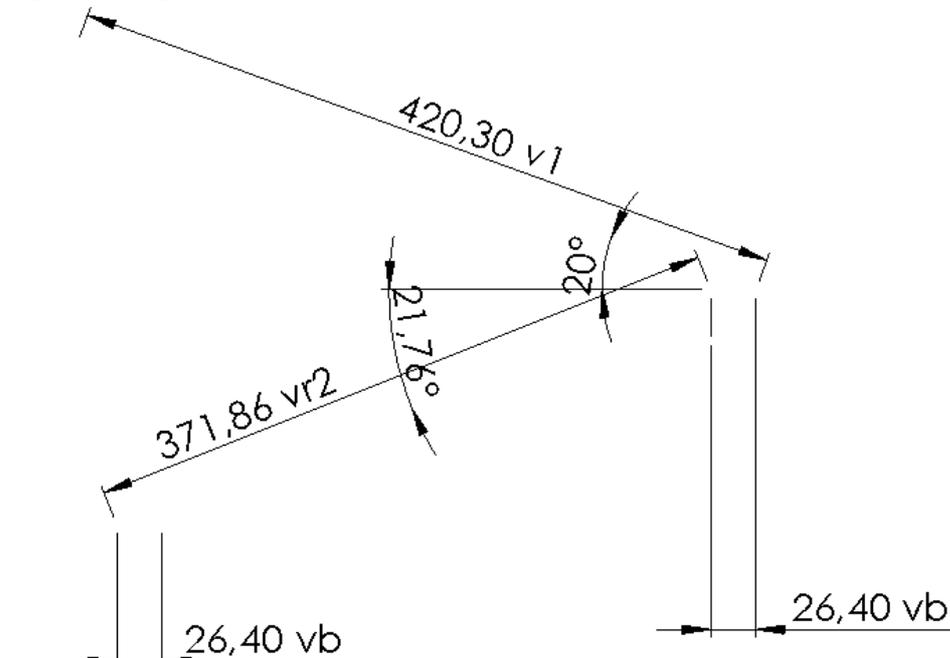
Para calcular a  $v_{r2}$  es necesario saber el coeficiente de fricción calculado con la fórmula 5.12.

5.12	$nf = \cos \beta_1$
5.12a	$nf = \cos 20^\circ$
5.12b	$nf = 0,9393 \text{ aprox. } 0,94$

Por lo tanto

5.13	$v_{r2} = nf * v_{r1}$
5.13a	$v_{r2} = 0,94 * 395,60 \text{ [m/s]}$
5.13b	$v_{r2} = 371,86 \text{ [m/s]}$

Figura 71. Diagrama primera etapa



Fuente: Autores

Al ser simétrico el alabe el valor del ángulo  $v_{r1} = v_{r2}$ , y se traza la velocidad como se representa en la figura 10.

Determinamos el torque que actúa sobre la primera rueda de la fórmula 5.22

$$\begin{aligned} 5.22 & \quad T = \dot{m} * r_m * (v_{r1} + v_{r2}) \\ 5.22a & \quad T = 0,026[\text{kg/s}] * 0,07[\text{m}] * (395,60 [\text{m/s}] + 371,86 [\text{m/s}]) \\ 5.22b & \quad T = 1,3967 \text{ Nm} \end{aligned}$$

El torque entregado en la primera etapa no es el suficiente para impulsar el alternador, requiriendo una modificación en el diámetro o en el número de etapas lo cual aumentaría el costo de fabricación.

La solución a este inconveniente es aumentar la velocidad tangencial que será aprovechada por un tren de engranajes o poleas que aumentara el torque y así satisfacer la necesidad del alternador.

Para hallar la velocidad tangencial es primordial conocer el número de etapas y la velocidad de salida de la tobera.

$$\begin{aligned} 5.11 & \quad V_b = 420,3 [\text{m/s}] / 4 \\ 5.11a & \quad V_b = 105,07 [\text{m/s}] \text{ valor máximo} \end{aligned}$$

Diferentes autores como Virgil recomienda no alcanzar esta velocidad por no ser constante el fluido, pérdidas de salida de las toberas entre otras.

Aprovechando el 60 % de la velocidad de la tobera se ha decidido trabajar con una velocidad tangencial de 63 [m/s]

Parámetros de salida de la tobera.

$$\begin{aligned} V_1 & = 430.03 [\text{m/s}] \\ \beta_1 & = 20 \text{ Angulo de salida de la tobera} \\ \dot{m} & = 0,026 [\text{kg/s}] \\ n_f & = 0,94 \end{aligned}$$

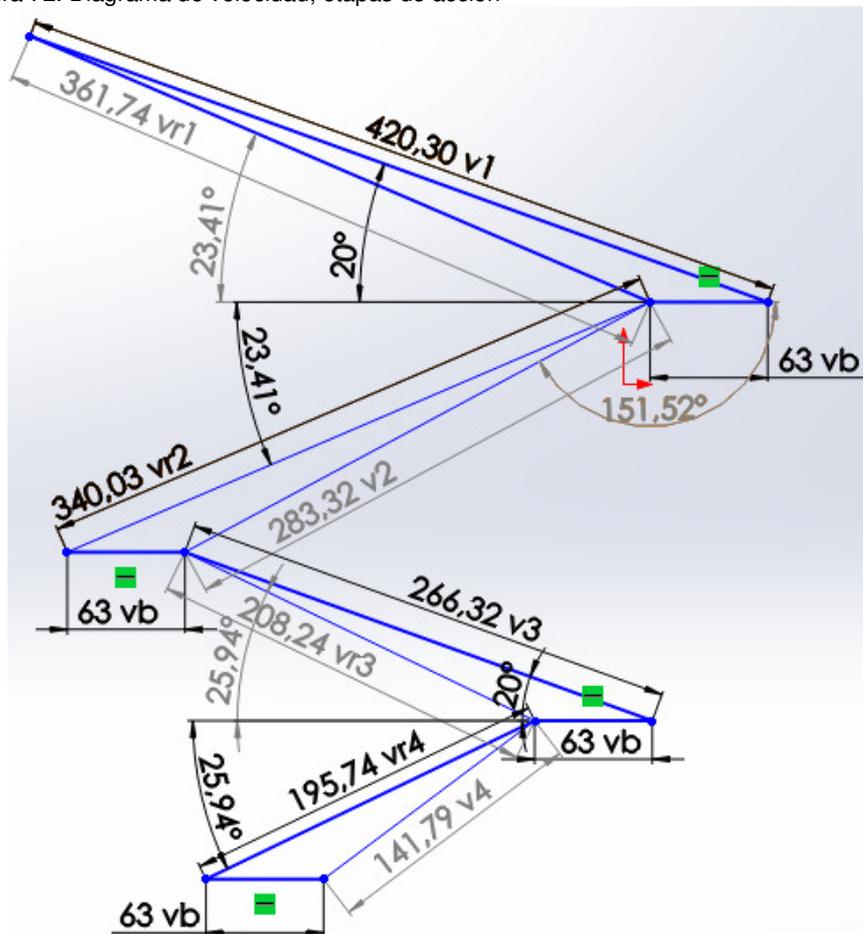
Se desarrollan los cálculos como se hizo anteriormente

Por lo tanto la ecuación 8.18 queda

$$\begin{aligned} 5.13a & \quad v_{r2} = 0,94 * 361,74 [\text{m/s}] \\ 5.13b & \quad v_{r2} = 340,03 [\text{m/s}] \end{aligned}$$

Al ser simétrico el alabe el valor del ángulo de  $v_{r2}$  deberá ser igual al valor del ángulo  $v_{r1}$ , y se traza la velocidad como se representa en la figura 71.

Figura 72. Diagrama de velocidad, etapas de acción



Fuente: diseño preliminar Carlos Londoño, Gustavo chivata. Anexo

La velocidad relativa dos (vr2) es la velocidad de salida del álabe móvil hacia el álabe fijo y v2 es la velocidad restada vectorialmente de vr2 y vb que es la que entra con respecto al álabe fijo, mostrado en la figura 71.

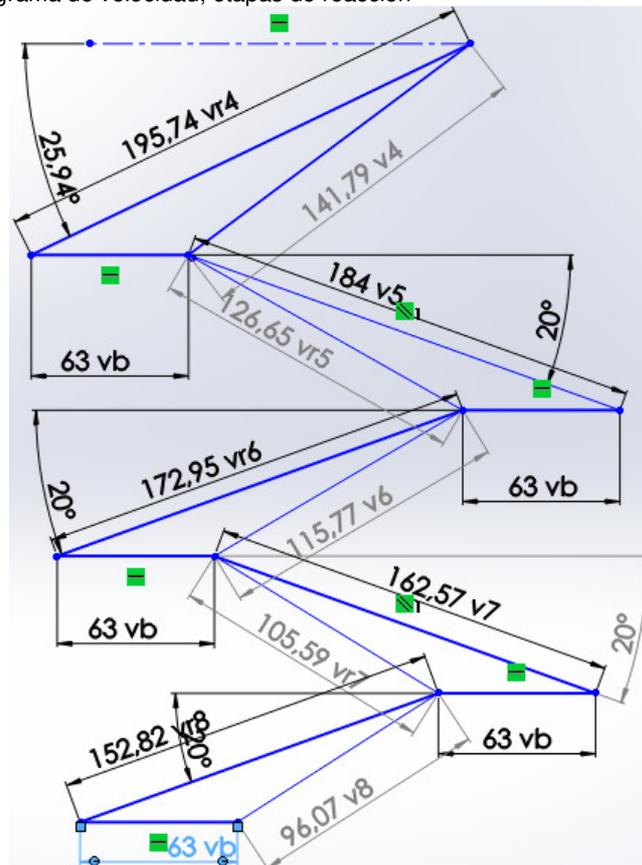
Teniendo la velocidad v2 multiplicamos por el coeficiente de rozamiento para hallar a v3 con un ángulo de 20 grados por ser el ángulo de la tobera inicialmente.

5.13	$v3 = nf * vr2$
5.13a	$v3 = 0,94 * 283,32 \text{ [m/s]}$
5,13b	$v3 = 266.32 \text{ [m/s]}$

La velocidad relativa tres (vr3) se halla restando vectorialmente la velocidad tangencial (vb) de v3 como se muestra en la figura 71, como la segunda etapa es de acción, el ángulo de vr4 será igual a vr3 y se calcula a vr4 de la misma forma que se halló a vr2 quedando (vr4 = 195.74 [m/s]), y restando vectorialmente vb a vr4 se halla a v4 como se observa en la figura 71.

**8.4.2. Diagrama de velocidad etapas de reacción.** Las siguientes dos etapas de la turbina serán de reacción porque es necesario que haya una caída de presión para la salida del vapor en el escape, por lo tanto el área de paso a través de las hileras sucesivas de paletas deberá aumentar en proporción a la caída de presión para dar cabida al volumen creciente del vapor; otro punto de vista es que el vapor al salir de las paletas de acción tiene poca velocidad, haciendo necesario un aumento de velocidad como lo hace una etapa de reacción que es la encargada de acelerar y desacelerar el fluido haciéndola efectiva para velocidades bajas.

Figura 73. Diagrama de velocidad, etapas de reacción



Fuente: Autores

El cálculo para el diagrama de velocidades de una etapa de reacción es sencillo, porque  $vr_4$  es igual a  $v_5$  cuando no hay fricción, en nuestro diseño el coeficiente de fricción está dado por el  $(\cos. \beta_1)$ , para nuestro caso (20 grados) entonces:

$$\begin{aligned}
 8.17 \quad & v_5 = n_f \cdot vr_4 \\
 8.17a \quad & v_5 = 0.94 \cdot 195.74 \text{ [m/s]} \\
 8.17b \quad & v_5 = 184 \text{ [m/s]}
 \end{aligned}$$

Trazamos a  $v_5$  (con una inclinación de 20 grados por ser el ángulo de salida de la tobera), y a  $V_b$ , restamos vectorialmente  $v_b$  a  $v_5$  para hallar la velocidad relativa cinco ( $vr_5$ ) como se muestra en la figura 72.

Ahora los vectores  $v_5$  y  $vr_6$  son iguales sin fricción, ( $\beta_1 = \beta_2$ ) entonces:

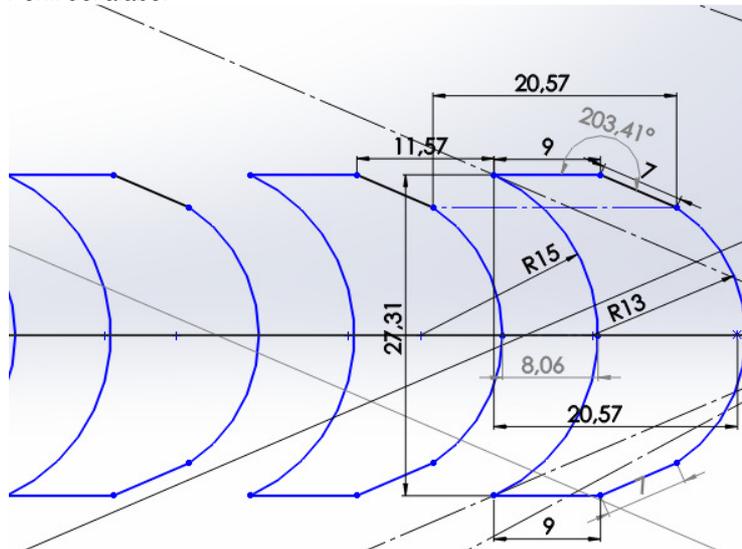
$$\begin{aligned} 8.18 \quad & vr_6 = n_f \cdot v_5 \\ 8.18a \quad & vr_6 = 0.94 \cdot 184 \text{ [m/s]} \\ 8.18b \quad & vr_6 = 172.95 \text{ [m/s]} \end{aligned}$$

Trazamos  $vr_6$  y  $v_b$ , restamos vectorialmente  $v_b$  a  $vr_6$  y tendremos  $v_6$  como se muestra en la figura 72.

Utilizando las formulas 8.17 y 8.18 para encontrar a: ( $v_7 = 162.57 \text{ [m/s]}$ ), ( $vr_7 = 105.59 \text{ [m/s]}$ ), ( $v_8 = 96.07 \text{ [m/s]}$ ), ( $vr_8 = 152.82 \text{ [m/s]}$ ), interpretados en el plano de la figura 13.11.

**8.4.3. Numero de álabes por etapa.** Según los ángulos relativos del diagrama de velocidades de la primera etapa hallamos el valor de la cuerda como se muestra en la figura 73.

Figura 74. Perfil del álabe.



Fuente: Autores

El número de alabes es:

$$\begin{aligned} 5.17 \quad & N = \frac{2\pi \cdot r \cdot \sigma}{c} \\ 5.17a \quad & N = [0.9 \cdot 2 \cdot \pi \cdot (0.07 \text{ [m]})] / 0.0273 \text{ [m]} \\ 5.17b \quad & N = 14.49 \end{aligned}$$

Como dependemos del valor de la cuerda se ha decidido disminuir la longitud para buscar un número primo, por lo tanto se trabaja con una cuerda de 0,023 [m], quedando:

$$\begin{aligned} 5.17a \quad & N = [0,9 \cdot 2 \cdot \pi \cdot (0,07 \text{ [m]})] / 0,023 \text{ [m]} \\ 5.17b \quad & N = 17.21 \end{aligned}$$

Se hace la aproximación a 17 que es un número primo.<sup>27</sup>

Utilizando la fórmula 5.17, se encuentra el número de alabes para las siguientes tres etapas.

**8.4.4. Altura del álabe.** Para calcular la altura del álabe es necesario hallar la longitud de arco de las toberas, como se explica en el capítulo 5.6.2, fórmula 5.18.

- Longitud de arco de la boquilla (n)

$$5.18 \quad v \cdot \dot{m} = v_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot L \cdot n$$

Despejamos a n por ser la longitud de arco para las paletas de acción y donde L es la altura de la boquilla calculada con la fórmula 8.11.

$$\begin{aligned} 5.18a \quad & n = 0,026 \text{ [kg/s]} \cdot 0,3748 \text{ [m}^3\text{/kg]} / (420,3 \text{ [m/s]} \cdot \sin 20^\circ \cdot 0,003 \text{ [m]}) \\ 5.18b \quad & n = 0,0226 \text{ [m]} \end{aligned}$$

- Longitud de paso de los álaves, (p), es calculado con la fórmula 8.19, para 17 alabes.

$$\begin{aligned} 8.19 \quad & p = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \Omega / 360 \\ 8.19a \quad & p = 2 \cdot \pi \cdot 0,07 \text{ [m]} \cdot (360/17) / 360 \\ 8.19b \quad & p = 0,02587 \text{ [m]} \end{aligned}$$

- Velocidad relativa = 361.74 [m/s], encontrado en el diagrama de velocidades.
- Angulo velocidad relativa =  $\alpha$  23.41, encontrado en el diagrama de velocidades
- Espesor del alabe= 0,0095 [m] diseño preliminar.

La fórmula 5.19, es la utilizada para hallar la altura del álabe de la primera etapa, el sub índice m1 significa primera etapa móvil.

$$5.19 \quad v \cdot \dot{m} = (n/p) \cdot (p \cdot \sin \beta_{r1-t}) \cdot L_{1m} \cdot v_{r1}$$

Se despeja a L quedando.

<sup>27</sup> TURBOMÁQUINAS PROCESOS ANÁLISIS Y TECNOLOGÍAS. Antonio Lecuona. Segunda edición. España. 2001, p. 89 - 90

$$5.19a \quad L = \dot{v} * \dot{m} * p / (n * (p * (\text{sen} Br1) - t) * vr1$$

$$5.19b \quad L = 0,026[\text{kg/s}] * 0.3748[\text{m}^3/\text{kg}] * 0,02587[\text{m}] / (0,0226[\text{m}] * (0,02587[\text{m}] * \text{sen} 23.4 - 0,008[\text{m}]) * 340.03[\text{m/s}])$$

$$5.19d \quad L_{1m} = 0,014 [\text{m}] = 14 [\text{mm}]$$

Para encontrar la altura de los álabes fijos  $L_{1f}$  es necesario conocer la velocidad relativa de salida junto con su ángulo encontrado en el diagrama velocidades.

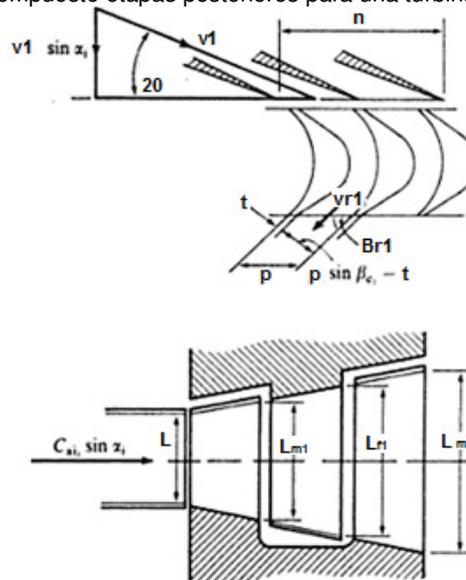
5.19a

$$L_{1f} = 0,026[\text{kg/s}] * 0.3748[\text{m}^3/\text{kg}] * 0,02587[\text{m}] / (0,0226[\text{m}] * (0,02587[\text{m}] * \text{sen} 25.9 - 0,008[\text{m}]) * 208.24[\text{m/s}])$$

$$5.19b \quad L_{1f} = 0,016 [\text{m}]$$

La figura 75 muestra un dibujo de las variables de los álabes, junto con la altura

Figura 75. Diagrama compuesto etapas posteriores para una turbina de acción



Fuente: APPLIED THERMODYNAMICS FOR ENGINEERING TECHNOLOGISTS. T. D. Eastop and Mcconkey. India 2009., p. 364.

Se reemplaza los valores en la fórmula 5.19 para encontrar la altura de la segunda etapa móvil  $L_{m2}$ , donde  $p$  cambia por ser un juego de 19 álabes en un plato de 0,07 m de radio, quedando.

$$5.19 \quad L_{2m} = \dot{v} * \dot{m} * p2 / (n * (p2 * \text{sen} Br4 - t) * vr4$$

5.19a

$$L_{2m} = 0,026[\text{kg/s}] * 0.3748[\text{m}^3/\text{kg}] * 0,0231[\text{m}] / (0,0226[\text{m}] * (0,0231[\text{m}] * \text{sen} 25.94 - 0,008[\text{m}]) * 195.79[\text{m/s}])$$

$$5.19b \quad L_{2m} = 0,024 \text{ [m]} = 24 \text{ [mm]}$$

Como la etapa siguiente es fija de reacción, se tiene la siguiente conjetura, la velocidad  $v_4=v_5$ , sin rozamiento, entonces la fórmula para hallar los álabes fijos de distribución para 19 álabes es:

$$5.19. \quad L_{2f} = v \cdot \dot{m} \cdot p_2 / n \cdot (p_2 \cdot \sin \beta_5 - t) \cdot v_5$$

$$5.19a \quad L = 0,026[\text{kg/s}] \cdot 0.3748[\text{m}^3/\text{kg}] \cdot 0,0231[\text{m}] / (0,0226[\text{m}] \cdot (0,0231[\text{m}] \cdot \sin 20 - 0,006[\text{m}]) \cdot 184[\text{m/s}]$$

$$5.19b \quad L_{2f} = 0,028 \text{ [m]} = 28 \text{ [mm]}$$

Como bien se dijo la etapa de álabes fijos es de reacción, tal motivo hace que cambie la longitud de arco (n), hallada con la fórmula 5.18, entonces:

$$5.18. \quad v \cdot \dot{m} = v_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot L \cdot n$$

Donde L es la longitud del álabe hallado anteriormente.

$$5.18a \quad n = 0,026[\text{kg/s}] \cdot 0.3748[\text{m}^3/\text{kg}] / 180([\text{m/s}] \cdot \sin 20 \cdot 0,03[\text{m}])$$

$$5.18b \quad n = 0,005653 \text{ [m]}$$

Esta longitud de arco es para las siguientes etapas de reacción; p cambia por tratarse de un juego de 23 álabes. Por lo tanto la fórmula 5.19 da como resultado:

$$5.19. \quad L_{3m} = v \cdot \dot{m} \cdot p_3 / n \cdot (p_3 \cdot \sin \beta_6 - t) \cdot v_6$$

$$5.19a \quad L = 0,026[\text{kg/s}] \cdot 0.3748[\text{m}^3/\text{kg}] \cdot 0,0191[\text{m}] / (0,005653[\text{m}] \cdot (0,0191[\text{m}] \cdot \sin 20 - 0,002[\text{m}]) \cdot 172.9[\text{m/s}]$$

$$5.19b \quad L_{3m} = 0,042 \text{ [m]} = 42 \text{ [mm]}$$

La misma operación hacemos para encontrar la altura de los álabes fijos

$$5.19. \quad L_{3f} = v \cdot \dot{m} \cdot p_3 / n \cdot (p_3 \cdot \sin \beta_7 - t) \cdot v_7$$

$$5.19a \quad L = 0,026[\text{kg/s}] \cdot 0.3748[\text{m}^3/\text{kg}] \cdot 0,02458[\text{m}] / (0,005276[\text{m}] \cdot (0,02458[\text{m}] \cdot \sin 20 - 0,002[\text{m}]) \cdot 162.57[\text{m/s}]$$

$$5.19b \quad L_{3f} = 0,044 \text{ [m]} = 44[\text{mm}]$$

Suponiendo que en la última etapa habrá un juego de 29 álabes,  $p_4$  se recuerda con la fórmula 8.19, y se reemplaza en 5.19 para halla la altura del siguiente álabe.

$$5.19 \quad L_{4m} = v \cdot \dot{m} \cdot (2 \cdot \pi \cdot 0,07[m] \cdot (360/29)/360) / n \cdot (p^4 \cdot \sin Br_8 - t) \cdot vr_8$$

5.19a

$$L = 0,026[\text{kg/s}] \cdot 0,3748[\text{m}^3/\text{kg}] \cdot 0,02166[\text{m}] / (0,005276[\text{m}] \cdot (0,02166[\text{m}] \cdot \sin 20 - 0,002[\text{m}]) \cdot 152,82[\text{m/s}])$$

5.19b

$$L_{4m} = 0,0537 [\text{m}] = 54[\text{mm}]$$

Se tabulan los resultados en la tabla 32, para una mejor comprensión.

Tabla 32. Muestra de resultados.

Etapas	Primera		Segunda		Tercera		Cuarta
	Móvil	Fijo	Móvil	Fijo	Móvil	Fijo	Móvil
Numero de álabes	17	17	19	19	23	23	29
Altura [m]	0,014	0,016	0,024	0,028	0,042	0,044	0,054
Espesor de hoja (t) [m]	0,008	0,008	0,008	0,006	0,002	0,002	0,002
Longitud de cuerda [m]	0,023		0,021		0,017		0,014
Paso álabe (p) [m]	0,02587		0,0231		0,0191		0,0151
Paso tobera(n) [m]	0,0226		0,0226		0,0056		0,0056

Fuente: diseño preliminar Carlos Londoño, Gustavo Chivata.

• **Teoría de estudio bidimensional de cascada de álabes de acción, utilizando método de radio medio.**

5.21

$$r_m = r_r + r_p / 2$$

**1. Torque entregado en las etapas.**

5.22

$$T_1 = \dot{m} \cdot r_m \cdot (vr_1 + Vr_2)$$

5.22a

$$T_1 = 0,026[\text{kg/s}] \cdot 0,077[\text{m}] \cdot (361,74 [\text{m/s}] + 340,03 [\text{m/s}])$$

5.228b

$$T_1 = 1,38 [\text{Nm}]$$

La fórmula 5.22 rige para las etapas posteriores y con la fórmula 8.20 encontramos el torque neto entregado por las etapas.

8.20

$$T_{\text{neto}} = T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4$$

8.20a

$$T = (1,38 + 0,8612 + 0,71 + 0,6483) [\text{Nm}]$$

8.20b

$$T = 3,6 [\text{Nm}]$$

**2. Trabajo transferido al eje.**

El trabajo transferido de la primera etapa viene dado por:

5.23  $W1 = 2 \cdot \dot{m} \cdot v_b \cdot (v_{r2} - v_b)^{28}$   
 5.23a  $W1 = 2 \cdot 0.026 [\text{kg/s}] \cdot 63 [\text{m/s}] \cdot (340.03 [\text{m/s}] - 63 [\text{m/s}])$   
 5.23b  $W1 = 907.55 [\text{kg} \cdot \text{m/s}^3] = [\text{Nm/s}] = 0,9075 [\text{kW}]$

Hacemos el mismo cálculo para las etapas siguientes:  
 Segunda etapa:

5.23  $W2 = 2 \cdot \dot{m} \cdot v_b \cdot (v_{r4} - v_b)$   
 5.23a  $W2 = 2 \cdot 0.026 [\text{kg/s}] \cdot 63 [\text{m/s}] \cdot (195.74 [\text{m/s}] - 63 [\text{m/s}])$   
 5.23b  $W2 = 434.85 [\text{kg} \cdot \text{m/s}^3] = [\text{Nm/s}] = 0,4348 [\text{kW}]$

Tercera etapa:

5.23  $W3 = 2 \cdot \dot{m} \cdot v_b \cdot (v_{r6} - v_b)$   
 5.23a  $W3 = 2 \cdot 0.026 [\text{kg/s}] \cdot 63 [\text{m/s}] \cdot (172.95 [\text{m/s}] - 63 [\text{m/s}])$   
 5.23b  $W3 = 360.19 [\text{kg} \cdot \text{m/s}^3] = [\text{Nm/s}] = 0,3601 [\text{kW}]$

Cuarta etapa

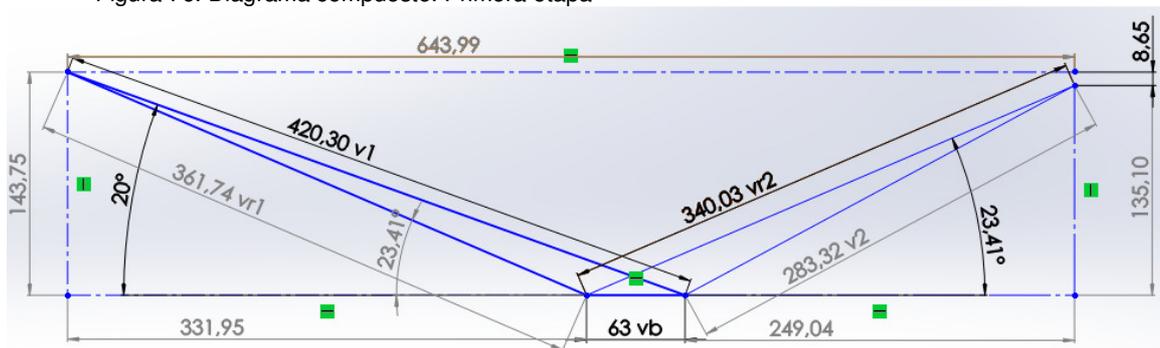
5.23a  $W4 = 2 \cdot 0.026 [\text{kg/s}] \cdot 63 [\text{m/s}] \cdot (152.82 [\text{m/s}] - 63 [\text{m/s}])$   
 5.23b  $W4 = 294.25 [\text{kg} \cdot \text{m/s}^3] = [\text{Nm/s}] = 0,2942 [\text{kW}]$

Trabajo neto transferido al eje.

8.21  $W_{\text{neto}} = W = W1 + W2 + W3 + W4$   
 8.21a  $W = (0.9075 + 0.4348 + 0.3601 + 0.2942) [\text{kW}]$   
 8.21b  $W = (1.99) [\text{kW}]$

### 3. Diagrama compuesto de velocidades

Figura 76. Diagrama compuesto. Primera etapa



Fuente: diseño preliminar Carlos Londoño, Gustavo Chivata.

<sup>28</sup> APPLIED THERMODYNAMICS FOR ENGINEERING TECHNOLOGISTS. T. D. Eastop and McConkey. Quinta edición. India 2009, p. 350

Velocidad de giro

$$\begin{aligned} 5.25. & \quad Cwt. = vr1 \cos \beta1 + vr2 \cos \beta2 = AD + AE = DE \\ 5.25a & \quad Cwt. = (331.95 + 312.04) [m/s] \\ 5.25b & \quad Cwt. = 643.99 [m/s] \end{aligned}$$

Por lo tanto la fuerza de conducción en la rueda es

$$\begin{aligned} 5.26 & \quad F1 = \dot{m} (Cwt.) = \dot{m} (vr1 \cos \beta1 + vr2 \cos \beta2) \\ 5.26a & \quad F1 = 0,026 [kg/s] * 643.99 [m/s] \\ 5.26b & \quad F1 = 16.95 \text{ N por cada } 0,026 [Kg/s] \end{aligned}$$

Potencia de la rueda es

$$\begin{aligned} 5.27. & \quad P = \dot{m} (Cwt.) vb = F1 * vb \\ 5.27a & \quad P = 0,026 [kg/s] * 643.99 [m/s] * 63 [m/s] \\ 5.27b & \quad P = 1067 [W] = 1.067 [kW] \end{aligned}$$

El empuje axial (Fa) es la resta de EB y DC calculado con la fórmula 5.28

$$\begin{aligned} 5.28 & \quad Fa1 = \dot{m} (vr1 \sin \beta1 - vr2 \sin \beta2) = \dot{m} * (EB - DC) \\ 5.28a & \quad Fa1 = 0,026 [kg/s](143.75 - 135.10) [m/s] \\ 5.28b & \quad Fa1 = - 0,224 \text{ N por cada } 0,026 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

Eficiencia o rendimiento de la etapa

$$\begin{aligned} 5.29 & \quad \eta_d = 4(vb/v1) * (\cos \beta1 - (vb/v1)) \\ 5.29a & \quad \eta_d = 4 * ((63/420.3) [m/s]) * (\cos 20 - ((63/420.3) [m/s])) \\ 5.269b & \quad \eta_d = 0,474 = 47.4 \% \end{aligned}$$

Esta eficiencia es una eficiencia isentrópico, quiere decir que el cambio de temperatura de la turbina es mínima, la ecuación siguiente rige como si se estuviera tomando las entalpías de entrada y de salida de cada etapa, cabe resaltar que la caída de presión en las etapas tres y cuatro son menores por lo que representan un rendimiento mucho mayor.

Los cálculos establecidos en la primera etapa (como velocidad de giro, fuerza de conducción en la rueda, potencia y eficiencia) son los mismos para desarrollar las etapas restantes.

La figura 22 del capítulo 5 aclara el diagrama de velocidades compuesto con sus diferentes componentes

La tabla 33 muestra el resultado del desarrollo de los cálculos expuestos anteriormente contiene radios de etapa, velocidades relativas, ángulos (entrada y salida), velocidad de paleta, fuerzas (axiales y tangenciales), torque y potencia-

La solución de los cálculos fue hecha con la teoría de radio medio.

Tabla 33. Resultados con la teoría del radio medio.

Variable	Primera etapa	Segunda etapa	Tercera etapa	Cuarta etapa	Unidades
	Valor	Valor	Valor	Valor	
Radio Medio	0,077	0,082	0,091	0,0965	M
Vel. de entrada (v1)	420,03	266,32	184,00	162,57	m/s
Vel. de salida (v2)	283,32	141,74	115,77	96,07	m/s
Angulo de entrada ( $\beta$ ) (v1)	20	20	20	20	Angulo
Angulo de salida ( $\alpha$ ) (v2)	23,4	25,9	30,7	33,0	Angulo
Vel. del álabe	63	63	63	63	m/s
Vel. relativa entrada (vr1)	361,740	208,240	126,650	105,590	m/s
Vel. relativa salida (vr2)	340,030	195,740	172,950	152,820	m/s
Fuerza tangencial	16,951	9,664	6,960	5,914	N * (kg/s)
Fuerza axial	0,224	0,142	0,098	0,087	N * (kg/s)
Torque	1,38	0,8612	0,71	0,65	Nm
Potencia	1,068	0,609	0,438	0,373	kW

Fuente: Autores

#### 4. Presión dinámica:

Primera etapa

$$q = \frac{1}{2} \rho * v^2$$

$$5.31a \quad q = \frac{1}{2} (2.668 \text{ [Kg/m}^3]) * (283.8 \text{ [m/s]}^2)$$

$$5.31b \quad q_1 = 107443.6 \text{ [N/m}^2]$$

Segunda etapa:

$$5.31 \quad q = \frac{1}{2} \rho * v^2$$

$$5.31a \quad q = \frac{1}{2} (2.668 \text{ [Kg/m}^3]) * (141.79 \text{ [m/s]}^2)$$

$$5.31b \quad q_2 = 26819 \text{ [N/m}^2]$$

Tercera etapa:

$$5.31 \quad q = \frac{1}{2} \rho * v^2$$

$$5.31a \quad q = \frac{1}{2} (2.668 \text{ [Kg/m}^3]) * (115.77 \text{ [m/s]}^2)$$

$$5.31b \quad q_3 = 17879 \text{ [N/m}^2]$$

Cuarta etapa:

$$\begin{aligned}
5.31 & \quad q = \frac{1}{2} \rho * v^2 \\
5.31a & \quad q = \frac{1}{2} (2.668 \text{ [Kg/m}^3]) * (96.07 \text{ [m/s]}^2) \\
5.31b & \quad q = 12312 \text{ [N/m}^2]
\end{aligned}$$

Presión dinámica neta:

$$\begin{aligned}
5.32 & \quad q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \\
5.32a & \quad q = 164453 \text{ [N/m}^2]
\end{aligned}$$

### 5. Coeficiente de aumento de presión

En turbinas este coeficiente es negativo por las turbinas tienden a bajar la presión por el paso de los álabes. Por lo tanto:

$$\begin{aligned}
5.33 & \quad C_{pz} = \frac{p_2 - p_1}{q} \\
5.33a & \quad C_{pz} = \frac{(500000 - 861844) \text{ [N/m}^2]}{164453 \text{ [N/m}^2]} \\
5.33b & \quad C_{pz} = -2.20
\end{aligned}$$

Nota: Los cálculos realizados se hacen con base a la primera cascada de alabes.

### 6. Coeficiente de carga tangencial.

$$\begin{aligned}
5.34 & \quad C_\theta = \frac{2}{\sigma(\tan B_2 - \tan B_1)} \\
5.34a & \quad C_\theta = \frac{2}{(0.023 * 17/2 * \pi * 0.077) * (\tan(28.48) - \tan(20))} \\
5.34b & \quad C_\theta = 0.44
\end{aligned}$$

### 7. Sustentación y resistencia.

La velocidad media de la corriente es:

$$\begin{aligned}
5.35 & \quad V_{tm} = \frac{(v_1 \cos 20) + (v_2 \cos 28.48)}{2} \\
5.35a & \quad V_{tm} = \frac{(420.3 \cos 20) + (283.3 \cos 28.48)}{2} \\
5.35b & \quad V_{tm} = 321.98 \left[ \frac{m}{s} \right]
\end{aligned}$$

El ángulo medio de la corriente es

$$\begin{aligned}
5.36 & \quad \beta' = \tan^{-1} \left( \frac{\tan B_1 + \tan B_2}{2} \right) \\
5.36a & \quad \beta' = \tan^{-1} \left( \frac{\tan 20 + \tan 28.48}{2} \right) \\
5.36b & \quad \beta' = 24.38
\end{aligned}$$

Sustentación se calcula de la fórmula 13.43.

$$5.37 \quad L = -(Fz \operatorname{sen} B' - Ft \operatorname{cos} B')$$

$$5.37a \quad L = -0,224 \operatorname{sen} 24.38 - 16.951 \operatorname{cos} 24.38)$$

$$5.37b \quad L = -15.34 [N]$$

La figura 23 del capítulo 5 aclara los vectores de fuerza.  
Y resistencia.

$$5.38 \quad D = -(Fz \operatorname{cos} B' + Ft \operatorname{sen} B')$$

$$5.38a \quad D = -0,224 \operatorname{cos} 24.38 + 16.951 \operatorname{sen} 24.38)$$

$$5.34b \quad D = 7.20 [N]$$

Coeficiente de sustentación

$$5.39 \quad CL = L / (\frac{1}{2} \rho * (Vm * c)^2)$$

$$5.39a \quad CL = 15.35 N / (\frac{1}{2} * 2.668 [kg/m^3] * (321.98 [m/s] * 0,023[m])^2)$$

$$5.39b \quad CL = 0,20$$

El coeficiente de resistencia es

$$5.40a \quad CD = 7.20 N / (\frac{1}{2} * 2.668 [kg/m^3] * (321.98 [m/s] * 0,023[m])^2)$$

$$5.40b \quad CD = 0,098$$

Eficiencia aerodinámica.

$$5.41 \quad \varepsilon = CD / CL$$

$$5.41a \quad \varepsilon = 0,098 / 0,20$$

$$5.41b \quad \varepsilon = 0,49$$

## 8. Circulación.

$$5.42 \quad \Gamma = L / \rho * Vtm$$

$$5.42a \quad \Gamma = 15.34 [Kg*m/s^2] / 2.668 [kg/m^2] * 321.98[m/s]$$

$$5.42b \quad \Gamma = 0,017 [m^3/s]$$

## 9. Alargamiento o esbeltez y Relación radio interior:

$$5.43 \quad \Lambda = h / c$$

$$5.43a \quad \Lambda = 14 / 23$$

$$5.43b \quad \Lambda = 0,60$$

$$5.50 \quad \textcircled{c} = r_r / r_p$$

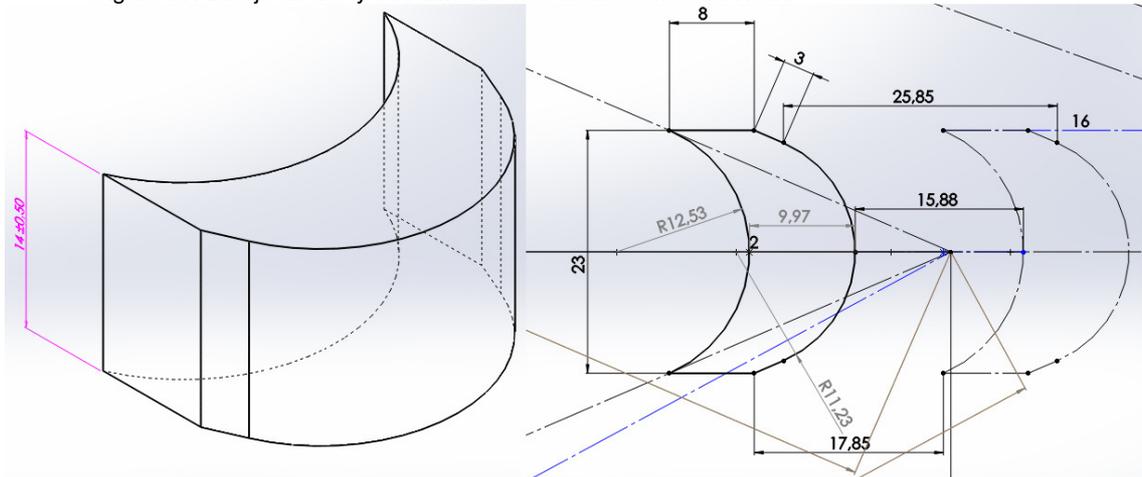
$$5.50a \quad \textcircled{c} = 0,07 / 0,084$$

5.50b

$$C = 0,83^{29}$$

La figura 77 muestra el perfil aerodinámico del álabe de la primera etapa móvil con sus respectivas medidas.

Figura 77. Dibujo en dos y tres dimensiones hecho con Solid Works



Fuente: Autores

Los resultados de las variables expuestas anteriormente de las siguientes etapas se muestran en La tabla 34.

Tabla 34. Resultado de las cascadas de alabes.

<b>Cascada</b>	<b>Primera</b>	<b>Segunda</b>	<b>Tercera</b>	<b>Cuarta</b>	<b>Unidad</b>
<b>Variables</b>					
<b>Sustentación</b>	-15,34	6,325	4,957	4,094	N
<b>Resistencia</b>	7,20	7,31	4,89	4,27	N
<b>Velocidad media</b>	321,98	181,61	136,20	116,68	m/s
<b>Angulo medio</b>	24,38	48,28	43,78	45,35	Angulo
<b>Coef. de sustentación</b>	0,20968	0,32599	0,69311	1,15019	
<b>Coef. de resistencia</b>	0,09842	0,37664	0,68323	1,19898	
<b>Eficiencia aerodinámica</b>	0,469	0,866	0,986	0,959	
<b>Circulación</b>	0,018	0,013	0,014	0,013	m <sup>3</sup> /s
<b>Alargamiento</b>	0,61	1,14	2,47	3,86	
<b>Relación de radio</b>	0,83	0,745	0,625	0,565	m
<b>Altura [m]</b>	0,014	0,024	0,042	0,054	m
<b>Cuerda</b>	0,023	0,021	0,017	0,014	m
<b>Radio de raíz</b>	0,07	0,07	0,07	0,07	m

<sup>29</sup> TURBOMÁQUINAS PROCESOS ANÁLISIS Y TECNOLOGÍAS. Antonio Lecuona. Segunda edición. España. 2001, p. 90 – 91, 301 – 319,

<b>Radio de cuerda</b>	0,084	0,094	0,112	0,124	m
------------------------	-------	-------	-------	-------	---

Fuente: Autores

• **Teoría de estudio de perfilado de vórtice para cascada de alabes de reacción.**

**1. Grado de reacción:**

$$5.46 \quad \bar{U} = \frac{vr6^2 - vr5^2}{v5^2 - v6^2}$$

$$5.46a \quad \bar{U} = (172.95^2) - (126.650^2) / (184^2) - (115.77^2)$$

$$5.46 b \quad \bar{U} = 0,68$$

Este grado de reacción quiere decir que hay una caída de entalpia de un 32% en paletas fijas y un 68% en paletas móviles, para la etapa tres.

**2. Caída de entalpia:**

La caída de entalpia de la hilera móvil es.

$$5.47 \quad (h1 - h2) = -\Delta h = \frac{vr6 - vr5}{2}$$

$$5.47a \quad \Delta h = (172.95^2) - (126.650^2) / (2 * 1000)$$

$$5.46b \quad \Delta h = 6.94 \text{ [kJ/kg]}$$

La caída de entalpia en la etapa tres será

$$8.22 \quad \Delta ht3 = ((6.94 \text{ [kJ/kg]} * 32)/68) + 6.94 \text{ [kJ/kg]}$$

$$13.22a \quad \Delta ht3 = 3.27 \text{ [kJ/kg]} + 6.94 \text{ [kJ/kg]}$$

$$13.22b \quad \Delta ht3 = 10.2 \text{ [kJ/kg]}$$

**3. Eficiencia de la etapa:**

$$5.48 \quad nd = vb * Cwt / K$$

$$5.48a \quad nd = 63[m/s] * (vr6 \cos Br6 + vr5 \cos Br7) / (((v5^2)/2) + ((vr6^2 - vr5^2)/2))$$

$$5.48b \quad nd = 63 * (126.650 \cos 29.8 + 172.95 \cos 20) / (184^2/2) + ((172.9^2 - 126.65^2)/2)$$

$$5.48c \quad nd = 0,71$$

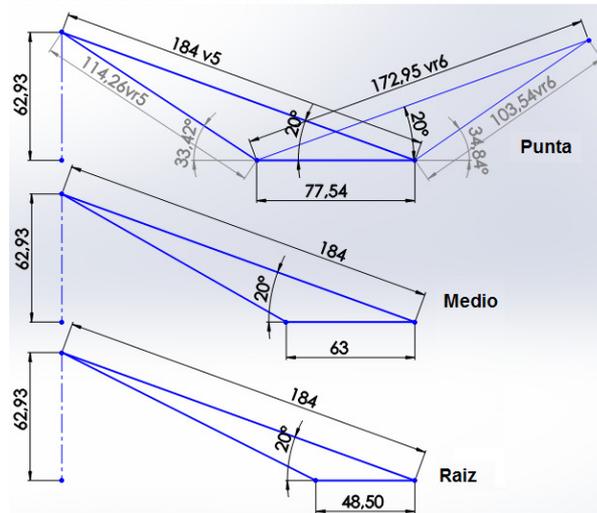
Para utilizar la teoría de perfilado de vórtice es necesario tener las siguientes condiciones,

La velocidad axial debe ser constante, a lo largo del álabe, vz= cte.

Velocidad angular en el radio medio = 63 [m/s] con un radio de 0,091 [m]  
 Velocidad angular en la punta = 63[m/s]\*(0,112/0,091) = 77.54 [m/s], r = 0,112 [m]  
 Velocidad angular en la raíz = 63[m/s]\*(0,07/0,091) = 48.5 [m/s], r = 0,07 [m]

La figura 77. Aclara la condición de velocidad axial constante, con diferentes radios y velocidades angulares, se muestran tres diagramas de velocidad a la entrada del perfil

Figura 78. Muestra la velocidad axial constante en los tres radios



Fuente: Autores

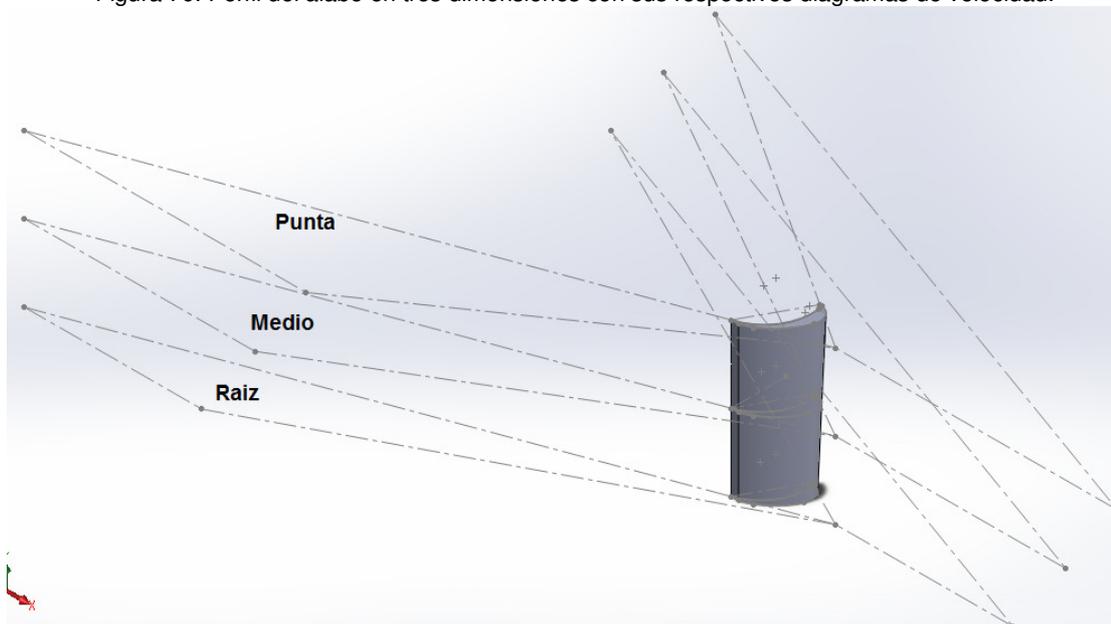
El trabajo específico es aproximado a lo largo de la paleta,  $v_b \cdot C_{wt} = \text{cte}$ .

Para el radio de punta:  $77,54 \text{ [m/s]} \cdot (vr6 \cos Br6 + vr5 \cos Br7) = 7557,33 \text{ [m/s]}^2$ .

Para el radio medio:  $63 \text{ [m/s]} \cdot (vr6 \cos Br6 + vr5 \cos Br7) = 7462,93 \text{ [m/s]}^2$ .

El perfilado de vórtice se hace con los ángulos expuestos en la figura 79 y con la ayuda de Solid Works, quedando de la siguiente forma

Figura 79. Perfil del alabe en tres dimensiones con sus respectivos diagramas de velocidad.



Fuente: Autores

Las variables expuestas anteriormente muestran resultados para la tercera y cuarta etapa mostrados en la tabla 35.

Tabla 35 resultados para el perfilado de las etapas de reacción tres y cuatro.

Variables	Etapa Tercera		Cuarta	Unidad
	Móvil	Fijo	Móvil	
Grado de reacción	68	71	71	%
Caída de entalpía	6,94	2,49	6,1	kJ/kg
Energía entregada a los álabes	17162,6		14702,5	N*m*kg/s
Energía de entrada a los álabes	22863,7		19316,9	N*m*kg/s
Eficiencia de la etapa	75,06		76,11	%
Velocidad tangencial $r_m$	63	63	63	m/s
Velocidad tangencial $r_p$	77,54	77,54	77,54	m/s
Velocidad tangencial $r_r$	48,5	48,5	48,5	m/s

Fuente: diseño preliminar Carlos Londoño, Gustavo chivata.

## 8.5. CALCULO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Se implementara una transmisión de potencia por cadenas. Tomando los resultados expuesto anteriormente, se determina el diámetro y el número de dientes de la Catarina seguido de la longitud de la cadena.

Conociendo la potencia y la velocidad de salida de la turbina, podemos definir la potencia de diseño, encaminado por factores de servicio para transmisiones por cadenas.

**9. Potencia de diseño.** Se determina de acuerdo al servicio que prestara el elemento, en nuestro caso contamos con cargas medias uniformes, choque moderado e impulsor de tipo turbina.

$$F.S. = 1.3^{30}$$

$$5.61 \quad Pd = 1.3 * [hp]$$

$$5.61a \quad Pd = 1.3 * 3.34$$

$$5.61b \quad Pd = 4.342 [hp]$$

**10. Relación de potencia.** Se obtiene relacionando la velocidad de salida de la turbina con la velocidad requerida por el generador.

$$5.62 \quad R = \frac{N}{n}$$

$$5.62a \quad R = \frac{7813 \text{ rpm}}{3400 \text{ rpm}} = 2.3$$

Para establecer el tipo de cadena que se ensamblara, es preciso guiarse por un proveedor de este tipo de elementos, que aportara las especificaciones necesarias, en este proyecto se utiliza la marca INTERMEC S.A. Puesto que la turbina maneja una velocidad y una potencia considerable, es importante manejar dos o más hileras de cadena, porque que a mayor velocidad la caída de potencia es significativa. Se toma un diseño de dos hileras de cadena.

De acuerdo a esta condición y fundamentados en el catálogo de la marca INTERMEC S.A. se encuentra un factor de potencia para cadena de dos hileras igual a 1.7, entonces el factor de potencia requerido por hilera es.

$$8.23 \quad P = \frac{4.342 [hp]}{1.7} = 2.55 [hp]$$

Con el valor de velocidad y potencia requerida, se ubica en la tabla de capacidad, la cadena estándar sencilla de rodillos No.35 con paso de 9.52 mm.

Interpolando encontramos que el valor del número de dientes del piñón conductor más adecuado es de 25 dientes con lubricación tipo C (ver anexos tabla de capacidad).

**11. Velocidad de salida.** Para hallar el número de dientes del piñón conducido se opera la siguiente relación:

---

<sup>30</sup> DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P 290

$$5.63 \quad N2 = N1 \times R$$

$$5.63a \quad N2 = 25 \times 2.3 = 57$$

Para confirmar si el número de dientes es el idóneo y no afecta en gran medida las RPM de salida requerida, se realiza la siguiente ecuación.

$$8.24 \quad n2 = n1 \left( \frac{N1}{N2} \right)$$

$$8.24a \quad n2 = 7813 [rpm] \left( \frac{25}{57} \right) = 3427 [rpm]$$

## 12. Diámetros de paso de la Catarina.

$$5.54a \quad D1 = \frac{9.52[mm]}{\sin\left(\frac{180}{25}\right)} = 75.96$$

$$5.54b \quad D2 = \frac{9.52[mm]}{\sin\left(\frac{180}{57}\right)} = 172.8$$

Los diámetros de paso de las catarinas se modifican los normalizados y referenciados proporcionados por el catálogo de especificaciones de productos, para cadenas y piñones ANSI No. 35 quedando de la siguiente manera.

Tabla 36. Descripción de las catarinas.

	Referencia	Diámetro (mm)	Dm	L	D
Catarina 1	REF. 352B23	74.9	57	35	19.05
Catarina 2	REF. 352B55	172.3	64	36	19.05

Fuente: INTERMEC S.A. Catálogo de productos p.

## 13. Longitud de la cadena. Se toma una distancia entre centros hipotética de 40 pasos

$$5.65 \quad L = 2C + \frac{N2+N1}{2} + \frac{(N2-N1)^2}{4\pi^2 C}$$

$$5.65a \quad L = 2(40) + \frac{57+25}{2} + \frac{(57-25)^2}{4\pi^2(40)} = 121.2 \text{ Pasos}$$

## 14. Distancia entre centros. Se utiliza 122 pasos por ser par

$$5.66 \quad C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N2+N1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N2+N1}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(N2+N1)^2}{4\pi^2} \right]} \right]$$

$$5.66a \quad C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N2+N1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N2+N1}{2} \right]^2 - \left[ \frac{8(N2+N1)^2}{4\pi^2} \right]} \right] = 39.85 \text{ Pasos}$$

$$5.66b. \quad C = 39.85(9.52 [mm]) = 379.4 [mm]$$

**15. Ángulos de contacto.**

5.67a1  $\theta = 180^\circ - 2 \sin^{-1} (D2 - D1) / 2C$

5.67a2  $\theta 2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} (D2 - D1) / 2C$

5.67b1

$$\theta 1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} (172.3[\text{mm}] - 74.9[\text{mm}]) / 2(379.4[\text{mm}]) = 165.25^\circ$$

5.67b2

$$\theta 2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} (172.3[\text{mm}] - 74.9[\text{mm}]) / 2(379.4[\text{mm}]) = 195^\circ$$

**16. Fuerza en la cadena.**

5.68  $F_c = T / (D/2)$

5.68a  $F_c = 3.6 [\text{Nm}] / (0.03745 [\text{m}] / 2) = 96.13 [\text{N}]$

Fuerza en x y en y

8.25  $F_{cx} = F_c \cos \theta$

8.25a  $F_{cy} = F_c \sin \theta$

8.25a1  $F_{cx} = 96.13 [\text{N}] \cos(165.25^\circ) = -92.96 [\text{N}]$

8.25a2  $F_{cy} = 96.13 [\text{N}] \sin(165.25^\circ) = 24.47 [\text{N}]$

Tabla 37. Especificaciones del sistema de transmisión.

<b>CADENA DE 2 HILERAS</b>	
Catarina 1	74.9 (mm)
Catarina 2	172.3 (mm)
Distancia entre centros	379.4 (mm)
Longitud	122 pasos
Angulo 1	165.25°
Angulo 2	195°
Lubricación	Chorro bajo presión tipo C
Fuerza de la Catarina	96.13 (N)
Fuerza en x	-92.96 (N)
Fuerza en y	24.47(N)

Fuente: Autores

## 8.6. CALCULO DEL ROTOR O EJE.

Para calcular el eje de la turbina es necesario conocer el material con el que se fabricara, según las condiciones ambiente a las que estará sometido, lo cual significa un diseño con un material resistente a la temperatura y oxidación, debe tener un porcentaje de elongación mínimo para que soporte las cargas distribuidas en él, desarrollara esfuerzos cortantes y momentos flexionan tés. Debe estar soportado en cojinetes que proporcionaran reacciones radiales, axiales y tangenciales.

**1. Parámetros que maneja el eje.** La tabla 38 describe las variables encontradas con la ayuda de los diagramas de velocidades, para ser utilizados en el diagrama de cuerpo libre,

**2. Cargas adicionales que soportara el eje.** Para poder realizar un cálculo correcto del eje es de vital importancia determinar e incluir en este, cada elemento que ira ensamblado, de esta manera tendremos la certeza de un funcionamiento óptimo y de una vida útil factible del eje.

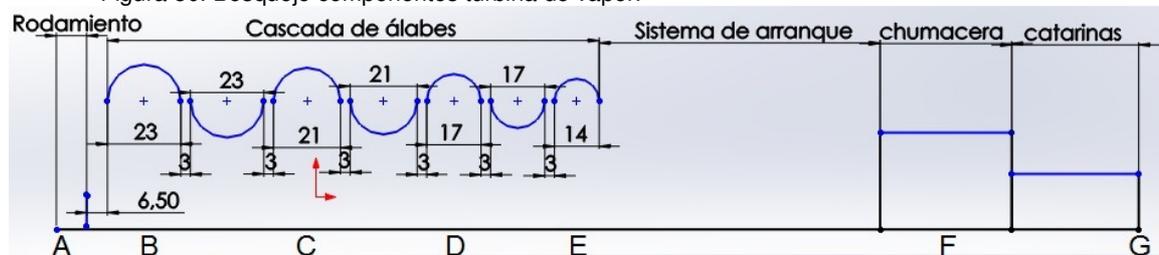
Tabla 38. Variables que maneja el eje.

EJE DE LA TURBINA		
Variable	Valor	Unidad
Velocidad angular	63	m/s
Velocidad tangencial	818,18	Rad/s
Rpm	7813	RPM
Torque suministrado	3,6	N*m
Fuerza axial total	0,551	N
Fuerza tangencial total	39,49	N
Potencia	2,49	kW

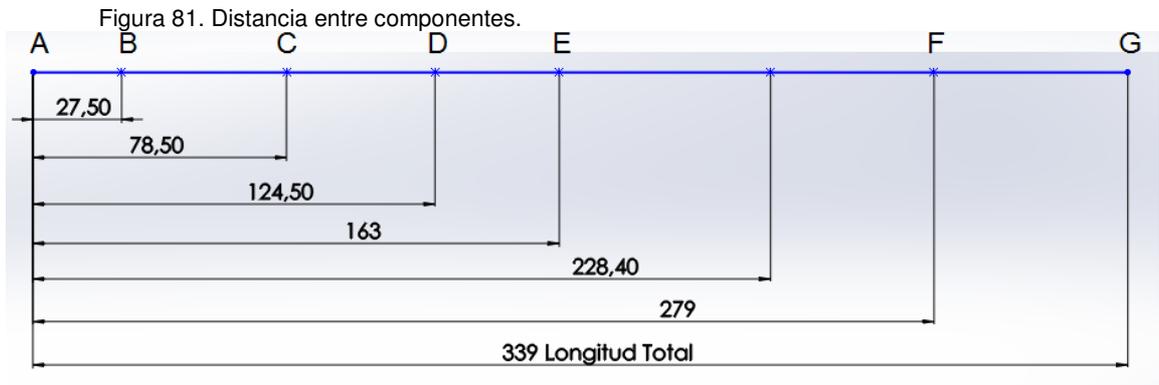
Fuente: Autores.

**3. Diagrama de cuerpo libre.** Para realizar el diagrama de cuerpo libre reemplazamos los diversos elementos de máquinas montados sobre el eje con sus respectivas cargas y distancias.

Figura 80. Bosquejo componentes turbina de vapor.



Fuente: Autores

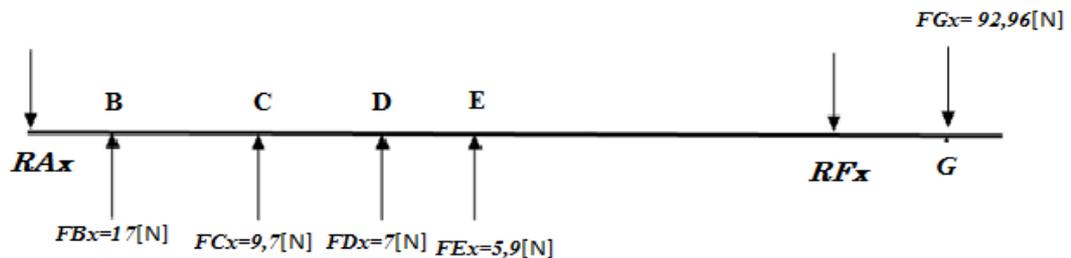


Fuente: Autores

En la figura 79 y 80, muestra la localización aproximada de las etapas móviles (B, C, D, E), los rodamientos (A, F) y la Catarina (G).

• **Diagrama de cuerpo libre plano X dirección Z.** Hay que determinar las reacciones en A y F por ser donde están los rodamientos, desarrollando los cálculos de equilibrio del sistema.

Figura 82. Diagrama de cuerpo libre plano vertical x dirección z



Fuente: Autores

Sumatoria de momentos en A

$$8.26 \quad \Sigma m_{Ax} = 0$$

8.26a

$$= 17[N] * 0,0275[m] + 9,7 [N] * 0,0785[m] + 7[N] * 0,1245[m] + 5,9 [N] * 0,163[m] - RFx * 0,279[m] - 92,96[N] * 0,339[m]$$

8.26b

$$RFx = -101,97 [N] = 101,97[N] \downarrow$$

Sumatoria de fuerzas en A

8.27

$$\Sigma F_{Ax} = 0$$

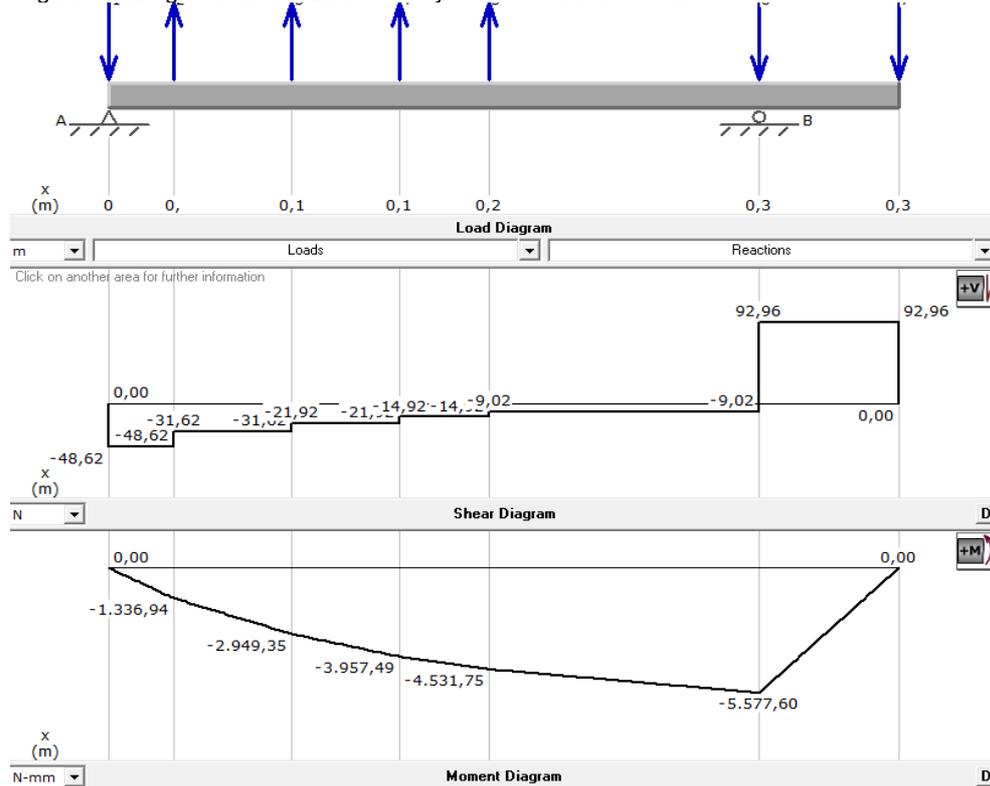
8.27a

$$17[N] + 9,7[N] + 7[N] + 5,9[N] - R_{Ax} - 92,96[N] + 101,97[N]$$

8.27b

$$R_{Ax} = 48.61 \text{ N} \downarrow$$

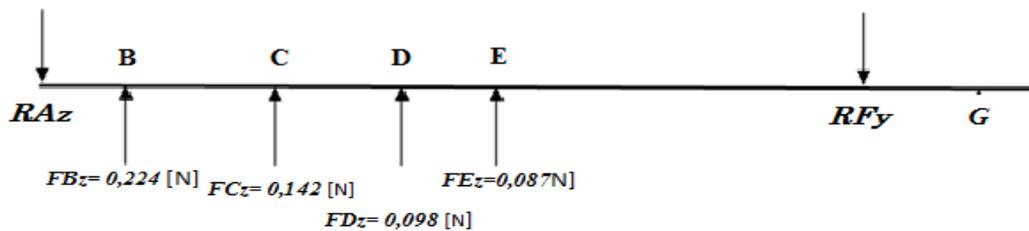
Figura 83. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionantes.



Fuente: Autores

- **Diagrama de cuerpo libre plano vertical Z dirección X.** Hay que determinar las reacciones en A y F por ser donde están los rodamientos, desarrollando los cálculos de equilibrio del sistema.

Figura 84. Diagrama de cuerpo libre plano vertical z dirección x



Fuente: Autores

$$8.28 \quad +\cup \sum MAz = 0$$

$$8.28a \quad = 0,224 [N] * 0,0275 [m] + 0,142 [N] * 0,0785 [m] + 0,098 [N] * 0,1245$$

$$\quad \quad \quad + 0,087 [N] * 0,163 [m] - RFz * 0,279 [m]$$

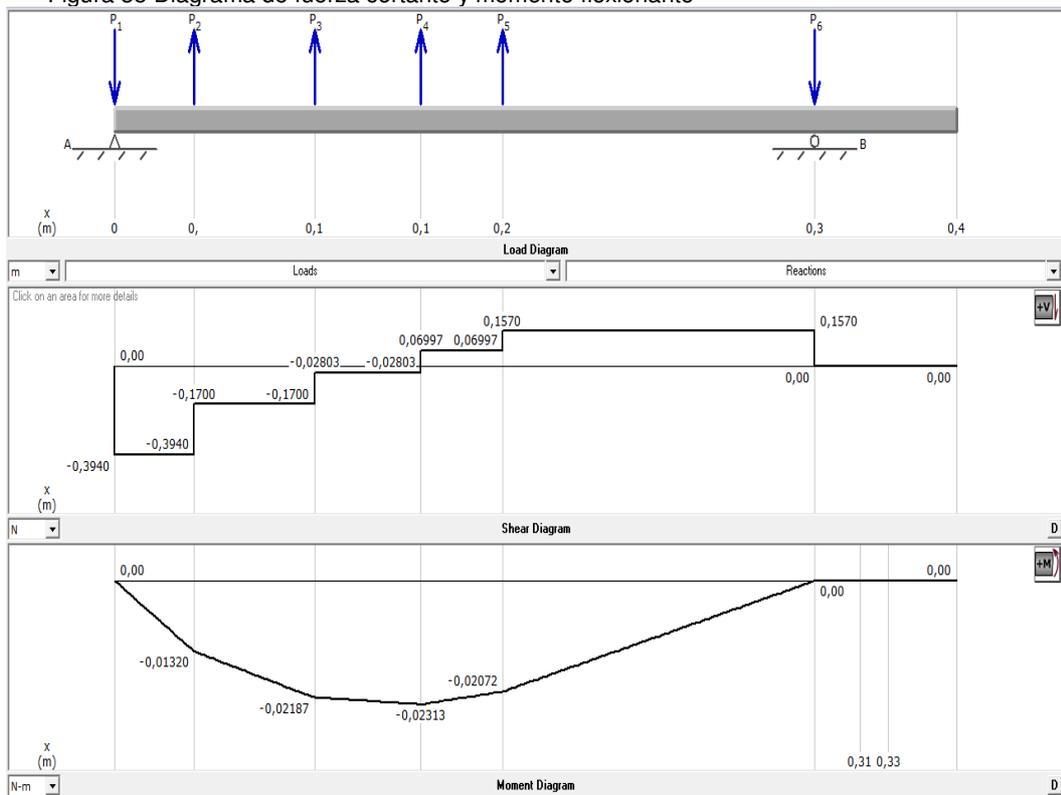
$$8.28b \quad RFz = 0,16 [N] \downarrow$$

$$8.29 \quad \sum Fz = 0$$

$$8.29a = -0,16 [N] + 0,087 [N] + 0,098 [N] + 0,14 [N] + 0,224 [N] - RAz$$

$$8.29b \quad RAz = 0,391 [N] \downarrow$$

Figura 85 Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante



Fuente: Autores

- **Diagrama de cuerpo libre plano horizontal Y dirección Z.** Hay que determinar las reacciones en A y F por ser donde están los rodamientos, desarrollando los cálculos de equilibrio del sistema. Fuerzas de la Catarina.

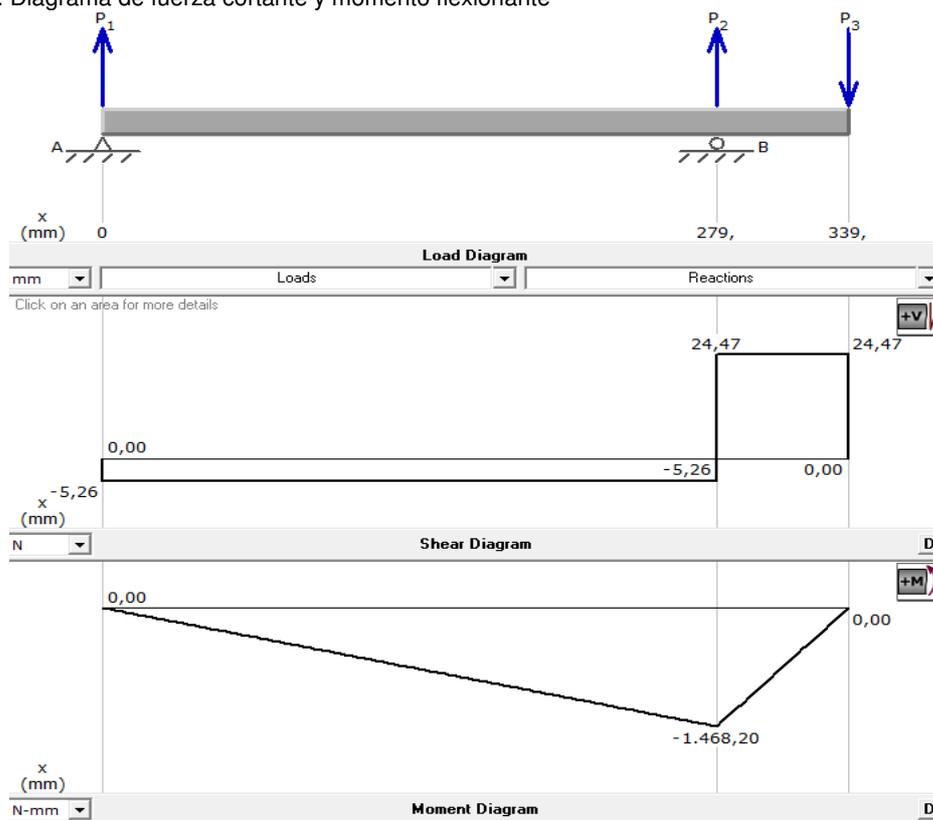
Figura 86. Sumatoria de momentos plano horizontal y, dirección z



Fuente: Autores

$$\begin{aligned}
 8.30 & \quad +\cup \sum M_{Ay} = 0 \\
 8.30a & \quad = RFy * 0,279 [m] - 24,47 [N] * 0,339 [m] \\
 8.30b & \quad RFy = 29.7 [N] \uparrow \\
 \\ 
 8.31 & \quad \sum F_y = 0 \\
 8.31a & \quad = -RAy + 29.7 [N] - 24,47 [N] \\
 8.31b & \quad RAy = 5.23 [N] \uparrow
 \end{aligned}$$

Figura 87. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante



Fuente: Autores

**8.6.1. Diámetros del eje.** Para hallar los diámetros mínimos requeridos del eje, es fundamental asegurar la resista a las cargas ejercidas sobre este, es vital fijar parámetros de diseño, como lo es el tipo de material, acabado superficial y factor de diseño. Para el diseño del eje de la turbina de vapor será acero inoxidable 304, por sus características mecánicas.

1. Resistencia a la fatiga  $S_n$

$$5.52 \quad S_n = (0.50)(\text{resistencia ultima a la tensión})$$

$$5.52a \quad S_n = (0.50)(586.000.000[Pa]) = 293.000.000 [Pa]$$

2. Resistencia a la fatiga estimada  $S_n'$ . Se encuentra por la relación del material con la aplicación que se le va a dar a la pieza, que hace parte del criterio del diseñador, dichos factores se encuentran en la figura 34 del capítulo cinco.

$C_m$ : Factor de material= (1 acero forjado)

$C_{st}$ : Factor de tipo de carga, flexionante= 1.0

$C_r$ : Factor de confiabilidad= se una confiabilidad del 0,99 obteniendo un  $C_r = 0,81$

$C_a$ : Acabado superficial= es un proceso de maquinado encontrando un factor de reducción de = 0,80

$C_s$ : Factor de tamaño

$F_t$ : Factor de temperatura = 1 y porque no excede los 200° C.

$$5.55 \quad C_s = (D/7.62)^{-0.11}$$

$$5.55a \quad C_s = (D/7.62)^{-0.11} = 0.86$$

$$5.53 \quad S'_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_r)(C_s)(F_t)$$

$$5.53a \quad S'_n = (293.000.000 Pa)(1)(1)(0.81)(0.86) = 204103800 [Pa]$$

Se estima que turbina de vapor va a operar en condiciones industriales normales, se opta por tomar un factor de diseño  $N = 3$

3. Esfuerzo tri-axial. Existen fuerzas de reacción axial, radial y tangencial, por lo tanto es necesario utilizar el método de la energía de distorsión tri-axial.

$$8.32 \quad \sigma = \left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right) \left[ \sqrt{((RAY - RAX)^2 + (RAZ - RAX)^2 + (RAZ - RAY)^2)} \right]$$

$$8.32a \quad \sigma = \left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right) \left[ \sqrt{((5.23 - 48.61)^2 + (0.391 - 48.61)^2 + (0.391 - 5.23)^2)} \right]$$

$$8.32b \quad \sigma = 46 [N]$$

En el punto A del eje actúan fuerzas cortantes verticales, por lo tanto no existen momentos torsionales ni flexionante, por esta razón se toma la ecuación 8.33, para calcular el diámetro mínimo necesario, por ser una carga cortante vertical. Se utiliza un factor de concentración de esfuerzos  $Kt=2.5$  ya que en ese punto del eje existe un chaflán agudo.

$$8.33 \quad D = \sqrt{2.94 Kt (V) \left(\frac{N}{Sn'}\right)}$$

$$8.33a \quad D = \sqrt{2.94 (2.5)(46[N]) \left(\frac{3}{204103800[N/m^2]}\right)} = 2.22 \times 10^{-3}m$$

**1. Momento flexionante.** Para poder hallar los diámetros mínimos del eje en cada etapa, se incorporan en la ecuación 8.34 los resultados del diagrama de momento flexionante de cada punto en los tres planos.

$$8.34 \quad M = \sqrt{Mx^2 + My^2}$$

$$8.34a \quad MB = \sqrt{1.33^2[N.m] + 0.013^2[N.m]} = 1.33 [N.m]$$

Tabla 39. Momentos flexionantes de cada punto del eje.

PUNTO	MOMENTO FLEXIONANTES (Nm)
B	1.33
C	2.58
D	3.65
E	3.54
G	4.08

Fuente: Autores

Hay que aclarar que el punto g maneja tres momentos flexionante

**2. Diámetros mínimos del eje.** Se utiliza un factor de concentración de esfuerzos de  $Kt= 2.0$  por que en todas las etapas de los alabes se va a sujetar un una cuña cuadrada de perfil, El punto F del eje, se utiliza un cuñero de corredera deslizable el cual utiliza una concentración de esfuerzos  $Kt=1.6$ .<sup>31</sup>

Como ya se había mencionado antes, se estima que turbina de vapor va a operar en condiciones industriales normales, se opta por tomar un factor de diseño  $N=3$ .

$$8.35 \quad D = \left[ \left[ \frac{32N}{\pi} \right] \sqrt{\left(\frac{KtM}{Sn'}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy}\right)^2} \right]^{1/3}$$

<sup>31</sup> Diseño de elementos de máquinas. Robert L. Mott, P.E cuarta edición. México 2006. P 545

Tabla 40. Diámetros mínimos del eje.

PUNTO	DIÁMETROS MÍNIMOS (mm)
A	2.22
B	7.51
C	9.31
D	10.33
E	10.03
G	10.2

Fuente: Autores

Se opta por ajustar los diámetros a dimensiones más amplias, acorde con el rodamiento inicial que ira instalado en el punto A del eje y tomando como punto de partida el diámetro interno de este.

Una vez culminadas las etapas de la turbina se acoplara un engranaje de arranque que posee un diámetro interno de 23mm, seguido de estos en el punto F se ensamblara una chumacera, y en el punto G una Catarina que sirve como transmisión de potencia, el diámetro del eje donde irán sujetos estos elementos se fundamenta por medio de catálogos estandarizados.

Tabla 41. Diámetros del eje.

PUNTO	DIÁMETROS MÍNIMOS (mm)
A	20
B	21
C	22
D	23
F	20
G	19,05

Fuente: Autores

## 8.7. DISEÑO DE CUÑAS

Ya que se fabricara un eje de diámetro relativamente pequeños y que maneja una cantidad considerable de rpm, se decide utilizar cuñas paralelas de perfil cuadro, que se ajustan de manera más factible al diseño, se fabricaran en acero inoxidable 316S31600, que cuenta con una resistencia a la fluencia de 207 MPa.

La tabla 4 aclara las dimensiones necesarias para hallar las cuñas según el diámetro del eje.

Con esta información el eje contara con dos tamaños diferentes de perfil los cuales se describen en la tabla 42.

Tabla 42. Dimensiones del perfil de la cuña

Punto	Diámetro del eje (mm)	Perfil cuadrado (mm)
B	14.287 hasta 22.225	4.7625
C	14.287 hasta 22.225	4.7625
D	22.225 hasta 31.750	6.35
E	22.225 hasta 31.750	6.35
G	14.287 hasta 22.225	4.7625

Fuente: Autores

## 1. Longitud de la cuña

$$5.59 \quad L = \frac{4TN}{DW_{sy}}$$

$$5.59a \quad L = \frac{4(1.38[Nm])(3)}{(0.021[m])(0.0048[m])(207[MPa])} = 7.94 \times 10^{-4}[m]$$

Tabla 43. Longitudes mínimas de las cuñas

Punto	Longitud (mm)
B	0.79
C	0.47
D	0.028
E	0.024
G	2.3

Fuente: Autores

Ya que la longitud de la cuña es algo inferior, se ajusta a una más adecuada para facilitar el ensamble de los elementos que irán montados en el eje, tomando una longitud estándar de 15mm para todos los elementos exceptuando la Catarina, que maneja una longitud de 37mm.

## 2. Fuerza cortante

$$5.56 \quad F = T/D/2$$

$$5.56a \quad F = 1.38[Nm]/0.021/2 = 131.43 [N]$$

La tabla 44 muestra los resultados de la fórmula 5.56.

Tabla 44. Fuerza cortante de las cuñas

Punto	Torque (Nm)	Diámetro (m)	Fuerza (N)
B	1.38	0.021	131.43
C	0.8612	0.022	78.30
D	0.71	0.023	61.74
E	0.65	0.024	54.2
G	3.6	0.01905	377.95

Fuente: Autores

### 3. Esfuerzo cortante máximo

$$5.58 \quad \tau d = 0.5 \frac{S_y}{N}$$

Donde el valor de  $N=3$ , en condiciones industriales normales

$$5.58a \quad \tau d = \frac{0.5 (207.000.000 \left[ \frac{N}{m^2} \right])}{3} = 34'5000.000 \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

### 4. Altura de la cuerda

$$8.36 \quad \gamma = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$8.36a \quad \gamma = \frac{21[mm] - \sqrt{(21[mm])^2 - (4.7625[mm])^2}}{2} = 0.27[mm]$$

Tabla 45. Alturas de la cuerda

Punto	Longitud (mm)
B	0.27
C	0.26
D	0.45
E	0.43
G	0.30

Fuente: Autores

### 5. Profundidad del cuñero en el eje

$$8.37 \quad S = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$8.37a \quad S = \frac{(21[mm]) - (4.7625[mm]) + \sqrt{(21[mm])^2 - (4.7625[mm])^2}}{2} = 18.34[mm]$$

Tabla 46. Profundidad del cuñero en el eje

Punto	Longitud (mm)
B	18.34
C	19.36
D	19.38
E	20.4
G	16.4

Fuente: Autores

## 6. Profundidad del cuñero en el cubo

$$8.38 \quad T = \frac{D+H+\sqrt{D^2-W^2}}{2} + C$$

$$8.38a \quad T = \frac{21[mm]+4.7625[mm]+\sqrt{(22[mm])^2-(4.7625[mm])^2}}{2} + 0.027[mm] = 23.65 [mm]$$

Tabla 47. Profundidad del cuñero en el cubo

Punto	Longitud (mm)
B	23.13
C	24.15
D	25.75
E	26.8
G	21.16

Fuente: Autores

## 8.8. SELECCIÓN DEL LOS COJINETES

Para poder seleccionar el rodamiento indicado, es necesario especificar las condiciones de funcionamiento del elemento en que se instalara, la turbina posee cargas combinadas (radiales y de empuje), las cuales se indican en la tabla 48.

Tabla 48. Datos para la selección del rodamiento

Cojinete	Carga radial (N)	Carga de empuje o axial (N)	Rpm	Diámetro del eje (mm)
A	41.91	3.51	7813	20
F	95.27	27.98	7813	20

Fuente: Autores

### 1. Vida útil del diseño

Tomado en cuenta el uso de la maquina se estima una vida útil no mayor a 30.000 horas de operación, valor que se deduce de la tabla 5

### 2. Numero de revoluciones de diseño para el rodamiento

$$5.69 \quad Ld = (h)(rpm)(60 [min]/h)$$

$$5.69a \quad Ld = (30.000[h])(7813 rpm)(60 [min]/h) = 1.41 \times 10^{10}$$

Puesto que se ejercen cargas combinadas se calcula una carga equivalente de la siguiente forma:

$$5.70 \quad P = VXR + YT$$

Rodamiento A

$$5.70a \quad P = (1)(0.56)(41.91) + (1.5)(3.51) = 28.73 [N]$$

Rodamiento B

$$5.70b \quad P = (1)(0.56)(95.27) + (1.5)(27.98) = 95.32 [N]$$

### 3. Carga dinámica

El cálculo de la carga dinámica se realiza a partir de los valores de la figura 44 con base a esto, el resultado es:

Para 7813 rpm el factor  $f_N = 1.8$

Para 30000 horas el factor  $f_L = 3.90$

Entonces,

$$8.39 \quad C = Pd f_L / f_N$$

Rodamiento A

$$8.39a \quad C = 28.73 [N] 3.90 / 1.8 = 62.24 [N]$$

Rodamiento B

$$8.39a \quad C = 95.32 [N] 3.90 / 1.8 = 206.53 [N]$$

### 8.9. TORNILLOS SUJETADORES

El tornillo que sujeta el plato de toberas y la carcasas A es un tornillo convencional con orificio roscado, generalmente estandarizado con la norma ISO. Se pretende utilizar un tornillo M6 x 1, clase 5.8 de longitud 60 mm y 38 de cuerda, el cual según la tabla 7 y 9 cuenta con las siguientes especificaciones.

Área de esfuerzo de tensión  $A_t$ : 20.12 [mm<sup>2</sup>].

Resistencia de prueba  $S_p$ : 380 [Mpa]

El tornillo será estudiado con una precarga de 90% de la resistencia de la prueba según la fórmula 5.74.

Quedando con una fuerza de precarga

$$5.74 \quad F_i = 0,9 * S_p * A_t$$

$$5.74a \quad F_i = 0,9(380 \text{ [N/mm}^2]) \cdot (20.12 \text{ [mm}^2])$$

$$5.74b \quad F_i = 6881.04 \text{ [N]}$$

Longitud del vástago que es la longitud total menos la longitud de cuerda.

$$5.75 \quad l_s = L_p - l_c$$

$$5.75a \quad l_s = (60 - 38) \text{ [mm]}$$

$$5.75b \quad l_s = 22 \text{ [mm]}$$

Longitud de la cuerda en la zona de sujeción

$$5.76 \quad l_t = L_p - l_s$$

$$5.76a \quad l_t = (60 - 22) \text{ [mm]}$$

$$5.76b \quad l_t = 38 \text{ [mm]}$$

Calculo de la rigidez del perno recordado en la formula fórmula 5.77.

$$5.77 \quad \frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t \cdot E} + \frac{l_s}{A_b \cdot E}$$

$$5.77a$$

$$\frac{1}{k_b} = \frac{38 \text{ mm}}{22.12 \text{ mm}^2 \cdot 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} + \frac{22 \text{ mm}}{(\pi(3 \text{ mm})^2) \cdot 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$5.77b \quad k_{bp} = 0,1051 \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Fuerza total en la tapa suponiendo que todos los tornillos comparten la misma carga por estar separados equidistantemente.

$$5.78 \quad F = P \cdot A = \frac{p \cdot \pi \cdot D_p^2}{4}$$

Se maneja una presión de aplicación alta en caso de una sobrepresión, la cual es calculada con la fórmula 8.14.

$$8.14. \quad n = \left( \left[ \frac{\text{carga real}}{\text{carga aplicada}} \right] - 1 \right) \cdot 100 = \left( \left[ \frac{0,861 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \right] - 1 \right) \cdot 100 = 13\%$$

$$5.78a \quad F = \frac{1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \pi \cdot (173,5 \text{ mm})^2}{4}$$

$$5.78b \quad F = 23642.2 \text{ [N]}$$

Y la fuerza aplicada sobre cada tornillo será:

$$5.79 \quad F_t = \frac{F}{8}$$

$$5.79a \quad F_t = \frac{23642.2 \text{ N}}{8}$$

$$5.79b \quad F_t = 2985 \text{ [N]}$$

Análisis:

Para que haya sello y no salga vapor es necesario colocar un empaque “junta” que en el caso de la turbina será asbesto comprimido, por sus características y bajo costo, tendrá un espesor de 1/32 in.

Hay que aclarar que la carcasa será en acero AISI 1020 mecanizado; el tornillo sujetara tres componentes. Por lo tanto serán dos juntas.

La longitud de apriete es:

$$\begin{aligned} 5.81 & \quad l_m = L - 2t \\ 5.81a & \quad l_m = 43,5 - 2(0,79) \\ 5.81b & \quad l_m = 41.91 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

Si no estuviera la junta, la rigidez de estos espesores se encontraría con la fórmula 5.80, la cual utiliza constantes encontrados en la tabla 10.

$$\begin{aligned} 5.80 & \quad k_{ma} = d E A^{b\left(\frac{d}{l_m}\right)} \\ 5.80a & \quad k_{ma} = 6 \text{ mm} * 206800 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] * 0.78715 * e^{0,6287\left(\frac{6 \text{ mm}}{41.91 \text{ mm}}\right)} \\ 5.80b & \quad k_{ma} = 1.069 * 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right] \end{aligned}$$

La fuerza de apriete que soporta la junta proviene del diámetro exterior de la brida con el diámetro interior donde estarán los alabes móviles, restando el área de los pernos.

$$\begin{aligned} 5.82 & \quad A_{j1} = \frac{\pi}{4} * \left[ \frac{D_e^2 - D_i^2}{N_{\text{pernos}}} - d^2 \right] \\ 5.82a & \quad A_{j1} = \frac{\pi}{4} * \left[ \frac{238^2 - 180^2}{8} - 6^2 \right] \\ 5.82b & \quad A_{j1} = 37630 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Esta es el área en el primer plato, y en el segundo plato por ser una diámetro interno más grande cambiara el área, por consiguiente es necesario calcular el área efectiva de apriete  $A_{j2}$

$$\begin{aligned} 5.80a & \quad A_{j2} = \frac{\pi}{4} * \left[ \frac{238^2 - 200^2}{8} - 10^2 \right] \\ 5.80b & \quad A_{j2} = 25692 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Con la ecuación 5.84 calculamos la rigidez de la junta utilizando el módulo de Young para el asbesto comprimido encontrado en la tabla 8.

$$5.83 \quad k_{mj1} = \frac{A_{j1} * E_j}{t}$$

$$5.83a \quad kmj1 = \frac{37630 \cdot 480}{0,79}$$

$$5.83b \quad kmj1 = 22.86 \cdot 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Para la junta 2

$$5.83a \quad kmj2 = \frac{25692 \cdot 480}{0,79}$$

$$5.83b \quad kmj2 = 15.61 \cdot 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

La rigidez calculada de la unión con las dos juntas es:

$$5.84 \quad km = \frac{1}{\left(\frac{1}{kma1}\right) + \left(\frac{1}{kmj1}\right) + \left(\frac{1}{kmj2}\right)}$$

$$5.84a \quad km = \frac{1}{\left(\frac{1}{1.069 \cdot 10^6}\right) + \left(\frac{1}{22.86 \cdot 10^6}\right) + \left(\frac{1}{15.61 \cdot 10^6}\right)}$$

$$5.84b \quad km = 0,958 \cdot 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

La fórmula 5.85 calcula el factor de rigidez de la unión con las juntas no confinadas

$$5.85 \quad C = \frac{kbp}{km+kbp}$$

$$5.85a \quad C = \frac{0,1051 \cdot 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]}{0,958 \cdot 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right] + 0,1051 \cdot 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]}$$

$$5.85b \quad C = 0,098$$

Porción de carga sentida por el tornillo.

$$5.86 \quad Pt = C \cdot Ft = 0,098 \cdot 2985[N] = 292.5[N]$$

Porción de carga sentida por el material

$$5.87 \quad Pm = (1 - C) \cdot P = (1 - 0,098) \cdot 2546[N] = 2692.5[N]$$

Cargas resultantes en el tornillo después de haber aplicado la carga.

$$5.88 \quad Ft = Fi + Pt = 6881.04[N] + 292.5[N] = 7173.54[N]$$

Y en el material

$$5.89 \quad Fm = Fi - Pm = 6881.04[N] - 2692.5[N] = 4188.54[N]$$

El esfuerzo máximo a tensión en el tornillo es

$$5.90 \quad \sigma_{tp} = \frac{F_t}{A_t} = \frac{7173.54}{20.12} = 356.53 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Estas cargas son cargas fluctuantes, lo cual involucra un estudio estático, pero los pernos soportan cargas dinámicas, porque existe una presión inicial, y una presión final, esto involucra fuerza alternante y media, calculada de con la fórmula 5.91 del capítulo 5.

$$5.90 \quad F_{alt} = \frac{F_t - F_i}{2} = \frac{7173.54 - 6881.04}{2} = 146.25 [N]$$

$$5.91 \quad F_{med} = \frac{F_t + F_i}{2} = \frac{7173 + 6881.04}{2} = 7027.29 [N]$$

El perno resiste poca fuerza fluctuante de 0 a 1 MPa.

Los esfuerzos medios y alternantes son

$$5.91 \quad \sigma_{alt} = k_f * \frac{F_{alt}}{A_t}$$

Donde  $k_f$  se encuentra en la tabla 11, y es 2.2, por ser una rosca rolada.

$$5.91a \quad \sigma_{alt} = 2.2 * \frac{146.25 [N]}{20.12 [mm^2]} = 16 [MPa]$$

Para hallar el esfuerzo medio se trabajara con un  $k_{fm}$ , que por lo general para un tornillo precargado será aproximado a 1.0, quedando:

$$5.92 \quad \sigma_{med} = k_{fm} * \frac{F_{med}}{A_t} = 0,99 * \frac{7027.29 [N]}{20.12 [mm^2]} = 345.77 [MPa]$$

El esfuerzo de precarga inicial es:

$$5.93 \quad \sigma_i = k_{fm} * \frac{F_i}{A_t} = 0,99 * \frac{6881.04 [N]}{20.12 [mm^2]} = 338.58$$

Hay que hallar un límite de resistencia en el material del tornillo recordando la fórmula 5.53 de diseño de ejes.

$$5.53 \quad S'n = S_n(C_{car}^{axial})(C_{tam})(C_{sup})(C_{tem})(C_{confia})$$

$$5.53a \quad S'n = (0,5 * 520 [MPa])(0,70)(1)(0,71)(1)(0,81)$$

$$5.53b \quad S'n = 104.67 [MPa]$$

Se Determina un factor de seguridad a la fatiga según Goodman.

$$5.94 \quad N_f = \frac{S'n(S_u - \sigma_i)}{S'n(\sigma_{med} - \sigma_i) + (S_u * \sigma_{alt})} = \frac{104.67(520 - 338.58)}{104.67(345.77 - 338.58) + (520 * 16)} = 2.09$$

Un factor de seguridad a la fluencia

$$5.95 \quad Ny = \frac{sy}{\sigma_{tp}} = \frac{420}{356.53} = 1.17$$

Se puede calcular la fuerza requerida para separar las uniones

$$5.96 \quad F_{sep} = \frac{Fi}{1-c} = \frac{6881.04}{1-0,098} = 7628.64[N]$$

Se calcula la carga necesaria para separar la unión y el factor de seguridad contra esa separación con la fórmula 5.107.

$$5.96 \quad N_{sep} = \frac{F_{sep}}{F_t} = \frac{7628.64}{2985} = 2.5$$

El factor de seguridad a la separación y a la fatiga es aceptable, pero el factor de seguridad a la fluencia es reducido, creando un problema de diseño, es necesario reducir la precarga del perno y tabular para hacer una gráfica de factor de seguridad a la fluencia y separación vs precarga.

Tabla 49. Factor de seguridad a la fluencia y separación

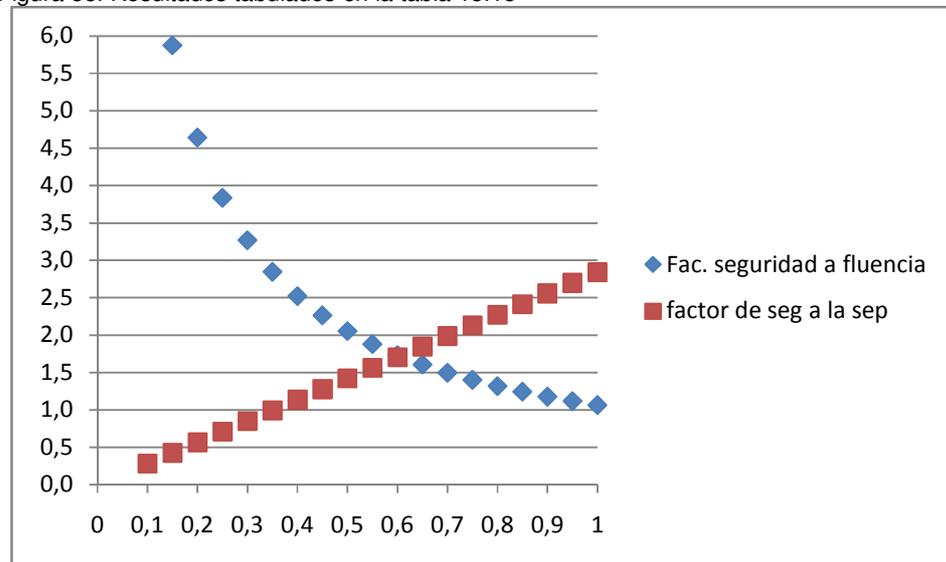
% carga	(Ft)	Ft	Fm	F alter	F med	$\sigma$ alt.	$\sigma$ med.	$\sigma$ in.	$\sigma$ tp	N flu.	N sep	N fat.
1	7645,6	7938,1	4953,1	146,3	7791,9	16,0	383,4	376,2	394,5	1,1	2,8	1,7
0,95	7263,3	7555,8	4570,8	146,3	7409,6	16,0	364,6	357,4	375,5	1,1	2,7	1,9
0,9	6881,0	7173,5	4188,5	146,3	7027,3	16,0	345,8	338,6	356,5	1,2	2,6	2,1
0,85	6498,8	6791,3	3806,3	146,3	6645,0	16,0	327,0	319,8	337,5	1,2	2,4	2,3
0,8	6116,5	6409,0	3424,0	146,3	6262,7	16,0	308,2	301,0	318,5	1,3	2,3	2,5
0,75	5734,2	6026,7	3041,7	146,3	5880,5	16,0	289,3	282,2	299,5	1,4	2,1	2,7
0,7	5351,9	5644,4	2659,4	146,3	5498,2	16,0	270,5	263,3	280,5	1,5	2,0	3,0
0,65	4969,6	5262,1	2277,1	146,3	5115,9	16,0	251,7	244,5	261,5	1,6	1,8	3,2
<b>0,6</b>	<b>4587,4</b>	<b>4879,9</b>	<b>1894,9</b>	<b>146,3</b>	<b>4733,6</b>	<b>16,0</b>	<b>232,9</b>	<b>225,7</b>	<b>242,5</b>	<b>1,7</b>	<b>1,7</b>	<b>3,4</b>
0,55	4205,1	4497,6	1512,6	146,3	4351,3	16,0	214,1	206,9	223,5	1,9	1,6	3,6
0,5	3822,8	4115,3	1130,3	146,3	3969,1	16,0	195,3	188,1	204,5	2,1	1,4	3,8
0,45	3440,	3733,	748,0	146,	3586,	16,0	176,	169,	185,	2,3	1,3	4,0

	5	0		3	8		5	3	5			
0,4	3058,2	3350,7	365,7	146,3	3204,5	16,0	157,7	150,5	166,5	2,5	1,1	4,3
0,35	2676,0	2968,5	-16,5	146,3	2822,2	16,0	138,9	131,7	147,5	2,8	1,0	4,5

Fuente: Autores

La figura 88 muestra los resultados tabulados en la tabla 50, siendo la línea azul el factor de seguridad a la fluencia y la línea roja el factor de seguridad a la separación, estas líneas comparten el mismo valor con una precarga de 60 %, con un factor de seguridad a la fatiga de 3.4, siendo el indicado para el diseño de los tornillos.

Figura 88. Resultados tabulados en la tabla 13.15



Fuente: autores

El tornillo usado para nuestro caso será: tornillo M6 X 1.0 clase 5.8 de 60 mm de largo y pre-cargado al 60% de la resistencia de la prueba, con una fuerza de precarga de 4587,4 N. Cabe resaltar que este tornillo soporta una carga fluctuante de media tonelada.

El diseño de los tornillos siguientes rige las mismas formulas, pero como los diámetros y las presiones son parecidas se modificara solo la longitud de los tornillos dependiendo de qué van a juntar.

#### Control de precarga

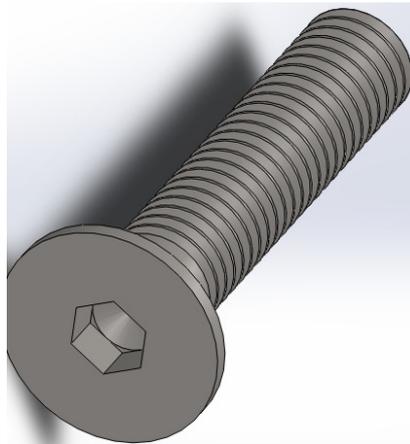
El par de torsión en el perno se calcula mediante la fórmula 5.73, el cual utilizando un coeficiente de fricción de 0,15 es:

$$5.73 \quad T_i = 0,21 * F_i * d = 0,21 * 4587,4 [N] * 6 [mm] = 5,7 [kN * mm]$$

**8.9.1. Tornillo sujetadores expuestos al cortante.** Estos tornillos son los que están conectando los laves fijos con la carcasa, están sometidos a esfuerzos cortantes directos, por ser los que direccionan el flujo de vapor a la hilera móvil de la siguiente etapa, se calculan de la siguiente manera.

Los tornillos que se colocaran son M4 x 0.73 de longitud 20 clase 5.8. Será un tornillo avellanado, para apretar con llave Bristol. Figura 89.

Figura 89. Tornillo avellanado



Fuente: Autores

Para este tornillo rigen las siguientes ecuaciones.

Esfuerzo cortante permisible

$$5.98 \quad \tau_p = 1.20 * S_u = 1.20 * 520 [MPa] = 624 [MPa]$$

Falla por cortante

$$5.99 \quad F_s = \tau_p * A_s = 624 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \left( \frac{\pi * 4 [mm]^2}{4} \right) = 7841 [N]$$

Esta es la fuerza necesaria para que el tornillo se corte.

Falla por apoyo o aplastamiento, siendo el material AISI/SAE 1020 laminado en frio cuya resistencia ultima es de 469 [MPa], se reemplazan las formulas 5.98, 5.101 y 5.102 quedando

$$8.40 \quad F_b = 1.2 * S_u * N_b * D * t = 1.20 * 469 \left( \frac{N}{mm^2} \right) * 2 * 4 mm * 10 mm = 45024 N$$

Y la falla por tensión se calcula reemplazando las formulas 5.103 y 5.104, con un  $A_t$  encontrado en la tabla 9 del capítulo 5.

$$8.41 \quad F_{ten} = A_t * 0,6 * S_y = 8.78 \text{ mm}^2 * 0,6 * 420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2212.56 \text{ N}$$

Fuerza necesaria para que el tornillo tenga una falla por tensión.

Como bien se describió el proceso para sujetadores expuestos al cortante, está claro que los tornillos utilizados en la primera cascada de álabes fijos, aguantaran las fuerzas para los otros álabes.

Se ha diseñado una tabla para saber qué tipo de tornillos se utilizaran y en donde estarán ubicados.

Tabla 50. Tabla de tornillos

Tornillos a esfuerzos de tensión						
	Longitud de la rosca	Clase	esfuerzo máximo a tensión [MPa]	limite elástico [MPa]	ubicación	cantidad
Tornillo hex M6 x 1.0 x 60	38	5,8	242,5	420	Ensamble plato de toberas y carcasa 1 con carcasa 2	16
Tornillo hex M6 x 1.0 x 30	por todo	5,8	245	420	Ensamble carcasa 2 con 3	16
Tornillo hex M6 x 1.0 x 45	por todo	5,8	250	420	Ensamble carcasa 3 con 4	16
Tornillo hex M6 x 1.0 x 20	por todo	5,8	260	420	Ensamble laterales de la turbina	10
Tornillos a esfuerzos cortantes						
	Longitud de la rosca	Clase	Fuerza de corte [N]	fuerza aplicada [N]	ubicación	cantidad
Tornillo Avellan M4x 0.7 x 20	por todo	5,8	7841	40	Ajusta los álabes fijos a la carcasa,	59
Tornillo avellan M3x 0.5 x 20	por todo	5,8	7841	40	Ajustar los álabes móviles a la base de los álabes	36

Fuente: Autores

## 8.10. CARCASA

La carcasa soporta una presión causada por el vapor, que tiende a hacer estallar o separar las partes de la carcasa, esto es debido a los esfuerzos de tensión presentes en el interior de la misma.

Al encontrar los elementos de sujeción (pernos) que soporten esta presión y garanticen que las dos partes de la carcasa no se alejaren y que mantendrán la solides de esta, se analiza los componentes que se ensamblaran y que necesitan un material de aporte para su contención.

Como no se ejercen esfuerzos de comprensión ni torsión, se estima que el esfuerzo más significativo es el de la presión de salida de vapor que otorga la caldera, por ende se deduce que la presión que soporta la turbina nunca va a ser mayor de la entregada por la caldera, y se puede trabajar bajo ese criterio

Sin embargo se prefiere incrementar el valor de la presión y trabajar por encima de los valores límites.

Se considera la carcasa como un solo componente integral y se analiza como un recipiente cilíndrico con presión interna constante del cual todos sus elementos generales soportaran un esfuerzo de tensión por la presión ejercida por el vapor entregado por la caldera.

Se opta por iniciar el estudio en el elemento que mayor presión soportara en el proceso, de este modo proporcionará un parámetro para los demás elementos de la carcasa.

## Análisis

### Datos de la pre-cámara

Diámetro externo 195mm

Diámetro interno 185mm

Presión 8.62184 (bar)

Para poder hallar los esfuerzos en el recipiente, hay que establecer si este se clasifica en pared delgada o pared gruesa, de la siguiente forma.

5.105

$$D_m = D_o - t$$

5.105a

$$D_m = 195[\text{mm}] - 10[\text{mm}] = 185[\text{mm}]$$

Si la carcasa es delgada o gruesa se calcula con la fórmula 5.106.

5.106

$$\frac{D_m}{t} \geq 20$$

5.106a

$$\frac{185[\text{mm}]}{10[\text{mm}]} = 18.5$$

Se considera de pared gruesa por ser inferior a 20.

Esfuerzos para cilindros de pared gruesa

### 1. Esfuerzos para cilindros de pared gruesa.

Longitudinal

$$5.107 \quad \sigma_1 = \frac{pa^2}{b^2-a^2} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 0,0925a^2}{0,0975^2 - 0,0925^2} = 9007 \text{ KPa}$$

Anular (tangencial)

$$5.108 \quad \sigma_2 = \frac{pa^2(b^2-r^2)}{r^2(b^2-a^2)} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 0,0925^2 \cdot (0,0975^2 + 0,095^2)}{0,095^2(0,0975^2 - 0,0925^2)} = 18493.4 \text{ KPa}$$

Esfuerzo anular máximo en la superficie interna.

$$5.109 \quad \sigma_2 = \frac{p(b^2-a^2)}{b^2-a^2} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot (0,0975^2 - 0,095^2)}{0,0975^2 - 0,0925^2} = 19013.2 \text{ KPa}$$

radial

$$5.110 \quad \sigma_3 = -\frac{pa^2(b^2-r^2)}{r^2(b^2-a^2)} = -\frac{1 \cdot 10^6 \cdot 0,0925^2 \cdot (0,0975^2 - 0,095^2)}{0,095^2(0,0975^2 - 0,0925^2)} = -480.3 \text{ KPa}$$

Donde:

Radio interno a = 185/2= 92.5 (mm)

Radio externo b = 195/2=97.5 (mm)

Radio entre a y b = r =95 (mm)

Presión 8.62184 (bar) se decide incrementar un 16% p=10 (bar)=1000 (KPa)

La tabla 51. Muestra los resultados estipulados para los diferentes esfuerzos.

Tabla 51. Esfuerzos carcasa

	Esfuerzo en la posición r (KPa)	Esfuerzo máximo (KPa)
Longitudinal	9007	9007
Anular	18493.4	19013.2
Radial	-480.3	1000

Fuente: Autores

### 2. Resistencia a la cedencia requerida del material

Se toma un factor de diseño N=4 ya que no es una aplicación crítica, el vapor no es contenido en el proceso siempre fluye a través de las etapas no se genera sobrepresión, y se está manejando una presión incrementada un 16%.

$$5.112 \quad \sigma_d = S_y / N$$

Despejado la fórmula para halla la resistencia a la fluencia del material se obtiene

$$5.112a \quad S_y = N \times \sigma_d = 4 \times 19013.2 \text{ [KPa]} = 76.03 \text{ [MPa]}$$

Para hallar una resistencia ultima a la tensión del material se recomiendo utiliza un factor de diseño N=8

$$8.42 \quad \sigma_d = S_u / N = 6 \times 19013.2 \text{ [KPa]} = 15.106 \text{ [MPa]}$$

De esta manera se selecciona un material que cumpla estas condiciones, se selecciona un acero AISI/SAE 1020 el cual posee propiedades de resistencia a la fluencia y resistencia ultima muy por encima de lo los limites encontrados.

Con base a estos resultados no hay la necesidad de calcular cada etapa de manera independiente, se elige utilizar un software de simulación ayudar a culminar este análisis.

### 8.11. CALCULO DEL PIÑÓN MOTOR DE ARRANQUE

El motor de arranque tiene las siguientes características

Potencia: 0,35 KW

Velocidad: 2000 RPM en 1 segundo.

Datos del piñón.

Diámetro exterior: 8 mm

Numero de dientes: 7

Primero hay que saber qué relación debe tener el piñón con la corona, y para eso es necesario saber que fuerza necesita para romper ese momento de inercia, primero determinamos una revolución estimada en 160 RPM, en 2 segundos, la velocidad de inicio es cero, se hace la conversión de 160 RPM a RPS, quedando de la forma.

$$8.43 \quad 160 \left( \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 2.66 \text{ RPS}$$

Ahora calculamos la aceleración angular de la forma

$$8.44 \quad \alpha = \frac{2.66 \left( \frac{\text{rev}}{\text{s}} \right)}{2\text{s}} = 1.33 \frac{\text{Rev}}{\text{s}^2} =$$

Ahora hay que calcular el momento de fuerza que está ligada a la masa del cuerpo y a la distribución de esa masa respecto al eje de giro.

$$8.45 \quad M = I * \alpha$$

Donde  $I$  es el momento de inercia del cuerpo y  $\alpha$  la aceleración angular. El cálculo de la inercia se hace conociendo la masa de los cuerpos la cual es dada por el programa Solid Works con sus diferentes geometrías.

El rotor de la Turbina se compone de cuatro platos con los álabes, una Catarina, un eje y dos rodamientos, los cuales no serán calculados porque la fricción es mínima en estas zonas.

Para los platos se tiene los siguientes datos,

Plato uno con empaletado.

Masa =	Disco: 1556 g.
	Álabes: 56,5 g
	Base: 17 g
	Tornillo y pines: 64 g
	Cuña: 2.27 g

Masa total:	1,695 kg
Radio del disco:	84 mm
Radio menor del disco:	10,5 mm

La inercia se calcula con la fórmula de disco.

$$8.46 \quad I = \frac{1}{2} m * (R^2 + r^2) = \frac{1}{2} (1.695 \text{ kg}) * (84^2 + 10,5^2) = 6073,4 \text{ kg} * \text{mm}^2$$

Tabla 52. Resultado.

Componente	Forma geométrica	Masa (kg)	Radio mayor (mm)	Radio menor (mm)	Inercia (kg*mm <sup>2</sup> )
Plato 1	Disco	1,695	84	10,5	6073,3
Plato 2	Disco	1,718	94	11	7694
Plato 3	Disco	1,512	112	11,5	9583,2
Plato 4	Disco	1,51	124	12	11717,6
Catarina	Disco	0,7465	37,5	9,53	558,7
Eje	Cuerpo solido	1079	12,5	No hay	84296,8
observaciones	Las masa expuestas en los platos son tomando en cuenta los alabes, pines, tornillos y cuñas que forman un solo componente.				

Fuente: Autores

La inercia neta es:

$$8.47 \quad I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 =$$

$$8.47a \quad I = 6073,3 + 7694 + 9583,2 + 11717,6 + 558,7 + 84296,8 =$$

$$8.47b \quad I = 119923.6 \text{ [kg * mm}^2\text{]} = 0,119 \text{ [kg * m}^2\text{]}$$

Teniendo la aceleración angular y la inercia neta, calculamos el momento de fuerza con la ecuación 8.45

$$8.45 \quad M = I * \alpha =$$

Para utilizar esta fórmula es necesario hacer una conversión de Rev/seg<sup>2</sup> a rad/s<sup>2</sup>,

$$8.48 \quad \alpha = 2\pi * \frac{1.33\text{Rev}}{\text{s}^2} = 8.35 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$8.48a \quad M = 0,119 \text{ (kg * m}^2\text{)} * 8.35 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} = 1.001 \text{ N * m}$$

Este es el torque requerido para romper la inercia del eje; al multiplicarlo por las revoluciones a las que gira el eje encontramos la potencia requerida.

$$8.13 \quad \omega = 2*\pi*n/60$$

Dónde:  $n = \text{RPM}$

$$8.13 \quad P = T * \omega$$

$$8.13a \quad P = \frac{1.001 \text{ [Nm]} \pi * 160}{30\text{s}}$$

$$8.13b \quad P = 16.77 \text{ [w]} = 0,01677 \text{ [Kw]}$$

Esta potencia depende de las revoluciones a las cuales se desee que la turbina gire, entre más revolución más potencia necesitara, pero al subir las revoluciones la relación de piñón corona, también aumenta, generando menores diámetros al momento de construir la corona, hay que tener claro que el cuerpo del motor de arranque tiene 65 mm lo cual hace que la distancia entre centros mínima con respecto al eje sea de 45 mm.

Como se sabe qué medidas tiene el piñón y el número de dientes, se determina los cálculos necesarios para poder diseñar la corona.

### Modulo

$$5.113 \quad m = \frac{De}{N+2} = \frac{8mm}{7+2} = 0,88$$

Pero el modulo no es compatible con una fresa, por lo que hay que aproximar a 0,9 por tratarse de un diámetro tan pequeño.

### Relación piñón-corona

$$5,114 \quad Rp = \frac{w1}{w2} = \left( \frac{2000RPM}{160RPM} \right) = 25:2$$

### Numero de dientes de la corona

$$5.114a \quad \frac{w1}{w2} = \frac{N2}{N1} =$$

$$5.114b \quad N1 \left( \frac{w1}{w2} \right) = N2 = 7 \left( \frac{2000RPM}{160RPM} \right) = 87,5 \text{ dientes} = 88 \text{ para la corona}$$

### Diámetros primitivos.

$$5.115 \quad Dpp = m * N = 0,9 * 7 = 6.3 \text{ mm}; \quad Dpc = 0,9 * 88 = 79.2 \text{ mm}$$

### Paso circunferencial, por tratarse de medidas métricas

$$5.116 \quad Pc = M * \pi = 0,9 * \pi = 2.82 \text{ mm}$$

### Diámetros exteriores

$$5.117 \quad Dep = 8 \text{ mm}; \quad Dec = m(N + 2) = 0,9 * (88 + 2) = 81 \text{ mm}$$

### Distancia entre centros

$$5.118 \quad l_{centro} = \frac{D_{pp} + D_{pc}}{2} = \frac{6.3 + 79.2}{2} = 42.75 \text{ mm}$$

### Espesor del diente

$$8.49 \quad E = \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{0.9 \cdot \pi}{2} = 1.41 \text{ mm}$$

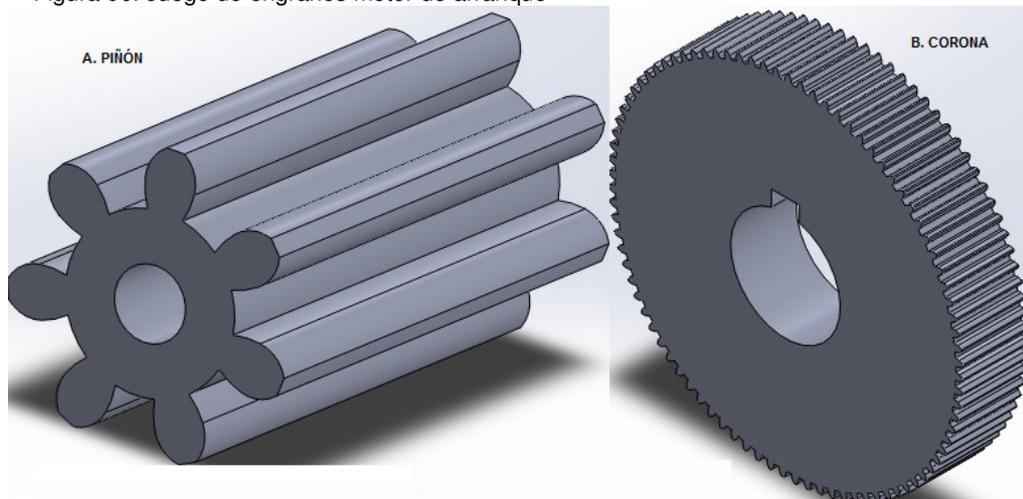
### Altura del diente

$$8.50 \quad h = 1.8 \cdot m = 1.8 \cdot 0.9 = 1.62 \text{ mm}$$

### Diámetros interiores

8.51  $D_i = D_e - 2h = 8 - 2(1.62) = 4.76 \text{ mm}$ ;  $D_i = 81 - 2(1.62) = 77.76 \text{ mm}$   
 Los diseños de los engranes se observan en la figura 89, y los planos están en los anexos finales.

Figura 90. Juego de engranes motor de arranque



Fuente: Autores

### Velocidad lineal de paso

$$8.52 \quad v_t = \frac{\pi D_p (\text{RPM})}{60000} = \frac{\pi 6.3 \text{ mm} (2000)}{60000} = 0.65 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### Carga transmitida

$$8.53 \quad W_t = \frac{1000(0.35 \text{ KW})}{0.65} = 538.4 \text{ N}$$

El ancho de la cara la da el piñón de arranque;  $F = 15 \text{ mm}$

$K_s$  = Factor de tamaño: según la tabla = 1.0

Kv = factor dinámico = 1.6  
Km = Factor de distribución de carga

$$8.54 \quad K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$\text{Cuando } F < 25 \text{ mm; } C_{pf} = \text{factor porción} = \frac{F}{10D_{pv}} - 0,025 = \frac{15}{10 \cdot 6.3} - 0,025 = 0,23$$

Y

$$C_{ma} = \text{factor de alineamiento} = 0,127 + 0,0158 - 1.093 \cdot 10^{-4} \cdot F^2 = 0,363$$

Quedando

$$8.55 \quad K_m = 1 + 0,23 + 0,363 = 1.6$$

**Factor de geometría J.** La geometría del diente se define con el ángulo de presión, para el caso de este piñón el ángulo de presión es de 20 grados. Según la figura J = 0,2 por tratarse de 7 dientes, y para el engrane Jg = 0,28

Esfuerzo en el piñón.

$$s_t = \frac{w_t \cdot K_m \cdot K_s \cdot K_v \cdot K_o}{F J m} = \frac{538.4 N \cdot 1.6 \cdot 1.6 \cdot 1 \cdot 1}{15 \text{ mm} \cdot 0,2 \cdot 0,9} = 510 \frac{N}{\text{mm}} \text{ MPa}$$

El engrane está fabricado en acero AISI 1020 normalizado y el piñón en acero 1020 cementado.

## 8.12 SIMULACIÓN DE ESFUERZO Y DEFORMACIÓN.

Este subcapítulo muestra los resultados encontrados con simulation Autodesk nombrado en el capítulo 5. Se hace el estudio sede las fuerzas y las temperaturas según las propiedades de cada material, para el caso de los álabes se utiliza resina poliéster, y el análisis de fuerzas por parte de la carcasa se hace en una sola y así saber que sucede en dicho compartimiento.

Cada componente muestra su máxima deformación con sus diferentes colores; dichas figuras se encuentran en los anexos del 1 al 6.

## 9. COSTO DEL PROYECTO.

Para determinar un valor aproximado de lo que costara construir el proyecto se decide implementar una serie de tablas que mostraran los costos estimados del proyecto, incluirá detalle, fuentes de financiación y estimación real. Dichos costos se especifican en pesos.

Tabla 53. Uso de equipos

Uso de equipos						
Detalle	Justificación de uso	Hora	Costo en Pesos			Total en Pesos
			valor hora	contraparte	Adquirido	
Torno	Mecanizar eje del rotor, carcasa, todos los elementos el cual su figura geométrica sea cilíndrica. Operaciones de desprendimiento de viruta.	100	\$ 30.000	\$ 3.000.000	\$ 0	\$ 3.000.000
Fresadora	Mecanizar plato de toberas, agujeros de la carcasa, hacer chavetero, aproximar chavetas, picar engrane y Catarina.	80	\$ 30.000	\$ 2.400.000	\$ 0	\$ 2.400.000
Equipo de oxicorte	Cortar lamina de 2,5 in.	2	\$ 20.000	\$ 40.000	\$ 0	\$ 40.000
Rectificadora	Rectificar y dar ajuste donde estarán las juntas.	10	\$ 20.000	\$ 200.000	\$ 0	\$ 200.000
Equipo de soldadura	Soldar platinas de ajuste de carcasa, caja de la Catarina y motor de arranque; armado de la estructura.	40	\$ 22.000	\$ 880.000	\$ 0	\$ 880.000
Tronzadora	hacer corte de lámina y estructura	24	\$ 700	\$ 16.800	\$ 0	\$ 16.800
<b>Subtotal en pesos</b>					\$ 0	<b>\$ 6.536.800</b>

Fuente: autores

Tabla 54. Servicios técnicos.

servicio técnico						
Detalle	Justificación de uso	Horas	Costo en Pesos			Total en Pesos
			valor hora	contraparte	Adquirido	
Tornero	Una persona tiempo completo	100	\$ 6.500	\$ 650.000	\$ 0	\$ 650.000
Fresador	Una persona tiempo completo	90	\$ 6.500	\$ 585.000	\$ 0	\$ 585.000
Soldador	Una persona tiempo completo	64	\$ 6.500	\$ 416.000	\$ 0	\$ 416.000
<b>Subtotal en pesos</b>						<b>\$ 1.651.000</b>

Fuente: autores

Tabla 55. Materiales e insumos

Materiales e insumos						
Detalle	Cantidad (unidades)	Costo unitario	Costo total	Costo en pesos		Total en pesos
				Contraparte	Adquirido	
Vacuometro	4	\$ 80.000	\$ 320.000	\$ 320.000	\$ 0	\$ 320.000
Buril acero rápido 1/2 in	1	\$ 8.500	\$ 8.500	\$ 8.500	\$ 0	\$ 8.500
Buril acero rápido 1/4 in	1	\$ 7.000	\$ 7.000	\$ 7.000	\$ 0	\$ 7.000
Buril acero rápido 3/8 in	1	\$ 8.000	\$ 8.000	\$ 8.000	\$ 0	\$ 8.000
Buril tungsteno 3/8 in	1	\$ 8.500	\$ 8.500	\$ 8.500	\$ 0	\$ 8.500
manguera de 3/4 con acoples	1	\$ 35.000	\$ 35.000	\$ 35.000	\$ 0	\$ 35.000
racores de 3/4	2	\$ 3.800	\$ 7.600	\$ 7.600	\$ 0	\$ 7.600
valcula mariposa	1	\$ 49.000	\$ 49.000	\$ 49.000	\$ 0	\$ 49.000
lamina HR 2.5 in * 12 in * 12 in	6	\$ 44.000	\$ 264.000	\$ 264.000	\$ 0	\$ 264.000
lamina HR de 3/16 in * 2 in * 2 in	16	\$ 2.000	\$ 32.000	\$ 32.000	\$ 0	\$ 32.000

Fuente: Autores

Tabla 55 (Continuación)

Detalle	Cantidad (unidades)	Costo unitario	Costo total	Costo en pesos		Total en pesos
				Contraparte	Adquirido	
tubo rectangular 60* 40 estructural cal 18 * 6 m	1	\$ 45.000	\$ 45.000	\$ 45.000	\$ 0	\$ 45.000
Tornillo hex M6 x 1.0 x 60 clase 5.8	16	\$ 500	\$ 8.000	\$ 8.000	\$ 0	\$ 8.000
Tornillo hex M6 x 1.0 x 30 clase 5.8	16	\$ 300	\$ 4.800	\$ 4.800	\$ 0	\$ 4.800
Tornillo hex M6 x 1.0 x 45 clase 5.8	16	\$ 400	\$ 6.400	\$ 6.400	\$ 0	\$ 6.400
Tornillo hex M6 x 1.0 x 20 clase 5.8	10	\$ 250	\$ 2.500	\$ 2.500	\$ 0	\$ 2.500
Tornillo avellan M4x 0.7 x 20 clase 5.8	59	\$ 350	\$ 20.650	\$ 20.650	\$ 0	\$ 20.650
Tornillo avellan M3x 0.5 x 20 clase 5.8	36	\$ 400	\$ 14.400	\$ 14.400	\$ 0	\$ 14.400
cadena catarina	1	\$ 35.000	\$ 35.000	\$ 35.000	\$ 0	\$ 35.000
aceite 20 W 50 * 1/8	1	\$ 7.500	\$ 7.500	\$ 7.500	\$ 0	\$ 7.500
empaque junta de 1/32 in 1*1	1	\$ 17.800	\$ 17.800	\$ 17.800	\$ 0	\$ 17.800
resina epoxi con aditivos	1	\$ 58.800	\$ 58.800	\$ 58.800	\$ 0	\$ 58.800
sensor de temperatura con componentes	1	\$ 65.900	\$ 65.900	\$ 65.900	\$ 0	\$ 65.900
Tacómetro	1	\$ 38.900	\$ 38.900	\$ 38.900	\$ 0	\$ 38.900
tornillo estructura	8	\$ 500	\$ 4.000	\$ 4.000	\$ 0	\$ 4.000
			\$ 0	\$ 0	\$ 0	\$ 0
<b>Subtotal en pesos</b>						<b>1.069.250</b>

Tabla 56 Presupuesto final

Rubros / Fuentes	Recursos		Totales en pesos
	contrapartida	solicitados	
1. Equipo			
1.1. Uso	\$ 6.536.800	\$ 0	\$ 6.536.800
2. Servicios técnicos	\$ 1.651.000	\$ 0	\$ 1.651.000
3, Materiales e insumos	\$ 1.069.250	\$ 0	\$ 1.069.250
<b>Total</b>	<b>\$ 9.257.050</b>	<b>\$ 0</b>	<b>\$ 9.257.050</b>

## RECOMENDACIONES

Para poder comprender el proceso de diseño y simulación de la turbina de vapor es indispensable tener un conocimiento previo en temas como, termodinámica, maquinas térmicas y diseño de maquinas es recomendable estudiar y analizar los temas expuestos en el marco teorico, esto brindara una buena formación para el entendimiento del desarrollo de los cálculos.

Este proyecto se concibió con el fin de complementar un circuito de generación de energía para la Universidad los Libertadores, por ende se desea que haya un interés por la mejora continua del mismo; por lo tanto es recomendable la complementación del sistema, con la instalación de un sistema automático de control y un recuperador de vapor, de manera que optimice el proceso al máximo.

El mantenimiento a los álabes debe ser periódico, se tiene la seguridad de que el material soportara fuerzas centrifugas, axiales y tangenciales, así como la temperatura del vapor, sin embargo no se encuentran registros de que este tipo de material se halla utilizado en esta aplicación, es conveniente realizar inspecciones visuales frecuentes y comprobar su comportamiento.

## CONCLUSIONES

Como culminación del presente trabajo de tesis se desprenden una serie de conclusiones relevantes, mediante la conjetura de puntos de interés. A lo largo del trabajo de tesis se logro diseñar y simular una turbina de vapor cuatro etapas, que genera movimiento rotacional, convirtiendo el trabajo mecánico en trabajo eléctrico y de esta forma generando energía eléctrica.

Es significativo recalcar que en este trabajo de tesis, se realizo un estudio y desarrollo de diseño mecánico magníficamente interesante, ya que para su optima realización fue necesario involucrar de alguna u otra manera conocimientos en diversas áreas como, termodinámica, maquinas térmicas, diseño mecánico, materiales de ingeniería, maquinas y herramientas e incluso electricidad.

Durante la ardua etapa del cálculo para el diseño se consultaron gran cantidad de fuentes bibliográficas y digitales. Se encuentra que en varias fuentes la información contenida no profundiza o no se da la suficiente información requerida para el diseño de turbinas de vapor más específicamente en temas como el diseño de alabes.

Con respecto al diseño del sistema de transmisión de potencia, se puede decir que fue concebido de manera tradicional, de acuerdo a metodologías planteadas en la bibliografía, para el caso del eje se comprendió mejor el comportamiento de cómo actúan las cargas en este por medio de un software nombrado "Md.Solids" el cual aprendimos a operar.

Como consumación de la etapa de cálculos de diseño se llevo a cabo la digitalización de cada uno de los componentes, cabe destacar que fue un ejercicio de aprendizaje muy interesante, ya que en el momento de concebir una maquina se desprenden muchas incertidumbres como lo es la manera de arme y desarme, de que los componentes sean de fácil acceso para su respectivo mantenimiento, la forma más práctica de operación y ante todo que se segura.

En el proceso de selección de materiales se decide hacer un análisis a la resina de poliéster para la fabricación de los alabes, este análisis se realizo ya que en bibliografías y en la web la temperatura de distorsión de esta nunca coincidían, y no eran de fuentes confiables. El desarrollo de este análisis nos sirvió para percibir y testificar la viabilidad de este material para la fabricación de estos componentes sometidos a condiciones de corrosión y de alta temperatura logrando innovar en diseño y reduciendo costos.

## BIBLIOGRAFÍAS

FRANCO Gloria, ORTIZ Nubia y RIVAS Esperanza. Estrategias para el aprendizaje y enseñanza del idioma extranjero en el preescolar. Trabajo de grado Licenciatura en educación preescolar. Bogotá D. C: Tecnológico Inespro. Facultad de educación. Licenciatura preescolar, 1998. 120 p.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Sexta actualización. Bogotá: El instituto, 2006. p1.

GARCÍA. Ramón Pelayo. Enciclopedia de las ciencias Larousse física: Ediciones Larousse, S.A., 1982. 233 p.

CASTILLO SÁNCHEZ. José Mauricio. Guía para la formulación de proyectos de investigación. Colombia: Cooperativa Editorial Magisterio, 2004. 132 p.

FERNANDEZ DIEZ. Pedro. Turbinas de vapor: Departamento de ingeniería eléctrica y energética. Santander España: Universidad de Cantabria, 2008. 131 p.

SHLYAKHIN Licha. Steam Turbines: Theory and Design: Edición ingles. Rusia: 2005. 248 p.

LECUONA Antonio. Turbomáquinas Procesos Análisis Y Tecnologías. Segunda edición. España: 2001.

EASTOP. T. D., MCCONKEY. A. Applied Thermodynamics For Engineering Technologists. Quinta edición. India: Pearson 2009.

CENGEL. Yanus. Transferencia De Calor. Segunda edición. México: McGraw Hill. 2004.

NORTON. Robert. Diseño De Maquinas. Segunda edición. México D.F: Pearson. 1995.

MOTT. Robert. Diseño De Elementos De Maquinas. Cuarta edición. México: Pearson. 2006.

HEINZ. Bloch. Steam Turbines Design, Applications and Re-Rathing. Segunda edición. Estados Unidos: McGraw Hill. 2008.

## **ANEXOS**