

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MICROPLANTA DE GENERACION
ELECTRICA COMO BANCO DE PRUEBAS PARA EL LABORATORIO DE
PLANTAS TERMICAS**

**OSWALDO ALONSO GALVIS TORRES
YURY FRANCISCO GOMEZ ACEVEDO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MICROPLANTA DE GENERACION
ELECTRICA COMO BANCO DE PRUEBAS PARA EL LABORATORIO DE
PLANTAS TERMICAS**

**OSWALDO ALONSO GALVIS TORRES
YURY FRANCISCO GOMEZ ACEVEDO**

**Trabajo de Grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2008

|

DEDICATORIA

A Dios, por haberme otorgado esta oportunidad tan grande

A mis padres, por su ayuda incondicional en todo momento

A mis amigos y compañeros por sus consejos cuando más lo necesitaba.

Al ingeniero Omar Gelvez por su oportuna ayuda y consejos en la realización de este proyecto.

Yury Francisco Gómez

DEDICATORIA

A Dios por haberme dado la oportunidad de Alcanzar una mas de mis metas.

A mis padres Luis Alonso y Ana Lid por su eterna entrega y amor hacia sus hijos.

A mis hermanas por su apoyo, oraciones y preocupaciones hacia mí.
Gracias por su cariño e incondicionalidad.

A mi novia, demás familiares y amigos, gracias por su compañía, tiempo paciencia y lealtad.

Oswaldo Alonso

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este proyecto agradecen a:

La Universidad Industrial de Santander por habernos abierto los espacios necesarios para la realización de nuestras metas.

A la escuela de Ingeniería Mecánica por habernos acogido durante el trascurso de nuestra carrera ya que formo parte de nuestras vidas.

Al Ingeniero Omar Gévez Arocha, director de proyecto por su asesoría y esmero en la culminación de este proyecto.

A los profesores de Ingeniería mecánica ya que con sus conocimientos lograron nuestra realización profesional.

A los Señores del taller de mecánica Gonzalo y Henry por su oportuna ayuda en la realización del proyecto.

A nuestros amigos que de una u otra forma siempre nos acompañaron y brindaron su colaboración y apoyo en cada momento.

Gracias.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. PLANTA DE GENERACIÓN ELECTRICA	3
1.1 PRINCIPIO BASICO DE FUNCIONAMIENTO	3
1.2 CICLO TERMODINAMICO DEL VAPOR	6
1.3 CLACIFICACION DE LAS CENTRALES TERMoeLECTRICAS	8
1.3.1 Según la especie de la energía suministrada	8
1.3.2 Según la clase de combustible que se utiliza	9
1.3.3 Según el tipo de turbinas principales para el accionamiento de los generadores eléctricos.	9
1.3.4 Según los valores de los parámetros iniciales del vapor	10
1.3.5 Según el tipo de generador de vapor	11
1.3.6 Según la potencia de la central termoeléctrica	11
1.3.7 según se interconecte o no con otras centrales	12
2. TURBINAS DE VAPOR	14
2.1 HISTORIA	14
2.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO	15
2.3 CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR	16
2.3.1 Turbinas de acción	17
2.3.2 Turbinas de reacción	22

2.3.3 Turbinas mixtas (acción, reacción)	23
2.4 ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UNA TURBINA DE VAPOR	25
2.4.1 Carcaza o cilindro	25
2.4.2 Ejes y rodetes	26
2.4.3 Alabes	29
2.4.4 Sistema de sellos	33
2.4.5 Émbolo de compensación	39
2.4.6 Toberas	39
2.4.7 Sistema de regulación	41
2.4.8 Cojinetes de apoyó	43
2.4.9 Aislamiento de la turbina	43
2.4.10 Acoples	44
3. TURBINAS DE ACCION	45
3.1 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS ETAPAS DE ACCION	46
3.2 EFICIENCIA DE UNA ETAPA DE ACCION	49
3.2.1 Rendimiento de una etapa de acción.	51
3.3 ALTURA DE ALABES	54
3.4 PERFIL DE LOS ALABES DE IMPULSO	59
4. TOBERAS	64
5. GENERADORES DE CORRIENTE ELECTRICA	64
6. DISEÑO DE LA MICROPLANTA	73
6.1 SELECCIÓN DE GENERADOR ELECTRICO	74

6.2 DISEÑO DEL RODETE	74
6.2.1 Triangulo de velocidades	75
6.2.2 Condiciones de diseño	77
6.2.3 Parámetros de disponibilidad	77
6.2.4 Consideraciones de diseño	77
6.2.5 Pérdidas y eficiencias consideradas en la micro planta generadora de energía eléctrica:	78
6.2.6 Cálculo de la eficiencia del alabe de la turbina.	78
6.2.7 Desarrollo del programa.	87
7. ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN LA TURBINA.	101
7.1 CARCASA DE LA TURBINA	101
7.1.1 Tapa frontal.	101
7.1.2 Tapa posterior.	101
7.2 TOBERAS.	102
7.2.1 Tobera 1 (Tobera de entrada).	102
7.2.2 Tobera 2 (Tobera de retorno).	103
7.3 EJE.	104
7.3.1 Cargas en el eje.	106
7.4 RODETE O ROTOR.	119
7.5 CAJA DE RODAMIENTOS.	120
7.5.1 Soporte de los rodamientos	121
7.5.2 Tapa de rodamientos	121
7.5.3 Rodamientos	121

7.5.3 Rodamientos	121
7.6 BRIDA	125
7.7 SISTEMA DE TUBERÍA	129
8. MEDICIÓN Y PRUEBAS DE LABORATORIO	130
8.1 INSTALACIÓN Y MONTAJE	131
8.2 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	131
8.3 DATOS OBTENIDOS A PARTIR DE LA MEDICIÓN REALIZADA	132
9. SELECCIÓN DE CONDENSADOR	142
9.1 TIPO DE CONDENSADOR A DISEÑAR	142
9.2 DATOS DE ENTRADA	142
9.2.1 Criterios términos	143
9.2.2 Criterios geométricos	143
9.2.3 Suposiciones de diseño	143
9.3 ECUACIONES DE DISEÑO	144
9.3.1 Análisis en el lado del casco del intercambiador	144
9.3.2 Análisis en el lado de los tubos del intercambiador	146
9.4 PROCESO DE DISEÑO	149
9.4.1 Resultados del diseño del condensador	151
CONCLUSIONES	153
RECOMENDACIONES	156
BIBLIOGRAFÍA	157
ANEXOS	158

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Ciclo Cerrado de Circulación del vapor	4
Figura 2. Ciclo termodinámico del vapor	6
Figura 3. Diagrama de Estado T-s Ciclo Ranking	6
Figura 4. a. Turbina Acción, b. Turbina Parson	15
Figura 5. Alabes Fijos y Móviles	16
Figura 6. Dirección del Vapor al Final de la Turbina	18
Figura 7. Cámara reversible	20
Figura 8. Turbina de Velocidad Escalonada (Disposición Curtís)	21
Figura 9. Turbina de Velocidad Escalonada (Disposición rateau)	22
Figura 10. Turbinas de Reacción	22
Figura 11. Turbina Mixta	23
Figura 12. Comparación Entre Turbinas de Acción y Reacción	24
Figura 13. Turbinas no Condensadoras	25
Figura 14. Diferentes tipos de Carcasa para Turbinas de Vapor	26
Figura 15. Tipo de Ajuste del rodete con el Eje	27
Figura 16. Rotor de una Turbina Mixta	29
Figura 17. Álabes Típicos de turbinas de Acción	30
Figura 18. Álabes típicos de Turbinas de reacción	31

Figura 19. Álabes Inversores en turbinas de Acción	33
Figura 20. Sello Triple Flotante de Aros de Carbón	34
Figura 21. Tipos de Laberintos	35
Figura 22. Sellos de Laberinto	37
Figura 23. Montaje de un Sello de Laberinto	38
Figura 24. Ubicación del Tambor de Compensación	39
Figura 25. Toberas	40
Figura 26. Generador Hidráulico	42
Figura 27. Turbina de Acción	46
Figura 28. Vectores de Velocidad a la Entrada y Salida en turbinas de Acción	47
Figura 29. Descomposición de las Velocidades Sobre Eje X Y	48
Figura 30. Diagrama T-s de la Eficiencia de una etapa de Impulso	49
Figura 31. Triangulo General de Velocidades	51
Figura 32. Curva Típica de la Variación de la Eficiencia de los Alabes Vs. Relación de Velocidad.	53
Figura 33. Longitud Efectiva de Arco en un Conjunto de Admisión Parcial	54
Figura 34. Longitud de los Álabes de una Turbina de Impulso	54
Figura 35. Velocidad Absoluta, Velocidad de los Álabes y Ángulo Absoluto de Entrada	56
Figura 36. Fila de álabes fijos y móviles	57
Figura 37. Velocidad y ángulo relativo de salida	58
Figura 38. Cuatro perfiles de álabes de lámina	60

Figura 39. Tres tipos de álabes perfilados	61
Figura 40. Geometría de un álabe de impulso	63
Figura 41. Esquema de una tobera con dos secciones	64
Figura 42. Diagrama T-s en el que se representa una expansión isentrópica entre dos puntos	66
Figura 43. Variación de velocidad, área transversal y volumen específico a través de una tobera entre la presión de entrada y salida	67
Figura 44. Diagrama h_s de una Tobera	70
Figura 45. Generador trifásico de C.A de dos polos	71
Figura 46. Diferentes tipos de devanado	72
Figura 47. Esquema general de la Planta	73
Figura 48. Triángulo de velocidades de cruce a la entrada y salida para el primer impulso generado por la primera tobera.	75
Figura 49. Triángulo de velocidades de cruce a la entrada y salida para el segundo impulso generado por la segunda tobera.	76
Figura 50. Características Geométricas del Alabe	76
Figura 51. Disposición de la cámara reversible en la turbina.	78
Figura 52. Curva de eficiencia del alabe vs. α_1 para diferentes Alfa_1	82
Figura 53. Curva de η_{alabe} vs. RPM para una velocidad absoluta de entrada al alabe c1 de 55 m/s y un Alfa_1 de 30°	84
Figura 54. Curva de η_{alabe} vs. RPM para una velocidad absoluta de entrada al alabe c1 de 55 m/s y un Alfa_1 de 30°	85
Figura 55. Curva de η_{alabe} vs. RPM para una velocidad absoluta de entrada al alabe c1 de 110 m/s y un Alfa_1 de 30°	85

Figura 56. Curva de Potencia nominal de la turbina vs. Flujo másico de vapor.	98
Figura 57. Variación de los diferentes parámetros a lo largo de la tobera.	99
Figura 58. Tapa frontal y tobera de entrada de la turbina	104
Figura 59. Forma preliminar del eje.	105
Figura 60. Efecto de las fuerzas axiales en el rodete de la turbina.	108
Figura 61. Descomposición de las fuerzas de volteo en el plano cartesiano	109
Figura 62. Cargas estáticas sobre el eje	111
Figura 63. Diagrama de torsión.	113
Figura 64. Diagrama de carga axial	113
Figura 65. Diagrama de cortante en el eje y; y de momento en el eje z.	113
Figura 66 .Diagrama de cortante en el eje z y de momento en el eje y	114
Figura 67. Cambio de sección del eje en el punto C	116
Figura 68. Dimensiones generales de la chaveta	118
Figura 69. Tapa posterior y rodete de la turbina de acción a vapor	120
Fig. 70. Tapa posterior, rodete y disposición de la cámara reversible alojando la tobera de retorno de flujo de la turbina de acción de vapor	120
Figura 71. Ensamble de la turbina, caja de rodamientos y generador eléctrico	124
Figura 72. Esquema de las resistencias térmicas del sistema tubería de vapor- aislamiento	126
Figura73. Montaje De las pruebas de la Micro Planta de Generación Eléctrica	130

Figura 74. Parámetros de entrada y Salida de turbina – Generador	133
Figura 75. Platina de Orificio	135
Figura 76. Gráfica de la Potencia eléctrica generada por la microplanta contra las revoluciones a las que gira el eje del sistema obtenidas de las pruebas de medición.	137
Figura 77. Diagrama del Condensador	138
Figura 78. Gráfica de la Potencia generada por la turbina contra las revoluciones por minuto a las que gira el eje de la misma.	139
Figura 79. Gráfica de la curva característica de la turbina: Torque generado por la turbina contra las revoluciones por minuto a las que gira el eje de la misma.	139
Figura 80. Eficiencia de la microplanta a diferentes valores de RPM a las que gira el eje del sistema	141
Figura 81. Diagrama del condensador	142
Figura 82. Diagrama de temperatura a lo largo del condensador	144
Figura 83. Arreglo geométrico de los tubos del condensador	151

LISTA DE CUADROS

	Pág.
Cuadro 1. Temperatura del Vapor Seco y Saturado	8
Cuadro 2. Tipo de Generador según rango de presión	11
Cuadro 3. Clasificación General de las Turbinas de Vapor	17
Cuadro 4. Relación de velocidad optimas (ρ_{opt}) y eficiencia para diferentes ángulos de inclinación de toberas	50
Cuadro 5. Resultados del Programa de Turbina Parametrizando el Flujo másico	97
Cuadro 6. Resultado del Programa de Tobera Parametrizando La presión a lo Largo de esta.	98
Cuadro 7. Propiedades promedios del flujo de vapor que suministra la caldera y usado en las pruebas de medición	99
Cuadro 8. Medición del voltaje, corriente y revoluciones por minuto del sistema turbina-generador eléctrico	133
Cuadro 9. Valor de la potencia y el torque generado por la turbina a diferentes valores de velocidad angular expresada en revoluciones por minuto a las que gira el eje de la misma.	136
Cuadro 10. Calculo Iterativo de Propiedades de Condensador de Agua	138

Cuadro 11. Eficiencia de la microplanta correspondiente a diferentes valores de RPM y potencia generada	141
Cuadro 12. Definición de las variables utilizadas en el cálculo del condensador	148

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Toberas	159
Anexo B. Rodamientos	168
Anexo C. Encoger	169
Anexo D. Planos	172

NOMENCLATURA O GLOSARIO

NOTACIÓN

A	Área, m ² .
C	Velocidad rrelativa
Cp	Calor específico a presión constante, Jul/Kg.°K.
D	Diámetro, m.
g	Gravedad terrestre
h	Entalpía
L	Longitud
N	Factor de seguridad
Nu	Número de Nusselt
P	Presión
R	Constante universal de los gases
RPM	Revoluciones por minuto
Q	Calor
T	Temperatura
U	Velocidad periférica del rodete
V	Velocidad
W	Velocidad Relativa

LETRAS GRIEGAS

η	Eficiencia
σ	Esfuerzo axial
β	Coeficiente de contracción
ε	Coeficiente de expansión

ρ Densidad

μ Viscosidad

SUBÍNDICES

1, 2, Se refiere al cuerpo que se está analizando.

c Fría.

e Externo.

h Caliente.

i Interno.

RESUMEN

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MICROPLANTA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA COMO BANCO DE PRUEBAS PARA EL LABORATORIO DE PLANTAS TÉRMICAS.*

AUTORES:
Oswaldo Alonso Galvis Torres
Yury Francisco Gomez Acevedo **

PALABRAS CLAVES:
Turbina de Acción, Alabe, Tobera, Rodete.

DESCRIPCIÓN

El objetivo de este proyecto es dotar a la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, de un banco de pruebas que pueda utilizarse como complemento de la asignatura Plantas Térmicas titulado “Diseño y Construcción de una Microplanta de Generación de Energía Eléctrica como Banco de Pruebas para el Laboratorio de Plantas Térmicas”.

Se construyo una microplanta de generación eléctrica, para lo cual se diseño la turbina con las siguientes especificaciones geométricas: Diámetro del disco 15cm, 1cm de espesor, y un número de 19 alabes de acción.

El modelo analítico se realizo a partir del estudio de la documentación consultada por diferentes medios existentes. Además de basarnos en los conocimientos adquiridos en mecánica de fluidos y turbomáquinas, el cual facilita el entendimiento del comportamiento de los diferentes parámetros de funcionamiento y explica la relación entre estos y los parámetros geométricos.

También de la construcción de la turbina se seleccionaron las demás partes principales de la microplanta como lo son: Generador, Encoder, Válvulas y tuberías.

El resultado es una microplanta de alta versatilidad, de fácil montaje y desmontaje, la cual brinda una oportunidad de mejorar considerablemente los sistemas energéticos actuales y abre un inicio en el estudio y desarrollo de estas por parte de los miembros de la escuela.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Omar Gálvez Arocha

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MICROPLANT OF ELECTRIC GENERATION AS A TEST BANK FOR THE THERMO PLANTS LABORATORY*

AUTHORS:

Oswaldo Alonso Galvis Torres

Yury Francisco Gómez Acevedo **

KEY WORDS:

Astion Turbine, blades, nozzle.

DESCRIPTION:

The purpose of this project is to give to the Mechanical Engineering school at Universidad Industrial de Santander, a test bank which can be used as a complement of the thermo plants subject, entitled "design and construction of a micro-plant of electric generation as a test bank for the thermo plants laboratory".

Was constructed a micro-plant of electric generation, for this was designed the turbine with the following geometrics specifications: disc diameter 15 cm, thickness 1 cm, and 19 impulse blades.

The analytic model was made based on the study of the information in different sources. Besides of we based on the knowledge acquired in fluid mechanics and turbo- machinery, which make easy the understanding of the behavior of the different working parameters and explain the relation between this and the geometric parameters.

Besides the construction of the turbine, was selected the others main parts of the micro-plant like the followings: the generator, encoder, valves and pipe.

The result is a micro-plant of high versatility, easy assembly, which give a opportunity of improve the current power systems, and It opens the research and development of this at the mechanical engineering school.

* Degree Work.

** Faculty de Engineering Physical-Mechanical, School of Mechanical Engineering . Ing. Omar Gelvez Archa

INTRODUCCIÓN

Las plantas de generación eléctrica o centrales eléctricas son definidas como el conjunto de máquinas motrices, generadores, aparatos de control y protección, etc. que sirven para la producción de energía eléctrica.

La central eléctrica se denomina central térmica cuando la energía eléctrica se produce por medio de máquinas térmicas (turbinas de vapor, turbinas de gas, motores diesel, etc.); central hidráulica cuando las máquinas motrices son turbinas hidráulicas y central nuclear cuando se aprovecha la energía existente en los núcleos atómicos de ciertos cuerpos (en realidad las centrales nucleares son centrales térmicas en las que la energía térmica producida por la combustión de un combustible, ha sido sustituida por la energía, también térmica, producida al fisionarse los núcleos atómicos de materiales adecuados).¹

La importancia estratégica de las plantas térmicas consiste en que mientras las hidroeléctricas necesitan de 4 a 7 años para su construcción, estas últimas se puede poner en operación en 1 ó 2 años; además, cuando el agua de los ríos disminuye es muy importante disponer de plantas que produzcan electricidad de manera constante, independientemente de las variaciones del clima.

Existen varios tipos de plantas térmicas, pero todas se componen de tres elementos básicos:

¹ Generación, Transmisión y Distribución de Energía Eléctrica, Universidad Tecnológica Nacional de Argentina.

1. Un elemento que produce energía química = combustión o quemado de combustible.
2. Un elemento que produce energía mecánica = turbina o motor.
3. Un elemento que produce energía eléctrica = generador o alternador.

En las centrales térmicas se produce aproximadamente las tres cuartas partes del total de la energía eléctrica que se consume en nuestro planeta. Esto es debido a que en buena parte de las regiones de nuestro planeta existía combustible fósil, y además de:

a) La facilidad del transporte del combustible fósil desde el lugar de su extracción hasta la central térmica.

b) Al progreso técnico en las centrales térmicas que permitió diseñar grandes unidades generadoras con mejores rendimientos que las unidades pequeñas o medianas.

c) La posibilidad de utilizar el vapor de extracción de la turbina para introducirlo en el proceso productivo de una industria, o bien a una red de energía calórica en ciudades de zonas muy frías (donde se puede distribuir vapor o agua caliente), etc.

Las centrales térmicas o termoeléctricas empezaron a desarrollarse por el año 1890, ya en forma comercial, a base de motores térmicos. Ya en nuestro siglo, por el año 1910 comenzaron a tener la disposición que hasta hoy en día se utiliza.

1. FUNCIONAMIENTO DE UNA CENTRAL TÉRMICA

1. PRINCIPIO BÁSICO DE FUNCIONAMIENTO

El funcionamiento de todas las centrales térmicas es semejante. El combustible se almacena en parques o depósitos adyacentes, desde donde se suministra a la central, pasando a la caldera.

Una vez en la caldera, los quemadores provocan la combustión del carbón, fuel-oil o gas, generando energía calorífica. Esta convierte a su vez, en vapor a alta temperatura el agua que circula por una extensa red formada por miles de tubos que tapizan las paredes de la caldera.

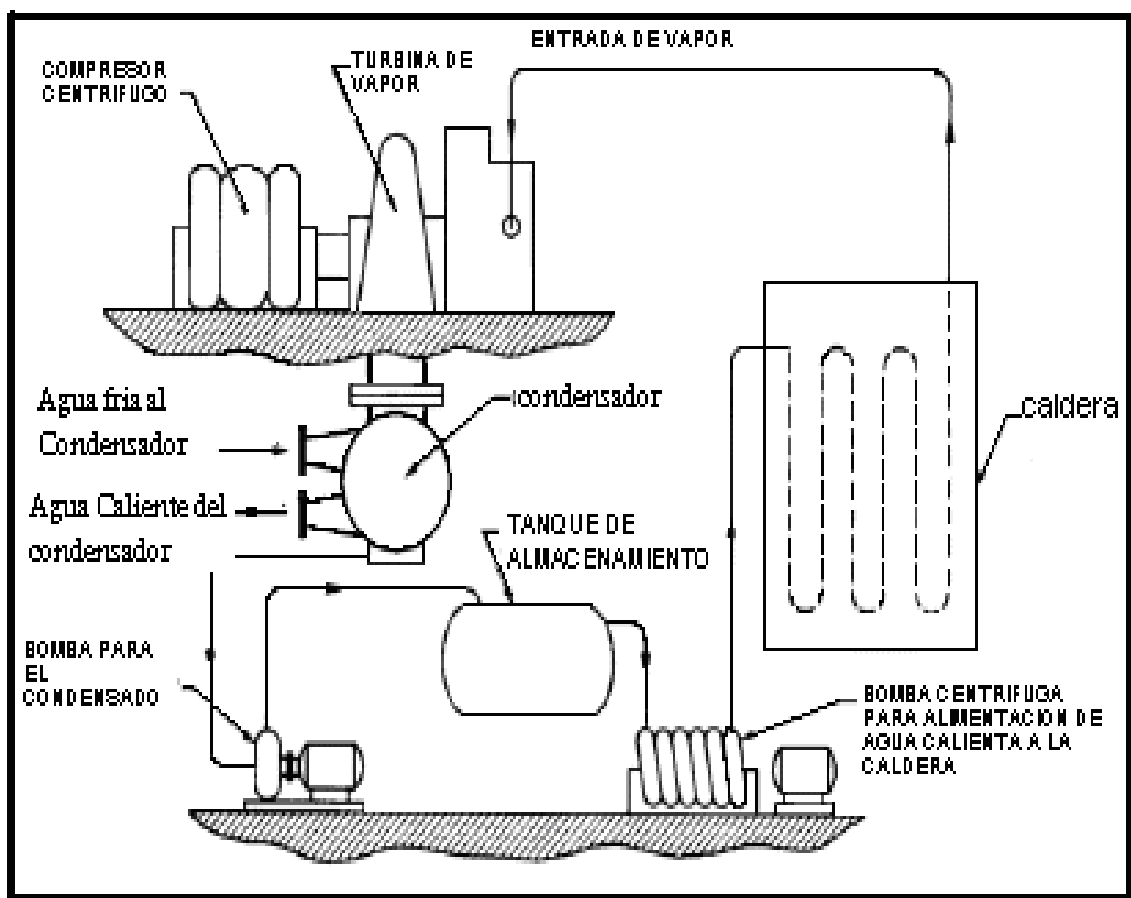
Este vapor entra a gran presión en la turbina de la central, la cual consta de tres cuerpos de alta, media y baja presión, respectivamente unidos por un mismo eje.

En la etapa de alta presión hay centenares de álabes de pequeño tamaño. El cuerpo a media presión posee asimismo centenares de álabes pero de mayor tamaño que los anteriores. El de baja presión, por último, tiene álabes aún más grandes que los anteriores. El objetivo de esta triple disposición es aprovechar al máximo la fuerza del vapor, ya que este va perdiendo presión progresivamente, por lo cual los álabes de la turbina se hacen de mayor tamaño cuando se pasa de un cuerpo a otro de la misma. Hay que advertir, por otro lado, que este vapor, antes de entrar en la turbina, ha de ser cuidadosamente deshumidificado. En caso contrario, las pequeñísimas gotas de agua en suspensión que transportaría serían lanzadas a gran velocidad contra los álabes, actuando como si fueran proyectiles y erosionando las paletas hasta dejarlas inservibles.

El vapor de agua a presión hace girar los álabes de la turbina generando energía mecánica. A su vez, el eje hace girar al mismo tiempo a un alternador unido a ella, produciendo así energía eléctrica. Esta es vertida a la red de transporte a alta tensión mediante la acción de un transformador.

Por su parte, el vapor debilitado ya en su presión es enviado a unos condensadores. Allí es enfriado y convertido de nuevo en agua. Esta es conducida otra vez a los tubos que tapizan las paredes de la caldera, con lo cual el ciclo productivo puede volver a iniciarse.

Figura 1. Ciclo Cerrado de Circulación del Vapor



Para minimizar los efectos de la combustión, si es utilizado el carbón como elemento carburante sobre el medio ambiente, la central posee una chimenea de gran altura las hay de más de 300 metros, que dispersa los contaminantes en las capas altas de la atmósfera, y precipitadores (que retienen buena parte de los mismos en el interior de la propia central).

Las turbinas son máquinas que desarrollan par y potencia en el eje como resultado de la variación de la cantidad de movimiento del fluido que pasa a través de ellas.

Dicho fluido puede ser un gas, vapor o líquido, si bien las notas que se dan a continuación son aplicables a turbinas que operan con gas o vapor.

Para que el fluido alcance la alta velocidad requerida para que se produzcan variaciones útiles en el momento, debe haber una diferencia importante entre la presión a la entrada a la turbina y la de escape.

Como fuentes de gas presurizado cabe mencionar un gas previamente comprimido y calentado, como sería el caso de una turbina de gas, o en la turbina de un turbo sobrealimentador de un motor de C.I. En la industria de generación de electricidad es muy frecuente el uso de vapor generado en calderas a alta presión que utilizan combustibles fósiles o nucleares para mover los alternadores accionados por turbinas de vapor.

Existen numerosos tipos de turbinas, desde la más elemental utilizada en el buril de un dentista, hasta las grandes turbinas multiexpansión empleadas en las centrales energéticas, que pueden llegar a desarrollar hasta 1000 MW.

1.2 CICLO TERMODINÁMICO DEL VAPOR

El ciclo termodinámico ideal del proceso realizado en una planta térmica es el Rankine, en el cual el vapor entra recalentado y sale sobresaturado de la turbina.

Figura 2. Ciclo Termodinámico del Vapor

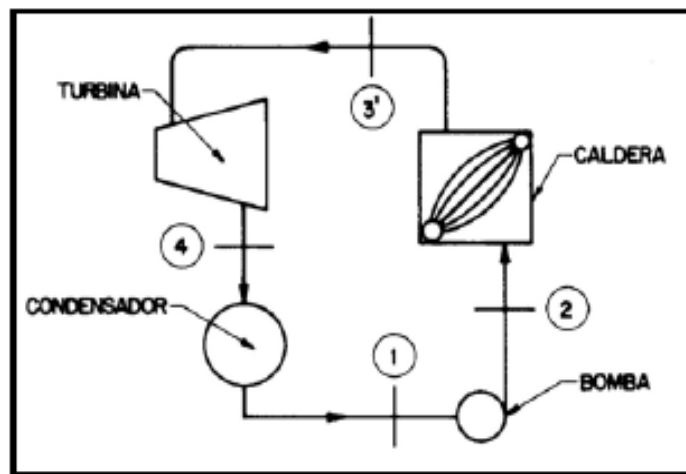
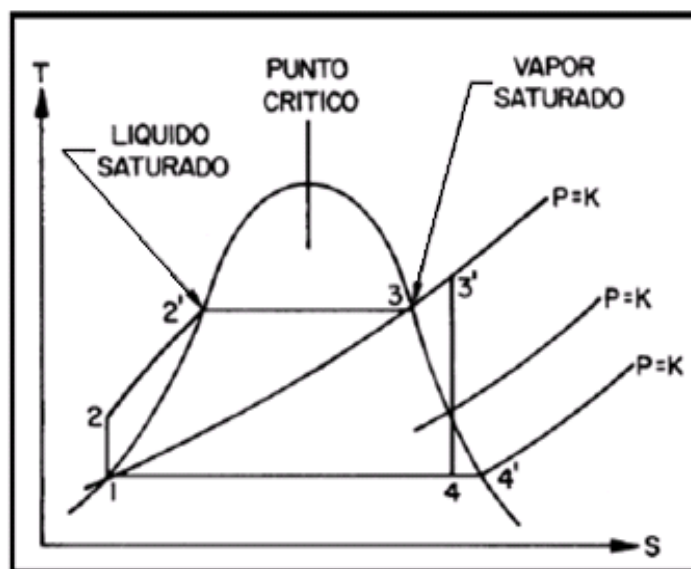


Figura 3. Diagrama de Estado T-S Ciclo Rankine



1-2: proceso adiabático y reversible en la bomba.

2-3 : proceso de transferencia de calor a presión constante en la caldera.

3`-4: expansión adiabática y reversible en la turbina.

4-1: transmisión de calor a presión constante en el condensador.

En el proceso adiabático no hay transferencia de calor.

Lo que suele suceder se consideran pérdidas. El proceso reversible o irreversible se refiere al trabajo hecho por el sistema o sobre el sistema.

Entre el estado 4`y 1 siempre se presenta una mezcla de líquido y vapor. Para bombear se debe condensar completamente el vapor, de tal forma que sólo fluya líquido por la bomba; para lograr esto, el vapor se debe llevar hasta el punto 1 correspondiente a la línea de líquido saturado (calidad 0).

El vapor generado debe ser sobrecalentado (punto3`), con el fin de evitar la condensación de agua y que esta cause una rápida erosión de los álabes del rodete. Si la distancia entre la caldera y la turbina es considerable, se instalan trampas de vapor a lo largo de la línea para extraer el condensado a medida que este se forma. Para reducir aun más la posibilidad que entre condensado a las turbinas, las tomas de vapor se hacen por la parte superior a las líneas de distribución del vapor:

En el cuadro 1, se especifican las temperaturas para el vapor seco y saturado, de acuerdo con la presión.

Cuadro 1. Temperatura del Vapor Seco y Saturado

Pres. Man. PSIG	Temp. °F	Pres. Man. PSIG	Temp. °F	Pres. Man. PSIG	Temp. °F	Pres. Man. PSIG	Temp. °F	Pres. Man. PSIG	Temp. °F
0	212	100	338	200	388	300	422	525	475
5	227	105	341	205	390	305	423	550	480
10	239	110	344	210	392	310	425	575	485
15	250	115	347	215	394	315	426	600	489
20	259	120	350	220	396	320	428	625	493
25	267	125	353	225	397	325	429	650	497
30	274	130	356	230	399	330	430	675	501
35	280	135	358	235	401	335	432	700	506
40	287	140	361	240	403	340	433	725	509
45	292	145	364	245	404	345	435	750	514
50	298	150	366	250	406	350	436	775	517
55	303	155	368	255	408	360	438	800	521
60	307	160	371	260	409	370	441	825	524
65	311	165	373	265	411	380	443	850	527
70	316	170	375	270	413	390	446	875	531
75	320	175	378	275	414	400	448	900	535
80	324	180	380	280	416	425	454		
85	328	185	382	285	417	450	459		
90	331	190	384	290	419	475	465		
95	335	195	386	295	421	500	470		

1.3 CLASIFICACIÓN DE LAS CENTRALES TERMOELÉCTRICAS A VAPOR

Las centrales termoeléctricas que funcionan a base de combustibles orgánicos, se pueden clasificar según los siguientes criterios:

1.3.1. Según la especie de la energía suministrada. Según este criterio, se distingue:

- a) Centrales eléctricas con instalación de condensación, dotadas de turbogeneradores de vapor de condensación, que suministran una sola especie de energía, energía eléctrica.
- b) Centrales eléctricas de calorificación, dotadas de turbinas de vapor con extracción, que suministran a los consumidores exteriores energía eléctrica y energía calorífica (ya sea en forma de vapor o en forma de agua caliente).

Éstas a su vez se pueden sub-clasificar en la siguiente forma:

Industriales: con suministro de vapor al proceso productivo de la fábrica.

De calefacción: con suministro de calor (generalmente en la forma de agua caliente) para la calefacción de grandes edificios y para las necesidades domésticas de la población.

Combinadas: con suministro de energía eléctrica y de vapor y/o agua caliente para las necesidades de las industrias y de calefacción de empresas y hogares.

En algunos casos, en las centrales eléctricas de vapor combinadas, se instalan simultáneamente turbó-grupos de condensación y de calorificación.

1.3.2. Según la clase de combustible que se utiliza. Se construyen centrales termoeléctricas a base de combustible sólido, líquido o gaseoso, o bien a base de dos o de lastres clases de combustible. Una central que funcione con combustible líquido o gaseoso resulta más simple y de menor inversión inicial que otra (de la misma potencia) a base de combustible sólido. Además, la utilización del gas natural contribuye también a disminuir (generalmente) la contaminación atmosférica.

1.3.3. Según el tipo de turbinas principales para el accionamiento de los generadores eléctricos. Distinguimos las centrales termoeléctricas con turbinas de vapor y con turbinas de gas. En la actualidad, el límite de potencia para turbinas de un solo árbol es del orden: hasta 1 300 MW en las centrales núcleo eléctricas, hasta 800 MW en las centrales termoeléctricas de vapor.

En las más grandes centrales termoeléctricas dotadas de turbinas de vapor funcionando en un ciclo de vapor con sobrecalentamiento final, recalentamiento intermedio y precalentamiento del agua de alimentación", el rendimiento global alcanza el orden del 43 %.

En cambio, en las centrales con turbinas de gas, los rendimientos varían mucho con el tipo de turbina (el tamaño incluso) y con las mejoras del ciclo de Brighton, en el rango del 25... 34 %.

En la actualidad se están construyendo en todo el mundo centrales termoeléctricas de ciclo combinado (turbinas de gas + turbinas de vapor), con rendimientos térmicos y netos muy interesantes, y muy buenas condiciones de elasticidad en el funcionamiento (rapidez de puesta en marcha y para observar fuertes variaciones de carga), con potencias totales comprendidas entre 50 y 1 300 MW.

1.3.4. Según los valores de los parámetros iniciales del vapor y la forma del ciclo termodinámico. Según el nivel de la presión inicial del vapor vivo, existen centrales termoeléctricas con la presión del vapor subcrítica (normalmente menor de 16 a 17 MPa) y supercrítica (mayor de 22 MPa). Generalmente el empleo de la presión subcrítica o supercrítica del vapor en las centrales eléctricas está vinculado directamente con la potencia de los turbogeneradores (módulos energéticos); en nuestro país los únicos equipos que trabajan con presiones supercríticas superan los 300 MW de potencia de salida.

En las centrales termoeléctricas, la temperatura inicial del "vapor vivo" y del "vapor recalentado", cuando las presiones se encuentran entre 13,0 y 24,0 MPa, es del orden de 540°C. Las centrales modernas con parámetros iniciales del vapor más elevados, 30,0 MPa

1.3.5. Según el tipo de generador de vapor. En las centrales termoeléctricas con presión subcrítica se instalan generadores de vapor con cuerpo cilíndrico y circulación natural o generadores de vapor con circulación controlada o generadores de vapor con circulación forzada. El empleo de generadores de vapor con circulación forzada es imprescindible en el caso de presión crítica y supercrítica del vapor vivo.

Cuadro 2. Tipo de Generador según rango de presión

PRESIÓN SUBCRÍTICA	Generadores de vapor con cuerpo cilíndrico y circulación natural
	Generadores de vapor con circulación controlada
PRESIÓN CRÍTICA Y SUPERCRÍTICA	Generadores de vapor con circulación forzada

En las centrales termoeléctricas de calorificación, con grandes pérdidas de condensado en el circuito de calefacción, resulta más conveniente bajo el punto de vista técnico-económico emplear generadores de vapor con cuerpo cilíndrico (domo: que permite la purga continua del agua de los tambores) y, por consiguiente, se utilizan valores de presión subcrítica del vapor.

1.3.6 Según la potencia de la central termoeléctrica de vapor.

Convencionalmente las centrales termoeléctricas se pueden clasificar en:

- De gran potencia; de más de 1 000 MW.
- De mediana potencia; de 100 a 1 000 MW.
- De pequeña potencia; de menos de 100 MW.

Pero esta clasificación va variando con el transcurrir de los años.

Lógicamente que la potencia máxima a dotar a las centrales termoeléctricas con turbinas de vapor de un gran sistema eléctrico de potencia interconectado está limitada generalmente por las condiciones locales:

Abastecimiento de combustible; Condiciones del suministro de agua;

Exigencias de protección de la naturaleza: mantenimiento de la limpieza de la atmósfera y de los depósitos de agua.

También influyen razones económicas derivadas de los estudios de flujos de energía activa y reactiva en las redes con la nueva localización de una gran central.

1.3.7. Según se interconecte o no con otras centrales. En las zonas desarrolladas, que ya cuentan con grandes redes de interconexión eléctrica de varias centrales, las nuevas centrales termoeléctricas se diseñan pensando en que también van a funcionar interconectadas. Estas interconexiones de centrales a una gran red reporta ventajas fundamentales, según se ha estudiado.

Las centrales eléctricas aisladas, ubicadas lejos de las redes eléctricas de interconexión, son cada día más raras.

Se construyen en las zonas más alejadas de los grandes centros desarrollados (por ejemplo: en nuestro país, hace algunos años se habilitaron centrales de este tipo en Salta y Misiones), y luego de algunos años se interconectan al sistema eléctrico de potencia general, llamado interconectado, si son de módulo interesante, o simplemente se paralizan (si son de módulo pequeño frente a las demás unidades generadoras del

sistema) cuando llegan hasta la zona las extensiones de la gran red de interconexión.

Luego, bajo este criterio, mientras no están vinculadas eléctricamente a la gran red general, son llamadas "centrales aisladas". En cambio, las vinculadas eléctricamente a la gran red de generación y transmisión son denominadas centrales aisladas.

2. TURBINAS DE VAPOR

Las turbinas de vapor son maquinas de flujo permanente; donde el vapor entra por las toberas y se expande hasta una presión mas pequeña.

La turbina puede ser más pequeña, más ligera y mas barata que una maquina de vapor reciprocante de la misma potencia, y puede ser de un tamaño mucho mayor que las maquinas de vapor convencionales.

Desde el punto de vista de la mecánica, tiene la ventaja de producir directamente un movimiento giratorio sin necesidad de una manivela o algún otro medio de convertir la energía de vaivén en rotativa. Como resultado de ello, la turbina de vapor ha reemplazado a las maquinas de vaivén en las centrales generadoras de energía eléctrica, además de utilizarse como una forma de propulsión a chorro.

En las aplicaciones de cogeneración que requieran tanto calor (el utilizado en un proceso industrial) como electricidad, se genera vapor a altas presiones en una caldera y se extrae desde la turbina a la temperatura y la presión que necesita el proceso industrial.

Las unidades industriales se utilizan para poner en movimiento maquinas, bombas, compresores y generadores eléctricos. La potencia que se obtiene puede ser de hasta 1.300 MW.

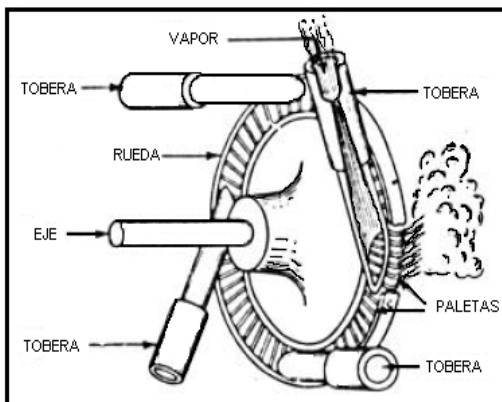
2.1 HISTORIA

El desarrollo de las turbinas se remonta al año 1884 con Carlos de Laval, quien estudiando la inyección de vapor para producir movimiento giratorio,

diseño las primeras turbinas de acción o impulso de tipo comercial. Otros investigadores, como Carlos Parsons, el cual es el creador del principio de escalones, mediante el cual el vapor se expandía en varias fases, aprovechando su energía en cada una de ellas, y junto con C. G. Curtís diseñaron las turbinas de reacción.

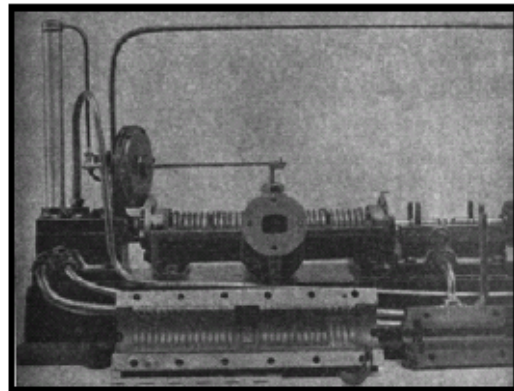
Figura 4. Clases de Turbinas

a) Turbina Laval



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF
www.cec.uchile.cl/~roroman/cap_09/cap_09.

b) Turbina de Parson



Fuente:

2.2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO

El funcionamiento de la turbina de vapor se basa en el principio termodinámico que expresa que cuando el vapor se expande disminuye su temperatura y se reduce su energía interna. Esta reducción de la energía interna del vapor a ciertas condiciones de temperatura y presión, empieza al hacerse pasar el flujo de vapor por las toberas de la turbina reduciéndose de esta manera la presión (se expande) y aumentando así su velocidad. Este vapor a alta velocidad es el que hace que los álabes móviles de la turbina

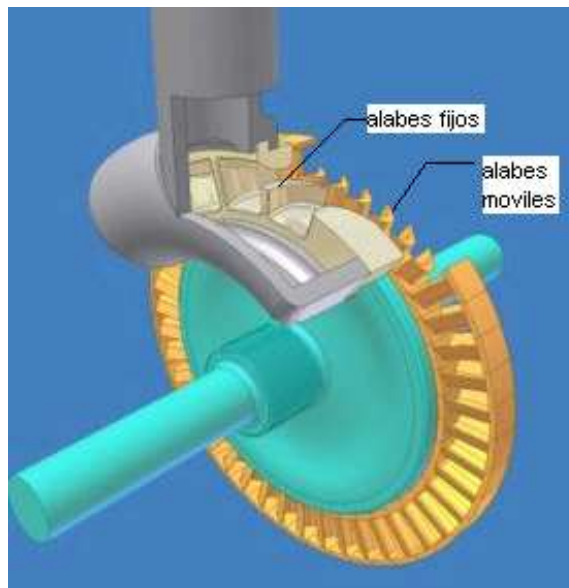
giren alrededor de su eje al incidir sobre los mismos para producir la energía mecánica que será aprovechada para generar trabajo útil.

Cuando el vapor se expande, la reducción de su energía interna de 400 calorías, puede producir un aumento de la velocidad de las partículas a unos 2.900 Km. /h.

A estas velocidades la energía disponible es muy elevada, a pesar de que las partículas son muy ligeras

En la figura 5 se puede apreciar la disposición de los alabes y las toberas en una turbina de vapor.

Figura 5. Alabes fijos y móviles



2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Según el tipo de alabes que se empleen, se pueden clasificar en turbinas de acción (o de impulso) y de reacción. Comercialmente se emplean ambas y en las grandes unidades, una combinación de las dos.

En el cuadro 3 Se especifica la clasificación general.

2.3.1 Turbinas de acción. Se caracterizan porque en el proceso termodinámico (transformación de energía térmica en cinética) se realiza en toberas o álabes directores. En este caso, la energía potencial en vapor vivo se convierte en energía cinética en los álabes fijos, lo cual posteriormente se transforma en trabajo en los álabes móviles. La presión antes y después del álabe móvil permanece constante.

El vapor al expandirse adquiere gran velocidad, lográndose la máxima fuerza de impacto sobre los álabes. La presión del vapor cae completamente al expandirse a lo largo de la tobera y permanece constante hasta salir de la turbina, mientras que la velocidad disminuye progresivamente, a medida que pasa por cada hilera de alabes. La clasificación de este tipo de turbinas es axial y radial, según que la entrada del vapor respecto al rotor sea paralela o perpendicular. Ver figuras 6a y 6b

Cuadro 3. Clasificación General de las Turbinas de Vapor

Tipo	Características	Especificación	Entrada del vapor con respecto al rotor
Acción	Sin Escalonamiento		Axial
	Con Escalonamiento	De velocidad	Axial
			Radial
			Tangencial
		De Presión	Axial
	Mixtas	Sobre toda la turbina	
Sobre las ruedas de alta presión			
Reacción	Sin Rodetes de acción		Axial Radial
	Con Rodetes de acción		

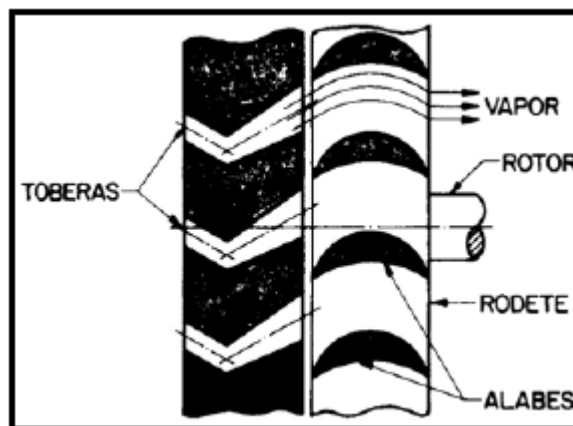
En Las turbinas de acción, la conversión de energía más favorable ocurre cuando la velocidad tangencial del rodete es más o menos igual a la mitad de la velocidad con la que el vapor sale de los álabes directores o toberas.

Otra ventaja de las turbinas de acción es que los empujes axiales en el rotor son relativamente pequeños, porque no existe diferencia de presión en los álabes móviles.

Las principales pérdidas de energía en las turbinas de acción son:

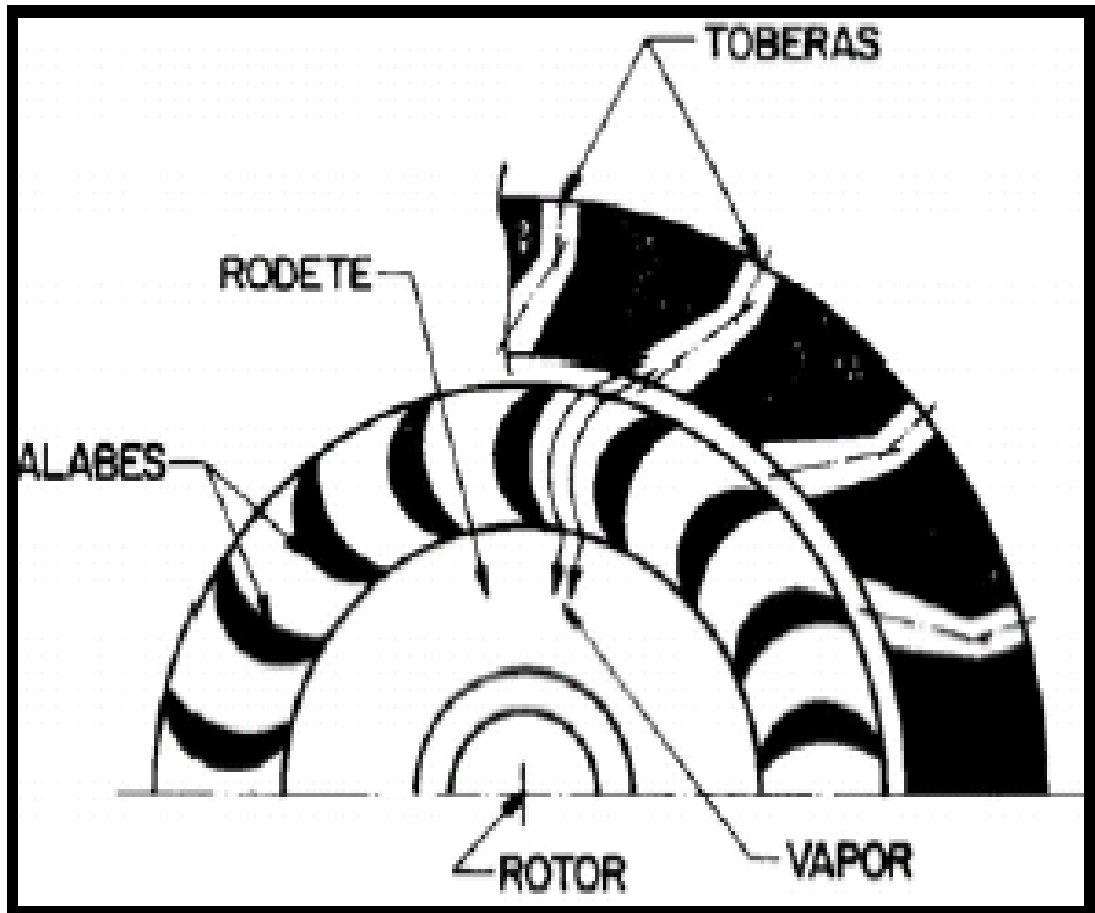
- Rozamiento del vapor con las paredes de las toberas y los álabes.
- Formación de turbulencias en el seno del vapor
- Fugas de vapor por los intersticios, entre los diafragmas y el rotor.
- Choque de: vapor con el borde de entrada a los álabes.

Figura 6. A. Dirección del vapor al final de la turbina es paralela al rotor



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

B. El vapor se desplaza radialmente a la salida de los álabes (continuación figura 6)



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

Tipos de Turbinas de Acción

- **De velocidad escalonada.** En este tipo de turbinas, la velocidad del vapor se puede obtener en una sola hilera de álabes móviles, pero con una cámara de reversión de vapor, que permita recircular varias veces, el flujo se

logra así una disminución gradual de la velocidad y un aprovechamiento más eficiente de la energía cinética del vapor. Ver figura 7.

Otra forma, no menos común, de regular la velocidad del vapor consiste en un rodete con dos hileras de álabes o dos rodetes independientes y entre ellos una hilera de alabes inversores de flujo o directrices.

La capacidad de absorción de energía de este tipo de turbinas es alta y el rodete gira en una atmósfera a presión constante. Ver fig. 8.

La alta velocidad relativa con la que fluye el vapor por el largo y sinuoso camino que forman los álabes móviles y los inversores dan lugar a elevadas pérdidas, haciendo que en la práctica el número de escalonamientos de velocidad no pase de tres, siendo el más común el de dos. En las grandes turbinas de acción y reacción (mixtas), es frecuente el empleo de un doble escalonamiento de velocidad en el lado de AP (Alta Presión).

Figura 7. La cámara reversible permite aprovechar toda la energía cinética del vapor

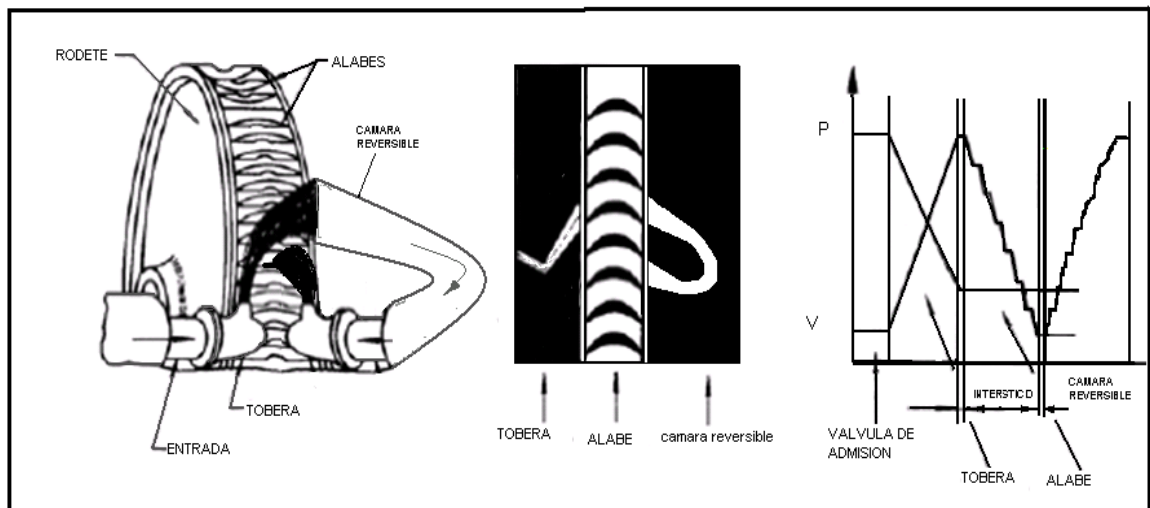
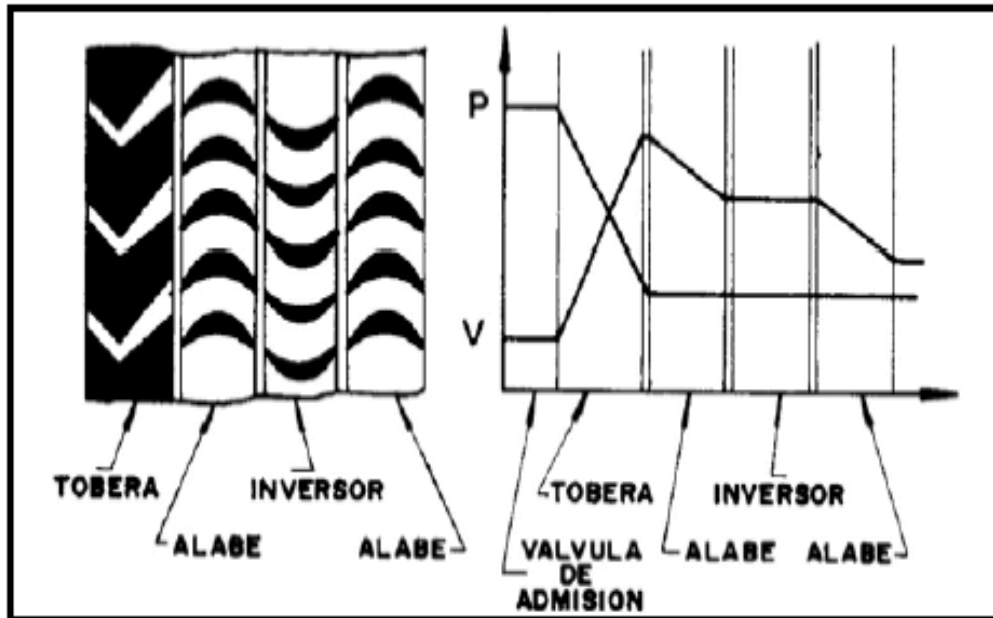


Figura 8. Turbina de Velocidad Escalonada (Disposición Curtís)

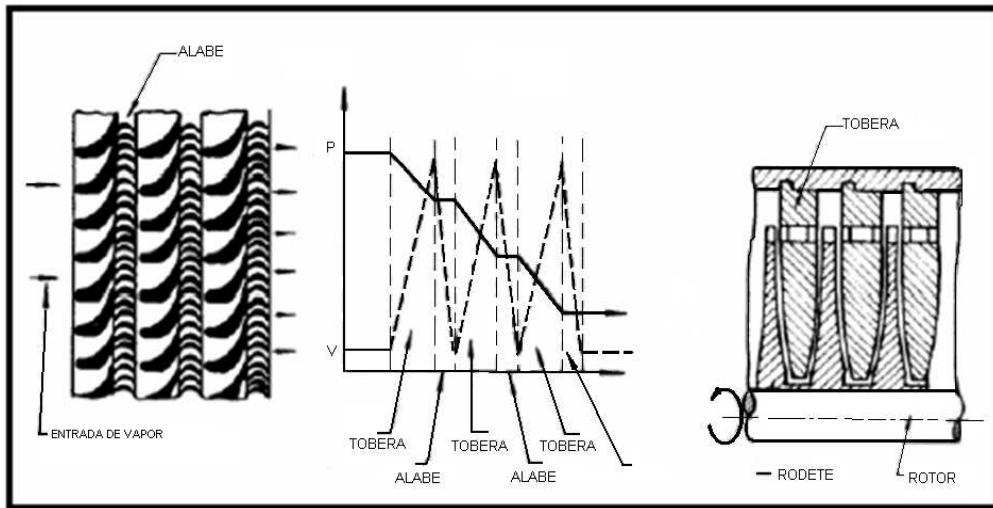


Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

De presión escalonada. En este tipo de turbinas el rozamiento del fluido sobre los álabes es menor a causa de la velocidad relativa más baja, siendo ésta la misma a la entrada de cada rodete. Por lo general, está constituida por dos secciones de toberas o diafragmas y dos rodetes, por lo que se puede considerar como dos turbinas de acción de velocidad escalonada montadas en serie. La caída de presión es igual en ambas secciones de toberas con igualdad de energía. Ver figura 9.

En las turbinas de presión escalonada se presenta un empuje entre secciones de toberas el cual debe ser absorbido por un rodamiento de empuje en el lado de Alta Presión (AP).

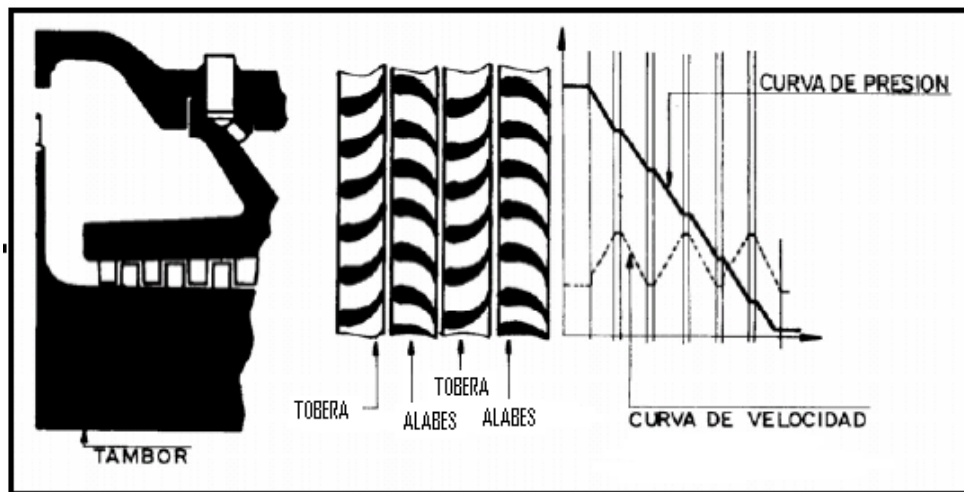
Figura 9. Turbina de Velocidad Escalonada (Disposición Rateau)



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

2.3.2 Turbinas de reacción. Se caracterizan porque la expansión del vapor se realiza en álabes fijos y móviles, transformando entalpía en energía cinética. Esto se logra gracias a la forma aerodinámica que presentan los alabes móviles en los cuales ocurre una caída de presión ya que están dispuestos en forma de toberas. Ver figura 10.

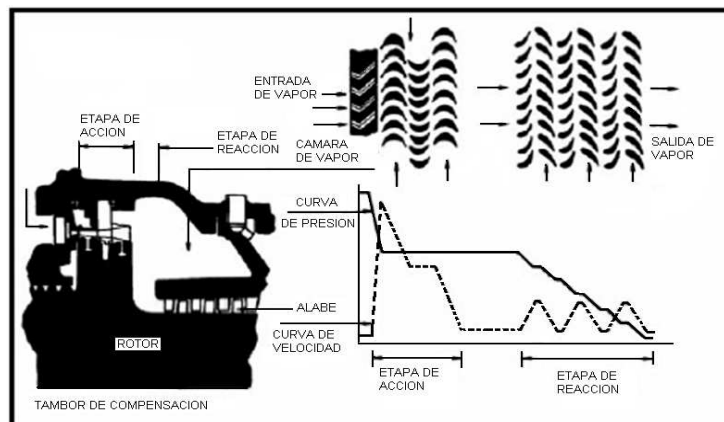
Figura 10. Turbinas de Reacción



En las turbinas de reacción los juegos se tienen que reducir hasta un mínimo absoluto, ya que las fugas de vapor pueden aumentar como consecuencia de la diferencia de presión encima de los alabes móviles, lo que disminuye el rendimiento, esta característica constructiva hace que la turbina de reacción sea muy sensible en caso de arranques rápidos y cambios repentinos de carga.

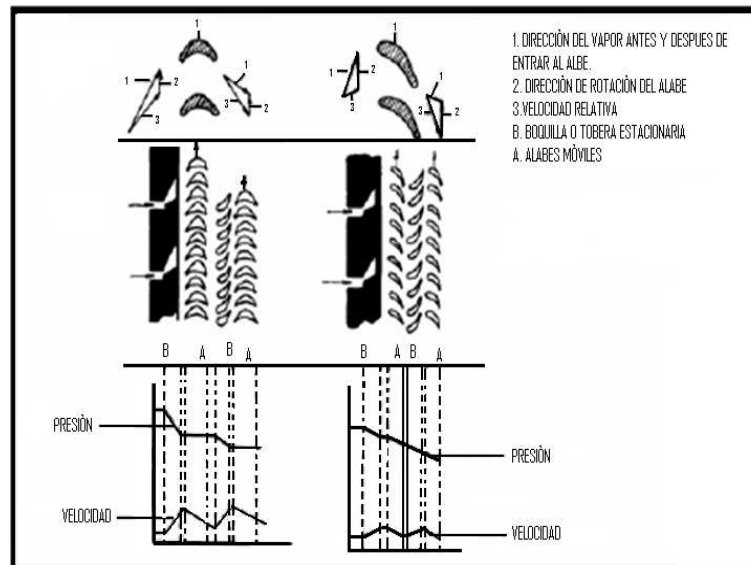
2.3.3 Turbinas de acción y reacción (mixtas). Las grandes turbinas industriales generalmente tienen la primera etapa de acción de velocidad escalonada y las siguientes de reacción. Ver figura 11. Los álabes de reacción tienen menor curvatura, lo que disminuye las pérdidas de rozamiento y los torbellinos de vapor en los conductos. Sin embargo, presentan problemas desde el punto de vista de la resistencia al desgaste y a la vibración tangencial. En la figura 12 se compara una turbina de acción, de presión escalonada, con una de reacción, al igual que la dirección de entrada y de salida del vapor a los alabes. Por lo general para potencias comprendidas entre 3.000-10.000 KW (4.021-13.404 HP) se emplean turbinas de un solo cilindro (ó monocilíndricas). En este grupo se encuentran las turbinas condensadoras y las no condensadoras.

Figura 11. Turbina Mixta



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

Figura 12. Comparación Entre Turbinas de Acción y Reacción



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

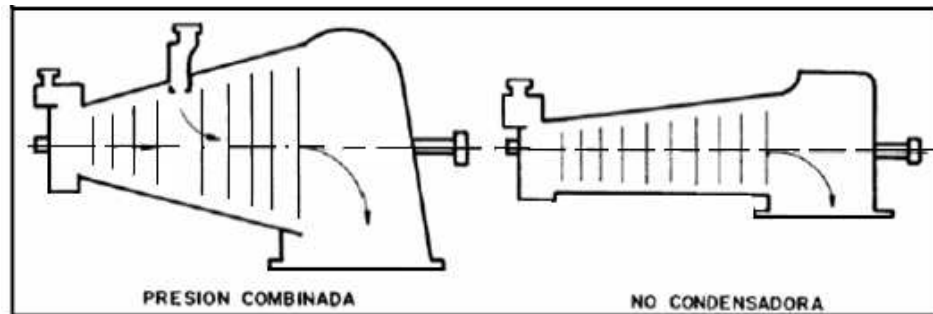
Turbinas condensadoras. Las turbinas condensadoras se caracterizan porque el vapor exhausto sale a una presión inferior a la presión atmosférica y el aire que tiende a entrar puede aumentar la presión interior de la turbina y causar corrosión. Por otro lado es posible que se presenten problemas de erosión en los alabes como consecuencia del agua presente en el vapor de baja presión. Este tipo de turbinas producen mayor potencia que cualquiera de los otros tipos, razón por la cual su principal aplicación es en refinerías para accionar generadores y compresores. La potencia de estas turbinas oscila entre 1.500 y 25.000 KW en condiciones de vapor vivo hasta 45bar y 450°C.

Turbinas no condensadoras. En las turbinas no condensadoras o de contrapresión, el vapor exhausto sale a una presión por encima de la atmosférica como el caso de las turbinas de acción. Ver figura 13.

Las turbinas de dos o más cilindros se denominan compuestas y la expansión del vapor se realiza en cada uno de ellos.

Los cilindros pueden estar montados en un solo eje o en dos en cuyo caso pueden girar a diferentes velocidades.

Figura 13. Turbinas no Condensadoras



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

2.4. ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN UNA TURBINA DE VAPOR

2.4.1 Carcaza o cilindro. Soporta la expansión del vapor y permite el montaje de los diferentes elementos necesarios para el funcionamiento de la turbina.

Por razones prácticas en turbinas de gran tamaño, siempre se construye en dos mitades, que van unidas horizontalmente. Por eso sólo se tiene que desmontar la mitad superior para examinar el interior de la máquina. Ambas partes están provistas de bridas firmes y de un gran número de tornillos adaptados.

Las superficies de unión del cilindro están mecanizadas de tal manera que no es necesario poner material impermeabilizante para garantizar la estanqueidad completa del cilindro

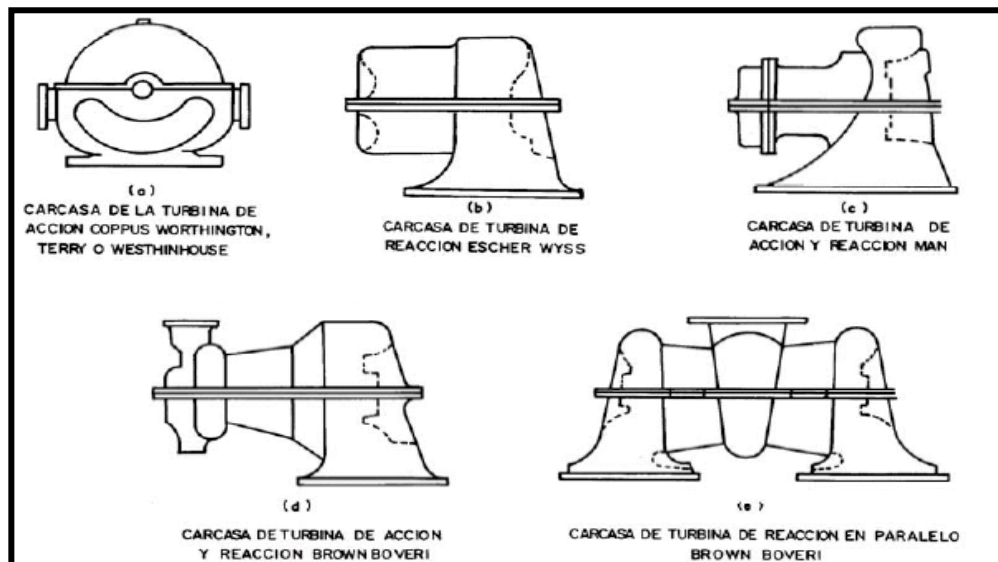
La unión de las partes de alta y baja presión del cilindro de las turbinas de condensación esta situada de tal manera que la presión del vapor es casi igual la atmosférica, lo que impide fugas de vapor o penetración de aire.

Los materiales que normalmente se emplean en la fabricación de las carcazas de las turbinas son:

- Acero al carbono para aplicaciones a una temperatura menor de 400°C.
- Acero molibdeno para temperaturas de vapor vivo hasta 460°C.
- Acero al molibdeno vanadio para temperaturas hasta de 520°C.

Para los cilindros de turbinas de baja presión, se utiliza el hierro fundido gris GG25. El diseño del cilindro de la turbina permite dirigir los conductos de vapor vivo o de vapor de escape hacia arriba o abajo, lo que favorece una gran sencillez y la posibilidad de adaptación de las tuberías de vapor Ver figura 14

Figura 14. Diferentes Diseños de Carcaza para Turbinas de Vapor



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

2.4.2 Ejes y rodetes. El eje es el elemento básico de la turbina y en el cual van montados el rodete o rodetes. ³En las turbinas de acción el rodete puede

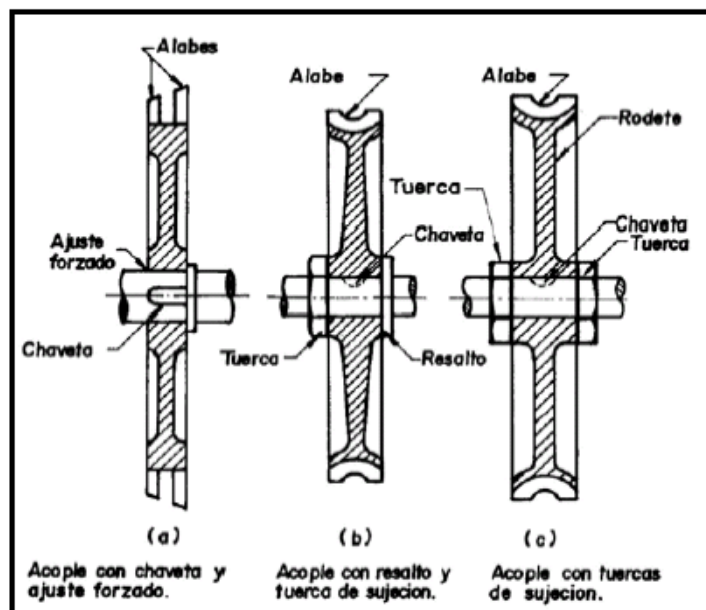
³ .TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edicion .1998

ir asegurado al eje por chavetas, arandelas de seguridad, tuercas de sujeción, por ajustes forzados o pueda formar un conjunto sólido (una sola pieza) con el eje.

En la figura 15 pueden observarse tres tipos de acoples. En la parte (a) el rodete se calienta para que pueda ser fácilmente acoplado al eje. Una chaveta (que en algunos casos no se emplea), en forma rectangular o de media luna, impide que se gire en un momento dado y presenta un ajuste forzado que varía entre 0.008" y 0.012". En la parte (b) una chaveta impide el giro del rodete con respecto al eje. El ajuste puede ser metal-metal o entre 0,001" y 0,003". En la parte (c) las roscas donde van colocadas las tuercas son contrarias, con el fin de que cuando gire el eje no se desenrosquen. La tolerancia puede estar comprendida entre 0.001" y 0.003"

En algunos modelos de turbinas, puede verse rotores sólidos en donde el eje y el rodete forman una sola pieza.

Figura 15. Tipo de Ajuste del Rodete con el Eje



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición. 1998

En las turbinas de reacción o mixtas, el rotor se compone de un eje y un conjunto de discos o rodets. Para velocidades superiores a 8.000 rpm, el eje y los rodets se pueden maquinar a partir de una sola pieza forjada de aleación de acero, de Cr-Mo-V, de alta resistencia. Después de haber sido forjado y mecanizado, el rotor se somete a una temperatura de 1 000°C a un enfriamiento suave para eliminar las tensiones internas. Cuando los álabes están montados en el rotor, el conjunto se equilibra dinámicamente, hasta que se alcance un alto grado de precisión. Esto garantiza su funcionamiento sin vibraciones y una vida prolongada de los cojinetes.

Algunos rotores son del tipo flexible los cuales tienden a flexionarse bajo la acción de fuerzas dinámicas producidas por el desbalance, de tal manera que las velocidades críticas estén lo suficientemente lejos de la velocidad de servicio.

Las ventajas más importantes de un rotor flexible son:

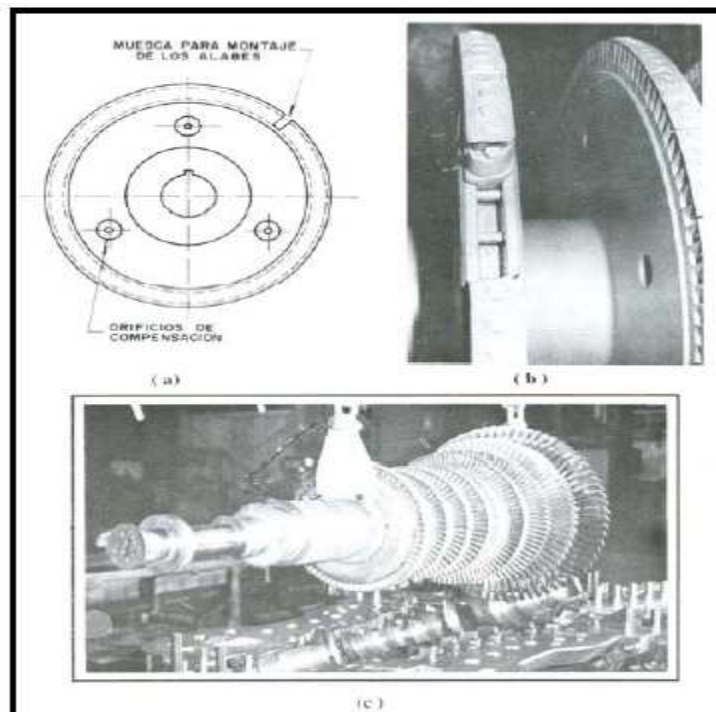
- Calentamiento rápido y uniforme.
- Corto tiempo de arranque.
- Pequeñas fugas de vapor a través de las empaquetaduras como consecuencia del pequeño diámetro del eje.

El rotor en una turbina mixta también puede estar constituido por piezas independientes cuando las velocidades de rotación y las temperaturas son moderadas. En este caso, los discos o rodets están separados entre sí por aritos.

En la figura 16 puede verse una turbina mixta en donde los rodets (a) llevan unos orificios para balancear la presión del vapor en ambas caras, haciendo que la carga impuesta sobre el cojinete sea menor. En la parte (b) se observa

el espacio libre en el rodete para montar los álabes. Y finalmente en la parte (c) se observa que los rodetes están separados entre sí por diafragmas.

Figura 16. Rotor de una Turbina Mixta



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

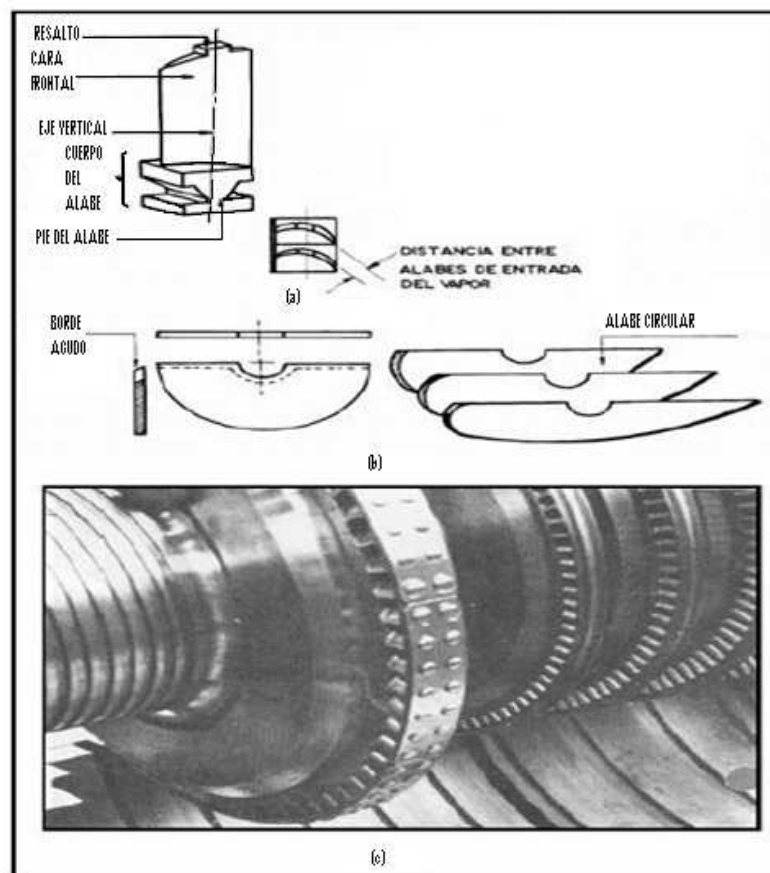
2.4.3 Alabes

Alabes móviles. Van montados en la periferia del rodete y permiten que el eje gire al chocar el vapor en su cara frontal. Los álabes móviles son fresados de una barra sólida de acero aleado (12% Cr-Mo-V), con excelentes cualidades amortiguadoras y una alta resistencia a la erosión y la corrosión.

El pie del alabe presenta diferentes configuraciones, dependiendo del tipo de turbina; la mas común es en forma de T. Los alabes van sujetos en ranuras

en forma de T. torneadas en la periferia de los discos o rodetes. Los alabes en las turbinas de acción o de la etapa reguladora en las turbinas mixtas tienen una banda de cierre remachado. Así los alabes se interconectan en grupos, a fin de aumentar su rigidez, evitar vibraciones y amortiguar las sollicitaciones debidas a los choques, en caso de carga reducida. Ver figura 17.

Figura 17. Alabes Típicos de Turbinas de Acción

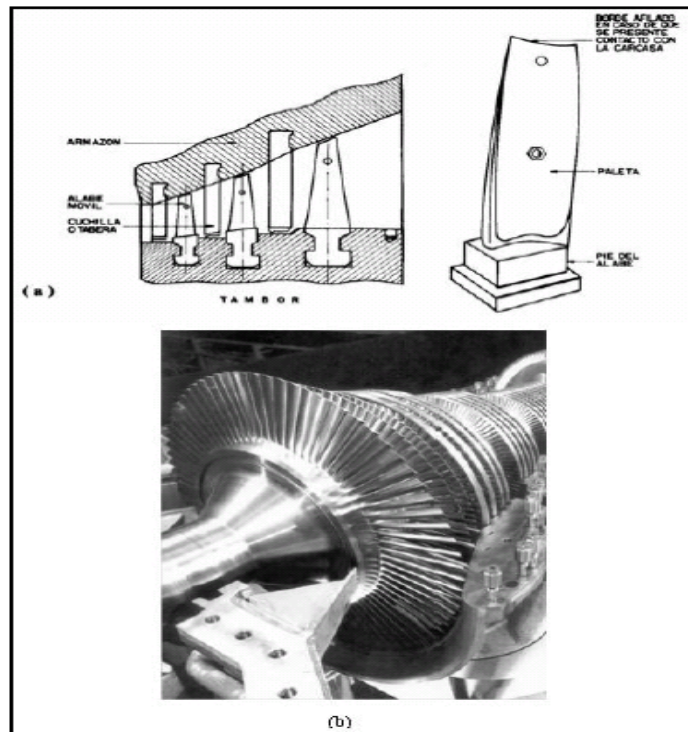


Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición. 1998

En las turbinas a reacción los alabes móviles hacen las veces de toberas; lo que permite que la expansión del vapor se realice tanto en alabes móviles como fijos. En este tipo de turbinas, como es necesario expandir volúmenes

mayores de vapor hacia el extremo de baja presión, se deben utilizar álabes de gran tamaño hacia el extremo de baja presión. Ver figura 18.

Figura 18. Alabes Típicos de Turbinas de Reacción



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición. 1998

Alabes Fijos. Se emplean en las turbinas de acción de presión escalonada y en las de reacción, como tabiques separados entre rodets consecutivos. Los alabes fijos se diseñan de tal manera que aseguran una expansión eficaz y una correcta comente de vapor hasta tos alabes móviles, con un mínimo de pérdidas.

Los alabes fijos se fabrican de acero, al Cr 12%, y van sujetos en semianillos de soporte. Estos anillos se fabrican de acero y el conjunto se llama tabiques o diafragma. La parte Menor de cada diafragma se sujeta en

una ranura maquinada en la carcaza y se coloca por medio de chavetas, lo que da lugar a una alineación correcta provista de bandas expansión libre.

La parte superior del diafragma está provista de bandas de estanquidad de acero al Cu/Ni 70-30 para asegurar estanquidad del eje. Los alabes fijos se pueden fabricar de tres modos:

- Moldeados a precisión
- Prensados de barras
- Soldados integralmente

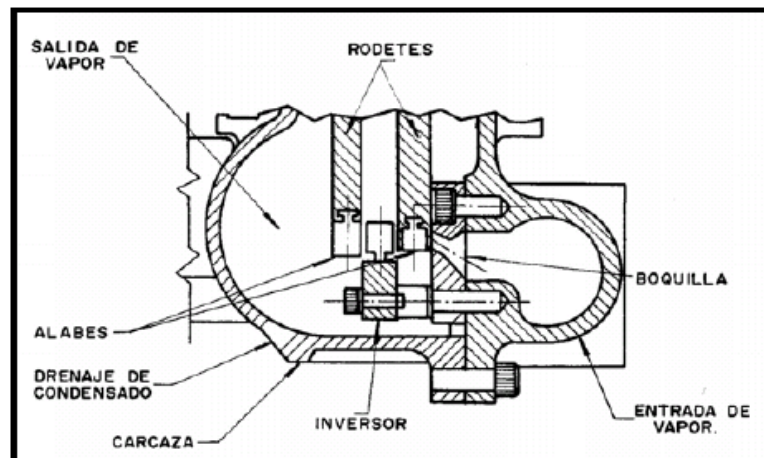
En algunas turbinas de reacción los álabes fijos van montados en la superficie interior de la carcaza. El conjunto de una hilera de álabes fijos y otra de álabes móviles se definen como el paso de la turbina.

En las turbinas de acción de dos hileras de álabes o de dos o más rodetes se emplean los alabes inversores estacionarios para invertir la dirección del flujo de manera que el vapor entre en la dirección apropiada en la segunda hilera de alabes móviles. La sección transversal de estos elementos es igual a la de los álabes móviles. Ver figura 19.

Las turbinas mixtas cuentan con un elemento conocido como Tuming Gear, el cual permite girar totalmente el rotor de la turbina cuando ésta se va a poner en funcionamiento y así evitar distorsiones o alabeos permanentes que pueden causar la falla definitiva de la turbina. El Tuming Gear está constituido por un sprocket montado en el eje de la turbina, en el cual engancha un trinquete que al cambiar de posición, lo hace girar. Una vez que la turbina se calienta (aproximadamente después de media hora) se desacopla el Tuming Gear y el giro del rotor dependerá única y excesivamente del vapor que pase a través de los álabes.

El Tuning Gear no se debe emplear más del tiempo necesario porque a bajas velocidades se dificulta la formación de la película hidrodinámica y la vida útil de los cojinetes se puede reducir considerablemente.

Figura 19. Álabes Inversores en Turbinas de Acción



Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición. 1998

2.4.4 Sistema de sellos. Se emplean para evitar que el vapor salga por el lado de AP (Alta presión) y contamine el aceite de las chumaceras y para que no entre aire por el lado BP (Baja presión), eliminando el vacío.

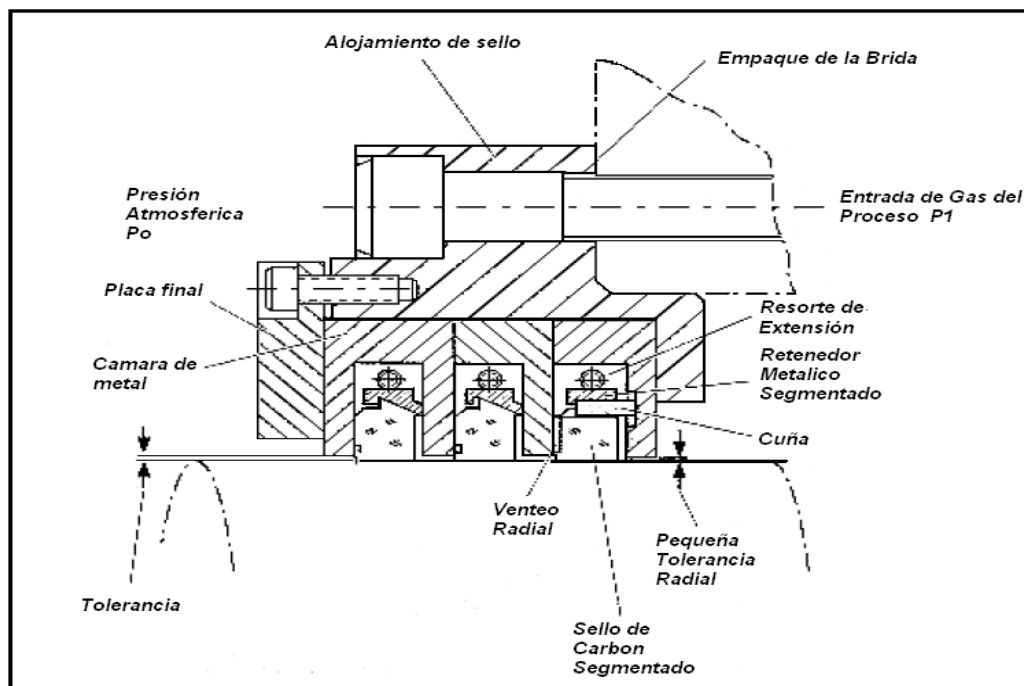
En las turbinas de acción los sellos son de carbón o de un grafito especial, que es semilubricado y en las de gran tamaño es de laberinto.

Sellos de Carbón o de Grafito. Están constituidos por una serie de anillos de carbón ubicados en compartimientos separados dentro de una caja de empaques; ésta únicamente se puede abrir cuando se levanta la parte superior de la turbina (carcaza). El número de anillos generalmente es de cuatro en las turbinas pequeñas y de seis en las grandes, y están conformados por tres secciones acopladas entre sí por un resorte. Al armar el

anillo alrededor del eje, es necesario tener en cuenta la numeración de las diferentes secciones. Algunas veces en lugar de números traen marcas que pueden ser puntos o rayas.

En la figura 20 se ilustra un sello flotante de 3 aros. Los aros de carbono se fabrican en segmentos y vienen montados en un aro de metal, también segmentado:

Figura 20. Sello triple flotante de aros de carbón



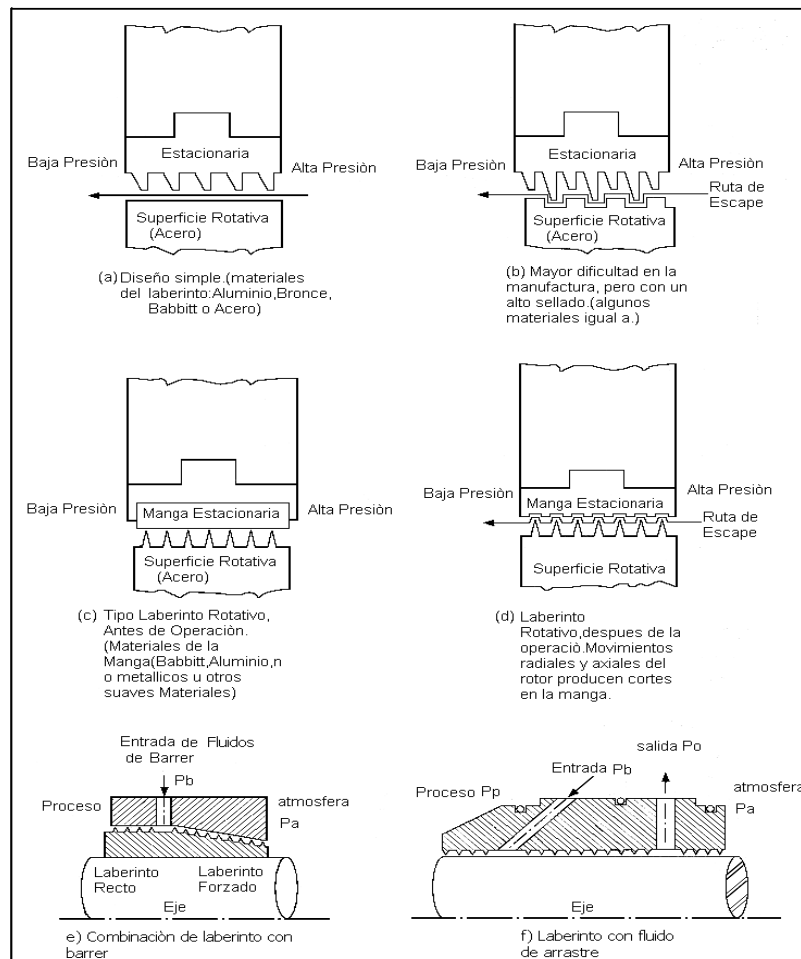
Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad8.PDF

El conjunto se retiene para evitar que gire por medio de un perno con abundante huelgo. El aro está contenido en un soporte de metal que sella los costados del aro. Se practican orificios y ranuras de venteo para evitar el aumento de presión en la cámara y de fuerza sobre el aro y el eje.

Sellos de Laberinto. Los sellos tipo laberinto están conformados por una serie de pestañas o peines, formando pequeños canales que estrangulan el

flujo que trata de filtrarse hacia una zona de menor presión. Este tipo de sello es utilizado en turbinas de gran tamaño debido a que no dañan el eje, ya que no existe la fricción contra él como el caso de las estoperas; mayor tiempo de vida útil del equipo y recambio del sello, se puede utilizar en altas velocidades y absorbe juegos radiales además de poseer sistema de arrastre. En algunos diseños, las pestañas están ubicadas únicamente en el diafragma o estator y en otros, están dispuestas en forma intercalada en el estator y en el eje como se muestra en la figura 21.

Figura 21. Tipos de Laberintos



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad8.PDF

Los huelgos dependen de muchos factores tales como flecha, distorsión térmica del eje, dilatación relativa de eje y peines, holguras en los cojinetes, balanceo dinámico y flexibilidad del eje.

El peine puede ser montado en la pared o en el eje, y los picos pueden ser de distinta altura, lo que mejora el sellado pero es más costoso.

Los peines pueden conectarse con una superficie desgastable (d) para producir el huelgo mínimo. Para fluidos tóxicos, inflamables, etc., se pueden introducir fluidos de barrera (e) e incluso barrer el laberinto con un fluido de arrastre (f).

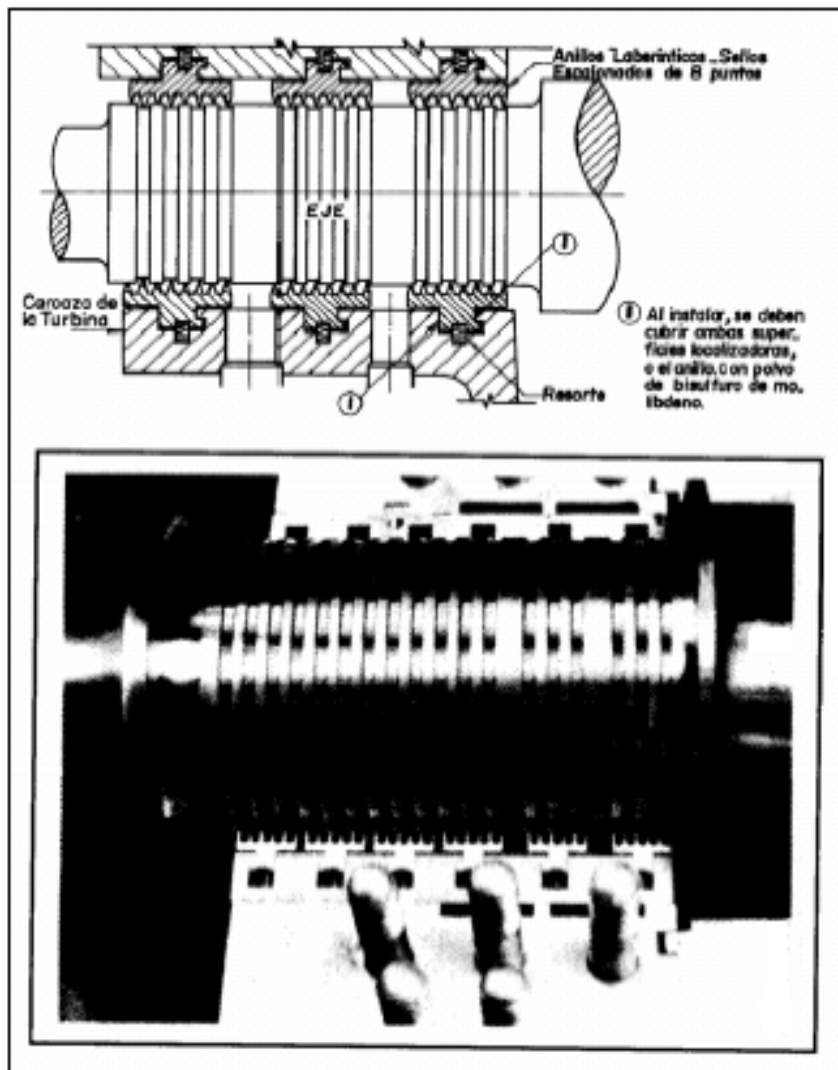
Una parte de las pérdidas de vapor a través del sello de laberinto del lado de alta presión se recupera y se conduce hacia la descarga (y/o la extracción) de la turbina. El resto de vapor de fuga en el sello de alta presión y las pérdidas de vapor a través del sello de baja presión se captan en una cámara circular que está en comunicación con la atmósfera o bien con un condensador de fugas.

No se recomienda reparar anillos laberínticos. Es aceptable que existan ligeros depósitos del material del anillo del laberinto sobre el eje de la turbina. Cuando se requiera instalar nuevos anillos laberínticos, se debe pulir el eje para sacar cualquier depósito que haya.

Las partes estacionarias y móviles del sello de laberinto no se deben tocar. Algunos fabricantes montan el laberinto con bordes muy afilados, con el fin que al desgastarse queden con el juego preciso. La tolerancia radial en frío por lo regular vana entre 0,015" y 0,020" Y la axial no es menor de 0,020" a 0,030". El sello de laberinto se puede maquinar directamente en el eje o en

piezas independientes que luego se montan en el eje y en la carcaza. Esta disposición es la más usual Ver figura 22

Figura 22. Sello de Laberinto

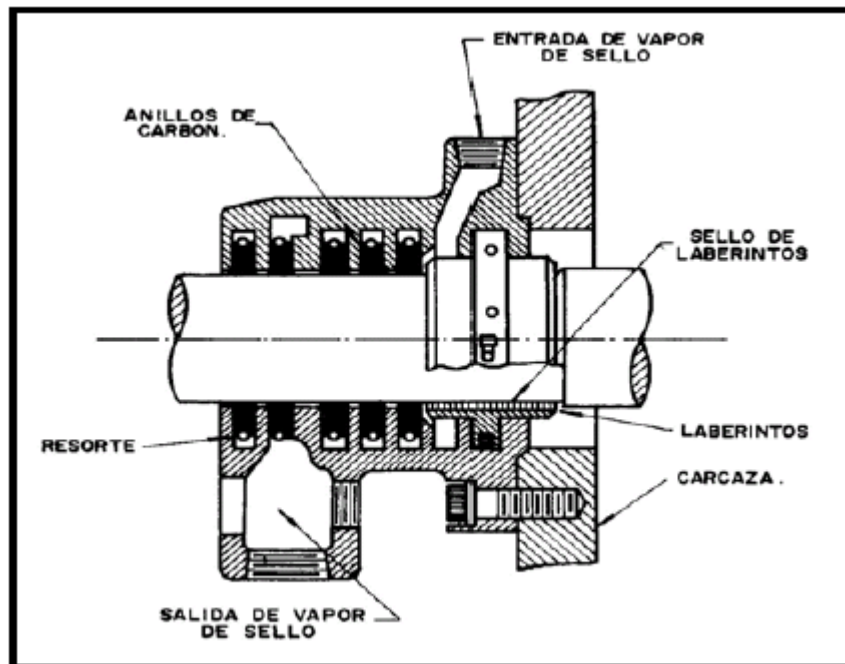


Fuente: TURBOMAQUINAS TERMICAS, Claudio Mataix, Limusa 3 Edición. 1998

Las turbinas no condensadoras no requieren vapor de sello, pero los sellos de laberinto en el extremo exterior de la turbina están provistos de un tubo de ventilación y de otro para drenaje del condensado.

Combinación de sellos de carbón y laberinto. En algunas turbinas se emplea una combinación de sellos de laberinto y anillos de carbón. Es una solución bastante efectiva porque combina la eficiencia de ambos sistemas. El sello de laberinto va ubicado a la salida de la turbina y entre éste y los sellos de carbón por lo regular se emplea vapor de sello. Ver figura 23.

Figura 23. Montaje de un Sello de Laberinto

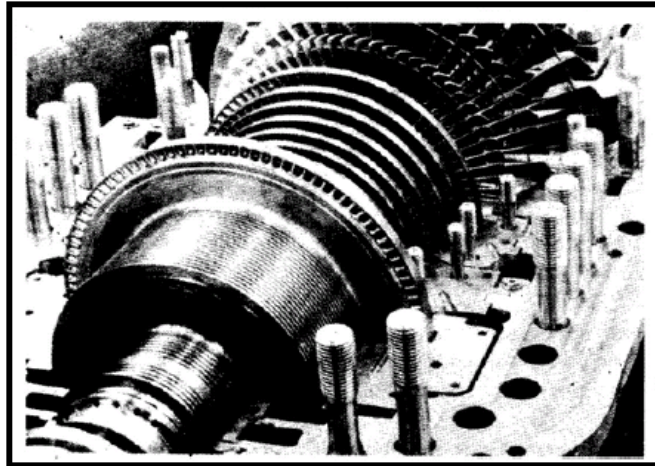


Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad8.PDF

El sello de laberinto va sujeto a la caja de empaques, por un tornillo prisionero, el cual impide que este gire. Los anillos pueden ser cuatro o cinco, dependiendo del tipo y fabricante de la turbina. Otros sellos poco usados, pero que aún se encuentran hoy en día, son la junta hidráulica (sello de aceite) y el helicoidal. Este último se enrolla a lo largo del eje y gira en sentido contrario al flujo de vapor, pero a Bajas velocidades presenta dificultades para mantener el vacío en el condensador y tiene tendencia a salirse y enredarse en la ranura.

2.4.5 Émbolo de compensación. Una de las piezas fundamentales en las turbinas mixtas es el émbolo de compensación que soporta parte de la carga axial, que actúa sobre el cojinete de empuje. Por un lado está sometido a la presión del vapor antes del rodete de acción y por el otro, a la presión del vapor en el condensador. Ver figura 24.

Figura 24. Ubicación del Tambor de Compensación



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

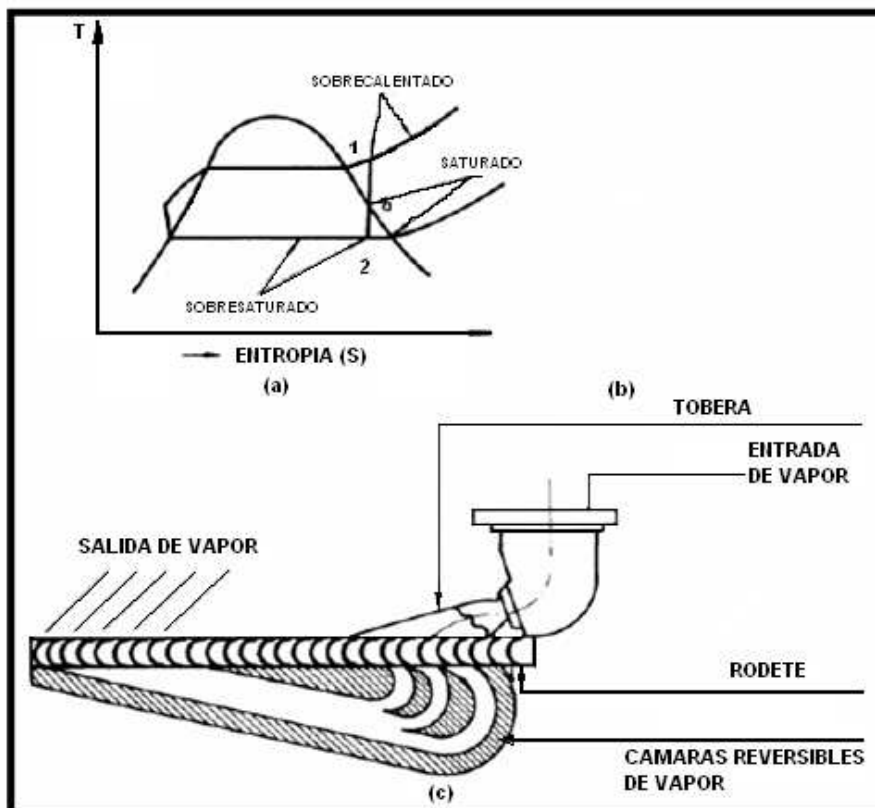
2.4.6 Toberas. Se emplean para expandir el vapor sobre los alabes de la turbina. El vapor antes de entrar a la tobera se encuentra sobrecalentado y una vez en ella, al expandirse, se condensa en parte. Si el vapor se expande isentrópicamente del estado 1 al 2 (ver figura 23(a)) y se mantiene en equilibrio dentro de la tobera, se presentará condensación a partir del punto a). (Se conoce como choque de condensación). En la práctica se presenta el efecto de sobresaturación, que tiende a vaporizar nuevamente las gotas de agua, disminuyendo así la condensación.

Este fenómeno se presenta en la parte divergente de la tobera. La eficiencia de una tobera es del orden del 90-99% Y las de gran tamaño son más

eficientes que las pequeñas, lo mismo que las de eje recto con respecto a las de eje curvo.

Las toberas pueden ser de flujo variable o constante, según se pueda o no regular la cantidad de vapor, mediante un sistema de válvulas. Estas deben estar completamente cerradas o abiertas porque de lo contrario, son fácilmente erosionables. Con el fin de aprovechar al máximo la energía cinética del vapor, se emplean alabes reversibles o conductos en la carcaza, que permiten que el vapor vuelva nuevamente a los alabes. Ver figura 25(a), 25(b) y 25(c).

Figura 25. Toberas. (a) Diagrama Temperatura-Entropía. (b) Entrada de Vapor. (c) Salida de vapor



Fuente: www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad6.PDF

2.4.7 Sistema de regulación. La función principal del sistema de regulación es mantener constante la velocidad prefijada de la turbina. Puede ser relativamente simple, como el de las pequeñas turbinas de acción, o más complicadas, como en las grandes unidades, donde es accionado hidráulicamente y controlan la velocidad del rotor, presión del vapor y válvulas de admisión.

El sistema de regulaciones puede dividirse en tres partes fundamentales:

- El gobernador o elemento sensor de la velocidad
- El mecanismo amplificador de la potencia que transmite el movimiento del gobernador a las válvulas de control de vapor.
- Válvulas para control del vapor.

El gobernador va directamente acoplado al eje de la turbina. El gobernador de velocidad controla automáticamente la válvula de admisión o de regulación, con el fin de admitir la cantidad de vapor adecuada para mantener la velocidad a la que se ajusta el gobernador. Cuando la turbina está fuera de servicio la válvula permanece abierta.

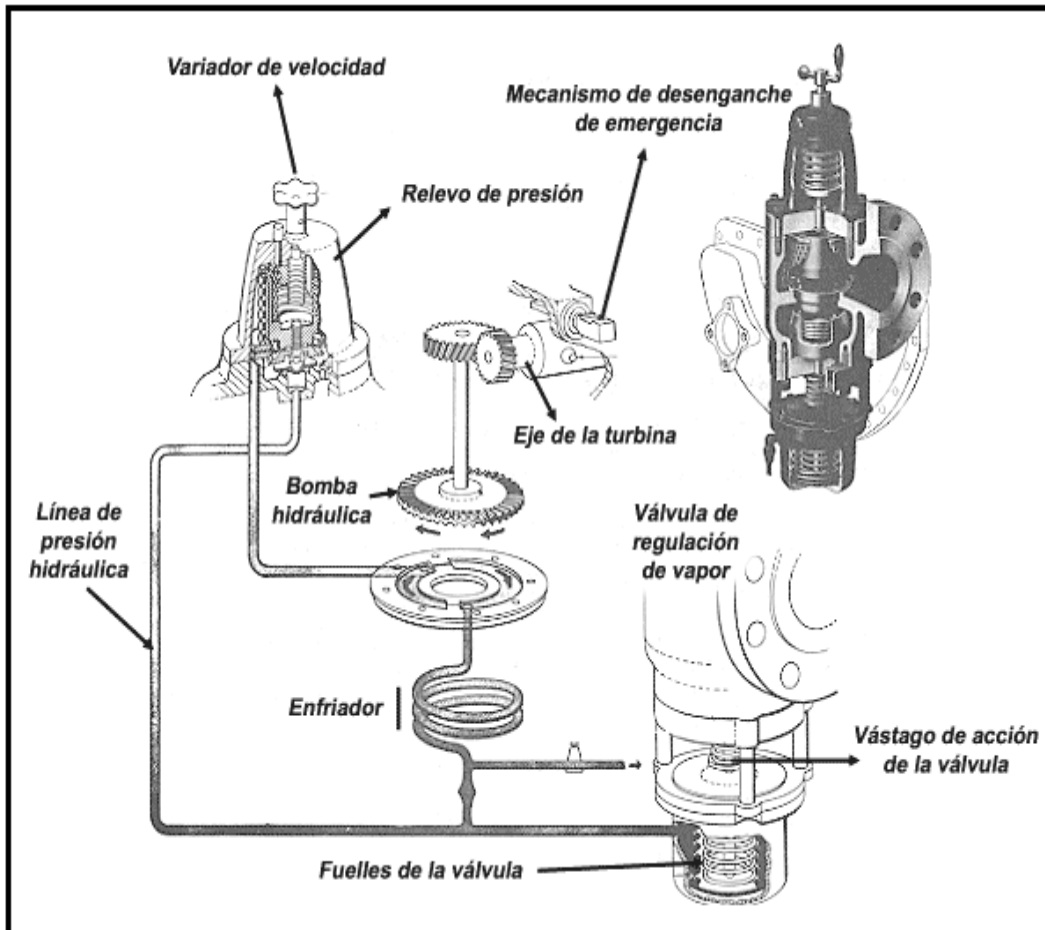
Básicamente existen el gobernador mecánico, el hidráulico y el electrónico. Gobernador mecánico. Está constituido por dos contrapesos pivoteados sobre filos de cuchillas de acero endurecido, montados sobre la extensión del eje del regulador, de modo que giran a la velocidad del eje de la turbina. Un resorte de compresión proporciona la contraposición a la fuerza centrífuga que actúa sobre los contrapesos.

El movimiento de los contrapesos del regulador se transmite por medio de los filos de las cuchillas a un vástago que mueve el extremo de una palanca, la

cual a su vez activa directamente la válvula que admite el vapor a las toberas.

Gobernador hidráulico. El principio de operación de los gobernadores hidráulicos está basado en la relación que existe entre la presión del aceite (obtenida por una bomba centrífuga acoplada al eje de la turbina) y la velocidad del eje de la turbina. El aceite es bombeado hacia un variador de velocidad, el cual permite regular la velocidad del aceite antes de que este pegue contra el fuelle de la válvula de regulación de vapor.

Figura 26. Generador Hidráulico



Fuente: Gobernador Hidráulico (Tomado del Southern Alberta Institute of technology)

<http://progdev.sait.ab.ca/pwen220/073/steamtu2.htm>

Gobernador electrónico. Las regulaciones electrónicas ofrecen muchas más posibilidades, sobre todo como consecuencia de que su flexibilidad es más alta que la de la regulación hidráulica. Entre sus ventajas principales, se tienen: breves tiempos de reacción, alta flexibilidad, sistemas de vástagos muy simples y sistema sencillo de mando a distancia.

2.4.8 Cojinetes de apoyo. El rotor de la turbina puede estar soportado en dos cojinetes de fricción o en dos rodamientos situados en cada uno de sus externos; la carga que actúa sobre ellos se debe principalmente al peso del rotor y a sus elementos ensamblados, de tal forma que raras veces la presión unitaria excede de 250 psi.

El cojinete de empuje siempre va montado en el lado de AP. Los cojinetes están sometidos a rígidas condiciones de operación, como altas velocidades, elevadas temperaturas y contaminantes principalmente el agua. El cojinete de empuje posiciona el rotor de la turbina y de la máquina conducida.

En los cojinetes de fricción el metal Babbitt es una aleación de estaño, antimonio y plomo, con un punto de fusión bajo; por consiguiente, la temperatura en el cojinete no debe exceder de 75°C. La temperatura normal de funcionamiento debe estar alrededor de los 55°C.

Debido a las tolerancias tan estrechas entre el eje y los sellos de laberinto y entre la carcasa y los alabes, se requiere que exista un correcto alineamiento y que el desgaste en los componentes sea mínimo, con el fin de mantener la posición original del eje.

2.4.9 Aislamiento de la turbina. Las turbinas de vapor deben contar con un buen aislamiento para evitar las pérdidas de calor y el adelgazamiento del aceite hasta valores que en algunos casos resultan verdaderamente críticos.

Por otro lado las altas temperaturas del aceite facilitan su rápida oxidación y la posibilidad de que en un momento dado se presente un incendio si se sobrepasa el punto de inflamación del aceite.

2.4.10 Acoples. En las turbinas de acción el acople es del tipo flexible, de laminillas, el cual permite absorber cierta cantidad de desalineamiento. Estos acoples no se lubrican y van recubiertos con una guarda protectora que evita la posibilidad de que ocurra un accidente.

3. TURBINAS DE ACCIÓN⁴

Este tipo de turbinas aprovechan la energía cinética del fluido para producir trabajo. Dependiendo de su diseño las turbinas de acción constan de una o varias etapas y cada una de ellas está constituida por un estator y un rotor.

El flujo a través de los álabes de la etapa de impulso se produce de tal forma que su presión es prácticamente la misma a la entrada y a la salida de los álabes. Sin embargo, se produce un cambio en la dirección del flujo que es aprovechado para hacer girar el rotor.

La primera etapa de las turbinas de impulso consta de un estator conformado por un conjunto de toberas en las cuales la alta presión y baja velocidad del flujo a la entrada se transforma en baja presión y alta velocidad del flujo a la salida.

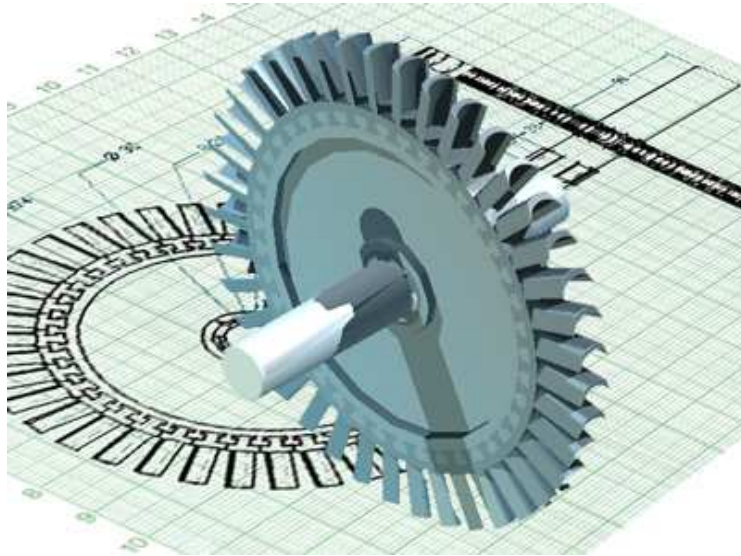
Las toberas están dispuestas de tal forma que entregan el fluido a los álabes móviles con un ángulo definido. Dependiendo del diseño, el estator de las etapas sucesivas puede estar constituido por álabes fijos que cambian la dirección del flujo para entregarlo con el ángulo adecuado al siguiente grupo de álabes móviles o por álabes.

Fijos que actúan como tobera, o sea que además de cambiar la dirección aumentan su velocidad.

Los rotores de impulso son más favorables para caídas de presión y temperatura considerables por lo que son ampliamente empleados en turbinas de vapor (Laval y Curtis) y poco utilizados en las turbinas de gas.

⁴ <http://www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor>

Figura 27. Turbina de Acción



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

3.1 PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE LAS ETAPAS DE ACCIÓN

El fluido (vapor generalmente) que entra en los álabes móviles de impulso se ha expandido en las toberas y ha incrementado sustancialmente su velocidad. Como la fuerza que se genera en los álabes de una etapa de impulso se debe al cambio en la dirección del flujo y por tanto al cambio en el momentum del fluido, es indispensable hacer un análisis de las velocidades a la entrada y salida del álabe.

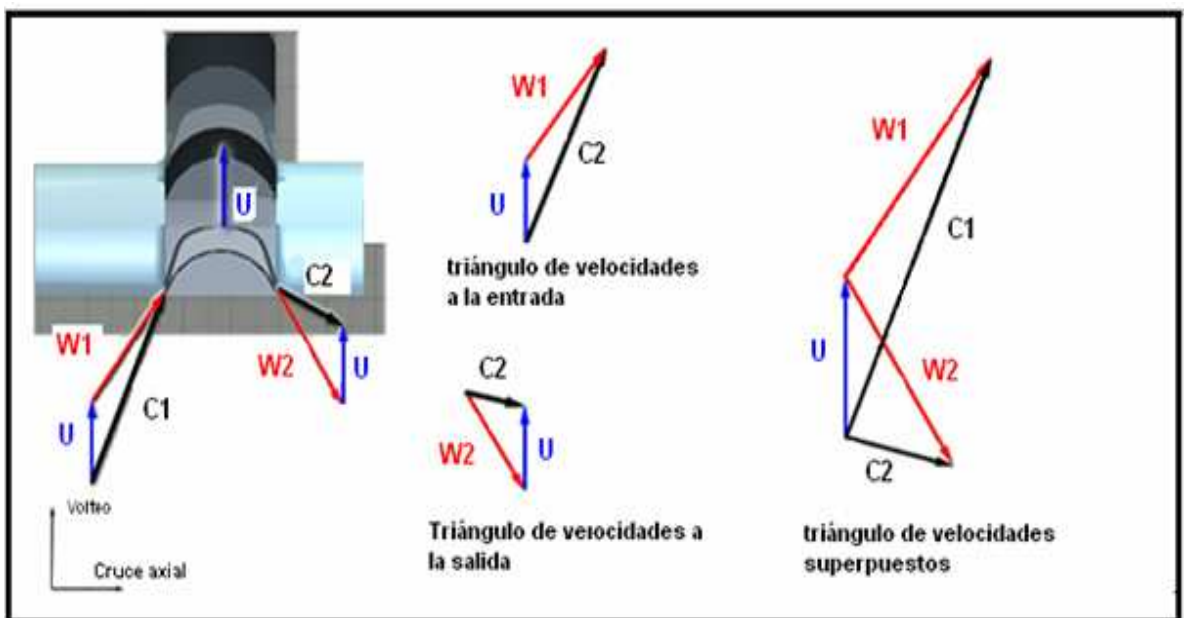
Se pueden identificar tres tipos de velocidades en el análisis de las etapas de impulso:

Velocidades absolutas de entrada y salida, C_1 , C_2 : Son las velocidades del flujo con respecto a un punto estático del sistema como el estator o la carcasa.

Velocidades relativas de entrada y salida, W_1 , W_2 : Son las velocidades del flujo con respecto a un punto (generalmente medio) del álabe del rotor.

Velocidad del álabe, U : Es la velocidad lineal con la cual se desplaza un punto (generalmente medio) del álabe del rotor.

Figura 28. Vectores de velocidad a la entrada y salida en turbina de acción.



Los puntos de interés para análisis son los que se encuentran en el borde de ataque y borde de salida de los álabes, en los cuales la velocidad absoluta es el resultado de la suma vectorial de la velocidad relativa y la del álabe.

Si las velocidades absolutas se descomponen sobre ejes de un sistema de coordenadas en la dirección del movimiento de los álabes (volteo) y en la dirección del eje de la turbina (axial), aparecen dos componentes nuevas: velocidad de volteo y velocidad de cruce axial:

$$\vec{W}_1 = \vec{C}_1 - \vec{U}$$

$$\vec{W}_2 = \vec{C}_2 - \vec{U}$$

$$\vec{C}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}$$

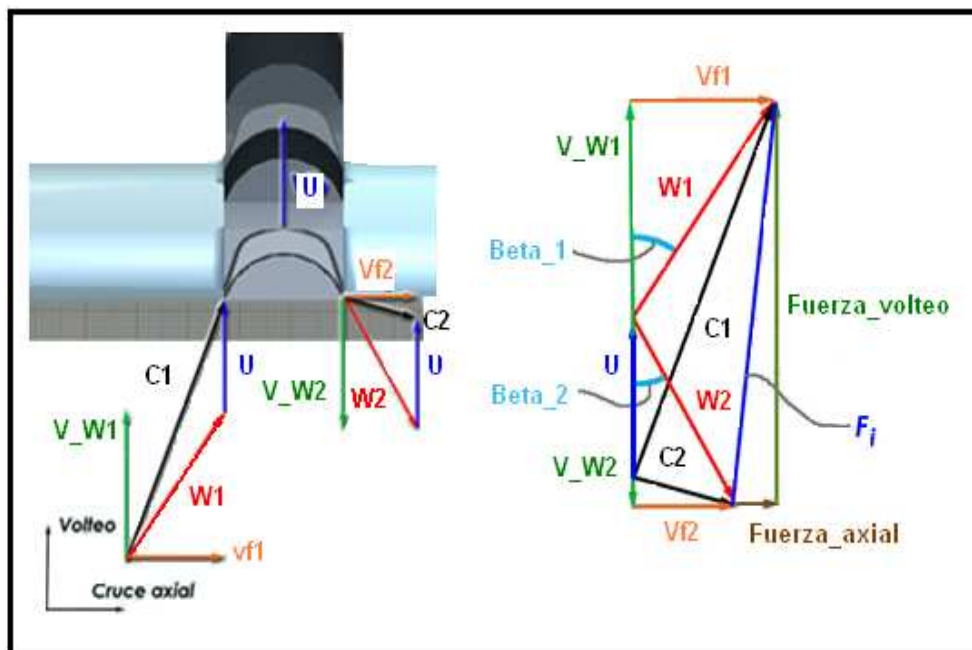
$$\vec{C}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}$$

La variación de las velocidades absolutas y relativas a la entrada y salida del álabe, pueden apreciarse más fácilmente cuando los triángulos que forman los vectores de las expresiones anteriores se superponen en el lado común que representa la velocidad del álabe (U).

Velocidades de volteo, V_{w1} , V_{w2} : Son las componentes de las velocidades relativas de entrada y salida sobre el eje en la dirección de volteo.

Velocidades de cruce axial, V_{f1} , V_{f2} : Son las componentes de las velocidades relativas de entrada y salida sobre el eje axial.

Figura 29. Descomposición de las velocidades sobre ejes x y.

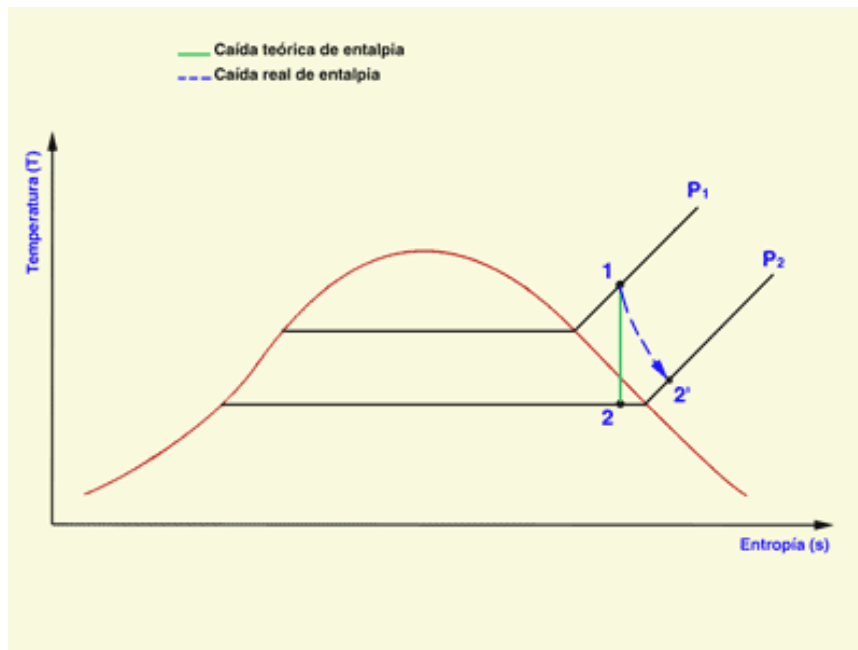


3.2 EFICIENCIA DE UNA ETAPA DE ACCION

Se define la eficiencia de una etapa como la relación que existe entre el trabajo realizado por unidad de masa del fluido y la caída de entalpía en la etapa. Como se ha visto, una tobera incrementa la energía cinética del fluido pero no produce trabajo y a su vez en los álabes de impulso no se produce un cambio en la entalpía del fluido por la ausencia de una variación de presiones. Por lo tanto, el trabajo realizado en la etapa por el fluido es el mismo producido en los álabes móviles y la caída de entalpía en la etapa es la misma ocurrida en las toberas. Puede decirse entonces que:

$$\eta_{alabe} = \frac{w_e}{\Delta h_e} \quad (11)$$
$$n_e = \frac{U \text{Velocidad}_{Volteo}}{h_1 - h_2}$$

Figura 30. Diagrama T-S de la eficiencia de una etapa de impulso



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

Donde $h_1 - h_2$ es la caída de entalpía en la tobera. Multiplicando en el numerador y el denominador por el cuadrado de la velocidad absoluta de entrada al álabe móvil se obtiene:

$$\eta_{total} = \frac{U * Velocidad_Volteo}{C1^2} \frac{C1^2}{h_1 - h_2} \frac{2}{2}$$

$$\eta_{total} = \frac{2U * Velocidad_volteo}{C1^2} \frac{Va_e^2}{2(h_1 - h_2)} \quad (12)$$

$$\eta_{total} = \eta_{alabe} \eta_{tobera}$$

La eficiencia de una etapa de impulso depende en mayor parte de la eficiencia del álabe para cualquier ángulo de la tobera. Por esta razón la eficiencia de la etapa es máxima cuando la eficiencia del álabe es máxima

Cuadro 4. Relación de velocidad optimas (ρ_{opt}) y eficiencia para diferentes ángulos de inclinación de toberas

Angulo de la tobera α	12°	16°	20°	25°	30°
ρ_{opt} .	0,489	0,481	0,470	0,453	0,433
η_{α} (Máx.), en porcentaje	88,98	85,92	82,13	76,40	69,74
Valor Máximo de η_e en porcentaje cuando η_t se asume constante e igual a 0,93	82,75	79,91	76,38	71,06	64,86
η_v (Coeficiente de velocidades de la tobera)	0,9590	0,9645	0,9691	0,9750	0,9790
$\eta_t = \eta_v^2$	0,9190	0,9300	0,9380	0,9500	0,9585
Valor máximo de η_t en porcentaje teniendo en cuenta alteración probable de η_e con la variación del ángulo de la tobera	81,77	79,91	77,03	72,57	66,85

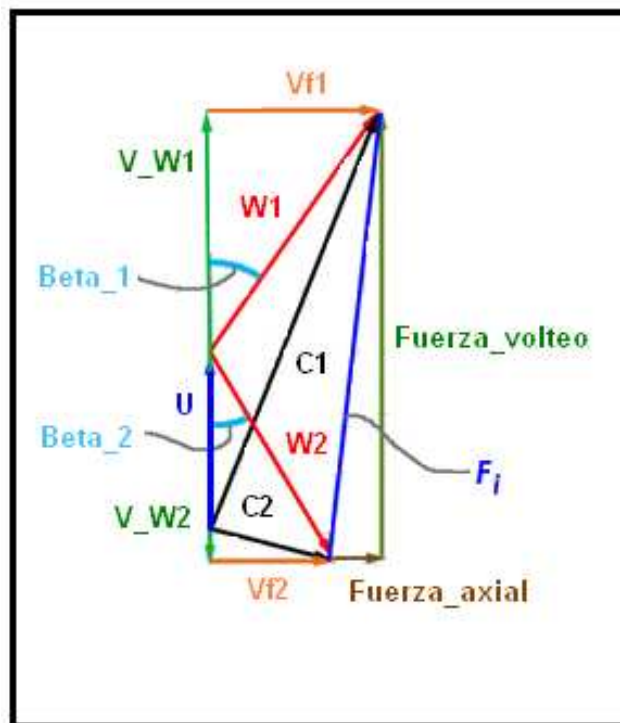
Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

Los valores de la tabla son calculados con base en $k_m = 0.86$

3.2.1 Rendimiento de una etapa de acción. Una etapa de acción también conocida como una turbina de impulso con etapa simple, consta de un juego de toberas en el cual se expande el flujo de vapor o gas y una sola rueda de impulso. Los álabes de las turbinas de impulso son en la mayoría de los casos simétricos y en algunas ocasiones el ángulo relativo de salida es menor que el de entrada aunque la diferencia entre los dos es siempre mínima

Para hacer el análisis de la eficiencia de los álabes en una turbina Laval o de impulso con etapa simple, se puede extraer del triángulo de velocidades la siguiente información:

Figura 31. Triángulo general de velocidades



$$\begin{aligned}
 \text{Velocidad}_{\text{volteo}} &= W_1 \cos(\text{Beta}_{-1}) + W_2 \cos(\text{Beta}_{-2}) \\
 \text{Velocidad}_{\text{volteo}} &= W_1 \cos(\text{Beta}_{-1}) \left(1 + \frac{W_2 \cos(\text{Beta}_{-2})}{W_1 \cos(\text{Beta}_{-1})} \right) \quad (13) \\
 \text{Velocidad}_{\text{volteo}} &= W_1 \cos(\text{Beta}_{-1}) (1 + \kappa_m C)
 \end{aligned}$$

Donde,

$\kappa_m = W_2/W_1$	Coeficiente de velocidades.
$C = \cos(\text{Beta}_{-2})/\cos(\text{beta}_{-1})$	Que se considera constante para el presente análisis.

Como,

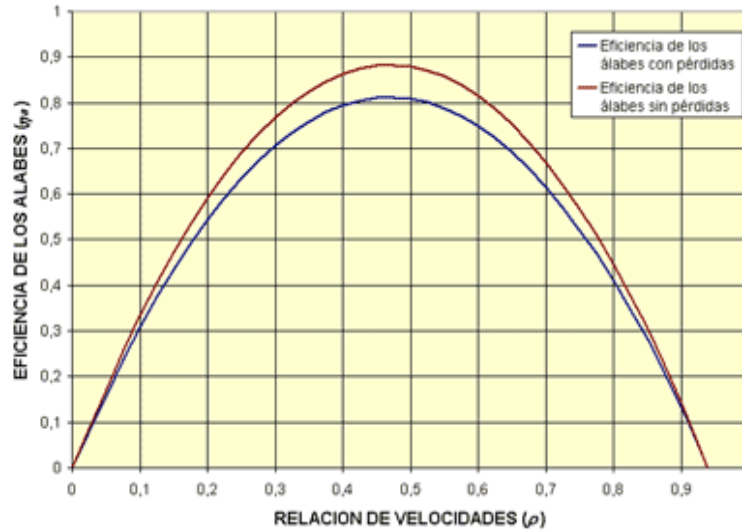
$$W_1 \cos(\text{Beta}_{-1}) = C_1 \cos(\text{Alfa}_{-1}) - U \quad (14)$$

Entonces,

$$\begin{aligned}
 \text{Velocidad}_{\text{Volteo}} &= (1 + \kappa_m C)(C_1 \cos(\text{Alfa}_{-1}) - U) \\
 2U \text{Velocidad}_{\text{Volteo}} &= 2U(1 + \kappa_m C)(C_1 \cos(\text{Alfa}_{-1}) - U) \\
 2U \text{Velocidad}_{\text{Volteo}} &= 2\rho V a_e (1 + \kappa_m C)(C_1 \cos(\text{Alfa}_{-1}) - \rho V a_e) \\
 2U \text{Velocidad}_{\text{Volteo}} &= 2C_1^2 (1 + \kappa_m C)(\rho \cos(\text{Alfa}_{-1}) - \rho^2) \quad (15) \\
 \frac{2U \text{Velocidad}_{\text{Volteo}}}{C_1^2} &= 2(1 + \kappa_m C)(\rho \cos(\text{Alfa}_{-1}) - \rho^2) \\
 \eta_{\text{alabe}} &= 2(1 + \kappa_m C)(\rho \cos \alpha_e - \rho^2)
 \end{aligned}$$

La variación de la eficiencia de los álabes con respecto a la relación de velocidades puede representarse mediante una gráfica, asumiendo valores para el coeficiente de velocidades, el ángulo de entrada y la relación entre los ángulos relativos de entrada y salida.

Figura 32. Curva típica de la variación de la eficiencia de los alabes Vs. relación de velocidad



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

El punto más alto en la gráfica representa la eficiencia máxima obtenida bajo las condiciones establecidas. Este valor puede determinarse por el método de máximos y mínimos:

$$\eta_a = 2(1 + \kappa_m C)(\rho \cos(\text{Alfa}) - \rho^2)$$

$$\frac{d\eta_a}{d\rho} = 2(1 + \kappa_m C)(\cos \text{Alfa} - 2\rho) \quad (16)$$

$$0 = 2(1 + \kappa_m C)(\cos \text{Alfa} - 2\rho)$$

$$0 = \cos \text{Alfa} - 2\rho$$

Entonces el valor óptimo de ρ será:

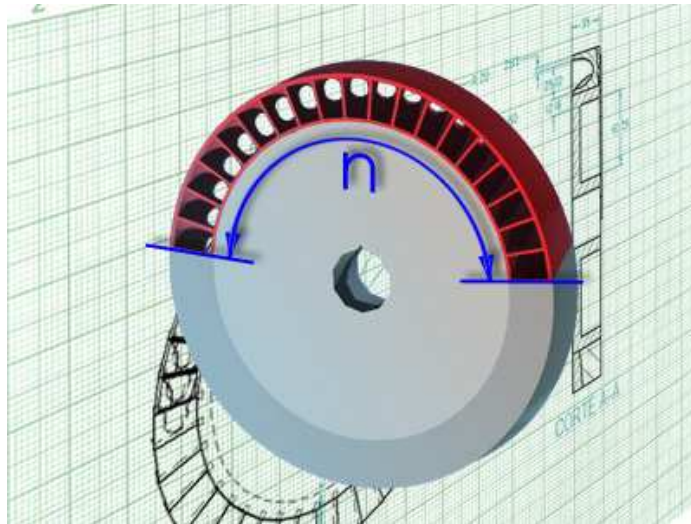
$$\rho_{opt} = \frac{\cos \text{Alfa}}{2} \quad (17)$$

y la máxima eficiencia de los álabes,

$$\eta_{alabe(max)} = (1 + \kappa_m C) \frac{\cos^2 \text{Alfa}}{2} \quad (18)$$

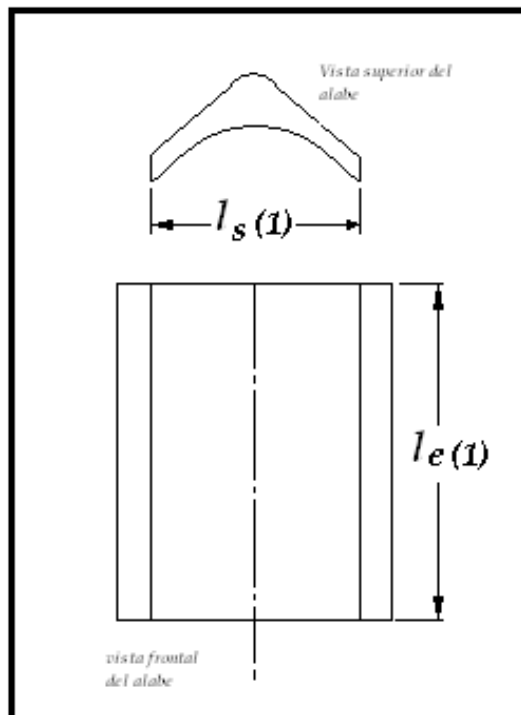
3.3 ALTURA DE LOS ALABES

Figura 33. Longitud efectiva de arco en un conjunto de toberas de admisión parcial



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

Figura 34. Longitud de los alabes de una turbina de impulso



Debido a que en los álabes móviles la presión no varía, en el cálculo de su altura se considera que el volumen específico del fluido permanece constante, aunque en realidad varía un poco por el leve recalentamiento que produce la fricción.

La ecuación de continuidad para un flujo másico (\dot{m}) con un volumen específico (v) es:

$$\dot{m}v = VA_1$$

Donde (A_1) es el área perpendicular a la dirección de la velocidad del flujo.

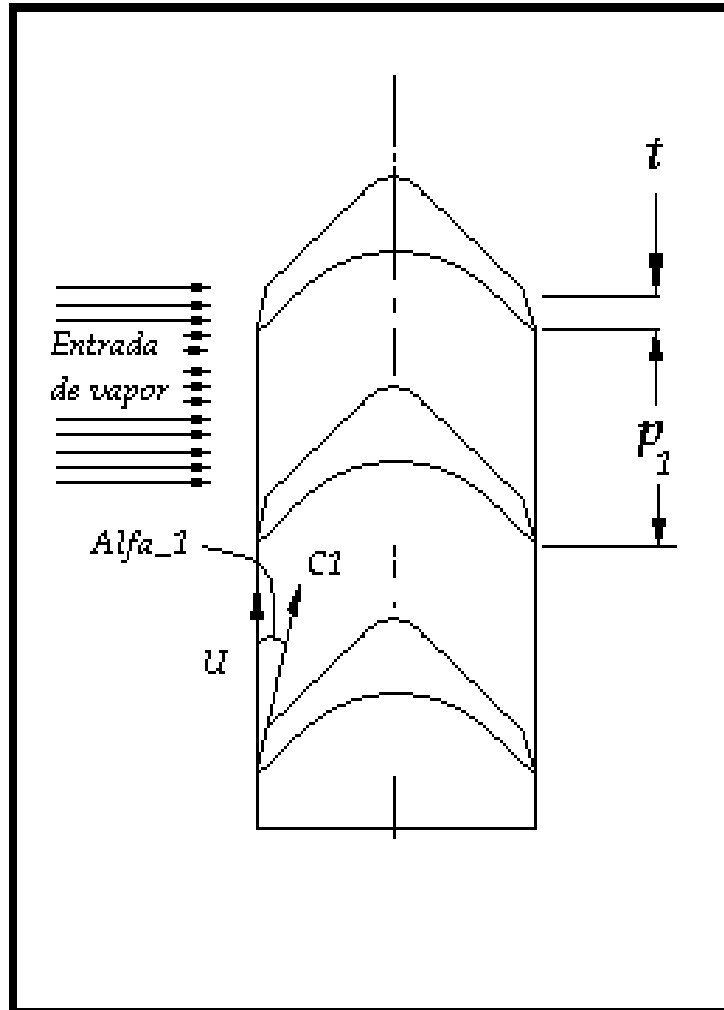
Suponiendo que (n) es la longitud de arco efectiva a través de la cual pasa el fluido, que ($l_{e(1)}$) es la altura del alabe a la entrada de la primera fila de alabes móviles y que ($\alpha_{e(1)}$) el ángulo absoluto de entrada, entonces la ecuación de continuidad toma la siguiente forma:

$$\text{Flujo_masico} * v = C1 \sin(\text{alfa_1}) * n * l_{e(1)}$$

En la expresión anterior, $C1 \sin(\text{Alfa_1})$ representa la componente de la velocidad absoluta a la entrada de la primera fila de alabes móviles, perpendiculares al área de admisión.

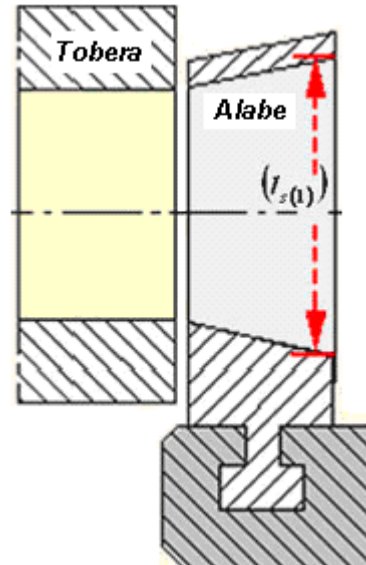
Los valores de flujo másico, volumen específico, velocidad y ángulo de entrada, han sido previamente determinados en el cálculo de toberas y por lo tanto puede encontrarse el valor de la altura del alabe móvil a la entrada.

Figura 35. Área perpendicular al flujo, velocidad absoluta de entrada, velocidad de los alabes y ángulo absoluto de entrada



En el análisis de la altura de los álabes, es importante tener en cuenta que la altura a la salida de la primera fila de álabes móviles ($l_{s(1)}$) es igual a la altura de entrada a la siguiente fila de álabes fijos (l_{ef}) y su vez, la altura a la salida de estos álabes fijos (l_{sf}) es igual a la altura de entrada de la siguiente fila de álabes móviles ($l_{e(2)}$).

Figura 36. Fila de álabes fijos y móviles



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

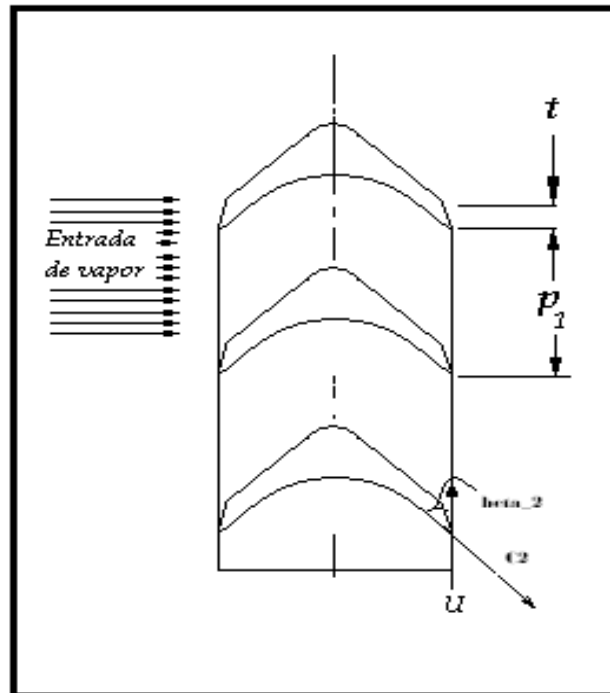
A la salida de la primera fila de álabes móviles, la velocidad relativa de flujo será (W_2) y el área total perpendicular (A_1) estará compuesta por el área en cada canal (A_c) que forma un par de álabes multiplicado por el número de canales (z) a través de los cuales pasa el flujo. La ecuación de continuidad entonces podrá escribirse como :

$$\text{Flujo_masico} * v = W_2 * A_{c(1)} * z \quad (19)$$

El área perpendicular de cada uno de los canales (A_c) puede calcularse teniendo en cuenta el paso ($p_{(1)}$), el espesor ($t_{(1)}$) de los álabes y la longitud ($l_{s(1)}$), así

$$A_{c(1)} = (p_{(1)} \text{sen} \beta_{s(1)} - t_{(1)}) l_{s(1)} \quad (20)$$

Figura 37. Velocidad y ángulo relativo de salida



El número de canales por los cuales pasa el fluido puede determinarse dividiendo la longitud de arco efectivo por el paso entre álabes:

$$z_{(1)} = \frac{n}{P_{(1)}} \quad (21)$$

Sustituyendo en la ecuación de continuidad, se obtiene:

$$Flujo_masico * v = Vr_{s(1)} \frac{n}{P_{(1)}} (p_{(1)} \text{sen}(\text{Beta_2}) - t_{(1)}) l_{s(1)} \quad (22)$$

De esta expresión puede determinarse el valor de la altura de la primera fila de álabes móviles a la salida.

La altura de los álabes para una siguiente etapa que comienza con una fila de álabes fijos, también puede calcularse siguiendo el mismo método:

1. Ecuación de continuidad:

$$\text{Flujo}_{\text{masico}} * v = Va_{e(2)} A_{\perp} \quad (23)$$

2. Área perpendicular total:

$$A_{\perp} = zA_{cf}$$
$$A_{\perp} = \frac{n}{p_f} (p_f \text{sen} \alpha_{e(2)} - t_f) l_{fs} \quad (24)$$

3. Sustituyendo:

$$\text{Flujo}_{\text{masico}} * v = Va_{e(2)} \frac{n}{p_f} (p_f \text{sen} \alpha_{e(2)} - t_f) l_{fs} \quad (25)$$

Para la segunda fila de álabes móviles:

1. Ecuación de continuidad:

$$\text{Flujo}_{\text{masico}} * v = Vr_{s(2)} A_{\perp} \quad (26)$$

2. Área perpendicular total:

$$A_{\perp} = \frac{n}{p_{(2)}} (p_{(2)} \text{sen} \beta_{s(2)} - t_{(2)}) l_{s(2)} \quad (27)$$

3. Sustituyendo:

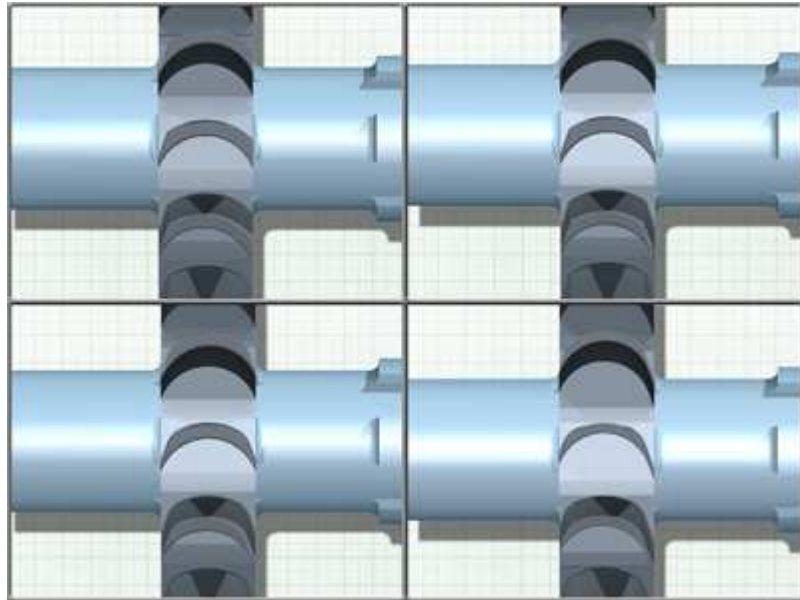
$$\dot{m} v = Cr_{s(2)} \frac{n}{p_{(2)}} (p_{(2)} \text{sen} \beta_{s(2)} - t_{(2)}) l_{s(2)} \quad (28)$$

3.4 PERFIL DE LOS ALABES DE IMPULSO

Se han clasificado las secciones transversales de los álabes de la turbina de impulso en dos grupos: álabes de lámina y álabes perfilados.

Como su nombre lo indica, los àlabes de lámina se construyen con una lámina de metal, generalmente, a la que se la da una curvatura cilíndrica de tal forma, que el ángulo de entrada del flujo sea igual al de salida, es decir $\beta_e = \beta_s$. A esta construcción básica se le efectúan algunas modificaciones tales como chaflanes en ambos bordes para reducir el impacto del flujo, pulimento de ángulos para reducir turbulencias y extensiones en el borde de salida para tener un mejor control en el flujo que sale del alabe.

Figura 38. Cuatro perfiles de àlabes de lámina

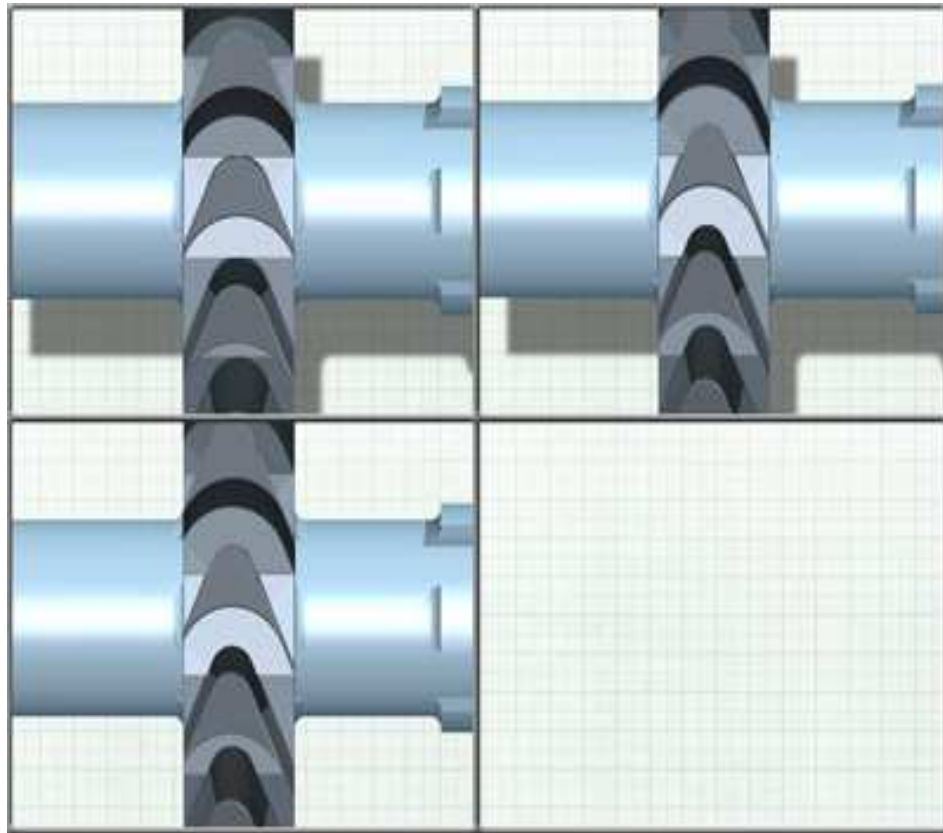


Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

El diseño del àlabe perfilado, permite que la separación del canal que forman dos àlabes permanezca constante en la trayectoria del flujo previniendo la formación de turbulencias dentro del mismo; la forma más práctica de lograr que la separación del canal sea constante, es haciendo que los centros de curvatura que forman las paredes de los àlabes coincidan.

Es necesario dejar un pequeño espesor (t) a la entrada y a la salida del álabe para soportar los esfuerzos del maquinado y al igual que en los álaves de lámina, se hace una extensión del borde de salida manteniendo constante el espesor para obtener un mejor control del flujo.

Figura 39. Tres tipos de álaves perfilados



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

El radio de curvatura para los álaves perfilados puede calcularse a partir de:

$$R = \frac{b}{2 \cos \beta_e} \quad (29)$$

donde,

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \beta_2 \\ AB &= BC \\ b &= AB + BC \\ b &= 2R \cos(\beta_1) \end{aligned} \quad (30)$$

Sin embargo el pequeño espesor en el borde de ataque del álabe causa una perturbación en el flujo y para prevenirla, puede construirse la pared plana del borde de ataque con un pequeño ángulo (Ψ) que hace que el espesor en el borde aumente más rápidamente. La construcción geométrica varía ligeramente, ya que el ángulo que forma la tangente del arco cóncavo en el borde de ataque será igual a $(\beta_e + \Psi)$. Generalmente el ángulo (Ψ) tiene valores que oscilan entre 2 y 4 grados.

En la mayoría de los álabes de las turbinas de impulso el ángulo de salida (β_s) es menor que el ángulo de entrada (β_e) y en estos casos el radio de curvatura puede calcularse de la siguiente manera:

$$R = \frac{b}{\cos(\beta_1) + \cos(\beta_2)} \quad (31)$$

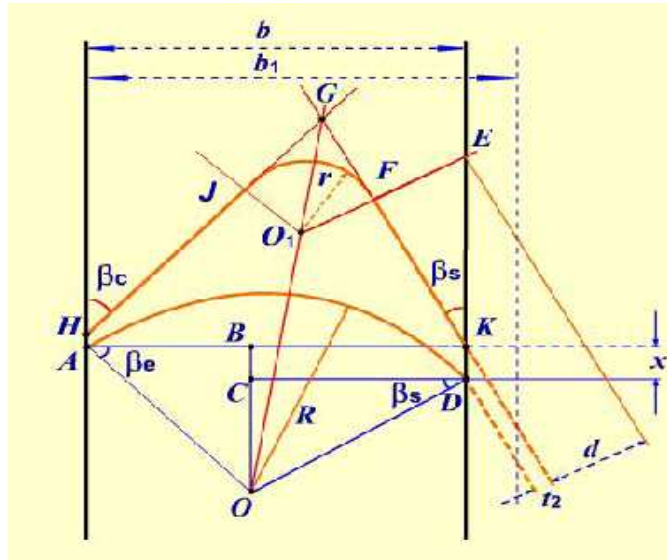
Para hacer la construcción geométrica del perfil es necesario calcular la posición del punto (D) y localizar con el radio (R) el centro de curvatura (O), así:

$$x = R(\sin(\beta_1) - \sin(\beta_2)) \quad (32)$$

donde,

$$x = BC \quad (33)$$

Figura 40. Geometría de un álabe de impulso



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

4. TOBERAS

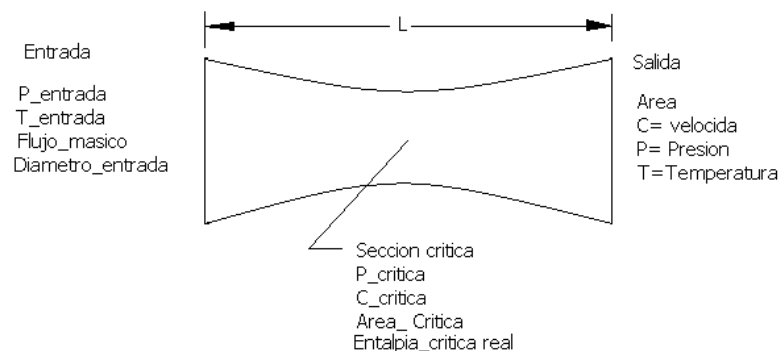
Las toberas convergentes o convergentes-divergentes se encuentran en muchas aplicaciones de la vida diaria así como en ingeniería, es el caso en mangueras del jardín, turbinas de vapor y gas, sistemas de propulsión de aviones, etc.

La tobera es un ducto con área de sección transversal uniformemente variable en el cual se acelera un flujo de vapor o gas, transformando su energía potencial manifestada en alta temperatura y presión en energía cinética.

De acuerdo a la ecuación de flujo estable y considerando que en el caso particular de las toberas, el trabajo mecánico desarrollado es igual a cero, puede decirse que la siguiente ecuación es aplicable entre dos secciones cualquiera de la tobera identificadas como 1 y 2.

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} + Q = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (34)$$

Figura 41. Esquema de una tobera con dos secciones



Para efectos de análisis se considera que es un proceso adiabático reversible, por lo tanto:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (35)$$

La velocidad en la sección 2 puede encontrarse despejando (V_2) de la ecuación anterior, así:

$$V_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + V_1^2} \quad (36)$$

Y para gases ideales donde $h = CpT$, puede decirse que:

$$V_2 = \sqrt{2Cp(T_1 - T_2) + V_1^2} \quad (37)$$

De la ecuación de continuidad el área de cualquier sección de la tobera es:

$$Area = \frac{flujo_masico * v_puntual}{c} \quad (38)$$

Siendo:

(Area) área perpendicular a la dirección del flujo.

($v_puntual$) Volumen específico.

(c) velocidad del flujo.

Para vapor hay que verificar si se encuentra por debajo de la línea de saturación o si es vapor saturado.

Como se explicará más adelante, un proceso de expansión de vapor en una tobera, puede partir desde la región de vapor sobrecalentado hasta la región comprendida por debajo de la línea de saturación sin que el vapor se

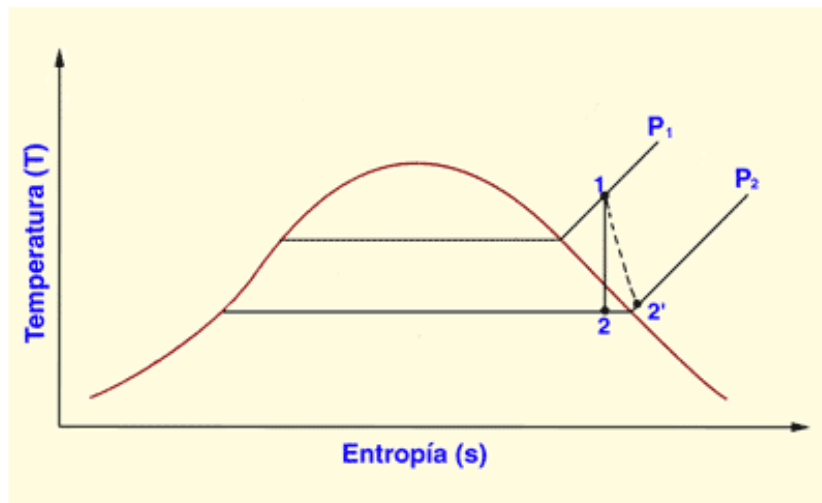
condense. Este proceso se conoce como expansión supersaturada. Para expansiones supersaturadas y casos en los que el vapor está saturado o sobrecalentado, la calidad equivale a 1, siendo:

$$Area = \frac{flujo_masico \cdot v_puntual}{c}$$

$$\frac{Area}{flujo_masico} = \frac{v_puntual}{\sqrt{2(entalpia_entrada - entalpia_salida) + C_1^2}}$$

Para el análisis de un caso ideal, en el cual no hay fricción entre el fluido y las paredes de la tobera, puede decirse que el proceso de expansión ocurre a lo largo de una línea isentrópica. Esta suposición permite determinar gráficamente o con las tablas termodinámicas la entalpía y el volumen específico para cualquier presión intermedia entre la presión de entrada y salida.

Figura 42. Diagrama T-s en el que se representa una expansión isentrópica entre dos puntos

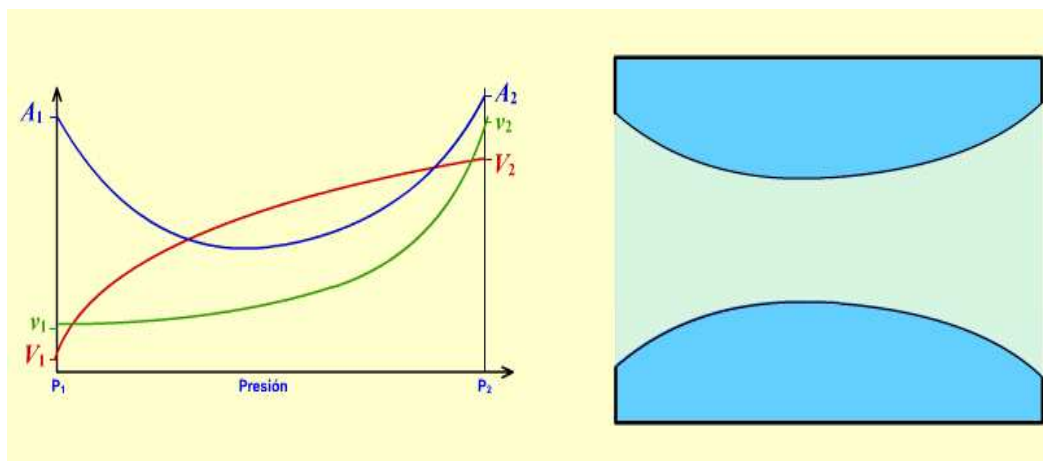


Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

A pesar de que se puede calcular el área para cualquier presión intermedia, no puede determinarse el perfil o forma de la tobera a lo largo de su eje longitudinal. El diseño del perfil de la tobera depende de cómo cae la presión a lo largo de su longitud y a su vez la variación de la presión depende del perfil de la tobera.

Considerando que la caída de presión es uniforme a lo largo de la tobera, puede calcularse la variación del área transversal, velocidad y volumen específico para el vapor o gas que fluye a través de ella.

Figura 43. Variación de velocidad, área transversal y volumen específico a través de una tobera entre la presión de entrada y salida



Fuente: www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor

El diseño de la tobera tiene el objetivo de definir su forma geométrica y la velocidad a la que sale el fluido de la misma.

El procedimiento de diseño comienza definiendo las condiciones de entrada del flujo de vapor a la turbina que corresponden a la presión, temperatura, flujo másico del vapor y el área de entrada de la tobera.

A partir de estos valores se procede a calcular las propiedades a la entrada de la tobera que se requieren para establecer las relaciones que me permitan definir el resto de parámetros para el cálculo de la tobera.

Las propiedades que se requieren calcular son:

Densidad, entalpía, entropía y velocidad del vapor a la entrada de la tobera.

Luego se calculan las propiedades en el punto crítico (ver anexo) que son:

Presión crítica, entalpía crítica ideal calculada con la presión crítica y asumiendo isentrópico el proceso (entropía de entrada a la tobera = entropía del punto crítico) y considerando la pérdidas por fricción entre las paredes de la tobera para la sección crítica (Y_c) como un porcentaje de la diferencia entre la entalpía de entrada y la entalpía crítica ideal de la tobera.

Ahora la entalpía crítica real

Con los tres puntos 0 (entrada de la tobera), C (punto crítico) y 1s (salida de la tobera) puede trazarse como en la figura 44 la curva de expansión real que pasa por estos tres puntos.

Para dimensionar la tobera se calcula un número suficiente de secciones transversales Area, en el caso de nuestro programa diez secciones; para lo cual se dispone de dos ecuaciones a saber:

$$c = \sqrt{2 * Salto_util} \quad (39)$$

Despreciando la energía cinética a la entrada de la tobera. El salto útil es ahora considerada) y en virtud de la ecuación de continuidad:

$$\text{Area} = (\text{flujo_masico} * v_puntual / c)$$

Las áreas transversales así calculadas pueden realizarse con formas geométricas diversas, de las cuales la más usadas son la circular, la cuadrada y la rectangular.

Nosotros diseñaremos la tobera de eje recto y de sección cuadrada.

La forma circular de la sección transversal tendría para la misma superficie de paso el menor perímetro y, por tanto reduciría el rozamiento a un mínimo.

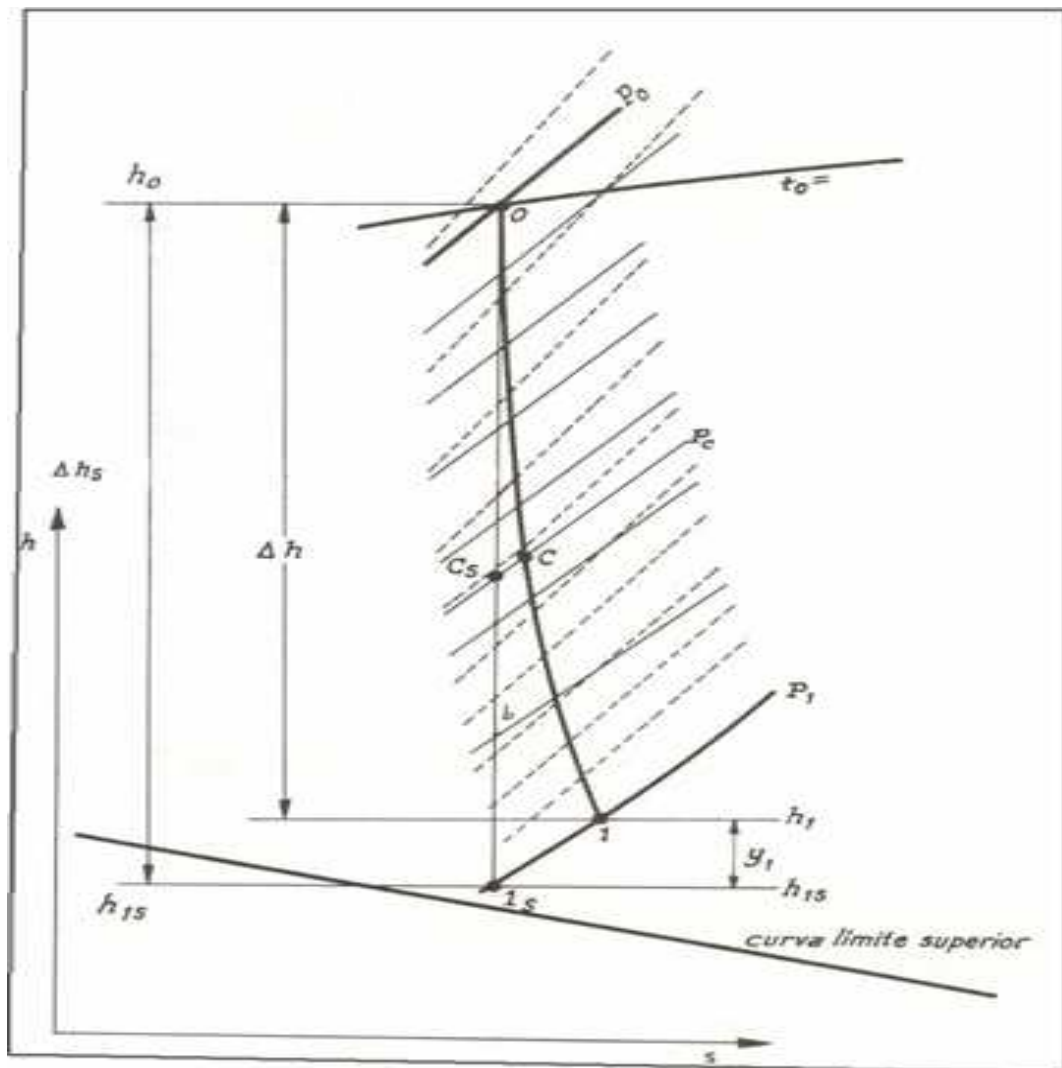
Sin embargo, modernamente se emplea cada vez menos porque al ser el plano de salida generalmente oblicuo la sección de salida sería elíptica, produciéndose desprendimiento de la corriente y un chorro de peor calidad hidrodinámica la sección más favorable es la rectangular.

Finalmente la tobera se calcula con una variación lineal de la presión a lo largo de la tobera.

Esto equivale a diseñar la tobera de manera que a un mismo ΔL de la tobera corresponda respectivamente un mismo ΔP .

Previamente con el diagrama de Mollier o las tablas de propiedades termodinámicas del vapor de agua, leyendo los valores correspondientes a la curva de expansión de la figura y mediante las ecuaciones

Figura 44 diagrama h_s de una Tobera

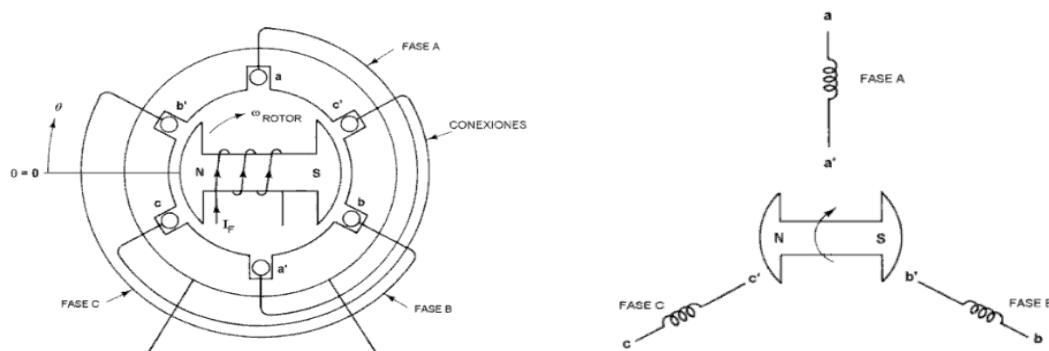


5. GENERADORES DE CORRIENTE⁵

Los generadores de corriente alterna son dispositivos capaces de mantener una diferencia de potencial eléctrico entre dos de sus puntos, llamados polos o terminales. Los generadores eléctricos son máquinas destinadas a transformar la energía mecánica en eléctrica. Esta transformación se consigue por la acción de un campo magnético sobre los conductores eléctricos dispuestos sobre una armadura (denominada también estator). Si mecánicamente se produce un movimiento relativo entre los conductores y el campo, se genera una fuerza electromotriz (F.E.M.)

Se clasifican en dos tipos fundamentales: primarios y secundarios. Son generadores primarios los que convierten en energía eléctrica la energía de otra naturaleza que reciben o de la que disponen inicialmente, mientras que los secundarios entregan una parte de la energía eléctrica que han recibido previamente. Se agruparán los dispositivos concretos conforme al proceso físico que les sirve de fundamento.

Figura 45. Generador trifásico de C.A de dos polos.



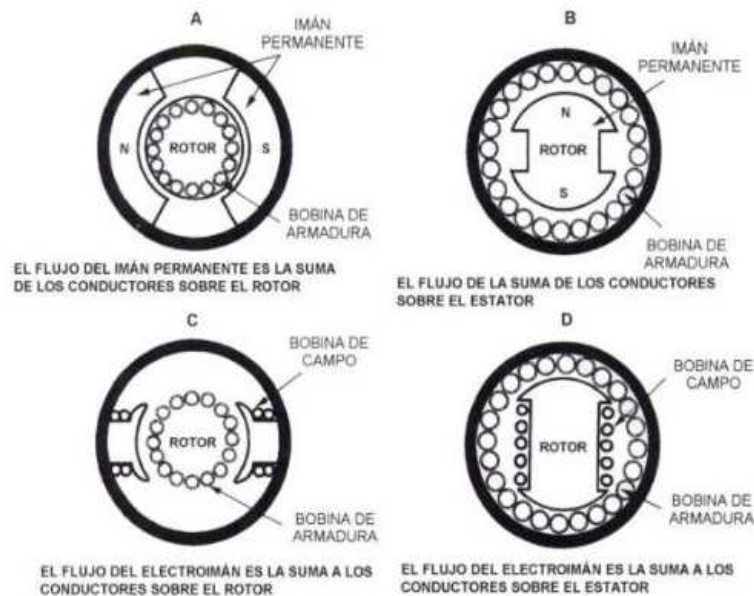
Fuente: www.walter-fendt.de/ph11s/generator_s.htm

⁵http://www.walter-fendt.de/ph11s/generator_s.htm

Para generar electricidad se debe empezar con un campo magnético principal, entonces, este campo se debe cortar por un conductor, el campo principal se puede producir por un imán permanente que puede ser parte del estator, como se muestra en la figura 45 A, o bien, puede ser el rotor como se muestra en la figura 45 B. El campo principal puede ser un campo electromagnético en lugar de un imán permanente, la bobina que lo produce se la llama el devanado del campo, o simplemente el campo.

El campo se puede devanar sobre el estator, como se muestra en la figura 45C, o sobre el rotor, como se muestra en la figura 45D. Los conductores en los que se induce la electricidad, forman el devanado de armadura. En los generadores de corriente directa, el devanado está sobre el rotor o parte giratoria; sin embargo, en los generadores de corriente alterna para ciertas aplicaciones, el devanado de armadura está en la parte estacionaria (estator).

Figura 46. Diferentes tipos de devanado

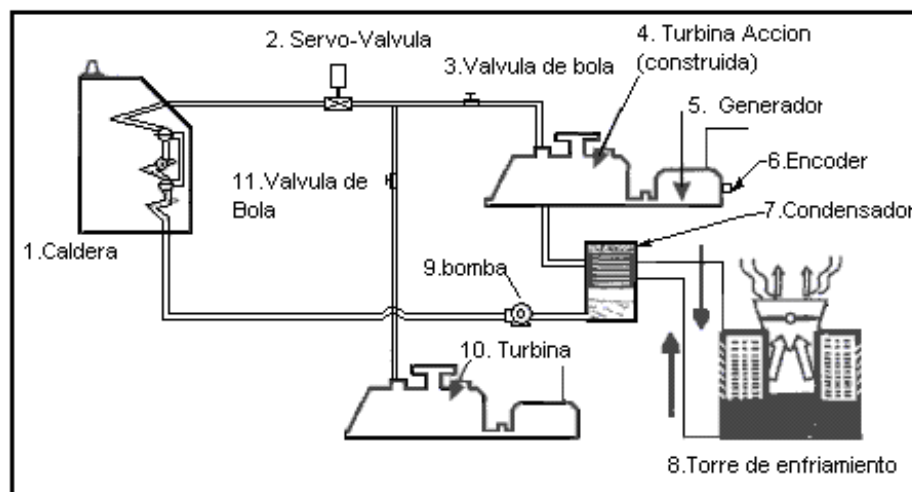


Fuente: www.walter-fendt.de/ph11s/generator_s.htm

6. DISEÑO DE LA MICRO PLANTA.

El diseño de la micro planta generadora de energía eléctrica consta de los siguientes procedimientos de selección y diseño de cada uno de sus componentes:

Figura 47. Esquema general de la Planta



- Selección del generador eléctrico.
- Diseño del rodete con sus respectivos álabes.
- Diseño de las toberas.
- Diseño de las carcasas o tapas de la turbina.
- Diseño del eje.
- Selección del acople y del sello mecánico.
- Diseño de la caja de rodamientos y selección de los rodamientos.
- Selección del condensador de la turbina.
- Sistema de tubería y aislamiento a la entrada y salida de la turbina.
- Tablero de carga compuesto por bombillos eléctricos de 100 y 60 vatios conectados en paralelo.

6.1 SELECCIÓN DEL GENERADOR ELÉCTRICO.

El primer paso a seguir en el procedimiento de diseño de la micro-planta es la selección del generador eléctrico que supla las necesidades impuestas en los objetivos del plan de proyecto, por lo que se recurrió a un generador eléctrico con las siguientes especificaciones:

- De corriente alterna monofásico.
- Frecuencia de 60 Hz.= Velocidad de rotación de 3600 rpm.
- Potencia eléctrica nominal generada de 600 Vatios.
- Salida de 120 Voltios y 3.3 Amperios.
- Rendimiento del 90% para la carga máxima nominal.

La potencia que debe generarse en el eje de la turbina para que sea capaz de producir en el generador eléctrico la potencia eléctrica de 600 vatios y de acuerdo con la eficiencia del generador eléctrico es:

$$\eta_{\text{generador}} = \text{Potencia}_{\text{no min a l g e n e r a d o r}} / \text{Potencia}_{\text{no min a l t u r b i n a}} \quad (40)$$

$$\text{Potencia}_{\text{no min a l t u r b i n a}} = 600 \text{Vatios} / 0.9 = 666.67 \text{Vatios}$$

y requiere un torque en el eje del generador para estas condiciones de:

$$T = \frac{\text{Potencia}_{\text{no min a l t u r b i n a}}}{\omega} = \frac{666.67 \text{Vatios}}{\frac{2 * \pi * 3600}{60}} = 1.77 \text{N} - \text{m} \quad (41)$$

En base a este generador eléctrico se empieza a diseñar el resto de los componentes de la micro-planta.

6.2 DISEÑO DEL RODETE

La turbina de vapor a diseñar es de acción pura, de una sola etapa, de flujo axial. Como novedad del diseño se usarán dos toberas de manera que el flujo que sale de la primera tobera y pasa por el rodete sea recogido por una

segunda tobera ubicada en la parte trasera del rotor y redireccione el flujo de vapor para que genere otro impulso en la turbina (cámara reversible), como se muestra en la figura 51.

El procedimiento a seguir en el diseño del rodete consiste primero en determinar la eficiencia del alabe en función de parámetros que podamos manipular en el proceso de diseño; estos parámetros son geométricos, cinemáticos y dinámicos que se definen en el desarrollo del triángulo de velocidades.

6.2.1 Triángulo de velocidades. Hacemos un diagrama de los vectores de las velocidades absolutas y relativas en el borde de ataque y borde de salida del alabe superponiendo los vectores en un lado común que representa la velocidad del alabe U para facilitar su comprensión.

Figura 48. Triángulo de velocidades de cruce a la entrada y salida para el primer impulso generado por la primera tobera.

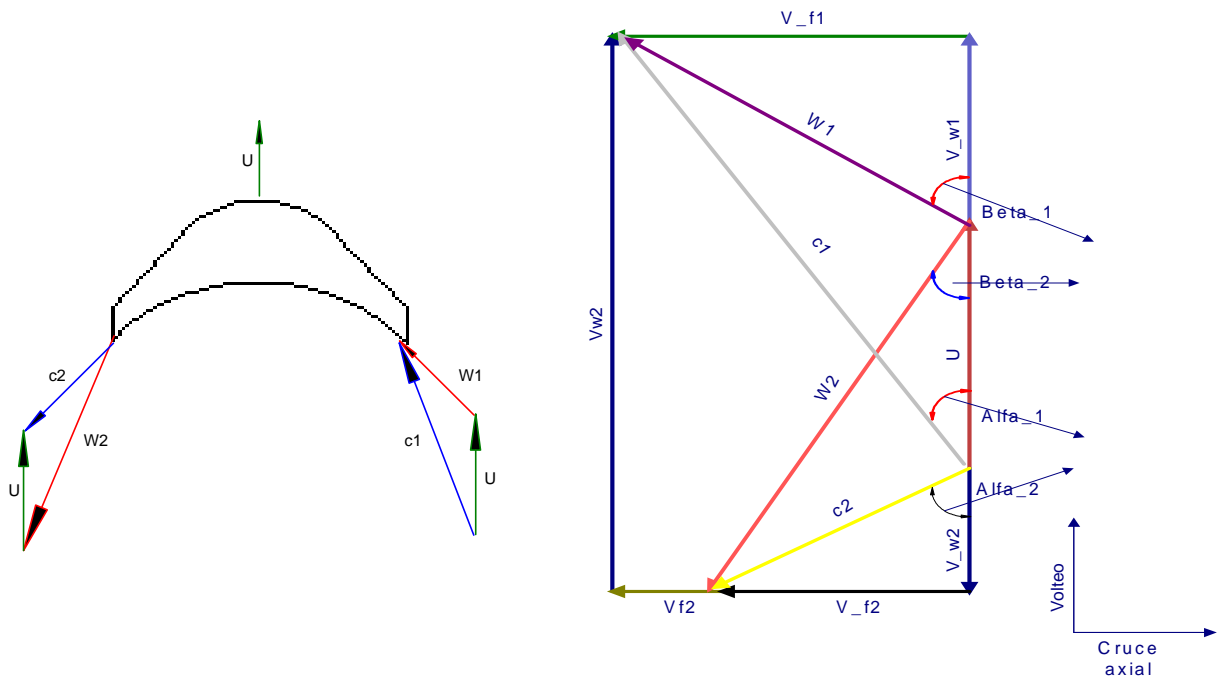


Figura 49. Triángulo de velocidades de cruce a la entrada y salida para el segundo impulso generado por la segunda tobera.

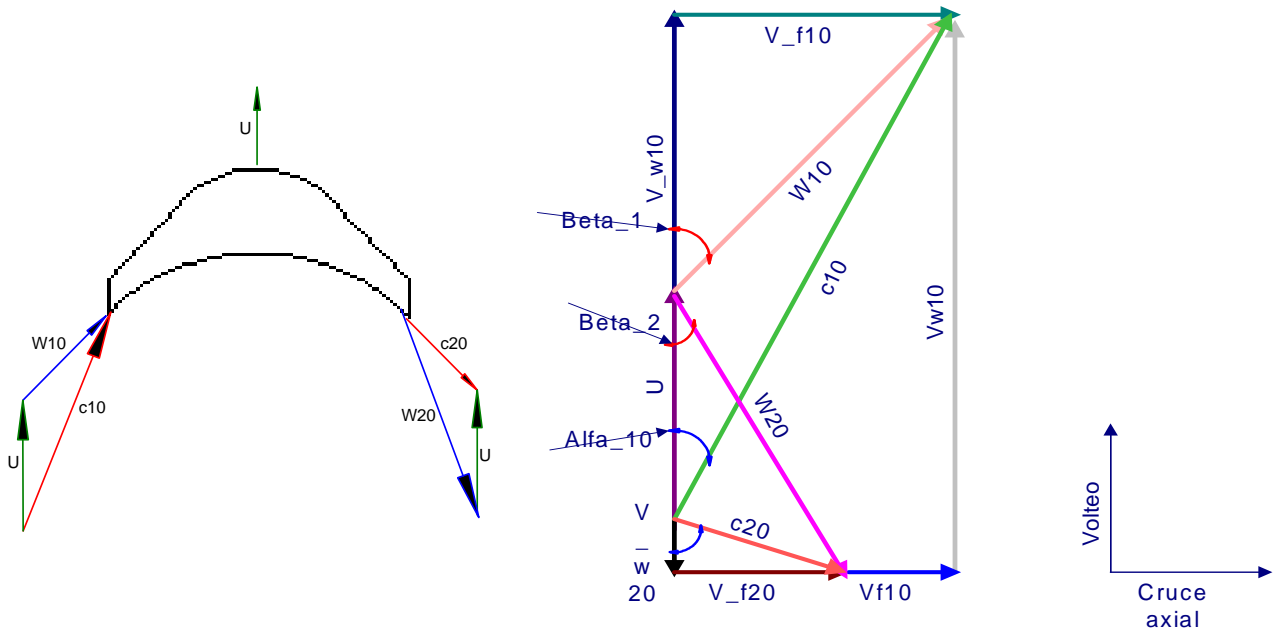
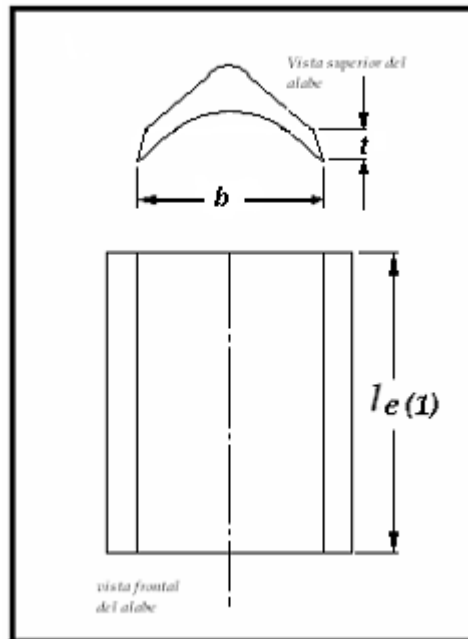


Figura 50 Características Geométricas del Alabe



6.2.2 Condiciones de diseño. Diseño en base a las condiciones extremas de la micro-planta correspondientes a la máxima potencia generada impuesta por el generador eléctrico de 666.67 vatios a 3600 rpm.

6.2.3 Parámetros de disponibilidad. La energía de entrada a la turbina es suministrada por una caldera piro-tubular que produce vapor de agua con los siguientes parámetros de operación máximos:

- Presión = 100 psi = 695 KPa
- Temperatura = $150^{\circ}C$
- Flujo másico = 0.25 Kg/s

6.2.4 Consideraciones de diseño

- Velocidad angular del sistema (Eje Turbina – Generador eléctrico) estándar de 3600 rpm correspondientes a la frecuencia de 60 hz a las que gira el Generador eléctrico.

RPM = 3600 rpm.

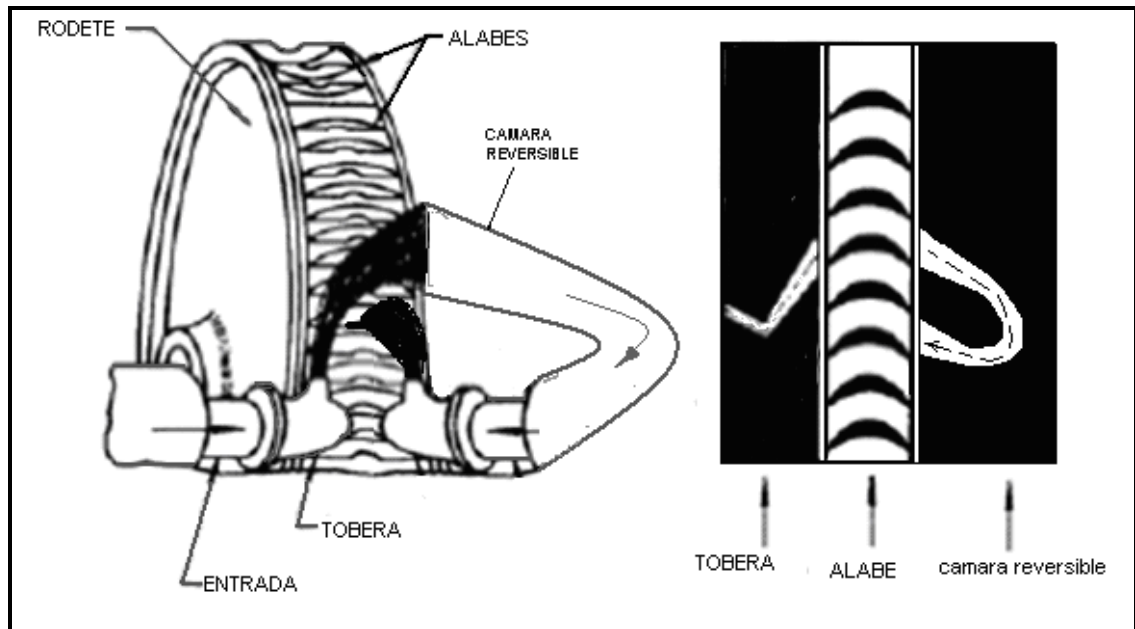
- El valor de C (Relación entre los ángulos de entrada y salida del alabe) lo asumimos igual a 1 por facilidad de diseño, construcción y reducción de costos.

$$C = 1 \text{ por lo tanto } \beta_1 = \beta_2$$

- Asumimos un ancho modesto para el alabe de 10 mm = b

- Potencia generada en la micro-planta = 666.67 Vatios.

Figura 51. Disposición de la cámara reversible en la turbina



6.2.5 Pérdidas y eficiencias consideradas en la micro planta generadora de energía eléctrica:

- Pérdida de velocidad a la entrada del alabe = $Perdidas_{Y4} = 0.92$
- Pérdida por fricción en los alabes $k_m = 0.85$
- Eficiencia volumétrica del sistema = 98%
- $K_{perdidas}$ (fricción en los rodamientos, acople, inercia del generador y la turbina) aproximadas al 5 % de la potencia de entrada al sistema.
- Eficiencia del generador = 90 % para las condiciones de carga máxima nominal.

6.2.6 Cálculo de la eficiencia del alabe de la turbina. Uno de los aspectos a tener en cuenta en el diseño del rodete de la turbina es la eficiencia del alabe, y para un diseño óptimo se requiere poner a operar el sistema con la máxima eficiencia posible teóricamente.

El rendimiento de los alabes η_{alabe} es la capacidad que estos tienen para transformar la energía cinética entregada por el flujo de vapor en energía útil, es decir, la rapidez con que se genera trabajo con relación a la rapidez con que se entrega energía a los alabes.

Expresando la eficiencia del alabe por medio de una relación matemática se tiene:

$$\eta_{alabe} = \frac{Potencia_{no\ min;turb}}{Potencia_{entrada}} \quad (42)$$

La potencia generada por la turbina $Potencia_{no\ min\ al;turbina}$ se define como:

$$Potencia_{no\ min;turb} = (fuerza_{volteo;1} + fuerza_{volteo;2}) * U \quad (43)$$

En nuestro caso por la presencia de dos toberas que provocan cada una un impulso en la turbina se generan dos fuerzas de volteo en el rodete de la turbina:

$fuerza_{volteo;1}$ es la generada por el chorro de vapor que sale de la primera tobera.

$fuerza_{volteo;2}$ es la generada por el chorro de vapor que sale de la segunda tobera.

Las fuerzas de volteo se definen como:

$$fuerza_{volteo;1} = flujo_{masico} * V_{W1} \quad (44)$$

$$fuerza_{volteo;2} = flujo_{masico} * V_{W2} * \eta_{vol;tob} \quad (45)$$

A la $fuera_{volteo;2}$ se le agrego una eficiencia volumétrica $\eta_{vol;to}$ debido a que todo el flujo que sale de la primer tobera no se recoge en su totalidad en la segunda tobera.

Reemplazando las expresiones anteriores queda:

$$Potencia_{no\ min;turb} = flujo_{masico} * (V_{W1} + V_{W2} * \eta_{vol;to}) * U \quad (46)$$

De los triángulos de velocidades se tiene:

$$V_{W1} = W1 * \cos(Beta_1) * (1 + Km * C) \quad (47)$$

$$V_{W2} = W10 * \cos(Beta_1) * (1 + Km * C) \quad (48)$$

Donde:

$$Km = \frac{W2}{W1} = \frac{W20}{W10} \quad (49)$$

$$C = \frac{\cos(Beta_2)}{\cos(Beta_1)} \quad (50)$$

Reemplazando la ecuación (47) y (48) en (46) se tiene:

$$Potencia_{no\ min;turb} = flujo_{masico} * U * (W1 * \cos(Beta_1) * (1 + Km * C) + W10 * \cos(Beta_1) * (1 + Km * C) * \eta_{vol;to})$$

$$Potencia_{no\ min;turb} = flujo_{masico} * U * (1 + Km * C) * \cos(Beta_1) * (W1 + W10 * \eta_{vol;to}) \quad (51)$$

La energía cinética de entrada es la proporcionada por la salida de la tobera:

$$Potencia_{entrada} = 1/2 * (flujo_masico * c1^2) \quad (52)$$

De los triángulos de velocidades se tiene:

$$W1 * \cos(Beta_1) = c1 * \cos(Alfa_1) - U \quad (53)$$

$$W10 * \cos(Beta_1) = c10 * \cos(Alfa_1) - U \quad (54)$$

Reemplazando en la ecuación (51)

$$Potencia_{homin;turb} = flujo_{masico} * U * (1 + Km * C) * (c1 * \cos(Alfa_1) - U + (c10 * \cos(Alfa_1) - U) * \eta_{vol;tob})$$

$$Potencia_{homin;turb} = flujo_{masico} * U * (1 + Km * C) * (c1 * \cos(Alfa_1) - U + c10 * \cos(Alfa_1) \eta_{vol;tob} - U * \eta_{vol;tob})$$

(52)

Considerando que la velocidad absoluta de salida de la segunda tobera c10 es la mitad (k = 0.8) de la velocidad absoluta de salida de la primera tobera

$$c10 = K * c1 ,$$

Luego:

$$Potencia_{homin;turb} = flujo_{masico} * U * (1 + Km * C) * (c1 * \cos(Alfa_1) * (1 + K * \eta_{vol;tob}) - U * (\eta_{vol;tob} + 1))$$

Reemplazando la ecuación (48) y (49) en (28) se tiene:

$$\eta_{alabe} = flujo_masico * (1 + Km * C) * U * \left[\frac{c1 * \cos(Alfa_1) * (1 + K * \eta_{vol;tob}) - U * (\eta_{vol;tob} + 1)}{\frac{1}{2} * flujo_masico * c1^2} \right]$$

$$\eta_{alabe} = 2 * U * (1 + Km * C) * \left[\frac{c1 * \cos(Alfa_1) * (1 + K * \eta_{vol;tob}) - U * (\eta_{vol;tob} + 1)}{c1^2} \right]$$

(53)

Si $ro = U / c1$ la expresión queda:

$$\eta_{alabe} = 2 * \frac{U}{c1} * (1 + Km * C) * \left[\cos(Alfa_1) * (1 + K * \eta_{vol;tob}) - \frac{U}{c1} * (\eta_{vol;tob} + 1) \right]$$

$$\eta_{alabe} = 2 * ro * (1 + Km * C) * \left[\cos(Alfa_1) * (1 + K * \eta_{vol;tob}) - ro * (\eta_{vol;tob} + 1) \right]$$

Reduciendo los términos constantes en las siguientes variables la expresión de η_{alabe} queda:

$$K1 = (1 + K * \eta_{vol;tob}) * (1 + Km * C) \quad (54)$$

$$K2 = (1 + \eta_{vol;tob}) * (1 + Km * C) \quad (55)$$

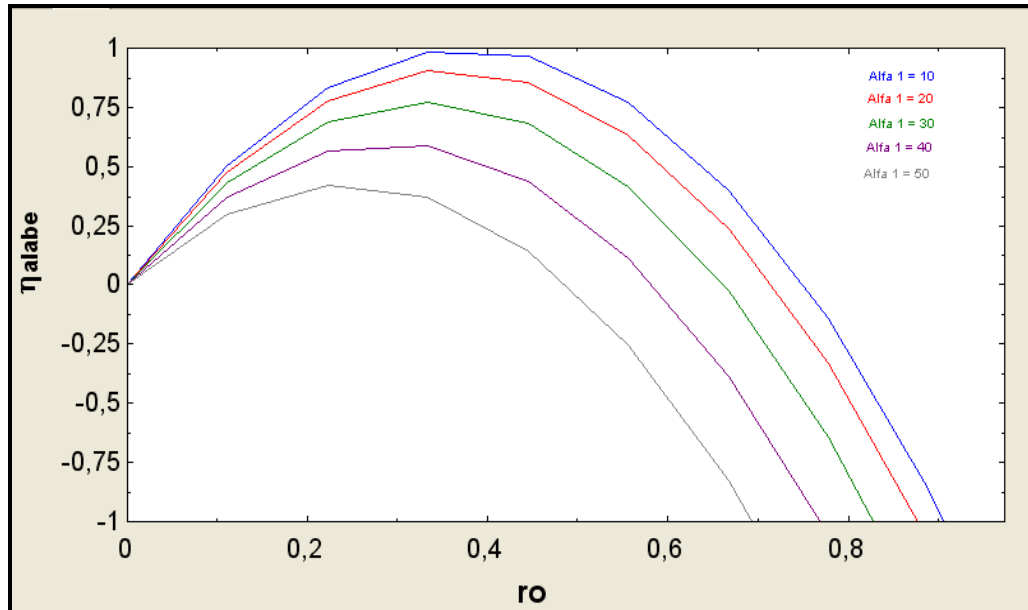
Por lo tanto la expresión definitiva del rendimiento del alabe en función de $Alfa_1$ y ro es:

$$\eta_{alabe} = 2 * (K1 * \cos(Alfa_1) * ro - K2 * ro^2) \quad (56)$$

Como se puede observar en la expresión (1) la eficiencia del alabe depende de ro y de $Alfa_1$; y para comprender mejor la relación mutua que existe entre estas variables graficamos la eficiencia del alabe η_{alabe} vs. ro para diferentes $Alfa_1$ con el objeto de buscar el $Alfa_1$ más conveniente que genere la η_{alabe} más óptima.

Haciendo $K = 0.8$, $\eta_{vol; tob} = 0.9$, $Km = 0.85$ y $C = 1$

Figura 52. Curva de eficiencia del alabe vs. ro para diferentes $Alfa_1$



Podemos apreciar que para valores menores del ángulo absoluto de entrada al alabe $Alfa_1$ la η_{alabe} aumenta.

Entre más tangente golpee el flujo de vapor al rodete de la turbina será más efectivo que la energía que tiene el flujo de vapor a la salida de la tobera se transforme en energía mecánica rotacional en el rodete, pero se dificulta en lo relacionado con la salida del vapor del alabe y el montaje; por lo que se busca un ángulo del flujo de vapor de entrada que sea fácil de trabajar en el diseño, sin que se presenten estos problemas.

Tomaremos el valor de $\text{Alfa}_1 = 30^\circ$ obteniendo una eficiencia máxima del alabe de 77%.

De la misma expresión de la eficiencia del alabe η_{alabe} que denotaremos ahora en función de las RPM, c_1 y D con el objetivo de definir el valor de éstas variables teniendo en cuenta de nuevo el máximo rendimiento del alabe η_{alabe} .

Como:

$$r_o = U / c_1$$

$$U = (1/2) * D * RPM * (2 * \pi / 60) = \frac{D * RPM * \pi}{60} \quad (57)$$

$$\text{Alfa}_1 = 30^\circ$$

Reemplazando estas expresiones en la ecuación (1)

$$\eta_{\text{alabe}} = 2 * \left(K_1 * \frac{\sqrt{3}}{2} * \frac{D * RPM * \pi}{60 * c_1} - K_2 * \left(\frac{D * RPM * \pi}{60 * c_1} \right)^2 \right) \quad (58)$$

$$\eta_{\text{alabe}} = \frac{K_1 * \sqrt{3} * \pi}{60} * \frac{D * RPM}{c_1} - \frac{K_2 * \pi^2}{1800} * \left(\frac{D * RPM}{c_1} \right)^2 \quad \text{que es la } \eta_{\text{alabe}} \text{ en}$$

función del diámetro medio del rodete de la turbina D , de la velocidad absoluta de entrada del vapor al rodete c_1 y de las revoluciones por minuto a las que gira el rotor RPM.

Ahora se grafica para una velocidad absoluta de entrada del vapor al alabe de la turbina c_1 , la eficiencia del alabe contra las RPM (revoluciones por

minuto del rodete de la turbina) para diferentes diámetros de rodete con la expresión deducida anteriormente.

Los diámetros medios del rodete D que se analizarán son de 20 cm., 15 cm. y 10 cm.

Las diferentes velocidades c_1 usadas son aquellas que me generen las máximas eficiencias del alabe operando el sistema turbina-generador a 3600 RPM para diferentes diámetros del rotor.

Haciendo de nuevo $K = 0.8$, $\eta_{vol; tob} = 0.9$, $Km = 0.85$ y $C = 1$

Figura 53. Curva de η_{alabe} vs. RPM para una velocidad absoluta de entrada al alabe c_1 de 80 m/s y un Alfa_1 de 30°

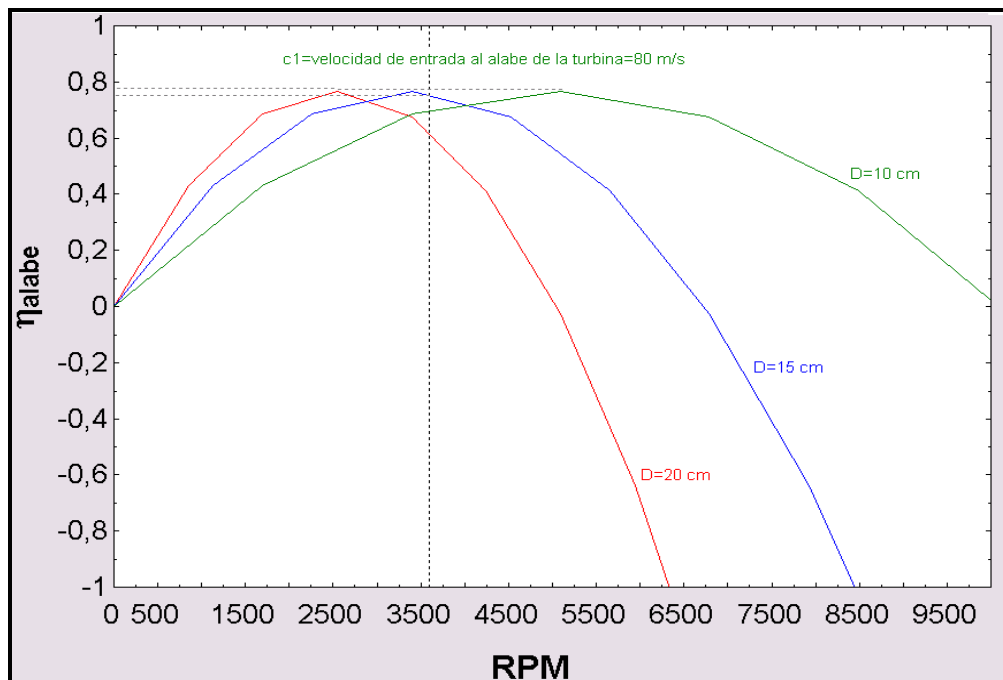


Figura 54. Curva de η_{alabe} vs. RPM para una velocidad absoluta de entrada al alabe c1 de 55 m/s y un Alfa_1 de 30°

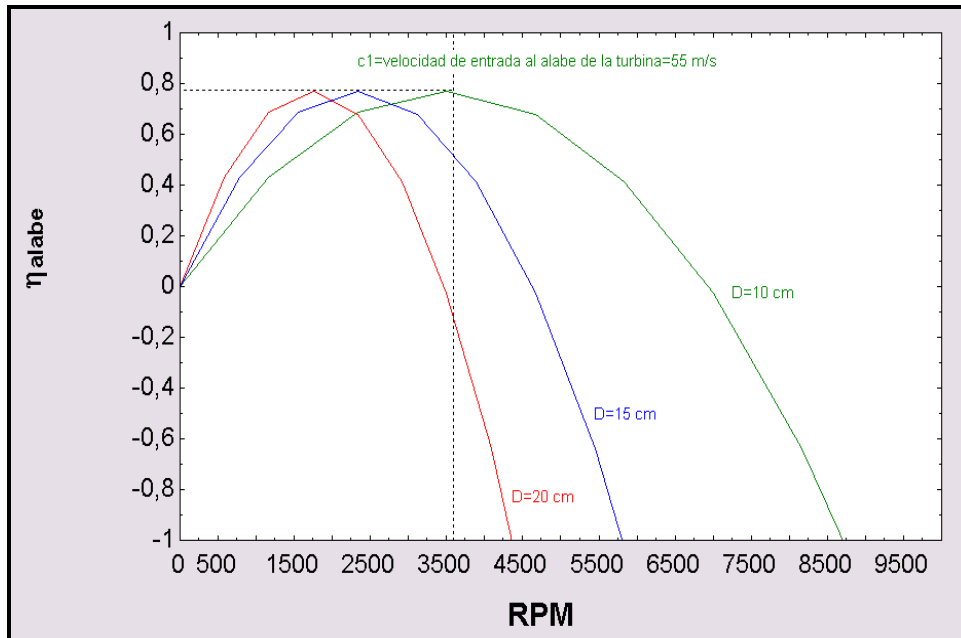
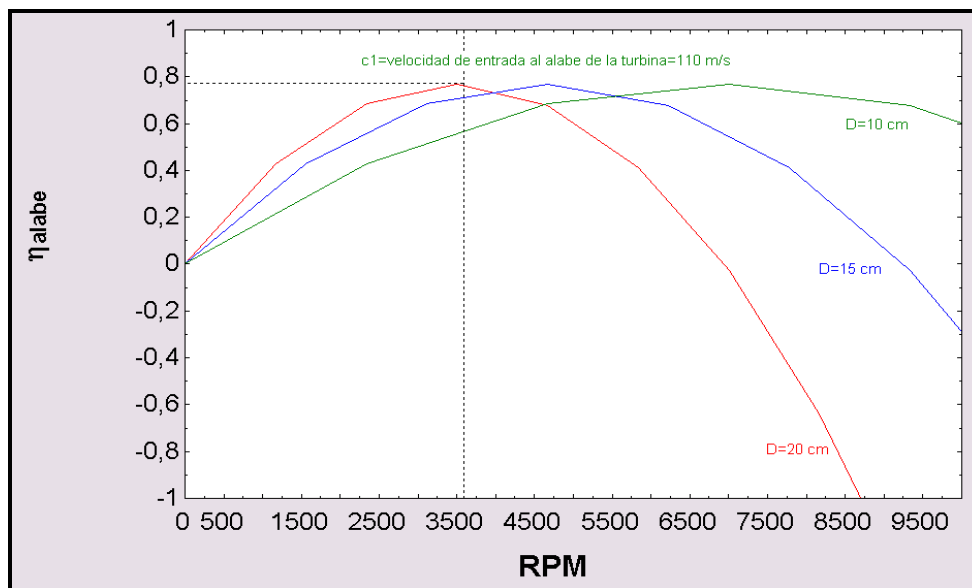


Figura 55. Curva de η_{alabe} vs. RPM para una velocidad absoluta de entrada al alabe c1 de 110 m/s y un Alfa_1 de 30°



De las anteriores graficas se puede observar lo siguiente:

- La curva es una parábola cóncava hacia abajo, cuyo vértice corresponde a la eficiencia del alabe máxima, por lo tanto la eficiencia máxima del alabe se consigue solo operando el sistema en un punto específico(a ciertas RPM y c_1).

- En la figura 53 se alcanza la eficiencia máxima del alabe a 3600 rpm para un diámetro del rodete de 15 cm con un c_1 de 80 m/s.

- En la figura 54 se alcanza la eficiencia máxima del alabe a 3600 rpm para un diámetro del rodete de 10 cm con un c_1 de 55 m/s.

- En la figura 55 se alcanza la eficiencia máxima del alabe a 3600 rpm para un diámetro del rodete de 20 cm con un c_1 de 110 m/s.

- Para los diferentes diámetros medios del rodete y la misma velocidad absoluta de entrada del vapor al alabe de la turbina (c_1) se obtiene la misma eficiencia máxima del alabe a diferentes RPM.

De modo que se requiere un mayor valor de velocidad angular RPM para alcanzar el punto de eficiencia máxima del alabe para diámetros de rodete mas pequeños.

De acuerdo con las observaciones anteriores concluimos para nuestro diseño lo siguiente:

- Para el rodete de diámetro medio 10 cm se requiere bajar la velocidad c_1 considerablemente hasta 55 m/s para poder obtener las 3600 rpm de velocidad de volteo y en cuyo punto de operación la eficiencia del alabe sea

máxima, pero no podría generar la potencia requerida por el diseño por que se requieren flujos de vapor altos que no puede suministrar la caldera disponible.

- Con el rodete de 20 cm de diámetro medio para satisfacer las 3600 rpm y que este operando en el punto óptimo se requiere un valor de c_1 de 110 m/s considerablemente alto que es difícil de producirse en las toberas por que implican una tobera con un cambio de área a la entrada y salida difícil de lograr; además de que implica un mayor volumen y costos de material.

- Con el rotor de 15 cm se hace más asequible en cuanto al flujo de vapor que se requiere para generar la potencia propuesta de 666.67 Watts, y en lo relacionado al diseño de las toberas para producir la velocidad de 80 m/s y su costo es más moderado por lo que usaremos este diámetro para nuestro diseño.

6.2.7 Desarrollo del programa.

Toberas. Datos de entrada.

- Datos termodinámicos de entrada

$$P_{\text{entrada}} = 670$$

Presión de entrada del vapor a la tobera proporcionada por la caldera (KPa).

$$T_{\text{entrada}} = 150$$

Temperatura de entrada del vapor a la tobera proporcionada por la caldera ($^{\circ}C$).

$$\text{flujo_masico} = 0,23$$

Flujo másico de vapor que ingresa a la tobera proporcionada por la caldera (Kg/s).

- Datos geométricos de entrada.

Diametro_entrada = 2,093/100

Diámetro de entrada de la tobera (cm).

- Propiedades térmicas, geométricas y cinemáticas a la entrada de la tobera.

densidad_entrada = DENSITY(Water; T=T_entrada; P=P_entrada).

Densidad de entrada del vapor en la tobera (Kg / m^3).

entalpia_entrada = ENTHALPY(Water; T=T_entrada; P=P_entrada)

Entalpía de entrada del vapor en la tobera (J/Kg).

entropia_entrada = ENTROPY(Water; T=T_entrada; P=P_entrada)

Entropía de entrada del vapor a la tobera (J/K).

Area_entrada = 3,1416 * (1 / 4) * Diametro_entrada ^ 2

Área de entrada de la tobera (m^2).

velocidad_entrada = flujo_masico / (Area_entrada * densidad_entrada).

Velocidad de entrada del vapor a la tobera (m/s).

- Propiedades en el punto crítico de la tobera.

P_critica = 0,5457 * P_entrada.

Presión crítica (KPa).

Entalpia_critica_ideal = ENTHALPY(Water;S=entropia_entrada;P=P_critica).

Entalpía crítica ideal (J/Kg).

Salto_critico = entalpia_entrada - Entalpia_critica_ideal.

Salto crítico (J/Kg).

YC = Salto_critico * 0,05.

Pérdida (J/Kg).

Salto_critico_aprovechado = Salto_critico - YC.

Salto crítico aprovechado (J/Kg).

Entalpia_critica_real = entalpia_entrada - Salto_critico_aprovechado.

Entalpía crítica real (J/Kg).

Ccritico = ((2 * Salto_critico_aprovechado + velocidad_entrada ^ 2))
^(1/2).

Velocidad crítica (m/s).

densidad_critica = DENSITY(Water;h= Entalpia_critica_real;P=P_critica).

Densidad crítica (Kg / m³).

Area_critica = flujo_masico * (1 / densidad_critica) / Ccritico.

Área crítica (m²).

- Propiedades térmicas y geometría a lo largo de la tobera.

entalpia_1s = ENTHALPY(Water;S=entropia_entrada;P= P_puntual).

Entalpía ideal del vapor en el punto P a lo largo de toda la tobera (J/Kg)

Delta_entalpia = entalpia_entrada - entalpia_1s

Caída de entalpía ideal del punto P con respecto a la entrada(J/Kg)

$$\text{Perdida_tobera} = \text{Delta_entalpia} / 10$$

Pérdida en la tobera por fricción considerada el 10% de la caída de entalpía (J/Kg)

$$\text{Salto_util} = \text{Delta_entalpia} - \text{Perdida_tobera}$$

Caída de entalpía real del punto P con respecto a la entrada (J/Kg)

$$c = ((2 * \text{Salto_util} * 9,81) + \text{velocidad_entrada}^2)^{0,5}$$

Velocidad del vapor en el punto P a lo largo de toda la tobera (m/s)

$$\text{Entalpia_salida_final} = \text{entalpia_entrada} - \text{Salto_util}$$

Entalpía del vapor en el punto P a lo largo de la tobera (J/Kg)

$$v_puntual = \text{VOLUME}(\text{Water};h= \text{Entalpia_salida_final};P=P_puntual)$$

Volumen específico del vapor en el punto P a lo largo de toda la tobera (Kg/m^3)

$$\text{Area} = (\text{flujo_masico}) * v_puntual * 10000 / c$$

Área de la tobera en el punto P a lo largo de de toda la tobera (cm^2)

$$\text{Diam} = (\text{Area} * 4 / 3,1416)^{0,5}$$

Diámetro la tobera en el punto P a lo largo de la tobera (cm)

$$T_puntual = \text{TEMPERATURE}(\text{Water};h= \text{Entalpia_salida_final} ;P=P_puntual)$$

Temperatura del vapor en el punto P a lo largo de la tobera ($^{\circ}\text{C}$)

$$\text{eficiencia_tobera} / 100 = c^2 / (2 * (\text{entalpia_entrada} - \text{entalpia_salida}))$$

Eficiencia de la tobera (%)

Turbina. Datos de entrada.

- Datos termodinámicos de entrada.

$$P_{\text{entrada_turbina}} = 420$$

Presión de entrada del vapor al rodete de la turbina (KPa)

$$T_{\text{entrada_turbina}} = 146$$

Temperatura de entrada del vapor al rodete de la turbina ($^{\circ}C$)

- Datos geométricos de entrada.

$$\text{Alfa}_1 = 30$$

Ángulo de entrada del flujo de vapor al alabe con respecto al eje de volteo (grados)

$$b = 1$$

Ancho del alabe (cm)

$$\text{Diametro_medio} = 0,15$$

Diámetro medio del rodete de la turbina (m)

$$C = 1$$

Relación entre los ángulos relativos de salida y entrada del alabe (Adimensional)

- Datos cinemáticos de entrada.

$$\text{RPM} = 3600$$

Revoluciones por minuto a las que gira el eje del sistema turbina-generator (rpm)

$$c1 = \text{velocidad_entrada_turbina} * \text{Perdidas_Y4}$$

$$c1 = 80$$

Velocidad absoluta de entrada del vapor al rodete de la turbina = velocidad real de salida de la tobera (m/s)

- **Perdidas consideradas en los alabes del rodete.**

$$\text{Perdidas_Y4} = 0,92$$

Pérdida de velocidad a la entrada del alabe.(Adimensional)

$$k_m = 0,85$$

Coefficiente de velocidades o de fricción (adimensional)

$$h1 = \text{ENTHALPY}(\text{Water}; T=T_entrada_turbina; P=P_entrada_turbina)$$

Entalpía de entrada del vapor al rodete de la turbina (KPa)

- **Variables cinemáticas.**

$$c10 = c1 * 0.8$$

Velocidad absoluta de entrada del vapor al rodete de la turbina en su segundo impulso = velocidad real de salida de la tobera de retorno (m/s)

$$C = \cos (\text{Beta}_2) / \cos (\text{Beta}_1)$$

Donde Beta_1 es el ángulo del alabe a la entrada (grados) y Beta_2 es el ángulo del alabe a la salida (grados)

$$U = \text{Diametro_medio} * \text{RPM} * (2 * 3,1416 / 60) * 0,5$$

Velocidad periférica o del alabe (m/s)

$$W1 = (c1^2 + U^2 - 2 * U * c1 * \cos (\text{Alfa}_1))^{0,5}$$

Velocidad relativa a la entrada del borde del alabe en el primer impulso (m/s)

$$W2 = km * W1$$

Velocidad relativa a la salida del borde del alabe en el primer impulso (m/s)

$$W10 = (c10^2 + U^2 - 2 * U * c10 * \cos (\text{Alfa}_1))^{0,5}$$

Velocidad relativa a la entrada del borde del alabe en el segundo impulso (m/s)

$$W20 = km * W10$$

Velocidad relativa a la salida del borde del alabe en el segundo impulso (m/s)

$$W1 * \cos(\text{Beta}_1) = c1 * \cos (\text{Alfa}_1) - U$$

$$V_{w1} = (W1 * \cos(\text{Beta}_1)) * (1 + (km * C))$$

Velocidad de volteo a la entrada en el primer impulso (m/s)

$$V_{w2} = (W10 * \cos(\text{Beta}_1)) * (1 + (km * C))$$

Velocidad de volteo a la salida en el primer impulso (m/s)

$$V_{f1} = (W1 * \sin(\text{Beta}_1)) * (1 - (km * C))$$

Velocidad de cruce axial a la entrada en el primer impulso (m/s)

$$V_{f2} = (W10 * \sin(\text{Beta}_1)) * (1 - (km * C))$$

Velocidad de cruce axial a la salida en el primer impulso (m/s)

$$c2^2 = U^2 + W2^2 - 2 * U * W2 * \cos (\text{Beta}_2)$$

Velocidad absoluta del vapor a la salida del alabe (m/s)

$$\text{Alfa}_2 = \arcsin (W2 * \sin (\text{Beta}_2) / c2)$$

Ángulo de salida del flujo de vapor al alabe con respecto al eje de volteo (grados)

$$R = b / (\cos(360 - \text{Beta}_1) + \cos(360 - \text{Beta}_2))$$

Radio de curvatura del alabe (cm)

$$x = R * (\sin (\text{Beta}_1) - \sin (\text{Beta}_2))$$

- Variables dinámicas.

$$\text{fuerza_axial}_1 = \text{flujo_masico} * V_f1$$

Componente axial de la fuerza (N) producida por el impulso de la primera tobera

$$\text{fuerza_axial}_2 = \text{flujo_masico} * \text{eta_vol} * V_f2$$

Componente axial de la fuerza (N) producida por el impulso de la segunda tobera

$$\text{fuerza_volteo}_1 = \text{flujo_masico} * V_w1$$

Componente de la fuerza de volteo(N) producida por el impulso de la primera tobera

$$\text{fuerza_volteo}_2 = \text{flujo_masico} * \text{eta_vol} * V_w2$$

Componente de la fuerza de volteo(N) producida por el impulso de la segunda tobera

$$\text{eta_vol} = 0,9$$

Eficiencia volumétrica del flujo de vapor que entra a la segunda tobera con respecto a la que sale de la primera tobera.

$$\text{fuerza_volteo_total} = \text{fuerza_volteo_1} + \text{fuerza_volteo_2}$$

Fuerza de volteo total generada en el rodete de la turbina (N)

$$\text{fuerza_axial_total} = \text{fuerza_axial_1} - \text{fuerza_axial_2}$$

Fuerza axial total generada en el rodete de la turbina (N)

$$\text{Potencia_nominal_turbina} = \text{fuerza_volteo_total} * U$$

Potencia generada por la turbina (Watts)

$$\text{Torque_nominal} = \text{fuerza_volteo_total} * \text{Diametro_medio} / 2$$

Torque generado por la turbina (N-m)

- Eficiencias y balances de energía.

$$\text{eficiencia_volumetrica} = 0,98$$

Eficiencia volumétrica de la turbina.

$$\text{Eficiencia_alabe_maxima} = 0,77$$

Eficiencia máxima del alabe

$$\text{Ener_entrada} = \text{flujo_masico} * (h1 + (c1^2)/2)$$

Energía de entrada del vapor al rodete de la turbina (J)

$$K_perdidas = 0,05 * \text{Ener_entrada}$$

$$\text{flujo_masico} * (h1 + (c1^2)/2) = \text{Potencia_nominal_turbina} + \text{flujo_masico} * \text{eficiencia_volumetrica} * (h2 + (c2^2)/2) + K_perdidas$$

Donde h2 es la entalpía del vapor a la salida de la turbina.

- Propiedades termodinámicas a la salida de la turbina.

$T_{\text{salida_turbina}} = \text{TEMPERATURE}(\text{Water}; h=h_2; P=P_{\text{entrada_turbina}}*0,8)$

Temperatura de salida del vapor del rodete de la turbina ($^{\circ}C$).

En el programa de la Turbina se halla con las siguientes variables de entrada: Datos geométricas (Alfa_1 , b , Diametro_medio , C), datos termodinámicas ($P_{\text{entrada_turbina}}$, $T_{\text{entrada_turbina}}$) y datos cinemáticas (RPM , c_1) definidos en el procedimiento anterior y asumiendo de acuerdo a un criterio establecido los factores de pérdidas dentro de la turbina (K_m , Perdidas_Y4) calculamos el resto de variables desconocidas tanto geométricas ($\text{Beta}_1, \text{Beta}_2, R, \text{Alfa}_2$), cinemáticas ($c_2, W_1, W_{10}, W_{20}, W_2, V_{w1}, V_{w2}, V_{f1}, V_{f2}, r_o$) y dinámicas ($\text{fuerza_axial_total}$, $\text{fuerza_volteo_total}$).

Las variables cinemáticas y geométricas se resuelven con el planteamiento de las ecuaciones que resultan del triángulo de velocidades para cada uno de los impulsos impuestos por cada tobera.

Para resolver las variables dinámicas tomamos como parámetro el flujo_masico que graficamos en función de la potencia generada en la turbina ($\text{Potencia_nominal_turbina}$) para poder definir en base a la potencia requerida del sistema con sus respectivas eficiencias el flujo másico que requiere la turbina, teniendo en cuenta también el torque que se genera en el eje de la turbina que satisfaga el torque necesario para poder mover el generador y producir la potencia eléctrica planteada en los objetivos del proyecto.

Los datos que se ingresan al programa de toberas son: Termodinamicos (P_{entrada} , flujo_masico , T_{entrada}) y geometricos (Diametro_entrada)

que son los que suministra la caldera piro tubular del Laboratorio de Plantas Térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica UIS;

Seguimos el procedimiento clásico para el cálculo de toberas de vapor propuesto en el libro de Turbo máquinas Térmicas de Claudio Mataix en donde parametrizamos las presiones puntuales a lo largo de la tobera y guiados con la c_1 de 80 m/s definida en el procedimiento preliminar de diseño corroboramos que ésta corresponda con la velocidad de salida de la tobera c deducida en la tabla 2 del programa EES32-Toberas.

A la vez de define la forma geométrica de la tobera con sus respectivas dimensiones también expresadas en la misma tabla.

Con la presión y la temperatura de salida de la tobera retornamos al programa de turbinas e ingresamos estos datos para hallar el resto de variables faltantes que corresponden a los parámetros térmicos de la turbina (h_1 , h_2 , $T_{\text{salida_turbina}}$)

Cuadro 5.Resultados del Programa de Turbina Parametrizando el Flujo másico.

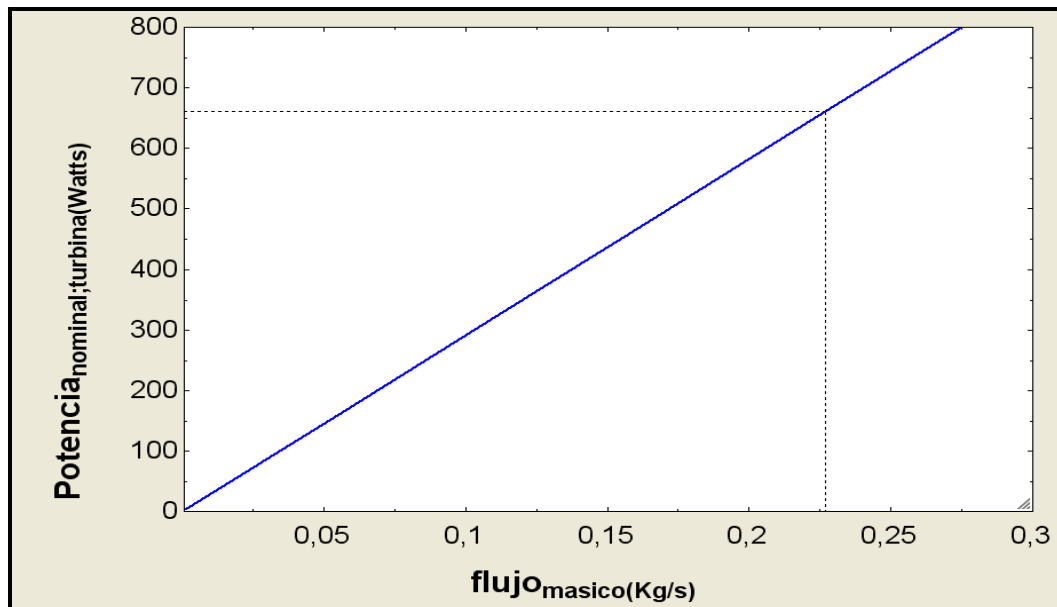
1..10	1 flujo _{masico} [kg/s]	2 β_1 [Grados]	3 Alfa ₂ [Grados]	4 fuerza _{axial,total} [N]	5 fuerza _{voteo,total} [N]	6 Potencia _{nominal,turbina} [Watts]	7 Torque _{nominal} [N-m]	8 $T_{\text{salida,turbina}}$ [C]
Run 1	0,01	41,97	76,79	0,03866	1,03	29,12	0,07725	138,3
Run 2	0,04222	41,97	76,79	0,1632	4,349	123	0,3262	138,3
Run 3	0,07444	41,97	76,79	0,2878	7,668	216,8	0,5751	138,3
Run 4	0,1067	41,97	76,79	0,4123	10,99	310,6	0,824	138,3
Run 5	0,1389	41,97	76,79	0,5369	14,31	404,5	1,073	138,3
Run 6	0,1711	41,97	76,79	0,6615	17,62	498,3	1,322	138,3
Run 7	0,2033	41,97	76,79	0,786	20,94	592,2	1,571	138,3
Run 8	0,2356	41,97	76,79	0,9106	24,26	686	1,82	138,3
Run 9	0,2678	41,97	76,79	1,035	27,58	779,9	2,069	138,3
Run 10	0,3	41,97	76,79	1,16	30,9	873,7	2,318	138,3

Cuadro 6.Resultado del Programa de Tobera Parametrizando la presión a lo largo de esta.

1.10	1 velocidad _{entrada} [m/s]	2 Diam [cm]	3 Area [cm ²]	4 v _{puntual} [m ³ /Kg]	5 c [m/s]	6 P _{puntual} [KPa]	7 Salto _{util} [J/kg]	8 T _{puntual} [C]
Run 1	0,7289	2,093	3,439	0,00109	0,7291	670	0,00001699	150
Run 2	0,7289	0,3644	0,1043	0,00109	24,04	640	29,44	150
Run 3	0,7289	0,3065	0,07377	0,00109	34	610	58,88	150
Run 4	0,7289	0,2769	0,06024	0,00109	41,63	580	88,32	150
Run 5	0,7289	0,2577	0,05217	0,00109	48,07	550	117,8	150
Run 6	0,7289	0,2437	0,04666	0,00109	53,75	520	147,2	150
Run 7	0,7289	0,2329	0,0426	0,00109	58,88	490	176,6	150
Run 8	0,7289	0,3097	0,07532	0,00212	64,72	460	213,5	148,7
Run 9	0,7289	0,4069	0,1301	0,004336	76,68	430	299,6	146,2
Run 10	0,7289	0,4656	0,1703	0,006963	94,05	400	450,8	143,6

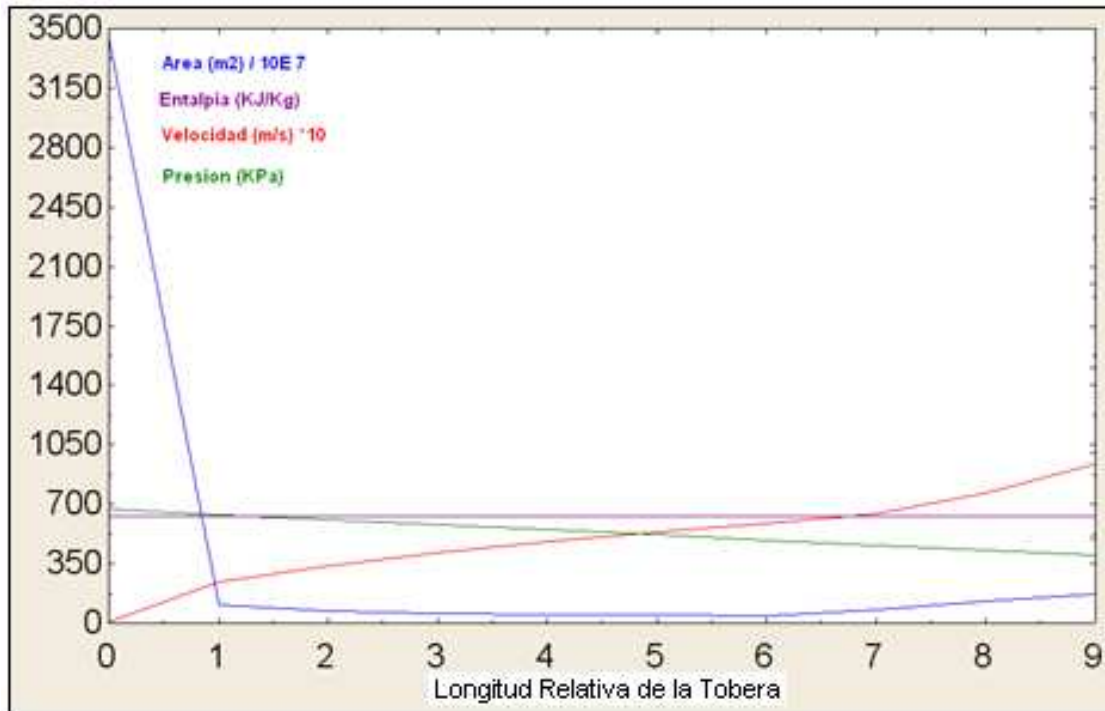
De los resultados en el cuadro 5 mostramos en la Figura 56 la Potencia nominal de la turbina contra el flujo másico de vapor (variable que parametrizamos en nuestro diseño).

Figura 56. Curva de Potencia nominal de la turbina vs. Flujo másico de vapor.



Como uno de nuestros objetivos es *obtener* una potencia de 666.67 Vatios, de acuerdo a la grafica de potencia vs flujo másico requerimos de un flujo de 0.23 kg/s de vapor para producir esta potencia nominal máxima.

Figura 57 Variación de los diferentes parámetros a lo largo de la tobera.



De acuerdo a los resultados obtenidos en los cuadros 5 y 6 y en la Figura 56 y 57 y realizando las respectivas iteraciones se concluye para el diseño final de la turbina lo siguiente:

Cuadro 7. Especificaciones de la Turbina

Tipo de turbina	Acción pura
Número de etapas de la turbina	1
Fluido de trabajo	Vapor de agua saturado
Flujo másico	0,23 Kg/s

Potencia máxima producida por la turbina	667 Vatios
Torque nominal máximo de la turbina	1,8 N-m
Revoluciones por minuto a las que gira el rotor	3600 rpm
Presión de entrada a la turbina	670 KPa
Presión de trabajo de la turbina	420 KPa
Angulo absoluto de entrada	30
Angulo relativo del alabe a la entrada	40
Angulo relativo del alabe a la salida	40
Velocidad absoluta de entrada del fluido a la turbina	80 m/s
Diámetro medio del rotor	15 cm
Ancho del alabe	1 cm
Número de alabes	18
Altura de los alabes	2,54 cm
Espesor del alabe	0,5 mm
Eficiencia de los alabes	77%
Coefficiente de velocidades Km	0,85
Area de entrada de la tobera	3,44 cm ²
Area de salida de la tobera	0,17 cm ²

7. ELEMENTOS QUE CONSTITUYEN LA TURBINA

7.1 CARCASA DE LA TURBINA.

Soporta la expansión del vapor y permite el montaje de los diferentes elementos necesarios para el funcionamiento de la turbina.

Consta de dos mitades: la tapa frontal y la posterior que van unidas horizontalmente por medio de seis tornillos de 9/16*2 in de cabeza hexagonal NC con tuercas de presión o seguridad distribuidos simétricamente en las tapas.

Las carcasas (las dos tapas) son de hierro fundido gris GG25 posteriormente rectificadas para darles las dimensiones finales.

Las tapas de la turbina están aisladas con fibra de vidrio que viene encerrada por medio de dos carcasas hechas con láminas de acero calibre 12.

7.1.1 Tapa frontal. El vapor entra a través de la tobera que se encuentra alojada en una cámara que viene soldada a esta tapa en la parte superior (lado de alta presión); y en la parte inferior tiene un agujero circular de $1\frac{1}{2}$ in de diámetro por donde sale el vapor de la turbina (lado de baja presión) al cual viene roscado un difusor de $1\frac{1}{2}$ a 2 “ de diámetro.

7.1.2 Tapa posterior. La tapa posterior esta conectada mediante una brida con la caja de rodamientos por medio de seis tornillos avellanados de $\frac{3}{4}$ *1/2 in con tuercas de presión.

Por medio de un retenedor se hace sello para evitar fugas de vapor sobre la superficie del eje y viene sujeto a la cámara del sello por medio de 4 tornillos avellanados pasantes de $\frac{1}{4}$ *3 in.

Todos estos tornillos vienen con arandelas de cobre y sellador de roscas (trabarroscas) que hacen sello para asegurar la hermeticidad y evitar las fugas de vapor por los mismos.

En la parte trasera tiene una cámara en forma de media luna que aloja la segunda tobera o de retorno de flujo.

Para garantizar la hermeticidad de la carcasa se utilizaron anillos de papel de asbesto de espesor de $\frac{3}{32}$ " entre las superficie de contacto de las tapas además de dejar unos rebordes sobre las tapas.

7.2 TOBERAS

Las toberas de la turbina son de hierro fundido gris GG25 y de acuerdo a los cálculos obtenidos en el programa EES32 son de tipo convergente-divergente.

El conjunto de toberas consta de acuerdo al diseño de dos toberas con el objetivo de aprovechar el flujo de salida proporcionado por la primera tobera y generar otro impulso en el rodete.

7.2.1 Tobera 1 (Tobera de entrada). Esta tobera va atornillada a la tapa frontal.

El área de entrada de esta tobera es de forma circular ya que va conectada a la tubería de hierro galvanizado de $\frac{3}{4}$ de pulgada cuyo diámetro interno es de 2.093 cm

$$A_1 = \pi(r_1^2) = \pi(1.1^2) = 3.8cm^2$$

Área de salida la tobera de entrada consta de dos áreas iguales de sección rectangular en forma de rejillas con el objetivo de asegurar la velocidad de entrada de vapor necesaria al rodete de la turbina.

$$A_2 = 0.6cm * 0.3cm = 0.18cm^2$$

7.2.2 Tobera 2 (Tobera de retorno). Esta tobera proporciona un segundo impulso al rodete de la turbina al recoger el flujo de vapor que sale de la primera tobera después de pasar por el rodete y direccionarlo adecuadamente con el mismo ángulo de ataque de 30^0 al alabe del rodete en su parte trasera.

La forma de esta tobera es en U con un área de entrada de relativamente grande forma de un arco de sección circular para asegurar que recoja el flujo de vapor que sale de la primera tobera para lo cual se tuvo en cuenta:

Área de entrada de la tobera de regreso

$$A_3 = \pi(r_1^2 - r_2^2) * \frac{70}{360} = \pi(85^2 - 62^2) = 20..65cm^2$$

Área de salida de la tobera de regreso

$$A_4 = 0.6cm * 0.3 = 0.18cm^2$$

Área de salida del vapor de forma circular con un difusor de $1\frac{1}{2}$ a 2 "de diámetro que lleva el vapor de salida al condensador:

$$A_1 = \pi(r_1^2) = \pi(1.1^2) = 3.8cm^2$$

Figura 58. Tapa frontal y tobera de entrada de la turbina.



7.3 EJE

Par diseñar un eje se deben seguir los siguientes pasos de acuerdo al criterio de Mises-Goodman:

1. Seleccionar el material
2. Escoger la forma del eje, de acuerdo con los elementos de transmisión montados sobre el.
3. Determinar las cargas generadas en los elementos de transmisión.
4. Hacer los diagramas de carga sobre el eje (axial, torsión, flexión en planos xy e xz)

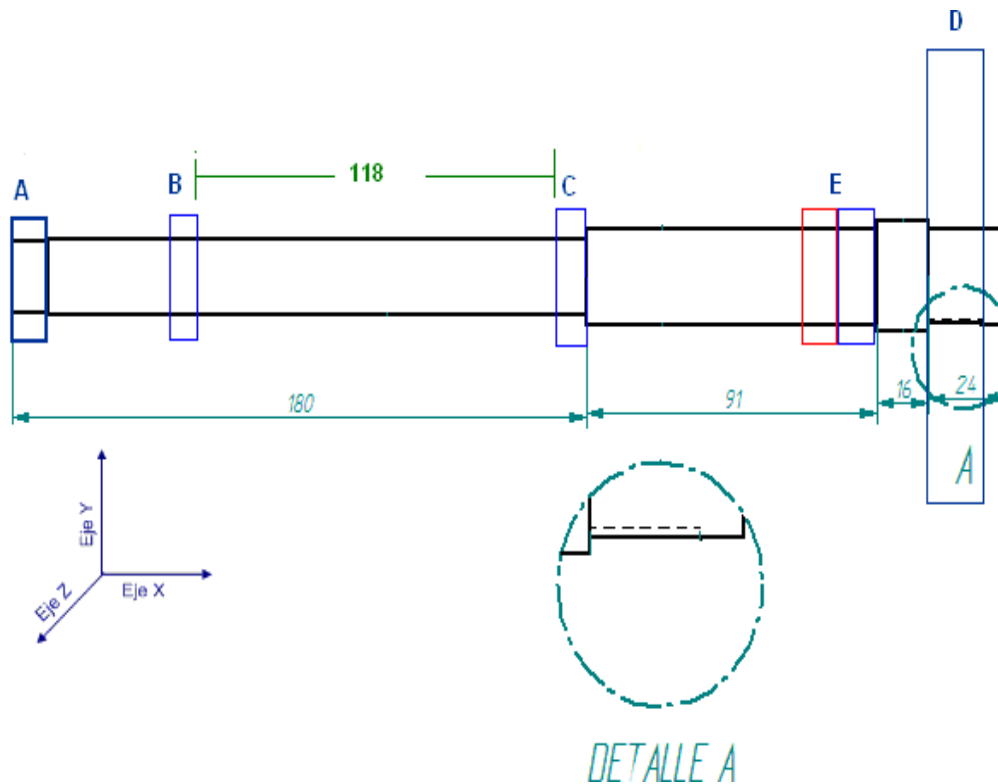
5. Identificar los probables puntos críticos y determinar el diámetro en el punto crítico más probable teniendo en cuenta el factor de seguridad.
6. Proporcionar el resto del eje teniendo en cuenta los elementos que vayan montados sobre el, y determinar el factor de seguridad en puntos sospechosos

-Seleccionamos un material de acero 1040 cuyas propiedades son

Resistencia a la tracción (esfuerzo último) $S_u = 62 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ y resistencia al corte (esfuerzo de fluencia) $S_y = 52 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Para satisfacer la necesidad de producir una potencia de 666.67 Watts se requiere que la turbina le transmita un torque necesario para vencer el torque de inercia y de carga del generador de 1.79 N-m.

Figura 59. Forma preliminar del eje.



7.3.1 Cargas en el eje.

Cargas en el punto A (acople)

$$T_1 = \text{Torque a transmitir al generador} = T_{1a} + T_{1b} + T_{1c}$$

$$T_{1a} = \text{Torque de carga} = 1.77 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

$$T_{1b} = \text{Torque de inercia del generador} = 0.01 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_{1c} = \text{Torque de fricción o perdidas por el acople y los defectos de desalineamiento} = T_{1c} = 0.01 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

$$T_1 = 1.77 + 0.01 + 0.01 = 1.79 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Cargas en el punto B (rodamiento). Solo se presenta carga radial y el rodamiento se ajusta a presión al eje debido a las limitaciones de montaje y desmontaje de los elementos de la maquina. No se consideran valores altos de la pérdida por fricción en ninguno de los rodamientos por el hecho de estar lubricados constantemente.

RBy = Reacción radial a lo largo del eje y en el punto B.

RBz = Reacción radial a lo largo del eje z en el punto B.

Cargas en el punto C (rodamiento). Se presenta carga radial y axial debido a que este rodamiento absorbe la fuerza axial producida por el sistema

RCy = Reacción radial a lo largo del eje y en el punto C.

RCx = Reacción axial en el punto C.

RCz = Reacción radial a lo largo del eje z en el punto C.

Cargas en el Punto D (turbina). En este punto se encuentra la turbina sujeta al eje por medio de una chaveta y se presentan las siguientes cargas transmitidas al eje:

D_x = Fuerza axial.

D_y = Componente de la fuerza de volteo a lo largo del eje y en el punto D
 $+W_1$

D_z = Componente de la fuerza de volteo a lo largo del eje z en el punto D.

Las fuerzas axiales generan un momento flector en el punto D

MDZ = Momento flector a lo largo del eje z producido por la componente de la fuerza axial en el punto D.

Este momento se puede ver en el diagrama del eje de la turbina en el plano yz

$$MDZ = (d/2) * \text{sen}(70) * (\text{fuerza_axial } 1 - \text{fuerza_axial } 2)$$

$$MDZ = (0.15/2) * \text{sen}(70) * (0.87) = 0.061 \text{ N-m}$$

MDY = Momento flector a lo largo del eje y producido por la componente de la fuerza axial en el punto D.

$$MDY = (d/2) * \text{cos}(70) * (\text{fuerza_axial } 1 + \text{fuerza_axial } 2)$$

$$MDY = (0.15/2) * \text{cos}(70) * (1.65) = 0.042 \text{ N-m}$$

T_2 = Torque generado por la turbina.

$$W_1 = \text{Peso del rodete} = V_1 * \rho * g = 0.0001767 \text{ m}^3 * 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 13.7 \text{ N.}$$

V_1 = Volumen promedio del rodete de la turbina

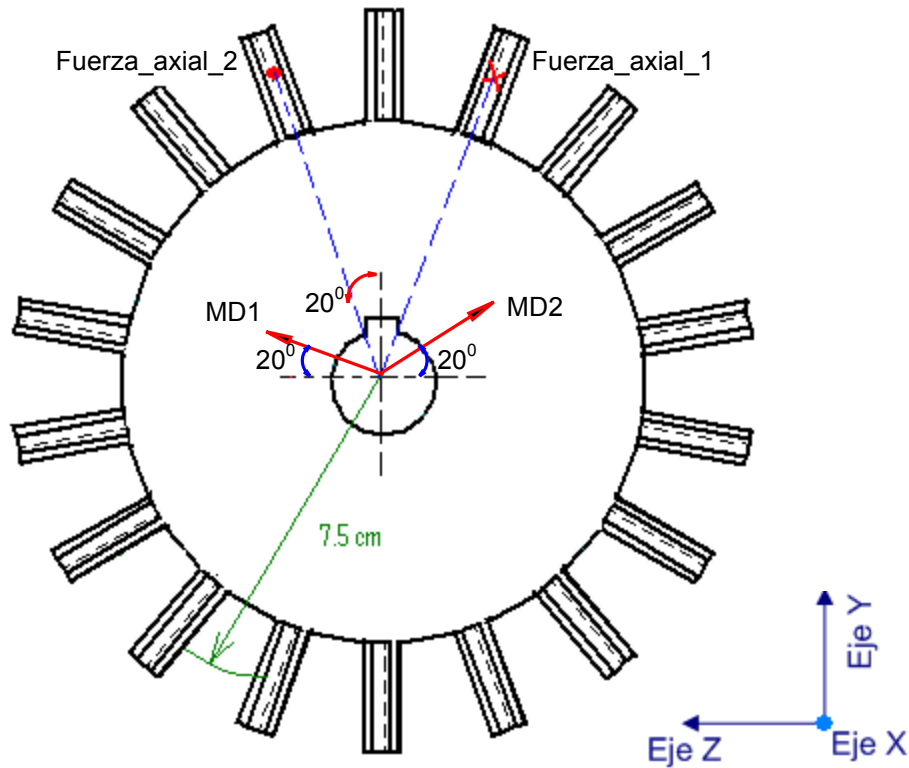
$$V_1 = \pi r^2 * b = \pi * (15 \text{ cm} / 2)^2 * 1 \text{ cm} = 176.7 \text{ cm}^3 = 0.0001767 \text{ m}^3$$

$$g = \text{Gravedad terrestre} = 980 \frac{\text{cm}}{\text{s}^2}$$

Después de este punto (el chavetero) como se puede apreciar en los planos va una rosca que aloja una tuerca hexagonal de rosca derecha de 7/16 in de

diámetro usada para evitar que no se salga el rodete del eje y que al girar la turbina (sentido horario) se apriete.

Figura 60 Efecto de las fuerzas axiales en el rodete de la turbina.



Fuente: Autor

Análisis estático de la turbina.

Del programa EES32- Turbina.

- Para la tobera 1 de entrada.

$$U = \text{Diámetro_medio} * \text{RPM} * (2 * 3,1416 / 60) * 0,5$$

$$U = 0.15 * 3600 * (2 * 3,1416 / 60) * 0,5 = 28.27 \text{ m/s}$$

$$W1 = (c1^2 + U^2 - 2 * U * c1 * \cos(\text{Alfa}_1))^{0,5} = (80^2 + 28.27^2 - 2 * 80 * 28.27 * \cos 30)^{0.5}$$

$$W1 = 56.71 \text{ m/s}$$

$$V_{w1} = (W1 * \cos(\text{Beta}_1)) * (1 + (k_m * C)) = (56.71 * \cos(40) * (1 + (0.85 * 1))) = 78 \text{ m/s}$$

$$\text{fuerza_axial } 1 = \text{flujo_masico } 1 * W1 * (\sin(\text{Beta}_1) - k_m * \sin(\text{Beta}_2))$$

$$\text{fuerza_axial } 1 = 0.23 * 56.71 * (\sin(40) - 0.85 * \sin(40)) = 1.26 \text{ N.}$$

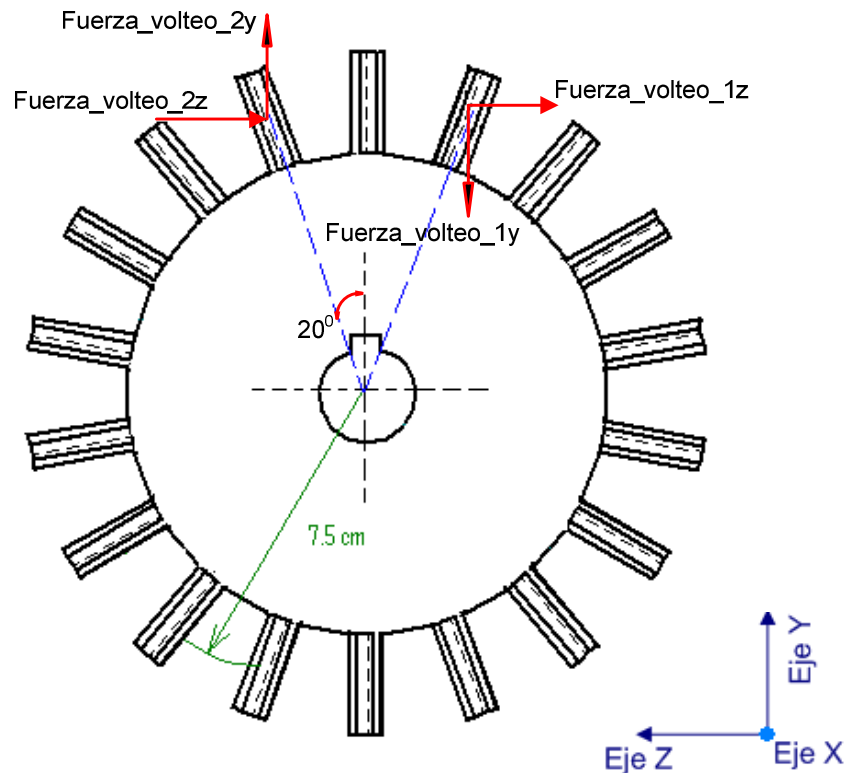
$$\text{fuerza_volteo } 1 = \text{flujo_masico } 1 * V_{w1} = 0.23 \text{ Kg/s} * 78 \text{ m/s} = 18 \text{ N.}$$

Descomponemos la fuerza de volteo:

$$\text{fuerza_volteo } 1_y = \text{fuerza_volteo } 1 * \sin 5 = 18 * 0.087 = -1.57 \text{ N.}$$

$$\text{fuerza_volteo } 1_z = \text{fuerza_volteo } 1 * \cos 5 = -18 * 0.996 = -17.93 \text{ N.}$$

Figura 61 Descomposición de las fuerzas de volteo en el plano cartesiano.



Para la tobera 2 de segundo impulso. El flujo másico que sale de la segunda tobera asumiendo las posibles pérdidas volumétricas con respecto al flujo que sale de la primera tobera es:

$$\text{flujo_masico } 2 = \text{flujo_masico } 1 * \eta_v = (0.23 \text{ Kg / s}) * 0.9 = 0.2 \text{ Kg / s}$$

$$W_{10} = (c_{10}^2 + U^2 - 2 * U * c_{10} * \cos(\text{Alfa}_1))^{0.5} = (40^2 + 28.27^2 - 2 * 40 * 28.27 * \cos 30)^{0.5}$$

$$W_{10} = 20.2 \text{ m/s}$$

$$V_{w2} = (W_{10} * \cos(\text{Beta}_1)) * (1 + (k_m * C)) = (20.2 * \cos(40) * (1 + (0.85 * 1)))$$

$$= V_{w2} = 27.78 \text{ m/s}$$

$$\text{fuerza_axial } 2 = \text{flujo_masico } 2 * W_{10} * (\sin(\text{Beta}_1) - k_m * \sin(\text{Beta}_2))$$

$$\text{fuerza_axial } 2 = 0.2 * 20.2 * (\sin(40) - 0.85 * \sin(40)) = 0.39 \text{ N}$$

$$\text{fuerza_volteo } 2 = \text{flujo_masico } 2 * V_{w2} = 0.2 \text{ Kg/s} * 27.78 \text{ m/s} = 5.6 \text{ N}$$

Descomponemos la fuerza de volteo:

$$\text{fuerza_volteo } 2_y = \text{fuerza_volteo } 2 * \sin 5 = 5.6 * 0.087 = 0.487 \text{ N}$$

$$\text{fuerza_volteo } 2_z = \text{fuerza_volteo } 2 * \cos 5 = -5.6 * 0.996 = -5.58 \text{ N}$$

Las fuerzas resultantes en la turbina son:

$$D_x = \text{fuerza_axial } 1 - \text{fuerza_axial } 2 = 1.26 \text{ N} - 0.39 \text{ N} = 0.87 \text{ N}$$

$$D_y = \text{fuerza_volteo } 1_y + \text{fuerza_volteo } 2_y + W = -1.57 \text{ N} + 0.487 + 13.7 \text{ N}$$

$$D_y = 12.62 \text{ N}$$

$$D_z = \text{fuerza_volteo } 1_z + \text{fuerza_volteo } 2_z = - 17.93 \text{ N} - 5.58 = - 23.51 \text{ N}$$

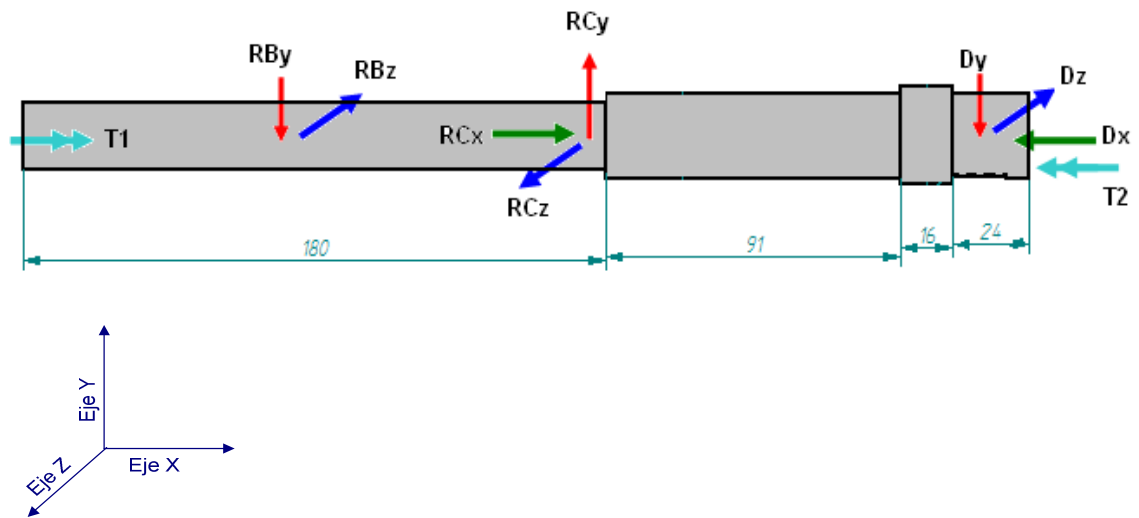
El torque producido por la turbina es:

$$T = \left[(\text{fuerza_volteo } dz + \text{fuerza_volteo } 2z) \cos 20^\circ + (\text{fuerza_volteo } dy + \text{fuerza_volteo } 2y) \text{sen} 20^\circ \right] * \frac{Dm}{2}$$

$$T = \left[(17.93 \text{ N} + 5.58 \text{ N}) * \cos 20^\circ + (1.57 \text{ N} + 0.487 \text{ N}) * \text{sen} 20^\circ \right] * 0.15 / 2 = 1.8 \text{ N} - m$$

que cumple con el torque exigido por el generador.

Figura 62 Cargas estáticas sobre el eje



Análisis estático del eje.

Diagrama de cuerpo libre del eje (DCL)

$$\sum F_x = 0 \quad RC_x = D_x \quad (59)$$

$$\sum F_y = 0 \quad - R_{By} + R_{Cy} - D_y = 0 \quad (60)$$

$$\sum F_z = 0 \quad -D_z - RB_z + RC_z = 0 \quad (61)$$

$$\sum T = 0 \quad T_1 = T_2 \quad (62)$$

$$\sum M_{z_D} = 0 \quad -RC_y * a + RB_y * b + MD_z = 0 \quad (63)$$

$$\sum M_{y_D} = 0 \quad RC_z * a - RB_z * b + MD_y = 0 \quad (64)$$

Donde a es la distancia que existe entre el punto D y el B de 112 mm y b es la distancia que existe entre el punto D y el punto C de 230 mm.

Reemplazando los valores conocidos tenemos:

$$\sum F_x = 0 \quad 0.87 \text{ N} = RC_x$$

(65)

$$\sum F_y = 0 \quad -RB_y + RC_y - 12.62 \text{ N} = 0 \quad (66)$$

$$\sum F_z = 0 \quad -23.51 \text{ N} - RB_z + RC_z = 0 \quad (67)$$

$$\sum T = 0 \quad T_1 = 1.8 \text{ N-m}$$

(68)

$$\sum M_{z_D} = 0 \quad -RC_y * 0.112 \text{ m} + RB_y * 0.230 \text{ m} + 0.042 \text{ N-m} = 0 \quad (69)$$

$$\sum M_{y_D} = 0 \quad RC_z * 0.112 \text{ m} - RB_z * 0.230 \text{ m} + 0.061 \text{ N-m} = 0$$

(70)

Podemos despreciar los valores de MDZ y MDY debido a que estos valores son insignificantes con respecto a las demás cargas sin cometer ningún error considerable en el diseño.

Al resolver las ecuaciones (2) y (5) se obtiene que:

$$RB_y = 11.79 \text{ N} \quad \text{y} \quad RC_y = 24.41 \text{ N}$$

Al resolver las ecuaciones (3) y (6) se obtiene que:

$$R_{Bz} = 23.3 \text{ N} \quad \text{y} \quad R_{Cz} = 46.81 \text{ N}$$

Figura 63 Diagrama de torsión.

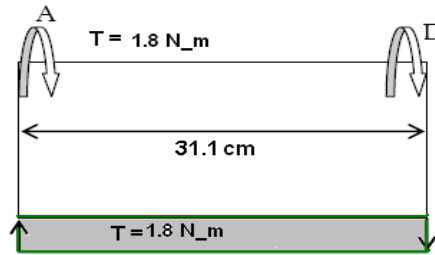


Figura 64 Diagrama de carga axial.

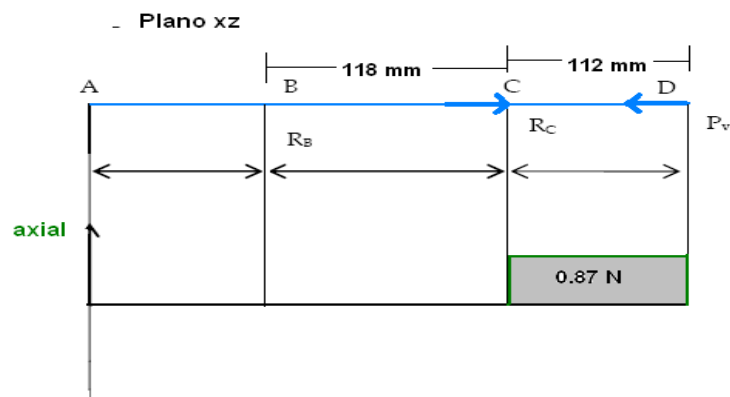


Figura 65 Diagrama de cortante en el eje y; y de momento en el eje z.

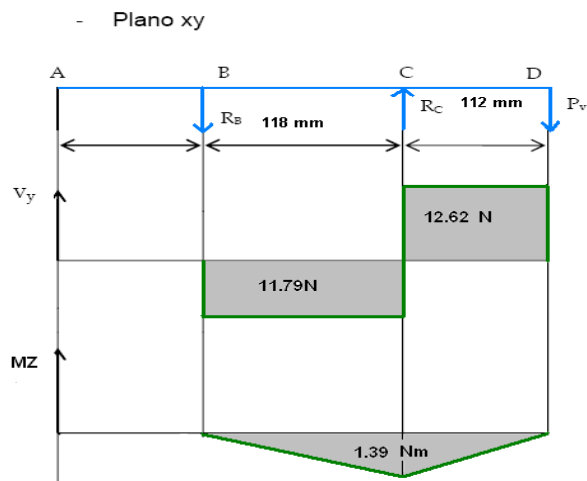
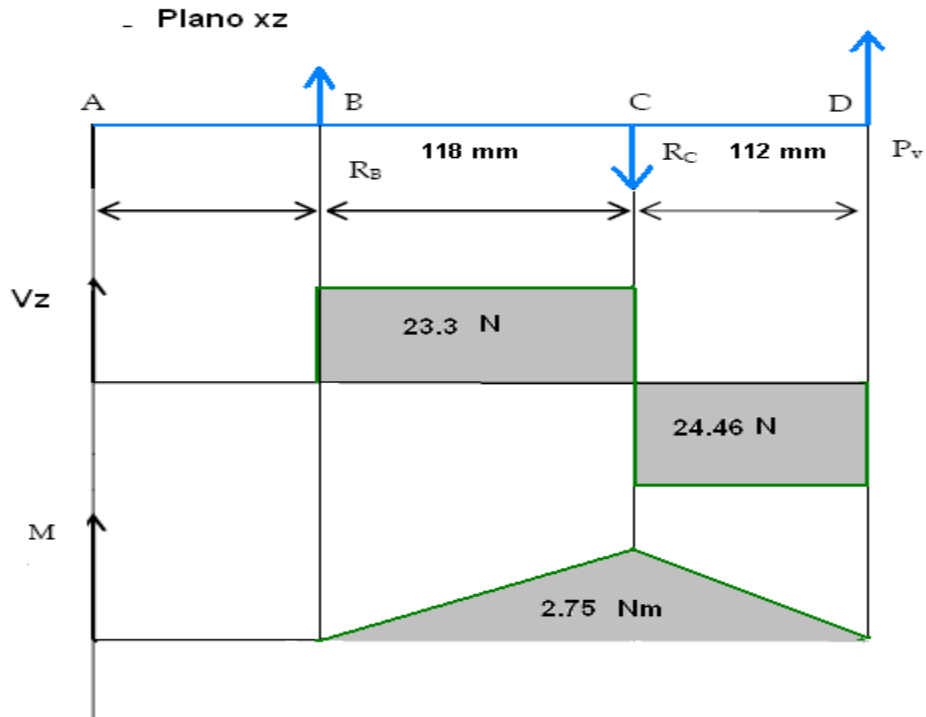


Figura 66 Diagrama de cortante en el eje z y de momento en el eje y.



El punto crítico es el punto C

$$S_u = 62 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (71)$$

$$S_n = 0.5 \cdot S_u = 31 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

S_n' = Resistencia a la fatiga para una pieza real

$$S_n' = C_l \cdot C_d \cdot C_s \cdot C_c \cdot C_T \cdot C_o \cdot S_n \quad (72)$$

C_c = Factor de confiabilidad, y para una confiabilidad del 99 % este termino tiene un valor de 0.8114

C_d = Factor de tamaño o de diámetro = para consideraciones iniciales lo asumimos 0.9

C_l = Factor de carga; para una carga combinada $C_l = 1.0$

C_s = Factor de acabado superficial = 0.86

C_s se obtiene de la gráfica de máxima resistencia a la tracción y considerando como acabado superficial un mecanizado al eje se obtiene un factor de $C_s = 0.86$

C_T = Factor de temperatura que se determina con la siguiente expresión para temperaturas en Farenheit:

Considerando una temperatura a la que esta sometido el eje en su extremo de 135°C que es equivalente a 275°F

$$C_T = 620 / (460 + T) = 620 / (460 + 275) = 0.8435 \quad (73)$$

C_o = Factores varios; $C_o = 1.0$

Anexo de factor de confiabilidad, factor de acabado superficial

$$S_n' = 1.0 * 0.9 * 0.86 * 0.8114 * 0.8439 * 1.0 * 31 * 10^6 = 1.75 * 10^7 \text{ Pa}$$

Asumiendo un $K_f = 1.8$, un factor de seguridad $N = 2$

El momento resultante en el punto crítico es:

$$M_R = \sqrt{M_{Dy}^2 + M_{Dz}^2} \quad (74)$$

$$M_R = \sqrt{2.75^2 + 1.39^2} = 3.08 \text{ N} - \text{m}$$

$$d = \left[\frac{32 * N}{\pi} \left[\left(\frac{K_f * M_R}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T}{Su} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} \quad (75)$$

$$d = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{1.8 * 3.08}{1.75 * 10^7} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{1.79}{62 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3} = 0.019 \text{ m} = 2 \text{ cm}$$

Tomando un $d = 2.0$ cm calculamos el actual factor de tamaño C_d

$C_d = 1.189 * d^{-0.112} = 1.189(20\text{mm})^{-0.112} = 0.85$ que se cumple entre diámetros que se encuentren en el intervalo $8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$

Recalculamos el $S_n' = 1.0 * 0.85 * 0.86 * 0.8114 * 0.8439 * 1.0 * 31 * 10^6 = 15.5 * 10^6$ Pa

Calculamos q con la gráfica que depende del radio e entalladura r y la resistencia a la tracción S_u del acero usado.

Para un radio de entalladura de $r = 0.04 \text{ in} = 1 \text{ mm}$ y un $S_u = 62 * 10^6 \text{ Pa}$

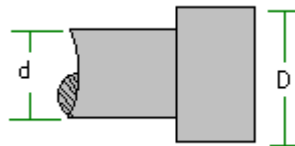
Luego $q = 0.72$

Anexo del q , radio de entalladura y K_f

K_t se obtiene de la gráfica que depende de la relación r/d y D/d y es conocido como el factor de concentración de esfuerzos para el caso de torsión en un eje de sección circular basado en valores experimentales de Jacobsen y de Weigand.

Anexo Tabla de K_t

Figura 67 Cambio de sección del eje en el punto C



Fuente: Autor

$$r/d = 1/20 = 0.05 \quad \text{y} \quad D/d = 25/20 = 1.25$$

Luego $K_t = 1.62$

$$K_f = 1 + [q(K_t - 1)] = 1 + [0.72 * (1.62 - 1)] = 2.55 \quad (76)$$

El concentrador de esfuerzos K_f para el cambio de sección del eje en el punto D es de 1.446,

Usaremos este concentrador de esfuerzos para nuestro cálculo debido a que se considera un punto más crítico

$$K_f = 1.446$$

Flexión rotativa

$$\sigma_a = \frac{32M_R}{\pi d^3} = \frac{32 * 3.08}{\pi * (2 * 10^{-2})^3} = 3.92 * 10^6 \text{ N / m}^2 \quad (77)$$

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 * 1.79}{\pi * (2 * 10^{-2})^3} = 11.4 * 10^5 \text{ N / m}^2 \quad (78)$$

Corroboramos el factor de seguridad N

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m + K_f * \sigma_a}{S_u} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (79)$$

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{1.446 * 3.92 * 10^6}{15.5 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{11.4 * 10^5}{52 * 10^6} \right)^2 \right]^{1/2} = 0.368$$

$$N = 2.7 \text{ O.K.}$$

Terminamos de dimensionar el eje de acuerdo con la forma preliminar sin ninguna desconfianza de que fallará en los demás puntos y se muestra los resultados en el plano 1.

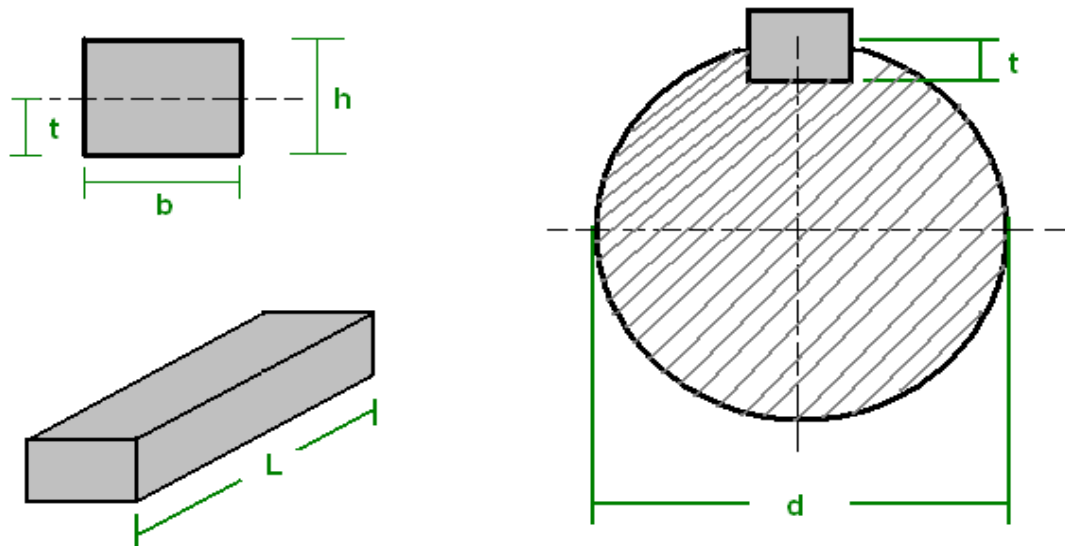
Cálculo de la chaveta. La chaveta es una pieza que sirve para acoplar el rodete de la turbina con el eje.

Material de la chaveta: acero al carbono 1020 con las siguientes propiedades mecánicas $S_u = 26 * 10^6 Pa$ y $S_y = 52 * 10^6 Pa$; para un factor de seguridad N de 2, se tiene el esfuerzo permisible por corte τ_{perm} y el esfuerzo permisible por aplastamiento σ_{perm}

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ys}}{N} = \frac{S_y}{2 * N} = \frac{52 * 10^6 Pa}{2 * 3} = 8.67 * 10^6 Pa$$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{N} = \frac{52 * 10^6 Pa}{3} = 17.33 * 10^6 Pa$$

Figura 68 Dimensiones generales de la chaveta



d es el diámetro del eje en donde esta ubicada la chaveta $d = 25 \text{ mm}$ entonces entramos en la tabla con este valor y obtenemos un ancho de la chaveta $b = 8 \text{ mm}$, una altura de la chaveta $h = 7 \text{ mm}$ y un $t = 4 \text{ mm}$
 $t_i = h - t = 7 - 4 = 3 \text{ mm}$

El torque T que se transmite es el generado por la turbina cuyo valor calculado anteriormente es $1.88 \text{ N}\cdot\text{m}$

Longitud de la chaveta por corte:

$$L_T = \frac{2 * T}{d * b * \tau_{perm}} = \frac{2 * 1.8}{25 * 10^{-3} * 8 * 10^{-3} * 8.67 * 10^6} = 0.0021 \text{ m} = 2.1 \text{ mm} \quad (80)$$

Longitud de la chaveta por aplastamiento:

$$L_b = \frac{2 * T}{d * t_i * \sigma_{perm}} = \frac{2 * 1.8}{25 * 10^{-3} * 3 * 10^{-3} * 17.33 * 10^6} = 0.0028 \text{ m} = 2.8 \text{ mm}$$

La longitud crítica es la de aplastamiento y se selecciona entonces la longitud necesaria para que se transmita el torque del rodete de la turbina al eje tomando una longitud de la chaveta de 13 mm .

7.4 RODETE O ROTOR.

Fabricados en acero inoxidable AISI 304 ya que esta en contacto directo con el fluido de trabajo (vapor sobrecalentado) y es necesario evitar cualquier tipo de corrosión; además tiene un acabado superficial 2B para garantizar uno de los principios de funcionamiento de la turbina que es el arrastre viscoso. Los alabes del mismo material del rodete vienen mecanizados en el mismo rodete a través de un CNC asegurando su balanceo mecánico.

El rodete tiene 4 agujeros de $\frac{1}{4}$ in para su balanceo hidrodinámico y esta unido al eje por medio de una chaveta.

Figura 69 Tapa posterior y rodete de la turbina de acción a vapor.



Figura 70. Tapa posterior, rodete y disposición de la cámara reversible alojando la tobera de retorno de flujo de la turbina de acción de vapor.



7.5 CAJA DE RODAMIENTOS.

El diseño de la caja de rodamientos cumple la función de soportar el voladizo de la turbina (la carcasa y el rodete) y consta de:

7.5.1 Soporte de los rodamientos. Son dos bloques que alojan los rodamientos y las tapas de rodamientos o retención cuyo diseño depende de la forma y dimensiones de estos elementos.

Estos soportes son de acero HR 1020 mecanizados de 20*15*1/4 in y uno de ellos viene soldado a la mesa y el otro atornillado a la misma.

Tienen en la parte superior un agujero que penetra hasta el rodamiento para la lubricación de los mismos.

Estos soportes vienen tapados por medio de láminas de acero 1020 calibre 12 en sus partes laterales y superior como se aprecia en los planos por medio de tornillos

7.5.2 Tapa de rodamientos. Son dos tapas que alojan cada uno de los rodamientos cuya forma depende de las dimensiones y la forma de los rodamientos seleccionados y van atornilladas en los soportes de los rodamientos con 4 tornillos pasantes de ¼ *1 in

Las tapas de rodamientos son de acero HR 1020 mecanizadas.

7.5.3 Rodamientos. El diseño de la caja (soportes) y las tapas de rodamientos se hace en base a las dimensiones de los rodamientos seleccionados.

Como la distancia entre los apoyos es relativamente pequeña y la carga axial a que está sometido uno de ellos es también muy pequeña, un rodamiento rígido de bolas es adecuado para cada apoyo.

En nuestro caso se escogieron los dos rodamientos con la misma referencia SKF y debido al resultado del diseño del eje en la sección de la caja de rodamientos cuyo diámetro es de 2 cm se selecciono el siguiente rodamiento: Rodamiento SKF Explorer rígido de bolas de una sola hilera y cerrado 6204

Las características más importantes de los rodamientos son:

- Requieren poco lubricante, una ligera aplicación de grasa o aceite basta, para hacerlos funcionar correctamente durante largo tiempo.
- El lubricante que se va a emplear debe ser de buena calidad debido a que la cantidad que se necesita es muy pequeña; un lubricante de mala calidad dará lugar al gripado de las pistas y el fallo del rodamiento.
- Ocupan menos espacio axial, pero mayor espacio radial que los cojinetes lisos.
- Son más silenciosos que los cojinetes lisos.
- Tienen una duración limitada debido a que los elementos rodantes y las pistas están sometidas a ciclos continuos de tensión y compresión cuando el eje gira, lo cual ocasiona el fallo por fatiga.

Los rodamientos rígidos de bolas son rodamientos radiales no desmontables y relativamente rígidos. Sus juegos de bolas son guiados por caminos de rodadura radiales. Estos rodamientos son adecuados para un elevado número de revoluciones, tienen una capacidad de carga radial y axial alta y soportan cargas combinadas en forma óptima. A altas velocidades son más adecuados para soportar cargas axiales que los rodamientos axiales de

bolas. Permiten desalineamientos entre 0.003-0.005 pulg/pulg. Su construcción sencilla y simétrica permite una fabricación rentable y en gran cantidad, razón por la cual son los rodamientos más baratos y de mayor aplicación.

Con los rodamientos seleccionados calculamos la duración en horas de funcionamiento de los mismos (Lh).

Para el rodamiento B:

- Se selecciono un rodamiento rígido de bolas de una sola hilera con referencia 6204 de la SKF cuya capacidad de carga dinámica C es de 13500 N y capacidad de carga estática Co es de 6550 N (ver anexo).

- Sometido a carga radial únicamente:

$$\sqrt{RBy^2 + RBz^2} = RBr = Fr_l \text{ que es la carga radial del rodamiento B. (84)}$$

$$\sqrt{11.79^2 + 23.3^2} = 26.11N = Fr_l .$$

Por solo estar sometido a carga radial la carga equivalente P del rodamiento B es igual a Fr_l .-

- Gira a 3600 rpm (n).

- Calculamos la relación C/P = 13500/26.11 = 517

- Calculamos Lh de la tabla del anexo 3 obteniendo un valor de vida infinita.

Para el rodamiento C:

- Se selecciono un rodamiento rígido de bolas de una sola hilera con referencia 6204 de la SKF cuya capacidad de carga dinámica C es de 13500 N y capacidad de carga estática Co es de 6550 N (ver anexo).

- Gira a 3600 rpm (n).

- Sometido a carga radial y axial:

$$\sqrt{RCy^2 + RCz^2} = RCr = Fr_{II} \text{ que es la carga radial del rodamiento C. (85)}$$

$$\sqrt{24.41^2 + 46.81^2} = 52.8N = Fr_{II} .$$

$RCx = Fa_{II} = 0.87N$ donde Fa_{II} es la carga axial del rodamiento C.

Calculamos la relación $Fa_{II} / Fr_{II} = 0.87 / 52.8 = 0.00165$ y

$Fa_{II} / Co = 0.87 / 6550 = 1.33 * 10^{-4}$ y con este dato podemos concluir que la carga es únicamente radial sin cometer un error considerable y hacemos el cálculo como tal.

Luego la carga equivalente P en el rodamiento C es:

$$P = 52.8N$$

- Calculamos la relación $C/P = 13500 / 52.8 = 255.68$
- Calculamos Lh obteniendo un valor de vida infinita.

Figura 71. Ensamble de la turbina, caja de rodamientos y generador eléctrico



7.6 BRIDA

Viene atornillada en la parte posterior por medio de 6 tornillos de cabeza Bristol de 8 mm* 1 in a la caja de rodamientos y en la parte frontal se atornilla a la tapa posterior de la carcasa de la turbina.

Es de acero HR 1020, viene soldada y dentro de ella se aloja el sello mecánico.

CÁLCULO DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO A INSTALAR EN LA TUBERÍA.

Para reducir las pérdidas energéticas del flujo de vapor a través de la tubería se aísla ésta en nuestro caso con fibra de vidrio.

- Tubería de hierro galvanizado de ¾ in cuya conductividad térmica

$$K = 15 \frac{W}{m * ^\circ C}, \text{ diámetro interior de 2.093 cm y espesor de 0.2 cm}$$

- La tubería debe cubrirse con el aislamiento adecuado de modo que la temperatura de la superficie exterior del aislamiento no sobrepase $40^\circ C$, cuando la temperatura ambiente es de aproximadamente $T_o = 25^\circ C$ y asumiendo para las condiciones ambientales de la ciudad de Bucaramanga

un coeficiente de transferencia de calor por convección $h_o = 20 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$

- Usaremos como aislante fibra de vidrio por su baja conductividad térmica

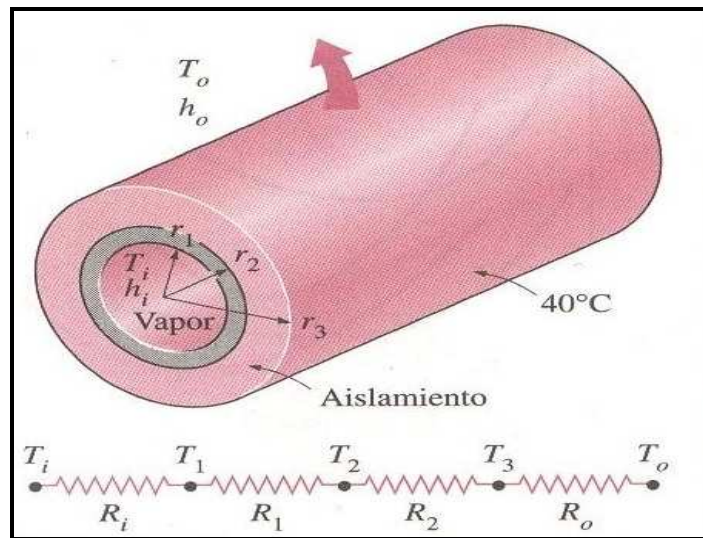
cuyo valor es $K_1 = 0.038 \frac{W}{m * ^\circ C}$

Consideramos para este cálculo las siguientes hipótesis:

- La transferencia de calor es estacionaria, ya que no hay indicación de algún cambio con el tiempo.
- La transferencia de calor es unidimensional por no haber variación en la dirección axial.
- Las conductividades térmicas son constantes.
- La resistencia térmica por contacto en la interfase es despreciable.

La red de resistencias térmicas comprende 4 resistencias en serie; el radio interior del tubo es $r_1 = 1.047$ cm y el exterior del tubo, y por lo tanto, el interior del aislamiento es $r_2 = 1.247$ cm. Si r_3 representa el radio exterior del aislamiento, las áreas de las superficies expuestas a la convección son:

Figura 72. Esquema de las resistencias térmicas del sistema tubería de vapor- aislamiento



Fuente: Transferencia de Calor, Cengel

$$A_1 = 2\pi r_1 * L = 2\pi(1.047\text{cm})(120\text{cm}) = 789.4\text{cm}^2 = 7.9 * 10^{-2} \text{m}^2$$

$$A_3 = 2\pi r_3 * L = 2\pi(r_3)(120cm) = 7.54 * r_3 [m^2]$$

Se determina cada una de las resistencias térmicas:

$$R_i = R_{conv,1} = \frac{1}{h_i * A_1} = \frac{1}{\left(2093 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}\right) * 7.9 * 10^{-2} m^2} = 6.05 * 10^{-3} C/W \quad (86)$$

$$R_1 = R_{tubo} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi * K * L} = \frac{\ln(0.01247 / 0.01047)}{2\pi * 15 \frac{W}{m * ^\circ C} * 1.2m} = 1.55 * 10^{-3} C/W \quad (87)$$

$$R_2 = R_{aislamiento} = \frac{\ln(r_3 / r_2)}{2\pi K_1 * L} = \frac{\ln(r_3 / 0.01247)}{2\pi * 0.038 \frac{W}{m * ^\circ C} * 1.2m} = 3.5 \ln(r_3 / 0.01247) [^\circ C/W] \quad (88)$$

$$R_o = R_{conv,2} = \frac{1}{h_o * A_3} = \frac{1}{\left(20 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}\right) * 7.54 r_3 [cm^2]} = \frac{6.63 * 10^{-3}}{r_3} C/W \quad (89)$$

Dado que las resistencias están en serie, se determina que la resistencia total es:

$$R_{total} = R_i + R_1 + R_2 + R_o = 6.05 * 10^{-3} + 1.55 * 10^{-3} + 3.5 \ln(r_3 / 0.01247) + \frac{6.63 * 10^{-3}}{r_3} [^\circ C/W]$$

Entonces la velocidad estacionaria de la pérdida de calor de vapor queda:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{R_{total}} = \frac{(150 - 25)^\circ C}{7.6 * 10^{-3} + 3.5 \ln(r_3 / 0.01247) + \frac{6.63 * 10^{-3}}{r_3} [^\circ C/W]} \quad (90)$$

Como se especifica la temperatura de la superficie exterior del aislamiento de $40^\circ C$, la velocidad de la pérdida de calor también se puede expresar como:

$$Q = \frac{T_3 - T_o}{R_o} = \frac{(40 - 25)^{\circ} C}{\frac{6.63 * 10^{-3}}{r_3} [^{\circ} C / W]} = 2262.44 r_3$$

Para calcular la Ri se requiere el valor de Reynolds

$$Re = \frac{4m}{\pi * D * \mu} = \frac{4 * 0.23 Kg / s}{\pi * 0.02093m * 1.33 * 10^{-5} kg / (m * s)} = 10.52 * 10^5 \quad (90)$$

El valor de la viscosidad dinámica se calcula para una temperatura media de $150^{\circ} C$ que corresponde a $\mu = 1.33 * 10^{-5} kg / (m * s)$

Por lo que se considera un flujo turbulento para el cual el factor de fricción es:

$$f = (0.79 * Ln Re - 1.64)^{-2} = (0.79 * Ln 10.52 * 10^5 - 1.64)^{-2} = 1.15 * 10^{-2} \quad (91)$$

que se cumple para números de Reynolds que se encuentren entre $10^4 < Re < 10^6$

El número de Nusselt es:

$$Nu_D = \frac{(f / 8) * (Re - 1000) * Pr}{1 + 12.7 * (f / 8)^{0.5} * (Pr^{2/3} - 1)} \quad (92) \quad \text{de acuerdo a la analogía de}$$

Gnielinski (1976) y se cumple para valores de $0.5 < Pr < 2000$ y $3 * 10^3 < Re < 5 * 10^6$

$$Nu_D = \frac{(1.15 * 10^{-2} / 8) * (10.52 * 10^5 - 1000) * 1.01}{1 + 12.7 * (1.15 * 10^{-2} / 8)^{0.5} * (1.01^{2/3} - 1)} = 1521$$

El número de Prant Pr es 1.01 y la conductividad térmica $k = 0.0288 W / (m * K)$ calculada a una temperatura media del vapor de $150^{\circ} C$

$$Nu_D = \frac{h * D}{k} = \frac{h * 0.02093m}{0.0288 \frac{W}{m * K}} = 1521 \quad (93)$$

Despejando el valor del coeficiente de transferencia por convección h y reemplazándolo en la ecuación (10) se tiene

$$h = 2093 \frac{W}{m^2 * K} \quad (94)$$

Al igualar entre si las dos relaciones obtenidas y despejar r_3 da $r_3 = 0.024$ m.

Entonces el espesor mínimo requerido del aislamiento de fibra de vidrio es:

$$t = r_3 - r_2 = 0.024 - 0.02093 = 0.0031m = 0.31cm$$

7.7 SISTEMA DE TUBERÍA.

Tubería de entrada. La línea de salida de vapor de la caldera es de acero de 1" de la cual de la cual abrimos una derivación con tubería de hierro galvanizado de ¾" de 120 cm de tramo que contiene un reductor de 1" a ¾", de una unión universal de ¾", dos codos de 90° de ¾" y una válvula de bola de ¾" de diámetro nominal y 64 bares de presión nominal.

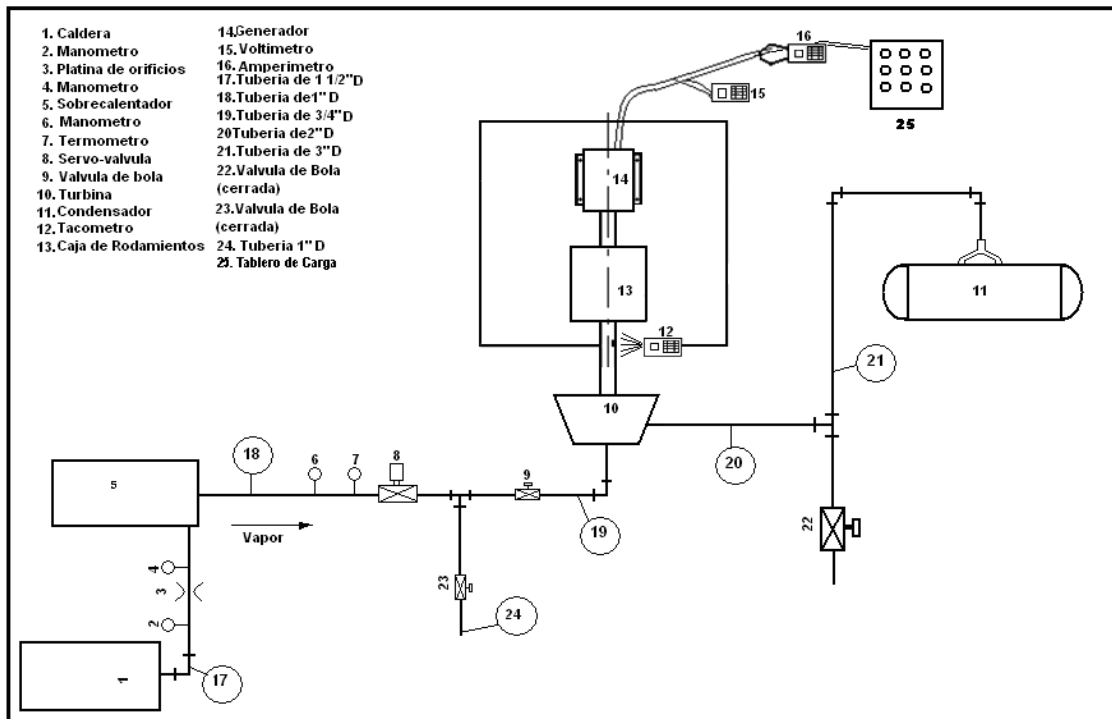
Tubería de salida. A la salida de la turbina se coloca un difusor de 1½ in a 2" de la cual sale una tubería de hierro galvanizado de 2" de 2 m de largo del tramo, un codo de hierro galvanizado de 90° y de 135° de 2" de diámetro, y una tubería de acero de 2½ in de 3 m de largo, dos codos de 90° de acero de 2½ in.

8. MEDICIÓN Y PRUEBAS DE LABORATORIO.

Estas pruebas se realizaron con el objetivo de medir la potencia eléctrica, calcular la eficiencia real de la microplanta y compararla con la eficiencia teórica obtenida en el proceso de diseño.

Para la elaboración de estas pruebas se realizó el montaje del sistema (microplanta) en el Laboratorio de Plantas Térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica (Universidad Industrial de Santander), usando la caldera que se encuentra allí ubicada.

Figura 73. Montaje De las pruebas de la Micro Planta de Generación Eléctrica



8.1 INSTALACIÓN Y MONTAJE

El Laboratorio de Ingeniería Mecánica cuenta con una caldera pirotubular ¹ (ver figura 73) de 20 BHP, la cual maneja un rango de presión entre 80 a 100 psi produciendo vapor ligeramente sobrecalentado.

Para la turbina se tomo vapor a partir de una derivación¹⁹ de $\frac{3}{4}$ " efectuada al tubo principal¹⁸ de 1" el cual surte a la turbina existente.

Esta derivación se reduce a una tubería de hierro galvanizado de diámetro nominal $\frac{3}{4}$ " a la cual se le agrego aislamiento de fibra de vidrio.

Se dispuso de una válvula de bola⁹ de $\frac{3}{4}$ " de diámetro nominal y 64 Bares de presión nominal localizada a 1 m de la turbina sobre la tubería de entrada de $\frac{3}{4}$ " de diámetro con el fin de controlar el paso de vapor hacia la turbina que se construyó y de separar el funcionamiento de esta turbina de otra turbina que se encuentra montada a la misma línea de salida de la caldera y que actualmente esta siendo usada para las prácticas del Laboratorio de la Escuela.

Así mismo en la línea de salida de la caldera a 10 cm. antes de la derivación de la tubería de entrada a la turbina, está instalado un manómetro⁶ y un termómetro⁷ para la lectura de la presión y temperatura respectivamente del flujo de vapor antes de ingresar a la tubería del sistema instalado.

La tubería de salida²⁰ de la turbina de 2" de diámetro se conecta a la línea principal del condensador enfriado por agua, la cual tiene un diámetro de 3".

8.2 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

- Tacómetro digital (óptico)
- Manómetro (Rango de 0-140 psi)
- Termómetro (Rango de 0-350⁰C)
- Multímetro.
- Amperímetro.

- Platina de orificios.

8.3 DATOS OBTENIDOS A PARTIR DE LA MEDICIÓN REALIZADA

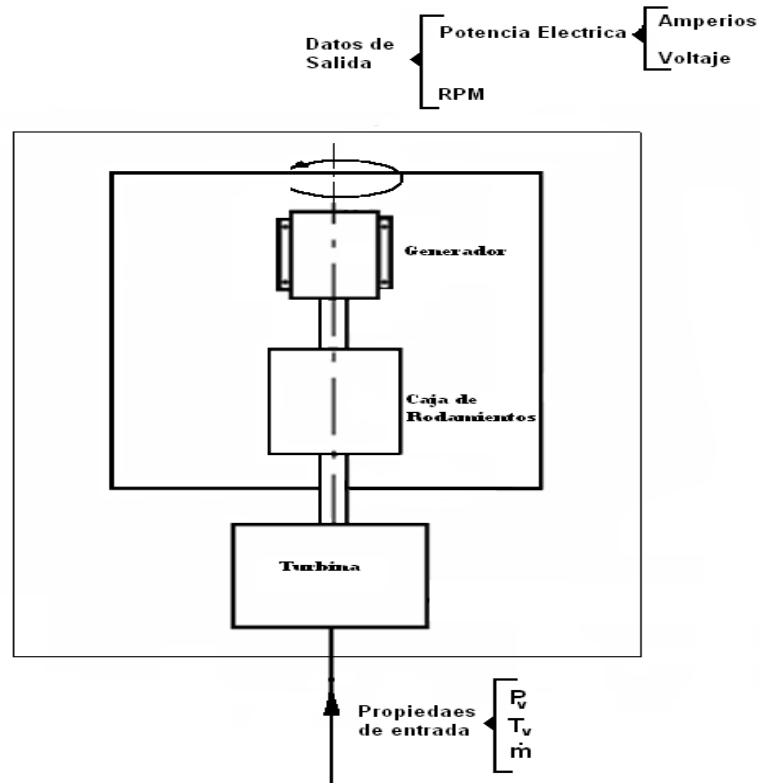
El procedimiento y las consideraciones que se tuvieron en cuenta para realizar las pruebas a la microplanta fueron:

En la ejecución de las pruebas realizadas a la microplanta, se estranguló el flujo de vapor manualmente con la servo-valvula⁸ ; con el fin de mantener constante en lo posible el voltaje producido por el generador en 110V.

1. Válvula de bola ubicada a la entrada de la turbina totalmente abierta.
2. Las variables que se midieron durante la prueba se tomaron de manera independiente y simultanea.
3. Se conectó el voltímetro y el amperímetro a la salida del generador eléctrico para medir estos parámetros.
4. Se midió con el tacómetro digital la velocidad angular expresada en revoluciones por minuto del eje del sistema.
5. Se comenzó a variar la carga que se le impone al sistema que viene representada en un Tablero de carga compuesto por 6 bombillos eléctricos cada uno de 100 Vatios.

La variación de la carga se hizo proporcionalmente aumentando la resistencia al sistema de 100 en 100 Vatios y se tomaron los datos para cada caso mostrándose los valores en el cuadro 8 y figura 74.

Figura 74. Parámetros de Entrada y Salida de Turbina-Generador



Cuadro 8. Propiedades del flujo de vapor que suministra la caldera y pruebas de medición.

Número de Pruebas	Datos de Entrada				Datos de Salida			
	Mediciones Directas			Mediciones Indirectas	Directos			Indirectos
	Presión ⁶ (PSI)	Temperatura ⁷ (C)	ΔP ²⁻⁴ (PSI)	Flujo ⁸ másico (Kg/s)	Voltaje ¹⁵ (voltios)	Corriente ¹⁶ (amperios)	RPM ¹²	Potencia Eléctrica (W)
1	100	152	5.4	0.26	114	4.9	3200	558,6
2	95	151	5.2	0.258	110	3.52	3286	387,3
3	93	150	5.0	0.255	108	2,77	3388	299,16
4	90	149	4.9	0.250	110	2.49	3420	273.9
5	84	148	4.6	0.250	114	2.08	3525	237,12
6	80	147	4.7	0.246	108	0.47	3730	50,76

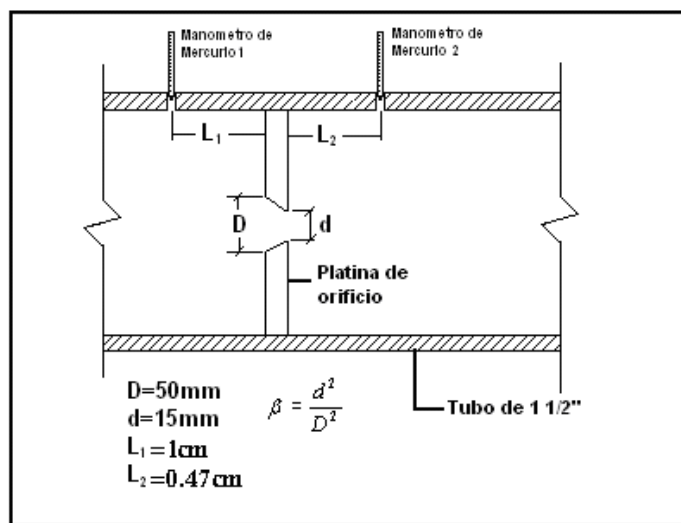
El número que esta inscrito en la tabla 8 al lado de cada propiedad especifica su ubicación en la planta (ver figura 73).

- **Cálculo del Flujo másico.** Para medir el flujo másico durante las pruebas se utilizo la platina de orificio que esta instalada en la tubería de alimentación de la turbina; esta platina tiene como objetivo medir la diferencia de presión entre dos puntos, y al conocer estos datos y el diámetro del orificio puede calcularse el flujo de vapor de entrada a la caldera.

La platina instalada esta construida bajo la norma ISO: 5167(The International Organization for Standardization; REF: 5167-1: 1991(E)), que especifica la geometría y método de uso (instalación y condiciones de operación) de platinas de orificio.

Los medidores de flujo por restricción están basados en la aceleración del fluido a través de una garganta, debido a que se conserva una relación entre el flujo másico y la caída de presión.

Figura 75. Platina de Orificio



La ecuación que relaciona flujo _ másico y ΔP es:

$$\frac{C * \epsilon_1 * \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} = \frac{4 * \text{flujo_masico}}{\pi * D^2 \sqrt{2 * \Delta P * \rho_1}}$$

Donde:

$$\beta = \frac{d^2}{D^2} = 0.29 ; \text{ Factor de contracción}$$

P_1 = es la presión del vapor a la salida de la caldera.

La densidad del vapor ρ_1 en función de la presión es igual a:

$$\rho_1 = 0.0344 * P_1 + 0.1304 \text{ Kg} / m^3$$

La viscosidad del vapor depende del rango de presión:

$$\text{Si } P_1 > 89.6338(\text{Psia}) \\ \text{Visc} = \exp(-7 * \ln(10)) * (0.1162P_1 + 132.0512)Pa.s$$

$$\text{Si } 39.17614 < P_1 < 89.6338(\text{Psia}) \\ \text{Visc} = \exp(-7 * \ln(10)) * (0.2004P_1 + 124.4604)Pa.s$$

El número de Reynolds se calcula con la siguiente ecuación:

$$\text{Re} = \frac{4 * \text{flujo_masico}}{\pi * D * \text{visc}}$$

El factor de expansión ϵ_1 esta dado por la siguiente ecuación (numeral

8.3.2.2 de norma)

$$\epsilon_1 = 1 - \frac{(0.41 + 0.35 * \beta^4) * \Delta P}{k * P_1}$$

Con los datos de la platina
 $K=1.3$ para el vapor de agua.

$$C = 0.5959 + 0.0312 * \beta^{2.1} - 0.1840 * \beta^8 + 0.0029 * \beta^{2.5} * \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0.75} +$$

$$0.09 * L_1 * \beta^4 (1 - \beta^4)^{-1} - 0.0337 * L_2 * \beta^3$$

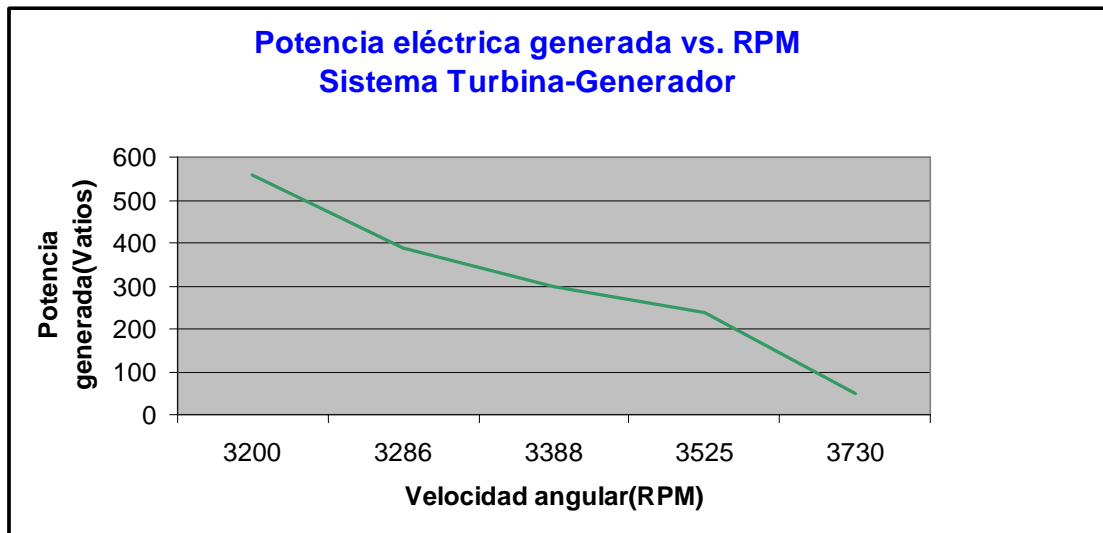
Se despeja el flujo_masico de la ecuación y se calcula el flujo de vapor por hora.

Cuadro 9. Cálculo de Flujo Másico

Datos Directos		Datos Indirectos					
$P_1 (psi)$	$P_2 (psi)$	$\Delta P (psi)$	ε_1	$vis (pa.s)$ $\times 10^{-5}$	$Re \times 10^6$	$\rho (Kg / m^3)$	$\dot{m} (Kg / s)$
100	94.6	5.4	0.9815	1.435	33.1	3.5704	0.26
95	89.8	5.2	0.9826	1.432	8.26	3.3984	0.258
93	88	5.0	0.9833	1.428	3.27	3.3296	0.255
90	85.1	4.9	0.9836	1.425	3.21	3.3568	0.250
84	79.4	4.6	0.9846	1.413	3.15	3.021	0.250
85	80.3	4.7	0.9843	1.415	3.1	3.0544	0.246

En el cuadro 8 se registran los resultados de los parámetros que se midieron durante la prueba hecha al sistema que son: el voltaje y la corriente de la salida del generador eléctrico, las revoluciones por minuto a las que gira el eje de la microplanta y se procedió a calcular la Potencia eléctrica como el producto de la corriente por el voltaje.

Figura 76. Gráfica de la Potencia eléctrica generada por la microplanta contra las revoluciones a las que gira el eje del sistema obtenidas de las pruebas de medición.



Para poder establecer las curvas características de la turbina construida, debido a la dificultad que se presenta para buscar los instrumentos de medición de torque, se decidió usar el término de la eficiencia del generador eléctrico para poder determinar en primera instancia la potencia de salida de la turbina y luego el torque generado en el eje de la misma.

$\eta_{\text{generador}} = \text{Potencia}_{\text{no min a l g enerador}} / \text{Potencia}_{\text{no min a l turbina}}$ de aquí se deduce la

potencia de la turbina y con la relación $T = \frac{\text{Potencia}_{\text{no min a l turbina}}}{\omega}$ se determina el

torque.

Los resultados se muestran en la Tabla 10, Figura 77 y 78.

La $\eta_{\text{generador}}$ se considera un promedio de 90%.

Cuadro 10. Valor de la potencia y el torque generado por la turbina a diferentes valores de velocidad angular expresada en revoluciones por minuto a las que gira el eje de la misma.

Turbina			
RPM	Potencia eléctrica generada del sistema	Potencia eje turbina(Vatios)	Torque del eje de la turbina(N-m)
3200	558,6	657,1764706	1,961111985
3286	387,3	455,6470588	1,324132297
3388	299,16	351,9529412	0,991999752
3525	237,12	278,9647059	0,755719286
3730	50,76	59,71764706	0,152884769

Figura 77. Gráfica de la Potencia generada por la turbina contra las revoluciones por minuto a las que gira el eje de la misma.

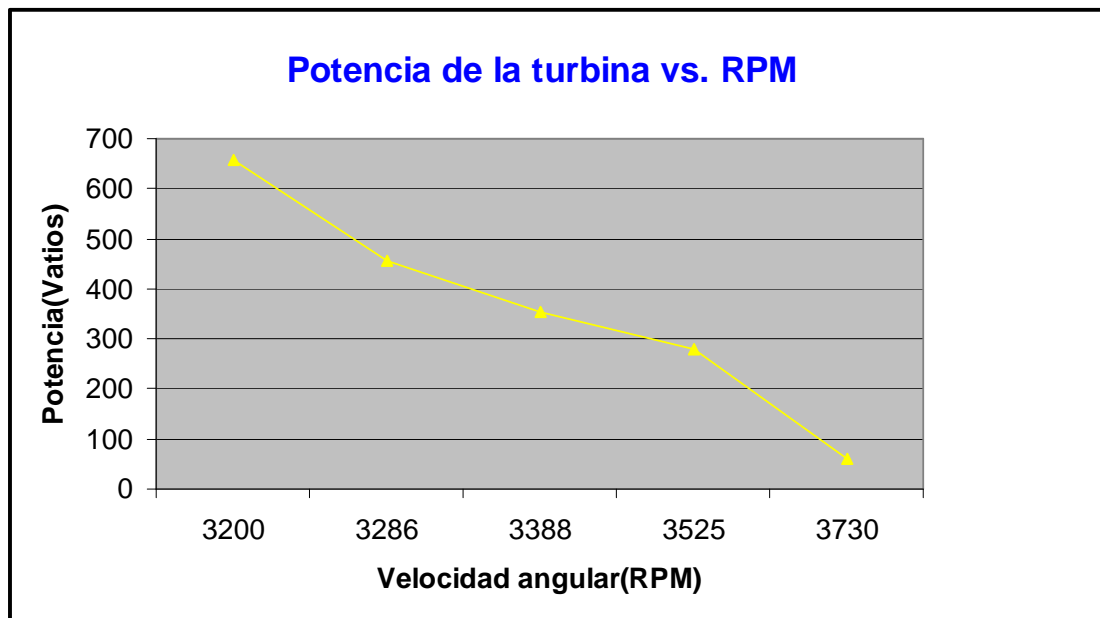


Figura 78. Gráfica de la curva característica de la turbina: Torque generado por la turbina contra las revoluciones por minuto a las que gira el eje de la misma.

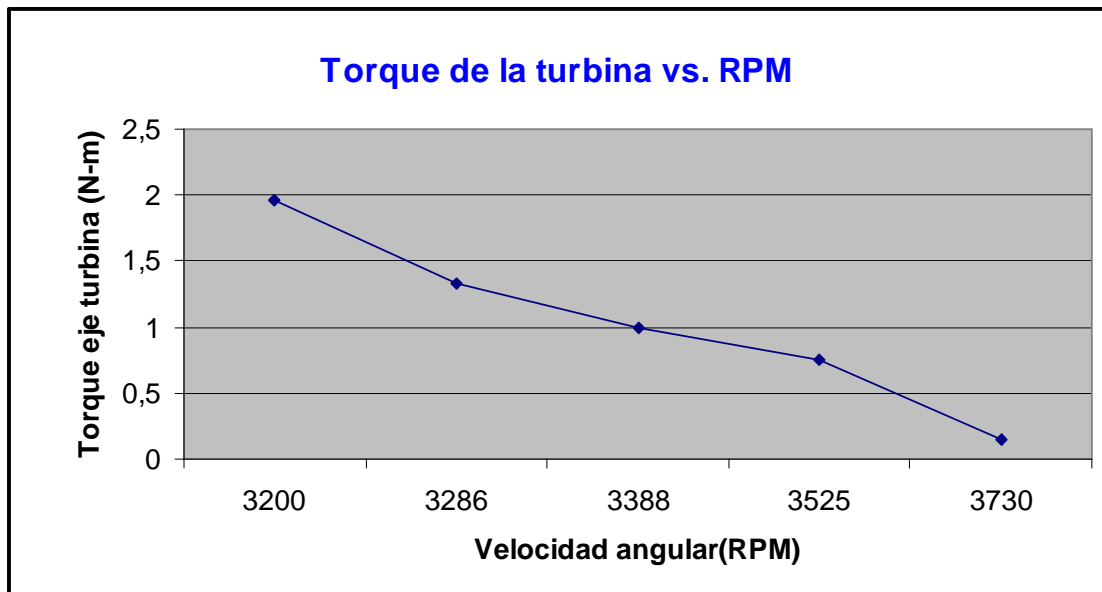
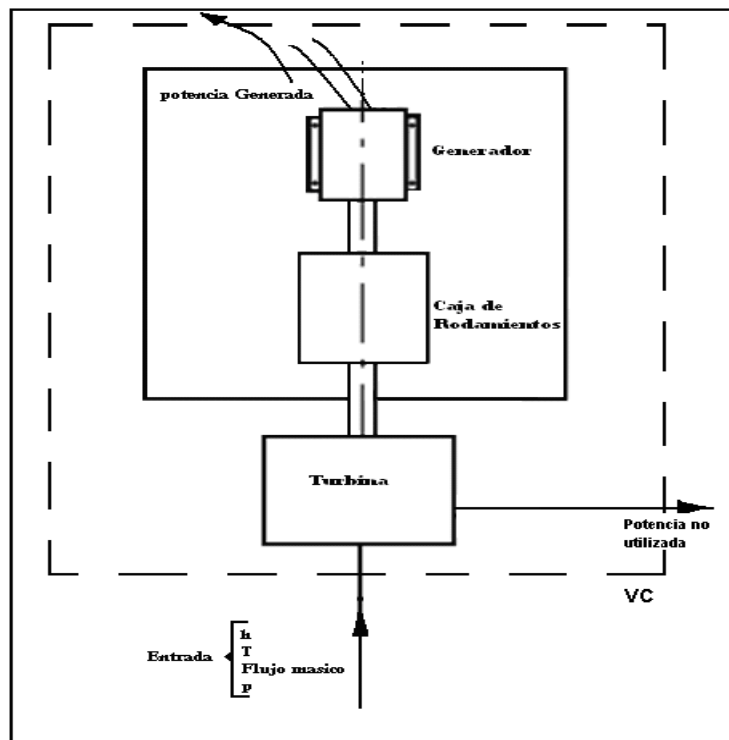


Figura 79. Balance Energético de la Microplanta



La eficiencia del sistema. El sistema que se analizó para el cálculo de la eficiencia es el conjunto Turbina-generador eléctrico mostrado en la figura 79.

Tomando el flujo de energía del vapor a la entrada de la turbina como potencia de entrada y considerando la potencia eléctrica generada del sistema como potencia útil de salida se procede a calcular la eficiencia de la microplanta.

$$\eta_{sistema} = \frac{Potencia_salida_util}{Potencia_entrada}$$

La potencia de entrada del flujo másico de vapor a la turbina se determina como:

$$Potencia_entrada = flujo_masico * \left(entalpia_entrada + \frac{velocidad_entrada^2}{2} \right)$$

Entalpía de entrada a 650 KPa de presión y 150 °C es 610923 J/Kg.

La velocidad de entrada es de 0.73 m/s.

$$Potencia_entrada = 0.2 * \left(610923 + \frac{0.73^2}{2} \right) = 126489Watts$$

La potencia de salida máxima desarrollada por el sistema es la correspondiente a la potencia eléctrica generada (Tabla 11).

Luego la eficiencia del sistema es:

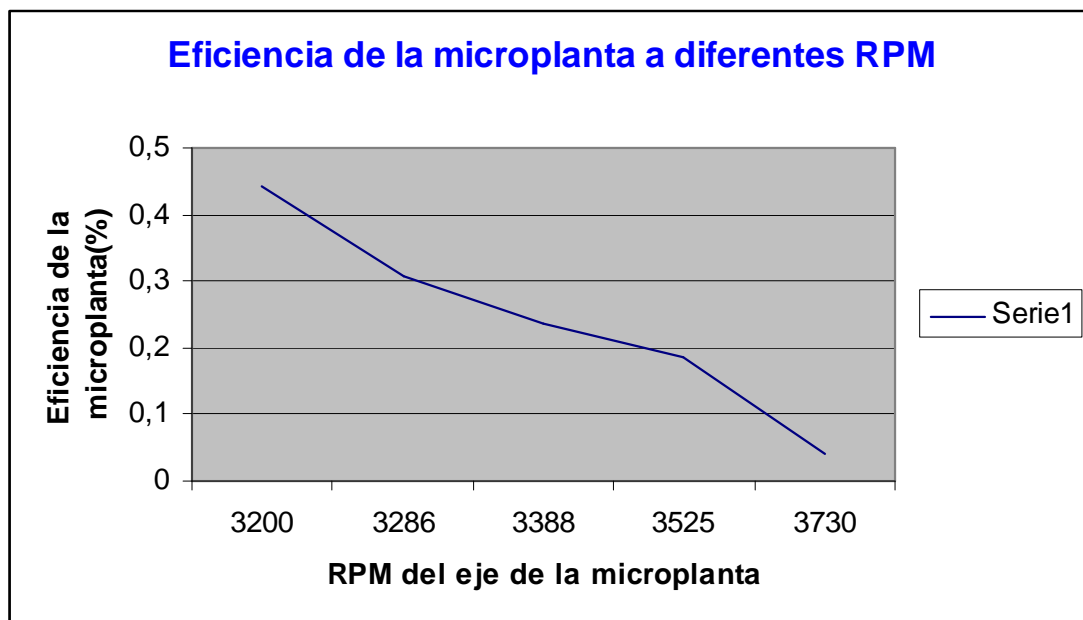
$$\eta_{sistema} = \frac{Potencia_salida_util}{126489}$$

Cuadro 11. Eficiencia de la microplanta correspondiente a diferentes valores de RPM y potencia generada.

RPM	Potencia eléctrica (Wattios)	Eficiencia real (%)	Eficiencia teórica (%)
3200	558,6	0,441619429	0.503
3286	387,3	0,306192633	0.5117
3388	299,16	0,236510685	0.5219
3420	273.9	0,205678970	0.525
3525	237,12	0,187462941	0.535
3730	50,76	0,040129972	0.6154

Como puede observarse la eficiencia del sistema aumenta a medida que aumenta la carga sobre el sistema, por lo que su eficiencia máxima se logra cuando se somete a la carga máxima nominal que en nuestro caso es de 560 Watts.

Figura 80. Eficiencia de la microplanta a diferentes valores de RPM a las que gira el eje del sistema



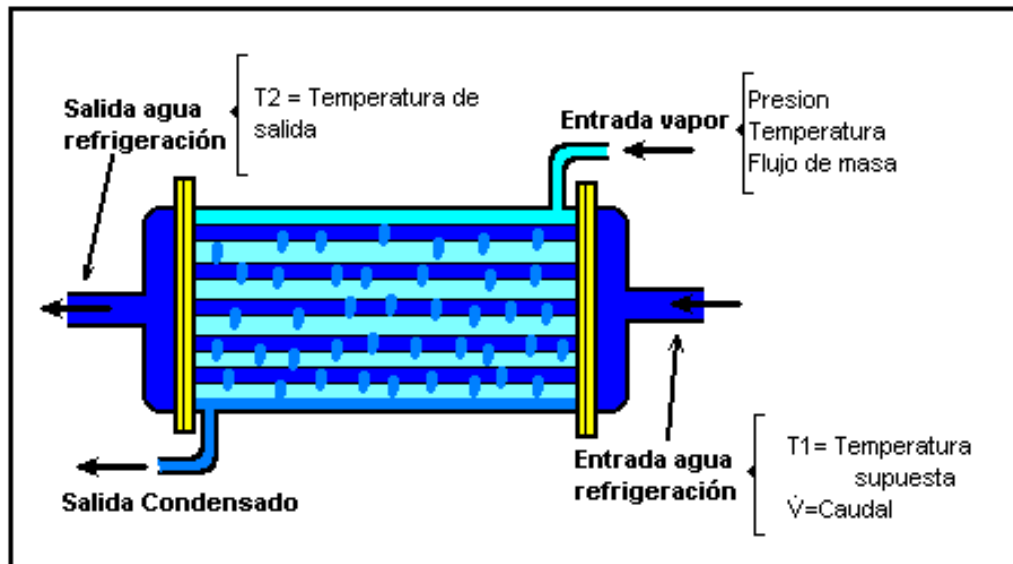
9. CALCULO DEL CONDENSADOR DE LA TURBINA.

9.1 TIPO DE CONDENSADOR A DISEÑAR

Condensador enfriado por agua del tipo de casco y tubo de gran uso en las aplicaciones industriales (ver figura 81).

El vapor de agua fluye por el casco del intercambiador y el agua (fluido de enfriamiento) fluye por el interior de los tubos.

Figura 81 Diagrama del Condensador



9.2 DATOS DE ENTRADA

Los datos de entrada para el diseño del condensador son los correspondientes a la salida de la turbina.

- Flujo másico del vapor a condensar que va por el lado del casco del intercambiador.

$$\text{flujo_masico_vapor} = 0.23 \text{ Kg/s.}$$

- Temperatura del vapor a la entrada del condensador = $130^{\circ}\text{C} = T_{\text{sat}}$

9.2.1 Criterios térmicos.

- La temperatura de entrada del agua a los tubos se asume $T_1 = 18^{\circ}\text{C}$.
- El incremento de temperatura del agua a la salida del intercambiador con respecto a la temperatura de entrada no sea superior a 12°C .
Por lo tanto la temperatura de salida del agua del intercambiador (T_2) es 30°C .

9.2.2 Criterios geométricos

- Para nuestro diseño se tomaron tubos de 7.65 mm de diámetro interno (D_i) y 1 mm de espesor que son unos de los tubos más usados en los condensadores enfriados por agua.

D_o = Diámetro externo de los tubos del condensador = 9.65 mm.

D_i = Diámetro interno de los tubos del condensador = 7.65 mm.

- Longitud de los tubos del condensador = 1 m
- Número de pasos del intercambiador = 40

9.2.3 Suposiciones de diseño. La temperatura T_s se considera constante a lo largo de los tubos.

9.3 ECUACIONES DE DISEÑO

Las ecuaciones que se usan para el cálculo del condensador se refieren al calor que hay que retirar del flujo de vapor para que cambie de estado gas a líquido.

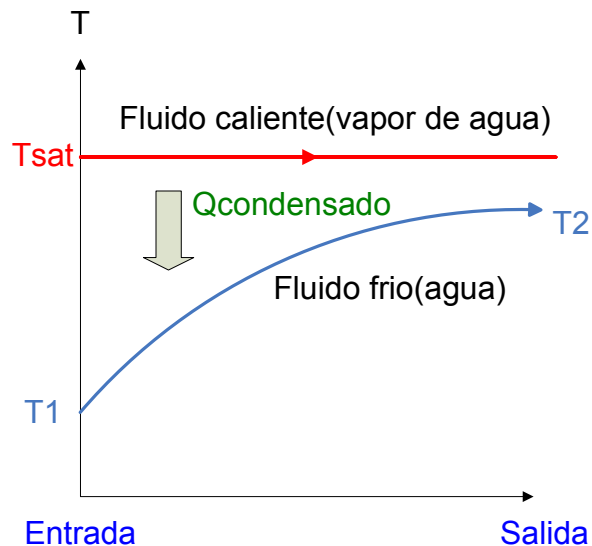
9.3.1 Análisis en el lado del casco del intercambiador.

El calor Q necesario para condensar el flujo de vapor es:

$$Q = hf * flujo_masico_vapor \quad [1]$$

- hf es el calor latente del agua saturada a la temperatura de saturación del vapor de agua (130 °C).
 $hf = 2170 \text{ KJ/Kg}$.

Figura 82. Diagrama de temperaturas a lo largo del condensador.



Ts = Temperatura de la superficie de los tubos del intercambiador de calor.

Con la teoría de transferencia de calor en la condensación se determinan los coeficientes de transferencia de calor para condensación de vapor sobre una hilera de tubos horizontales h_o de acuerdo a la siguiente correlación:

$$h_o = 0.729 * \left[\frac{9.8 * \text{Densidad}_{\text{liquido}} * (\text{Densidad}_{\text{liquido}} - \text{Densidad}_{\text{vapor}}) * hfg * Kl^3}{\text{visc}_{\text{liquido}} * (T_{\text{sat}} - T_s) * D_o} \right]^{1/4} \quad [2]$$

- $\text{Densidad}_{\text{liquido}}$ densidad del líquido a la temperatura de película.
- $\text{Densidad}_{\text{vapor}}$ densidad del vapor saturado a la temperatura de película.
- Kl Conductividad térmica del líquido saturado a la temperatura de película.
- $\text{visc}_{\text{liquido}}$ viscosidad del líquido saturado a la temperatura de película.
- hfg es el calor latente modificado de vaporización que se determina como:

$$hfg = hf + 0.68 * cp_{\text{liquido}} * (T_{\text{sat}} - T_s)$$

- cp_{liquido} = Calor específico del líquido saturado a la temperatura de película calculado a la temperatura de película.
- La temperatura de película (T_f) es el promedio de las temperaturas de saturación del vapor (T_{sat}) y la temperatura de superficie de los tubos del intercambiador de calor (T_s).

$$T_f = \frac{T_{\text{sat}} + T_s}{2} \quad [3]$$

El calor también se puede expresar de acuerdo al criterio de la diferencia de temperaturas de media logarítmica:

$$Q = UA_{\text{global}} * LMTD$$

- UA = Coeficiente global de transferencia de calor

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{hi * \pi * L * NTT * Di} + \frac{1}{ho * \pi * L * NTT * Do}} \quad [4]$$

- $LMTD$ = Temperatura media logarítmica.

$$LMTD = \frac{T2 - T1}{Ln\left(\frac{Ts_{at} - T1}{Ts_{at} - T2}\right)} \quad [5]$$

9.3.2 Análisis en el lado de los tubos del intercambiador. El análisis de los tubos del intercambiador se hace considerando la transferencia de calor por convección interna (dentro de los tubos del intercambiador) y forzada (agua que fluye por los tubos se hace por medio de una bomba).

$$Re = \frac{4 * Flujo_masico_agua_{tubo}}{\pi * visc_{agua} * Di} \quad [6]$$

Es el número adimensional Reynolds para flujos turbulentos.

- $Densidad_{agua}$ es densidad del agua que fluye dentro de los tubos del condensador evaluada a T_m .

$$T_m = (T1 + T2) / 2.$$

- $visc_{agua}$ es la viscosidad del agua que fluye dentro de los tubos del condensador evaluada a T_m .
- $Flujo_masico_agua_{tubo}$ = Flujo másico del agua que fluye por cada tubo del intercambiador.

$$f = (0.79 * Ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad [7]$$

f es el factor de fricción.

El número de Nusselt Nu :

$$Nu = \frac{(f/8) * (Re - 1000)}{1 + 12.7 * (f/8)^{0.5} * (Pr^{2/3} - 1)} \quad [8]$$

- Pr es el número de Prant que fluye dentro de los tubos del condensador evaluada a T_m .

El número de Nusselt a su vez es igual:

$$Nu = h_i * L / K_{agua} \quad [9]$$

- h_i = Coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua que fluye por el interior de los tubos del condensador.
- K_{agua} = Conductividad térmica del agua que fluye por el interior de los tubos del condensador.

Y con la expresión:

El calor que gana el agua (Fluido frío) Q

$$Q = \text{flujo_masico_agua} * c_{p_agua} * (T_2 - T_1) \quad [10]$$

densidad_{agua} Es la densidad del agua que fluye por los tubos.

flujo_masico_agua es el flujo másico de agua que fluye por todos los tubos.

- El número de tubos por paso (NTP) es:

$$NTP = NTT/NT \quad [11]$$

Donde NTT es el número total de tubos del condensador y NT es el número de pasos.

- El flujo másico de agua por tubo es:

$$\text{Flujo_masico_agua}_{\text{tubo}} = \text{Flujo_masico_agua}/NTP \quad [12]$$

El calor que gana el agua en función de la temperatura de superficie es:

$$(T_s - T_m) * h_i * \pi * L * D_i * NTT = Q$$

Cuadro 12. Definición de las Variables Utilizadas en el Calculo del Condensador

	SÍMBOLO	UNIDADES	VALOR
Datos de entrada			
Lado del casco			
Flujo másico de vapor	flujo_masico_vapor	Kg/s	0.23
Temperatura de entrada del vapor	Tsat	°C	130
Lado de los tubos			
Temperatura de entrada del agua	T1	°C	18
Temperatura de salida del agua	T2	°C	30
Temperatura promedio del agua	Tm	°C	24
Diámetro externo de los tubos	Do	m	0.00965
Diámetro interno de los tubos	Di	m	0.00765
Longitud de los tubos	L	m	1
Número de pasos	NP	Adimensional	4
Ecuaciones del diseño del intercambiador de calor			
Calor para condensar el vapor	Q ¹	Watts	434000
Entalpía de vaporización	hf @Tsat	J/Kg	2170000
Calor que cede el agua para condensar el vapor	Q ¹⁰	Watts	434000
Flujo másico del agua que fluye por todos los tubos	<i>Flujo _ masico _ agua</i>	Kg/s	8.65
Calor específico del agua	cp _{agua} @ Tm	J/(Kg*K)	4180
Coefficiente global de transferencia de calor del condensador por su área	UA ⁴	Watts/K	0.00765 m
Temperatura media logarítmica	⁵ LMTD	°C	105.9
Número total de tubos del condensador	NTT	Adimensional	32
Número de tubos por paso	¹¹ NTP	Adimensional	8
Flujo de agua por tubo	¹² <i>Flujo _ masico _ agua_{tubo}</i>	Kg/s	0.00765 m
Número de Reynolds	⁶ Re	Adimensional	275728
Viscosidad del agua que fluye por los tubos	visc _{agua} @ Tm	Kg/(m*s)	0.89*10 ⁻³
Factor de fricción	⁷ f	Adimensional	0.01467
Numero de Nusselt	⁸ Nu	Adimensional	130
Numero de Prant del agua	Pr @ Tm	Adimensional	6.14
Coefficiente de transferencia de calor en la parte interna de los tubos	⁹ hi	W/(m ² *K)	93343
	SÍMBOLO	UNIDADES	VALOR
Conductividad térmica del agua	K _{agua} @ Tm	W/(m*K)	0.607

Numero de Prant del agua	Pr @ Tm	Adimensional	6.14
Temperatura de superficie de los tubos	¹¹ Ts	°C	30.1
Temperatura de película	³ Tf	°C	80
Coefficiente de transferencia de calor en la parte externa de los tubos	² ho	W/(m ² *K)	13766
Densidad del líquido saturado	<i>Densidad</i> _{líquido} @ Tf	Kg/m ³	972
Densidad del vapor saturado	<i>Densidad</i> _{vapor} @ Tf	Kg/m ³	0.294
Conductividad térmica del líquido saturado	Kl @ Tf	W/(m*K)	0.67

9.4 PROCESO DE DISEÑO

1. Calcular el calor necesario para condensar el flujo de vapor.

$$Q = hf * \text{flujo_masico_vapor}$$

2. Calcular el flujo másico de agua que se requiere para poder lograr la condensación del vapor de la siguiente expresión:

$$Q = \text{flujo_masico_agua} * cp_{\text{agua}} * (T2 - T1)$$

3. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor UA

$$Q = UA_{\text{global}} * LMTD$$

$$LMTD = \frac{T2 - T1}{\ln\left(\frac{Ts_{\text{sat}} - T1}{Ts_{\text{sat}} - T2}\right)}$$

4. Supongo un NTT (Numero total de tubos del condensador)
5. Calcular el número de tubos por paso (NTP).

$$NTP = NTT/NT$$

6. Calcular el flujo másico de agua por tubo del condensador

$$\text{Flujo_masico_agua}_{\text{tubo}} = \text{Flujo_masico_agua}/NTP$$

7. Calcular número de Reynolds, factor de fricción y el número de Nusselt.

$$Re = \frac{4 * Flujo_masico_agua_tubo}{\pi * visc_agua * Di}$$

$$f = (0.79 * Ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$Nu = \frac{(f/8) * (Re - 1000)}{1 + 12.7 * (f/8)^{0.5} * (Pr^{2/3} - 1)}$$

8. Calcular el Coeficiente de transferencia de calor en la parte interna de los tubos h_i de la expresión siguiente:

$$Nu = h_i * Di / K_{agua}$$

9. Calcular la temperatura de superficie T_s con la ecuación:

$$(T_s - T_m) * h_i * \pi * L * Di * NTT = Q$$

10. Calcular la temperatura de película T_f .

$$T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$$

11. Calcular el Coeficiente de transferencia de calor en la parte externa de los tubos h_o con la expresión siguiente:

$$h_o = 0.729 * \left[\frac{9.8 * Densidad_{liquido} * (Densidad_{liquido} - Densidad_{vapor}) * hfg * Kl^3}{visc_{liquido} * (T_{sat} - T_s) * Do} \right]^{1/4}$$

12. Calcular el coeficiente global de transferencia de calor UA :

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_i * \pi * L * NTT * Di} + \frac{1}{h_o * \pi * L * NTT * Do}}$$

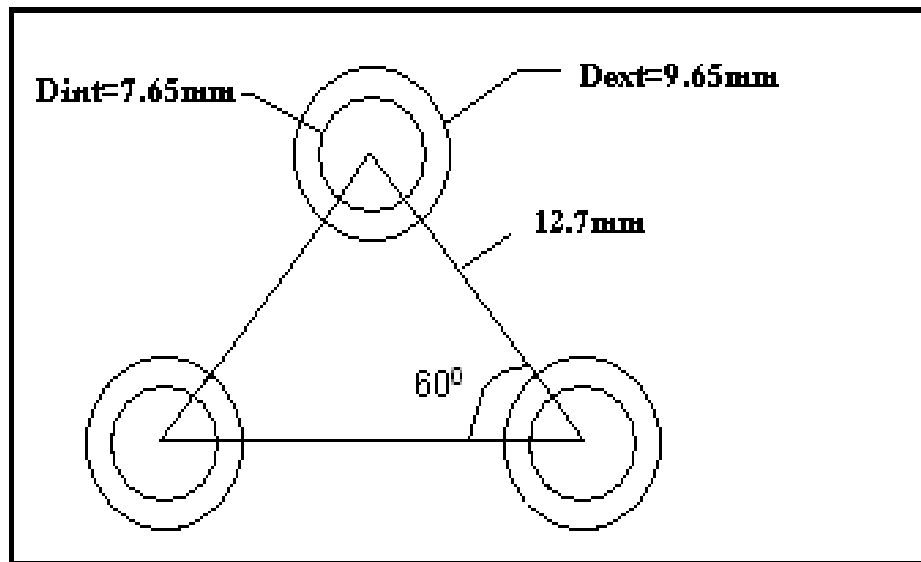
13. Comparar el UA del paso anterior con el UA del paso 3; en la situación en que sean diferentes volver a iniciar el proceso con un NTT

diferentes hasta que converjan los coeficientes globales de transferencia de calor UA.

Q Watts	flujo_agua Kg/s	UA W/°C	LMTD °C	NTT	NTP	Flujo_agua_tubo Kg/s	Re	f	hi W/(m ² *K)	Ts °C	ho W/(m ² *K)	UA W/°C
434000	8.65	4126	105.2	20	5	1.73	441165	0.01343	13980,5	30.46	13779	2385
				24	6	1.442	367637	0.01389	11950,1	30.3	13774	3856
				28	7	1.236	315118	0.0143	10467,6	30.2	13770	4069
				32	8	1.082	275728	0.01467	9334,3	30.1	13766	4130.2

9.4.1 Resultados del diseño del condensador. El intercambiador requerido para lograr la condensación del vapor consta de un arreglo de tubos distribuidos a 60° de 4 pasos, y un número total de tubos de 32, como se muestra en la figura 83:

Figura 83. Arreglo Geométrico de los Tubos del Condensador



Área necesaria del intercambiador para lograr el condensado del vapor es:

$$A = \pi * D * L * NTT = \pi * 0.00965 * 1 * 32 = 0.97 m^2$$

Por facilidad en el montaje y reducción en los gastos del proyecto se utilizó el condensador que se encuentra instalado en el laboratorio, cuyas especificaciones son las siguientes:

Marca: Karting

Clasificación: casco y Tubos

Número de Pasos: 4

Numero de tubos: 272

Temperatura máxima: 325⁰C

Caudal Aspirado: 300Kg/h

Arreglo: Tres Bolillo

CONCLUSIONES

- Con la realización del presente trabajo de grado, se logró diseñar y construir una microplanta de generación de energía eléctrica, la cual presentó un buen desempeño en términos generales; ya que se obtuvo una potencia eléctrica máxima (560W -120V~) dentro de los rangos estipulados(400-700 W) con un buen funcionamiento de todo el sistema sin presentar ningún tipo de inconvenientes.

- Se analizó con el software Engineering. Equation. Solver, el comportamiento de los parámetros térmicos, dinámicos y geométricos de la turbina, encontrando los valores óptimos para los requerimientos de potencia exigidos y las condiciones dadas por la caldera. Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Tipo de turbina	Acción pura
Número de etapas de la turbina	1
Fluido de trabajo	Vapor de agua saturado
Flujo másico	0,23 Kg/s
Potencia máxima producida por la turbina	667 Vatios
Torque nominal máximo de la turbina	1,8 N-m
Revoluciones por minuto a las que gira el rotor	3600 rpm
Presión de entrada a la turbina	670 KPa
Presión de trabajo de la turbina	420 KPa
Angulo absoluto de entrada	30
Angulo relativo del alabe a la entrada	40
Angulo relativo del alabe a la salida	40
Velocidad absoluta de entrada del fluido a la turbina	80 m/s
Diámetro medio del rotor	15 cm
Ancho del alabe	1 cm
Número de alabes	18

Altura de los alabes	2,54 cm
Espesor del alabe	0,5 mm
Eficiencia de los alabes	77%
Coefficiente de velocidades Km	0,85
Área de entrada de la tobera	3,44 cm ²
Área de salida de la tobera	0,17 cm ²

- En el momento de realizar las pruebas se encontró como limitante la variación de presión (100-80 PSI) debido al control on-off de la caldera lo que impidió lograr mejores registro de velocidad (rpm) y por ende de potencia.

- La eficiencia general de la microplanta construida es baja, observando que esta aumenta a medida que aumenta la carga eléctrica. En comparación con la eficiencia teórica se observa que los valores numéricos son muy cercanos entre si, presentándose un desfase entre una y la otra, debido a dificultades de construcción en las partes principales de la turbina, tobera y rodete.

- El proyecto de grado construido reforzó el conocimiento adquirido en la academia, ya que en el proceso de diseño y construcción se confrontó la parte teórica con la práctica conllevando a reconocer que no todo lo que se plantea y calcula en un diseño se puede llevar a la realidad. Los inconvenientes que se presentaron se relacionaron con la falta de tecnología local para llevar a cabo los procesos de manufactura y mecanizado, además de los altos costos que estos involucran.

- En la puesta a punto obtuvimos numerosas dificultades, ya que la teoría no enseña detalles determinantes sobre esta, sino que se necesita una gran experiencia práctica, y curiosidad para realizar esta de la mejor manera.

- La microplanta desarrollada ofrece una alternativa económica con respecto a la existente, ya que esta fue diseñada en base a las condiciones de generación de vapor y presión de la caldera. Esto permite su utilización con mayor frecuencia, lo cual conllevará a un alto conocimiento teórico-práctico de las propiedades térmicas y cinemáticas del vapor por parte del estudiantado de la universidad.

RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES

- Se recomienda la implementación de reformas geométricas en el rodete, en especial en el número de álabes a medida en que los procesos de mecanizado en la industria local se desarrollen más con el fin de comparar el comportamiento de la turbina con un número mayor de estos.
- Después de realizar las pruebas se revisó el estado general de la microplanta no encontrándose variación alguna en sus propiedades físicas y de desempeño.
- Se presentaron grandes inconvenientes en el mecanizado de los álabes debido a que la herramienta del CNC necesita un espacio útil para maniobrar, esto produjo una reducción en el diseño inicial de 30 a 19 álabes, lo cual produce que no todo el vapor realice el cambio de dirección óptimo.

BIBLIOGRAFÍA

- ✓ BOGUSZ, Zygmunt. Optimización de los Parámetros de Diseño de Turbinas de Vapor. Universidad central de Venezuela.1983
- ✓ RUBBO, Vincenzo. Turbina a Vapor. Bignami Milano 1972
- ✓ INCROPERA, Frank P. y DeWitt, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 1999. 912 p.

Internet:

- ✓ http://tamarugo.cec.uchile.cl/~roroman/cap_10/t-gas01.htm
- ✓ <http://thales.cica.es/rd/Recursos/rd99/ed99-022601/capitulo4b.html>
- ✓ <http://www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad8.PDF>
- ✓ http://www.uamerica.edu.co/tutorial/1intro_text_1_2.htm

ANEXOS

Anexo A. TOBERAS

7.3. Flujo subsónico, transónico y supersónico en un conducto cualquiera

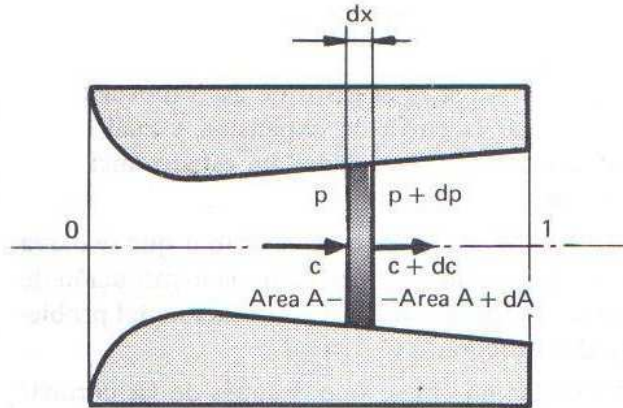


Fig. 7-1.—Variación de la presión y de la velocidad en un conducto.

La figura 7-1 representa el caso general de un conducto en que la presión p disminuye (tobera) o aumenta (difusor) en la dirección del flujo. En toda sección A se cumple la ecuación de continuidad (7-1):

$$G = \frac{Ac}{v} = \text{cte}$$

Tomando logaritmos naturales y diferenciando:

$$\frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (7-3)$$

porque $G = \text{cte}$.

Si el proceso es a.i., $\gamma = \text{cte}$ y gas perfecto se verificará:

$$p v^\gamma = \text{cte}$$

Tomando logaritmos naturales y diferenciando:

$$\frac{dp}{p} + \gamma \frac{dv}{v} = 0$$

de donde:

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{\gamma} \frac{dp}{p} \quad (7-4)$$

Por otra parte del primer principio, siendo el proceso a.i. y $dW = 0$ (conducto fijo), se deduce

$$-dh = cdc = -v dp \quad (7-5)$$

y

$$\frac{dc}{c} = -\frac{v dp}{c^2} \quad (7-6)$$

Sustituyendo las Ecs. (7-4) y (7-6) en (7-3) se tendrá:

$$\begin{aligned} \frac{dA}{A} &= \frac{1}{\gamma} \frac{dp}{p} \left(\frac{\gamma p v}{c^2} - 1 \right) = \frac{1}{\gamma} \frac{dp}{p} \left(\frac{a^2}{c^2} - 1 \right) = \\ &= \frac{1}{\gamma} \frac{dp}{p} \frac{1 - Ma^2}{Ma^2} \end{aligned} \quad (7-7)$$

(Ecuación diferencial de un conducto fijo cualquiera, gas perfecto, $\gamma = cte$, flujo a.i.)

donde a – velocidad local del sonido (véase Sec. 2.19);

Ma – número local de Mach.

Discusión de la Ec. (7-7)

1) Tobera: $\frac{dp}{p} < 0$

Flujo acelerado [véase la Ec. (7-5)]:

a) *Flujo subsónico*: $Ma < 1$. En este caso, de la Ec. (7-7), $\frac{dA}{A} < 0$. Tobera convergente.

b) *Flujo transónico*: $Ma = 1$. En este caso $\frac{dA}{A} = 0$. Garganta de la tobera.

c) *Flujo supersónico*: $Ma > 1$. En este caso $\frac{dA}{A} > 0$. Tobera divergente

2) Difusor: $\frac{dp}{p} > 0$

Flujo retardado [véase la Ec. (7-5)]:

- a) *Flujo subsónico*: $Ma < 1, \frac{dA}{A} > 0$. Difusor divergente.
- b) *Flujo transónico*: $Ma = 1, \frac{dA}{A} = 0$. Garganta del difusor.
- c) *Flujo supersónico*: $Ma > 1, \frac{dA}{A} < 0$. Difusor convergente.

7.4. Velocidad media en una sección cualquiera de una tobera

Escrito el primer principio entre la entrada (subíndice 0) y un punto genérico de la tobera (sin subíndice),

$$Q = \Delta h + \Delta \left(\frac{c^2}{2} \right) + W$$

y siendo $W = 0$ y $Q = 0$ (hipótesis de expansión adiabática), se tendrá:

$$\frac{c^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h \quad (7-8)$$

Si c_0^2 es despreciable en comparación de c^2 se tendrá:

$$\frac{c^2}{2} = h_0 - h \quad (7-9)$$

y

$$c = \sqrt{2(h_0 - h)}$$

En particular, la velocidad de salida de la tobera (subíndice 1) será:

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1)} \quad (7-10)$$

Las Ecs. (7-8) a (7-10) son válidas tanto para los procesos reversibles como para los irreversibles. Si el proceso es reversible la velocidad a.i. de salida de la tobera c_{1s} será mayor que la velocidad real, porque $h_0 - h_{1s} > h_0 - h_1$, como se ve en la figura 7-2-c.

Diferenciando (7-9) se tiene

$$d(c^2/2) = -dh = -(du + p dv + v dp) \quad (7-11)$$

En el proceso reversible

$$du + p dv = dQ = 0$$

y

$$d(c^2/2) = -v dp \tag{7-12}$$

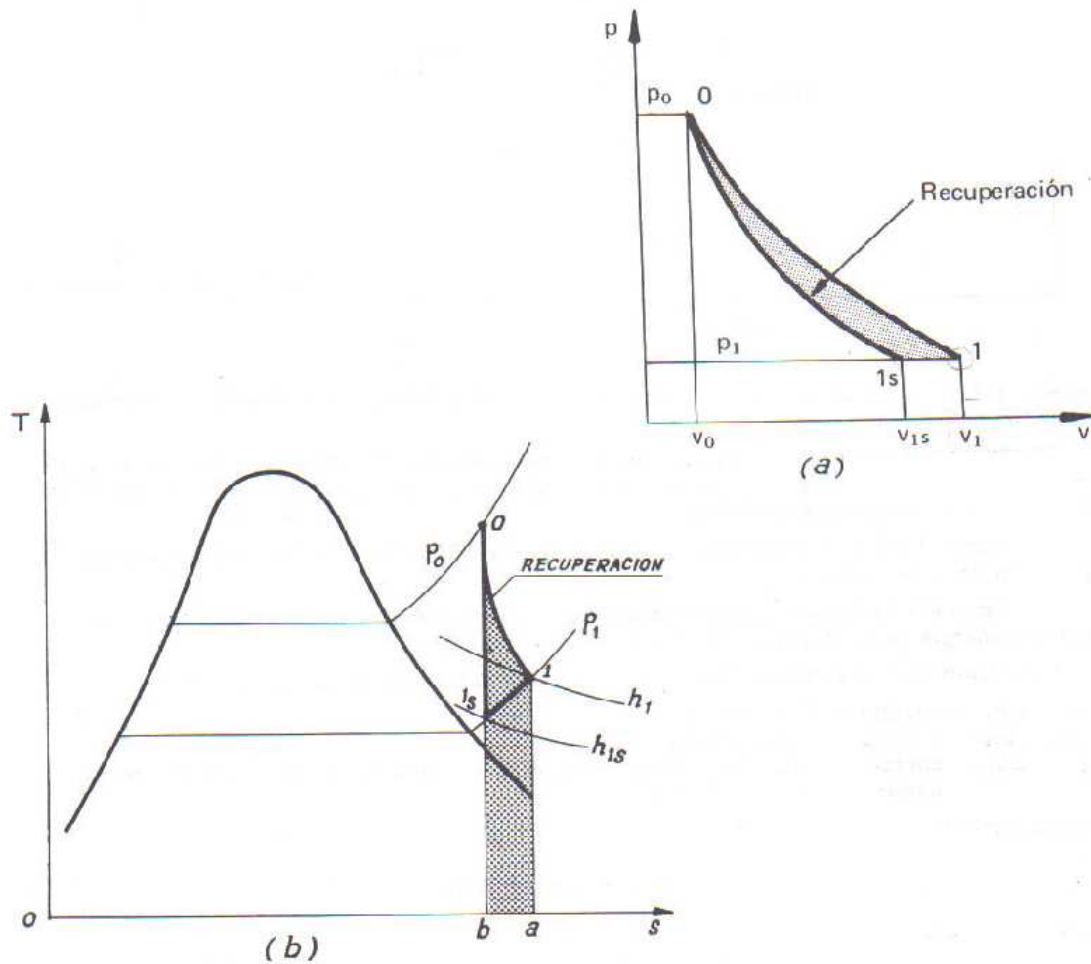


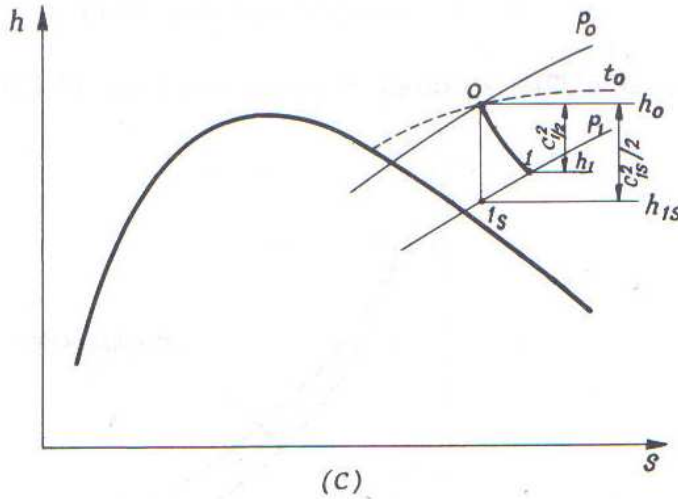
Fig. 7-2.—Proceso ideal y real de expansión del vapor en una tobera:
 (a) en el plano pv; (b) en el plano Ts.

el área a la izquierda de la curva 0-1s en el plano pv, o la integral de la Ec. (7-12), (fig. 7-2-a), representa el incremento de energía cinética en la expansión a.i.

En el proceso irreversible

$$du + p dv > 0$$

es la fricción, y según la Ec. (7-11) el área a la izquierda de la curva de expansión real (0-1 en la figura 7-2-a) representa la energía cinética más la fricción, correspondiendo el triángulo 0-1-1s a la energía recuperada en la tobera misma. En efecto, análogamente a lo explicado en

Fig. 7-2.- (c) en el plano hs .

la Sec. 6.8.1, sobre la recuperación en conexión con la figura 6-20, es fácil ver en el plano Ts de la figura 7-2-b:

a) el área $0-1-a-b-0$ representa la energía de fricción desarrollada en la tobera, porque $Tds = dQ + dh_f$ (donde dh_f es la fricción); pero siendo el proceso adiabático $dQ = 0$; luego $Tds = dh_f$, cuya integral es el área indicada;

b) el área $1-a-b-1s-1$ representa la pérdida en la tobera (que si hay más escalonamientos podrá en parte recuperarse);

c) el área $0-1-1s-0$ que corresponde al área con la misma designación en el plano pv , representa la energía recuperada en la tobera misma.

Para demostrar los dos últimos enunciados, considerando la figura 7-2-c y denominado

Δh_f — energía de fricción total;

Δh_r — energía de fricción recuperada;

Δh_p — energía de fricción perdida (aunque recuperable en parte en los restantes escalonamientos, si los hubiese)

evidentemente

$$\Delta h_f = \Delta h_r + \Delta h_p \quad (7-13)$$

se tiene además

$$\Delta h_p = h_1 - h_{1s} = \frac{c_{1s}^2 - c_1^2}{2} \quad (7-14)$$

En el proceso irreversible $0-1$, $du + pdv = dh_f$; con lo cual de la Ec. (7-11) se obtiene:

$$dh = dh_f + v dp \quad (7-15)$$

integrando entre 0 y 1

$$h_1 - h_0 = \Delta h_f + \int_0^1 v dp \quad (7-16)$$

(donde la integral es el área a la izquierda de la curva del proceso $0-1$ en el plano pv). En el proceso reversible $0-1s$ de la Ec. (7-11) se tiene:

$$dh = v dp$$

e integrando entre 0 y 1s:

$$h_{1s} - h_0 = \int_0^1 v_s dp \quad (7-17)$$

(donde la integral es el área a la izquierda de la curva del proceso 0-1s en el plano pv). Restando (7-17) de (7-16) y teniendo en cuenta (7-14):

$$\Delta h_p = h_1 - h_{1s} = \Delta h_f + \int_0^1 (v - v_s) dp$$

y teniendo en cuenta (7-13):

$$\Delta h_r = \int_0^1 (v_s - v) dp > 0$$

(atención a los signos de dp y de la integral). Luego (fig. 7-2-b)

área 0-1-1s — energía recuperada
 área 1-a-b-1s — energía perdida.

En la figura 7-2-c pueden estudiarse los mismos procesos en el plano hs .

Expansión del gas perfecto en una tobera

En el gas perfecto la Ec. (7-9) puede transformarse así:

$$\frac{c^2}{2} = h_0 - h = \bar{c}_p (T_0 - T) = \frac{\bar{c}_p}{R_i} (p_0 v_0 - pv)$$

donde \bar{c}_p — calor específico medio a presión constante en el intervalo de temperaturas considerado; y según la ecuación de Mayer se obtendrá:

$$\frac{c^2}{2} = \frac{\bar{c}_p}{\bar{c}_p - \bar{c}_v} (p_0 v_0 - pv) = \frac{\gamma}{\gamma - 1} (p_0 v_0 - pv)$$

de donde

$$c = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} (p_0 v_0 - pv)} \quad (7-18)$$

(Velocidad media en una sección cualquiera de una tobera, gas perfecto, $c_0^2/2 \approx 0$).

7.5. Sección mínima o crítica de una tobera: parámetros críticos

7.5.1. En la expansión a.i. de un gas perfecto

En virtud de la ecuación de continuidad (7-1) y de la Ec. (7-18), si p_0, v_0 representan el estado del gas a la entrada de la tobera adiabática y se supone $\frac{c_0^2}{2} \approx 0$ y gas perfecto se verificará en toda sección de la tobera:

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{Ac}{v} = A \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p_0 v_0}{v^2} - \frac{pv}{v^2} \right)} = \\
 &= A \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{\left(\frac{v_0}{v} \right)^2 - \frac{p}{p_0} \frac{v_0}{v}} = \text{cte}
 \end{aligned} \tag{7-19}$$

si además la transformación es isentrópica, suponiendo $\gamma = \text{cte}$:

$$p v^\gamma = \text{cte} \tag{7-20}$$

y

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{v_0}{v} \right)^2 &= \left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/\gamma} \\
 \frac{p}{p_0} \cdot \frac{v_0}{v} &= \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}
 \end{aligned} \tag{7-21}$$

Llevando estos valores a la Ec. (7-19) se obtiene:

$$G = A \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{v_0}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} = AC \sqrt{z} \tag{7-22}$$

donde $C = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{p_0}{v_0}}$ - constante que depende de las condiciones iniciales

$$z = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} = f(\lambda); \quad \lambda = \frac{p}{p_0}$$

En la sección de entrada de la tobera $p = p_0$ y $z = 0$. La expansión máxima tendría lugar si la presión a la salida de la tobera fuera nula (vacío absoluto). En ese caso a la salida $p = 0$ y de nuevo $z = 0$. Por lo demás z se mantiene siempre positivo, porque $p < p_0$ (en la tobera la presión decrece constantemente), y $\frac{2}{\gamma} < \frac{\gamma+1}{\gamma}$, ya que $\gamma > 1$; luego z tiene por lo menos un máximo que ocurrirá para el valor de $\lambda = \lambda_c$ deducido de la ecuación:

$$\frac{dz}{d\lambda} = \frac{2}{\gamma} \cdot \lambda_c^{\frac{2}{\gamma}-1} - \left(\frac{\gamma+1}{\gamma} \right) \lambda_c^{\frac{1}{\gamma}} = 0$$

ya que fácilmente se comprueba que $\frac{d^2z}{d\lambda^2} < 0$.

$$\lambda_c = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}; \quad \text{siendo } \lambda_c = \frac{p_c}{p_0}$$

donde p_c — presión crítica, que tiene por expresión:

$$p_c = p_0 \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (7-23)$$

(Gas perfecto $\gamma = \text{cte.}$, expansión a.i., $\frac{c_0^2}{2} \approx 0$)

p_c no depende más que del exponente γ de la adiabático-isentrópica y de la presión inicial p_0 .

La Ec. (7-23) se ha deducido partiendo de la hipótesis de que la energía cinética de entrada en la tobera es despreciable; las fórmulas, sin embargo, aducidas son válidas aunque esta hipótesis no se cumpla, si se considera en todas las fórmulas como estado inicial el determinado por $p_{0\text{tot}}$ y $h_{0\text{tot}}$ en vez de p_0 y h_0 (donde $p_{0\text{tot}}$, $h_{0\text{tot}}$ — parámetros de estancamiento), obteniéndose finalmente la fórmula

$$p_c = p_{0\text{tot}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Cuando la presión en la tobera llega a alcanzar el valor definido por la Ec. (7-23) la función z alcanza su valor máximo y, según la Ec. (7-22), el área de la tobera será mínima porque $G = \text{cte.}$ Si la presión que se mantiene a la salida de la tobera es

$$p_1 < p_c$$

z alcanzado su valor máximo empieza a disminuir y A a aumentar: la tobera se hace divergente.

En el problema inverso, enunciado en la Sec. 7.1 dado el estado del gas/vapor a la entrada de la tobera y la presión a la salida, se deberá contruir una

tobera convergente	si $p_1 \geq p_c$
tobera convergente-divergente	si $p_1 < p_c$

Si $p_1 = p_c$, a la salida de la tobera, o si $p_1 < p_c$, en la garganta de la misma, según se vió en la Sec. 7.3, reina la velocidad del sonido. Es útil volver a comprobar esto último.

Calculemos la velocidad crítica, c_c , o velocidad en la garganta de la tobera, que según la Ec. (7-18), sacando $p_c v_c$ factor común en el radicando, será:

$$c_c = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_c v_c \left(\frac{p_0 v_0}{p_c v_c} - 1 \right)} \quad (7-24)$$

y en virtud de (7-20):

$$p_0 v_0^\gamma = p_c \cdot v_c^\gamma$$

así como:

$$\frac{p_0}{p_c} \cdot \frac{v_0}{v_c} = \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{\gamma+1}{2} \quad (7-25)$$

habiendo tenido en cuenta la Ec. (7-23). Llevando el valor (7-25) a la Ec. (7-24) se tiene:

$$c_c = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p_c v_c \left(\frac{\gamma+1}{2} - 1 \right)} = \sqrt{\gamma \cdot p_c v_c} = \sqrt{\gamma R_i T_c} = a \quad (7-26)$$

donde $a = \sqrt{\gamma R_i T_c}$ (según la Física) – *velocidad del sonido* en la sección crítica, o sea, velocidad del sonido correspondiente al estado del gas en la garganta de la tobera.

Por otra parte sacando $p_0 v_0$ factor común en el radicando de la Ec. (7-18) se tendrá:

$$c_c = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} p_0 v_0 \left(1 - \frac{p_c}{p_0} \cdot \frac{v_c}{v_0} \right)} \quad (7-27)$$

Ahora bien es fácil comprobar utilizando la ecuación

$$\frac{v_c}{v_0} = \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{1/\gamma}$$

que

$$\frac{p_c}{p_0} \cdot \frac{v_c}{v_0} = \frac{2}{1+\gamma}$$

y sustituyendo en (7-27)

$$c_c = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} p_0 v_0} \quad (7-28)$$

que es la velocidad crítica en función de los parámetros iniciales. (Véase problema 27).

En resumen:

Ec. (7-26): velocidad crítica o velocidad del sonido en función de los parámetros en la sección crítica;

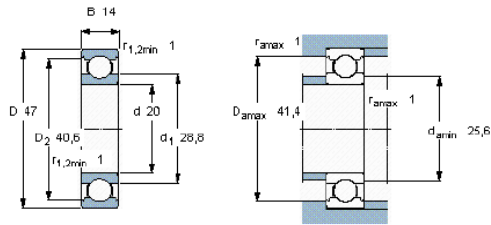
Ec. (7-28): velocidad crítica o velocidad del sonido en función de los parámetros iniciales.

Anexo B. RODAMIENTOS

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

SKF

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u	Velocidad de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF Explorer
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	20000	0,11	6204 *



Factores de cálculo

k_f 0,025
 f_0 13

Anexo C. ENCODER

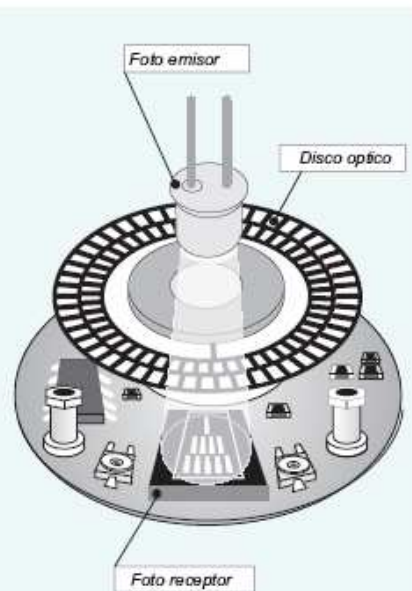


ENCODER INCREMENTAL DESCRIPCIÓN GENERAL

Principio de funcionamiento

El encoder es un transductor rotativo que transforma un movimiento angular en una serie de impulsos digitales. Estos impulsos generados pueden ser utilizados para controlar los desplazamientos de tipo angular o de tipo lineal, si se asocia a cremalleras o a husillos. Las señales eléctricas de rotación pueden ser elaboradas mediante controles numéricos (CNC), contadores lógicos programables (PLC), sistemas de control etc. Las aplicaciones principales de estos transductores están en las máquinas herramienta o de elaboración de materiales, en los robots, en los sistemas de motores, en los aparatos de medición y control. En los encoders de producción ELTRA, la detección del movimiento angular se ejecuta en base al principio de exploración fotoeléctrica. El sistema de lectura se basa en la rotación de un disco graduado con un reticulado radial formado por líneas opacas, alternadas con espacios transparentes. Este conjunto está iluminado de modo perpendicular por una fuente de rayos infrarrojos. El disco proyecta de este modo su imagen sobre la superficie de varios receptores oportunamente enmascarados por otro reticulado que tiene el mismo paso del anterior llamado colimador. Los receptores tienen la tarea de detectar las variaciones de luz que se producen con el desplazamiento del disco convirtiéndolas en las correspondientes variaciones eléctricas.

La señal eléctrica detectada, para generar impulsos correctamente escuadrados y sin interferencias, debe ser procesada electrónicamente. Para incrementar la calidad y estabilidad de las señales, el sistema de lectura se efectúa generalmente de manera diferencial, comparando dos señales casi idénticas, pero desfasadas en 180° eléctricos. Su lectura se efectúa en base a la diferencia de las dos señales, eliminando de este modo las interferencias definidas "de modo común" porque están superpuestas de igual manera en toda forma de onda.

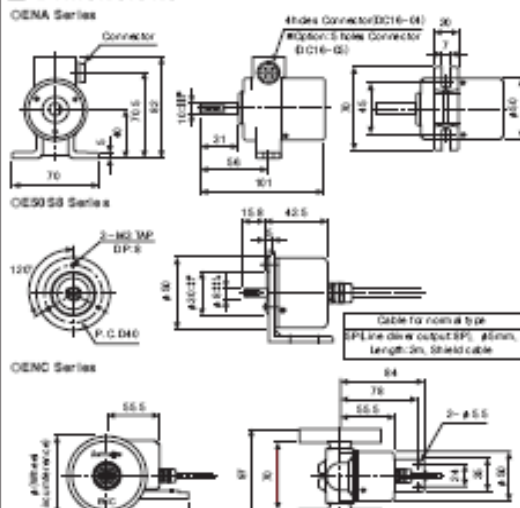


Specifications

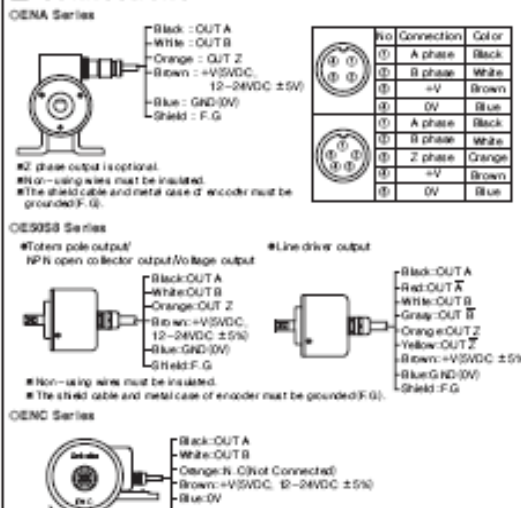
Item	Shaft type the encoder to be mounted at the side (Incremental)	φ50mm Shaft type Incremental Rotary encoder	Wheel type the Incremental type Rotary encoder
Model	Totem pole output	EN-A-□-3-1-□	ES09B-□-3-1-□
	NPN open collector output	EN-A-□-3-2-□	ES09B-□-3-2-□
	Voltage output	EN-A-□-3-3-□	ES09B-□-3-3-□
	Line driver output	EN-A-□-6-□-□	ES09B-□-6-□-□
Resolution(P/R)	+1, 2, +5, 10, +12, 15, 20, 23, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 75, 90, 120, 150, 180, 200, 240, 250, 260, 300, 360, 400, 500, 612, 600, 800, 1000, 1200, 1500, 1800, 2000, 2048, 2500, 3000, 3600, 5000		1rns/Pulse, 1cm/Pulse, 1m/Pulse, 0.01rd/Pulse, 0.1rd/Pulse, 1rd/Pulse
Output phase	A phase, B phase (Option : A, B, Z phase)	A, B, Z phase (Line driver output : A, X, B, Y, Z, Z' phase)	A phase, B phase
Phase difference of output	Output between A and B phase : $\frac{T}{4} \pm \frac{T}{8}$ (T=1 cycle of A phase)		
Control output	Totem pole output	• Low Load current : Max. 20mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC • High Load current : Max. 10mA, Output voltage : Min. (Power voltage)-1.5VDC	
	NPN open collector output	Load current : Max. 20mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC	
	Voltage output	Load current : Max. 10mA, Residual voltage : Max. 0.4VDC	
	Line driver output	• Low Load current : Max. 20mA, Residual voltage : Max. 0.5VDC • High Load current : Max. -20mA, Output voltage : Min. 2.5VDC	
Electrical specification	Totem pole output	Max. 1μs (Cable length: 2m, I sink=Max. 20mA)	
	NPN open collector output	Max. 1μs (Cable length: 2m, I sink=Max. 20mA)	
	Voltage output	Max. 1μs (Cable length: 2m, I sink=Max. 20mA)	
	Line driver output	Max. 1μs (Cable length: 2m, I sink=Max. 20mA)	
Max. Response frequency	100kHz		
Power supply	• 5VDC ±5% (Ripple P-P: Max. 5%) • 12-24VDC ±5% (Ripple P-P: Max. 5%)		
Current consumption	Max. 60mA (disconnection of the load), Line driver output : Max. 100mA (disconnection of the load)		
Insulation resistance	Min. 100MΩ (at 500VDC)		
Dielectric strength	50VAC, 50/60Hz for 1 minute (Between all terminals and case)		
Connection	Connector connection	Cable outgoing type	
Mechanical specification	Starting torque	Max. 70gf • cm (0.007N • m)	
	Moment of inertia	Max. 60g • cm ² (6 × 10 ⁻⁴ kg • m ²)	
	Shaft loading	Radial : 10kgf, Thrust : 2.5gf	
	Deviation of shaft position	Radial : Max. 0.1mm, Thrust : Max. 0.2mm	
	Max. allowable resolution	(Note) 5000pns	
	Vibration	1.5mm amplitude at frequency of 10 ~ 80Hz in each of X, Y, Z directions for 2 hours	
Shock	Max. 75G		
Ambient temperature	-10 ~ 50°C (at non-freezing status), Storage : -25 ~ 85°C		
Ambient humidity	35 ~ 85%RH, Storage : 35~60%RH		
Protection	IP50 (IEC specification)		
Cable	4P(2 phase-Option: 5P), Length: 2m, Shield cable	5P, φ5mm, Length: 2m, Shield cable (Line driver output: 5P, φ5mm)	
Accessory	φ10mm coupling	φ6mm coupling, Bracket	
Weight	Approx. 345g	Approx. 275g, Approx. 494g	
Approval	(Except Line driver output)		

■ (Note) 1. Max. allowable resolution 2. Max. response resolution 3. Max. response resolution (pns) = $\frac{\text{Max. response frequency} \times 10^6}{\text{Resolution}}$
 Please select the resolution to make lower max. resolution than max. allowable resolution.

Dimensions



Connections



Autonics

**ROTARY ENCODER(INCREMENTAL TYPE)
ENA/E50S8/ENC SERIES**

M A N U A L



ENA

E50S8

ENC



Thank you very much for selecting Autonics products.
For your safety, please read the following before using.

Caution for your safety

- Please keep these instructions and review them before using this unit.
- Please observe the cautions that follow.
- Warning** Serious injury may result if instructions are not followed.
- Caution** Product may be damaged, or injury may result if instructions are not followed.

The following is an explanation of the symbols used in the operation manual.

Warning

- When use this unit for controlling highly affective equipment for human or property use. (Medical instrument, Vehicle, Train, Airplane, combustion apparatus, entertainment etc.), it requires installing a fail safety device. It may cause serious human injury or a fire property.

Caution

- Do not drop water or oil on this unit. It may cause damage or malfunction.
- Please observe voltage rating. It may shorten the life cycle of damage to the product.
- Please check the polarity of power and wrong wiring. It may result in damage to this unit.
- Do not short circuit the load. It may result in damage to this unit.

Outline

This unit is very useful to control length, angle and position by converting revolution value of shaft into number of pulse as an optical incremental encoder.

Ordering information

ENA	5000	3	2	2A
Series	Pulse/Resolution	Output phase	Output	Power supply
Shaft type to be mounted at the side	See resolution	2-A, B 3-A, B, Z	1-Totem pole output 2-NPN open collector output 3-Voltage output	5-24VDC ±5%

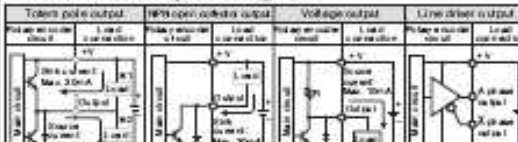
Standard ENA: **E50S8** - 0-2-24 Standard A, B

E50S8	8	5000	3	2	2A
Series	Shaft diameter	Pulse/Resolution	Output phase	Output	Power supply
Direct shaft type	φ18mm	See resolution	2-A, B 3-A, B, Z (Standard) 4-A, Z, B, Z 6-A, A, B, B, Z, Z	1-Totem pole output 2-NPN open collector output 3-Voltage output 4-Line driver output	5-24VDC ±5% 24-12-24VDC ±5%

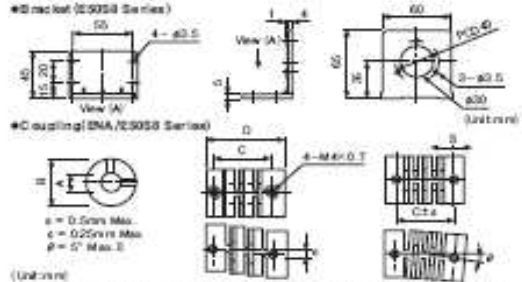
Standard E50S8: **E112E** - 0-2-24 The power of the driver is only for 24VDC

ENC	1	1	2	2A
Series	Output phase	Measuring unit	Output	Power supply
Wired type	1-A, B phase	1.1mm 2-1m 3-1m 5.0.1bit 6-1bit	1-Totem pole output 2-NPN open collector output 3-Voltage output	5-24VDC ±5% 24-12-24VDC ±5%

Control output diagram

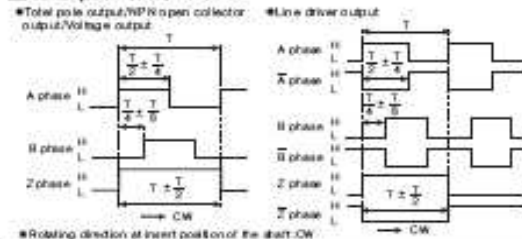


Accessory



Type	Unit	A	B	C	D
ENA A form coupling	φ10	φ12	φ12	φ12	φ12
E50S8 aluminum coupling	φ8	φ11	φ11	φ11	φ11

Output waveform



Caution for using

- Installation**
 - This unit is consisted of precision components. Therefore please treat the product carefully.
 - When you install this unit, if eccentricity and deflection angle are large, it may shorten the life cycle of this unit. (ENA, E50S8).
 - Please mount this unit on panel with lowest the coefficient of friction between rotating detection part and target. It may shorten the life cycle of this unit. (ENC).
 - Do not put strong impact when in use coupling into shaft. (ENA, E50S8).
 - For using**
 - Please use attached SL Test pin wire and use proper receiver for RS-422A communication.
 - Do not connect and cut circuit off during power on. It may result in damage to this unit.
 - When the power source is a Switching power, please install the surge absorber in power line and wire should be shorter in order not to be influenced by noise.
 - Environment**

Please do not use this unit with below environment, it results in malfunction.

 - Place where this unit or component may be damaged by strong vibration or impact.
 - Place where there are lots of flammable or corrosive gases.
 - Place where strong magnetic field or electric noise are occurred.
 - Place where is beyond of rating temperature or humidity.
 - Place where strong acids or alkali nearby.
 - Vibration and Impact**
 - When the strong impact loads on this unit, the error pulse may occur as if the shaft is revolving.
 - Encoder with high resolution can be easily affected by vibration, then fix to the sub-mounting metallic ball when install this unit.
 - Wire connection**
 - Do not draw the wire with over 30N strength after wiring.
 - When a high voltage or power line pass near by the encoder cable, be sure to wire the encoder cable in separate conduit to prevent malfunction.
- It may cause malfunction if above instructions are not followed.

Main products

- COUNTER
- TIMER
- TEMPERATURE CONTROLLER
- PANEL METER
- TACH-O-METER SPEED/PULSE METER
- DISPLAY UNIT
- PROXIMITY SENSOR
- PHOTO-ELECTRIC SENSOR
- FIBER-OPTIC SENSOR
- PRESSURE SENSOR
- ROTARY ENCODER

Autonics Corporation
<http://www.autonics.com>
 Specialized Partner For Factory Automation
 47-5, Gyeonggil-ro, Gyeonggi-do, Gyeonggi-do, Korea
 400-927, Korea

Anexo D. PLANOS