

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UNA TURBINA
PELTON PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

SANTIAGO CUADRO CAMARGO

FREDY RESTREPO MOGOLLÓN

CORPORACIÓN TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

ÁREA DE FLUIDOS

CARTAGENA DE INDIAS DTH Y C
2003

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UNA TURBINA
PELTON PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

SANTIAGO CUADRO CAMARGO

FREDY RESTREPO MOGOLLÓN

trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de
ingeniero mecánico.

Director:
ENRIQUE VANEGAS CASADIEGO
Ingeniero eléctrico

CORPORACIÓN TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE FLUIDOS

CARTAGENA DE INDIAS DTH Y C
2003

Cartagena de indias DTH Y C Abril

Señores:

corporación universitaria tecnológica de bolívar facultad de ingeniería mecánica.

Atn: ing. ALFREDO ABUCHAR CURI.
Decano facultad de Ingeniería Mecánica.

Ciudad:

Estimado Ingeniero.

Con la presente nos permitimos entregar a ustedes para la revisión y aprobación de nuestro proyecto de grado “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAGE DE UNA TURBINA PELTON PARA LA GENERACIÓN DE ENERGIA ELECTRICA” como requisito para optar al titulo de Ingeniero Mecánico.

Atentamente:

FREDY RESTREPO M

SANTIAGO CUADRO C

Cartagena de indias DTH Y C Abril

Señores:

corporación universitaria tecnológica de bolívar facultad de
ingeniería Mecánica.
COMITÉ EVALUADOR DE PROYECTOS.

Ciudad.

Apreciados señores:

Atentamente me permito someter a estudio y aprobación el
proyecto de grado titulado "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y
MONTAGE DE UNA TURBINA PELTON PARA LA
GENERACIÓN DE ENERGIA ELECTRICA" realizada por
FREDY RESTREPO M Y SANTIAGO CUADRO CAMARGO
quienes lo presentan como requisito para optar al el titulo de
Ingeniero Mecánico y del cual fui director.

Cordialmente:

ENRIQUE VANEGAS CASADIEGO

DEDICACIÓN

Este trabajo se lo dedico con todo mi cariño a Dios y a mis padres quienes creyeron en su hijo e hicieron posible la culminación de sus estudios.

FREDY RESTREPO M

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo se lo dedico con todo mi cariño a mis padres BETULIA CAMARGO DE CUADRO Y SANTIAGO CUADRO MARTINES quienes creyeron en mi e hicieron posible la culminación de mi estudios.

SANTIAGO CUADRO CAMARGO

ARTICULO 107

La institución se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados los cuales no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

Nota de aceptación

Presidente del jurado

Jurado

Jurado

Cartagena de indias DTH Y C

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAGE DE UNA TURBINA
PELTON PARA LA GENERACIÓN DE ENERGIA ELECTRICA.

AUTORES:

FREDY RESTREPO MOGOLLON

SANTIAGO CUADRO CAMARGO

DIRECTOR:

ENRIQUE VANEGAS CASADIEGO

OBJETIVO DEL TRABAJO

Diseñar, construir y montar una turbina Pelton para la generación de Energía eléctrica como alternativa energética favorable para el desarrollo de los proyectos en la finca **LAS NUBES** (sierra nevada de Santa marta).

METODOLOGÍA

De acuerdo a los diversos tipos de investigación, se concluye que el proyecto está enmarcado por el tipo **experimental**, dada sus características y etapas.

CARACTERÍSTICAS

- Se usan grupo experimentales
- Se manipula el factor supuestamente casual.
- Usa procedimientos al azar para la selección y asignación de sujetos y tratamientos.

ETAPAS

- Revisa la literatura relativa al problema.
- Identifica y define el problema
- Formula una hipótesis explicativa y deduce sus consecuencias en términos observables.
- Elaborar planes experimentales.
- Realiza el experimento.
- Organiza los resultados en forma apropiada.
- Aplica pruebas de significación apropiadas.
- Informa resultados.

RESULTADOS

Teniendo en cuenta que el propósito de este proyecto consiste en presentar una alternativa favorable al desarrollo de los proyectos que el dueño de la finca quiere realizar y de mejorar el estilo de vida de la familia que la habita, nuestros resultados fueron positivos, aunque esperábamos que la pequeña turbina diera una eficiencia del 90% y no la dio con la eficiencia que esta marco (73%) es suficiente como para cubrir las necesidades que en este momento tiene la familia y los proyectos planeados.

En cuanto a los beneficios de la micro turbina hidráulica, puede entregar una cantidad de potencia que va desde 0 a 2.2 [KW], con lo cual se puede, fácilmente, electrificar la vivienda, poner en marcha un molino, entregar potencia a un refrigerador de 1/8 hp. Cualquier otro electrodoméstico que no necesite mucha potencia como un pequeño televisor, licuadora etc, hay que aclarar que no se puede poner todos los electrodomésticos a la vez para no sobre cargar el sistema.

Además de lo anterior su manutención es muy económica y fácil de operar.

Algo importante del proyecto fue su costo, nosotros estipulamos para el proyecto, 4'064.499.06 \$ pero en realidad redondeando su costo fue de 2'000000 \$. Esto se logro por que se usaron elementos reciclados donde se

podían usar, aclarando que no todo los elementos constitutivos son reciclados y que si se tuvo que fabricar y comprar elementos de primera.

Con este proyecto se puede comprobar que se puede mejorar el estilo de vida de familias que viven en zonas apartadas como en este caso en particular.

CONTENIDO.

	Pag
INTRODUCCIÓN.	1
1. ENERGÍA HIDRÁULICA.	4
1.1 HISTORIA.	5
1.2 DESARROLLO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA.	6
1.3. EVALUACIÓN DEL RECURSO.	7
1.3.1 Cabeza o altura.	8
1.3.2 Caudal.	9
2. MICROTURBINA HIDRÁULICA.	14
2.1 CLASIFICACIÓN DE MICROTURBINA HIDRÁULICA.	14
2.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBINAS.	16
2.2.1 Clasificación de las turbinas.	16
3. TURBINA PELTON.	22
3.1 HISTORIA.	22
3.2. CLASIFICACIÓN.	27
3.2.1 Pelton de eje horizontal.	27
3.2.2 Pelton de eje vertical.	28

3.3 CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN.	28
3.4 FORMA Y DIMENSIONES DE LOS ALABES.	30
4. SISTEMA DE CONTROL, SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y EL GENERADOR.	33
4.1. SISTEMA DE CONTROL.	33
4.1.1 Regulación óleo-mecánica.	33
4.1.2 Regulación electrónica.	34
4.1.3 Regulación por disipación de energía.	35
4.1.4 Regulación manual.	35
4.1.5 Regulación de voltaje.	36
4.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.	36
4.3 GENERADOR.	37
5. COMCEPTOS BÁSICOS PARA EL DISEÑO DE UNA TURBINA PELTON.	40
5.1.IMPULSO Y MOMENTO.	40
5.1.1 Momento lineal.	40
5.1.2 Momento lineal sobre una superficie.	41
5.1.3 Análisis preeliminar del momento lineal sobre una rueda Pelton.	42
5.2 VELOCIDAD ÓPTIMA PARA UNA TURBINA DE IMPULSO IDEALIZADA (TURBINA PELTON IDEAL).	48
5.3 FUNCIONAMIENTO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA TURBINA DE IMPULSO.	51
5.4. DIMENSIONAMIENTO DEL CANGILÓN.	58

5.4.1	Cálculo del número de cangilones.	59
5.4.2	Posicionamiento de los cangilones sobre el rodete.	60
5.5.	PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO DE LA TURBINA DE IMPULSO.	62
5.5.1	Cálculo de la velocidad óptima del chorro. (D_j)(m).	63
5.5.2	Cálculo del diámetro del chorro.	63
5.5.3	Cálculo del diámetro del tubo de carga(D_p)(m).	63
5.5.4	Cálculo del factor de fricción (f).	63
5.5.5	Potencia de la turbina ($\dot{W}_{\text{óptima -salida}}$)(vatios).	64
5.5.6	Dimensionamiento de los cangilones.	64
5.5.7	Dimensionamiento del rodete y cálculo del número de cangilones.	64
5.5.8	Comprobación del posicionamiento de los cangilones en el rodete.	65
6.	CONCEPTOS BÁSICOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA CON BASE EN LA RESISTENCIA AL ESFUERZO MECÁNICO.	66
6.1.	CONCEPTOS BÁSICOS.	66
6.1.1	Teorías de falla estática.	66
6.1.2	Teoría del esfuerzo normal máximo.	67
6.1.3	Teoría de la deformación máxima.	68
6.1.4	Teoría del esfuerzo cortante máximo.	71
6.1.5	Teoría de Mohr.	73
6.1.6	Teoría de la energía de distorsión máxima.	76

6.2 COMPARACIÓN DE LAS TEORÍAS DE FALLA MAS USADAS.	80
6..2.1 Fallas por fatiga.	80
6.2.2 Cargas de fatiga.	81
6.2.3 Cargas en maquinaria rotativa.	81
6.3. ESTIMACIÓN DEL CRITERIO DE FALLA POR FATIGA.	83
6.3.1 Cálculo del esfuerzo de fatiga teórico S_f , y del límite de resistencia S_e .	83
6.4. FACTORES DE CORRECCIÓN PARA EL ESFUERZO TEÓRICO DE FATIGA Y LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.	84
6.4.1 Efecto de carga.	85
6.4.2 Efecto de tamaño.	85
6.4.3 Efecto de superficie.	87
6.4.4 Confiabilidad.	88
6.4.5 Fatiga por corrosión.	88
6.4.6 Sensibilidad a la muesca.	89
6.4.7 Criterios de fatiga.	91
6.5. APLICACIÓN DE LOS FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO EN ESFUERZOS FLUCTUANTES.	92
6.5.1 Criterios de falla por fatiga para esfuerzos combinados .	93
7. CÁLCULO DE LA TURBINA PELTON SEGÚN LAS CONDICIONES DE DISEÑO.	94
7.1 ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE EL EJE EN EL PLANO (x, y) .	98

7.2 ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE EL EJE EN EL PLANO (x, z) .	102
7.3 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE CON BASE EN LA FATIGA.	109
7.4. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DE SOPORTE DE LA TURBINA.	117
7.4.1 Capacidad de carga y duración del rodamiento	118
7.4.2 La carga dinámica equivalente.	118
7.4.3 La carga estática equivalente.	118
7.4.4 Tipo de rodamiento.	119
7.5 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL RODETE.	122
7.5.1 Teoría de discos rotativos planos.	122
7.6 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN PERNOS Y SOLDADURAS DE SUJECIÓN DEL RODETE.	133
7.7 COMPROBACIÓN DE RESISTENCIA A LA TORSIÓN DEL CUBO DEL RODETE DE LA TURBINA.	136
7.8 CÁLCULO DE LOS TORNILLOS PRISIONEROS.	138
7.8.1 Análisis de esfuerzos en las cucharas de la turbina y sus tornillos de sujeción.	140
7.9 DISEÑO DEL CANAL Y REPRESA	149
8. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DE LA TURBINA PELTON.	153
8.1. EJE.	153
8.1.1 Refrentado del eje.	153
8.1.2 Agujero de centro del eje.	154

8.2. RODETE.	155
8.2.1 Maquinado del rodete.	155
8.2.2 Disminución de espesor del rodete.	156
8.2.3 Taladrado del rodete.	157
8.3. CUBO.	159
8.3.1 Cilindrado del cubo.	158
8.3.2 Taladrado del cubo.	159
8.3.3 Roscado del cubo.	159
8.3.4 Soldadura en el cubo.	160
8.4 CUCHARAS.	160
8.5. ESTRUCTURA.	161
8.5.1 Corte.	161
8.5.2 Soldadura.	162
8.5.3 Taladrado.	162
8.6. CORAZA PROTECTORA.	162
8.6.1 Corte.	162
8.6.2 Rolado.	163
8.6.3 Soldadura..	163
8..6.4 Taladrado	163
8.7 ENSAMBLE DE PIEZAS.	164
8.8 CONSTRUCCIÓN DE LAS OBRAS CIVILES.	165
8.8.1 Represa.	165
8.8.2 Toma de agua, canal y tubería.	166

8.8.3 Zona de anclaje.	166
9. MONTAJE DE LA TURBINA PELTON.	168
9.1 CIMENTACIÓN Y ANCLAJE.	168
9.2 NIVELADO.	169
9.3 ACOPLA TURBINA Y VÁLVULA DE AGUJA.	171
9.4 INSTALACION DE RODETE.	172
9.5 INSTALACION DEL GENERADOR.	174
9.6 TEMPLADO DE CORREAS.	175
9.7 PRUEBAS ANTES DE LA PUESTA EN MARCHA.	175
9.8 HERRAMIENTAS Y MATERIALES UTILIZADOS PARA EL MONTAJE DE LA TURBINA PELTON.	176
10.EVALUACIÓN DE RESULTADOS .	178
10-1 PRUEBAS Y RESULTADOS.	178
11. OBSERVACIONES Y CORRECCIONES.	182
11.1. CORRECCIONES.	182
11.1.1 Balanceo de la rueda pelton.	182
11.1.2 Guardas para correas.	182
11.1.3 Caseta de maquinas.	183
11.1.4 Tubería dieléctrica.	184
11.1.5 Cableado interno de la casa.	184

12. ANÁLISIS DINÁMICO DE LA TURBINA PELTON.	185
12.1 BALANCEO.	185
12.2 Balanceo estático.	185
12.3 Ecuación del movimiento.	187
12.4 Cálculo de la velocidad crítica de la turbina.	191
13. CONCLUSIONES	192
BIBLIOGRAFÍA.	193
ANEXOS	195
PLANO	

1 ENERGIA HIDRÁULICA.

Figura 1
Presa



La energía hidráulica es la energía que se obtiene de la caída del agua desde cierta altura a un nivel inferior, lo que provoca el movimiento de ruedas hidráulicas o turbinas. La hidroelectricidad es un recurso natural disponible en las zonas que presentan suficiente cantidad de agua. Su desarrollo requiere construir presas, canales de derivación, y la instalación de grandes turbinas y equipamiento para generar electricidad.

Todo ello implica la inversión de grandes sumas de dinero, por lo que no resulta competitiva en regiones donde el carbón o el petróleo son baratos, Aunque el coste de mantenimiento de una central térmica, debido al combustible, sea más caro que el de una central hidroeléctrica. Sin embargo, el peso de las consideraciones medioambientales centra su atención en estas fuentes de energía renovable.

1.1 HISTORIA

Los antiguos romanos y griegos aprovechaban ya la energía del agua; utilizaban ruedas hidráulicas para moler trigo. Sin embargo, la posibilidad de emplear esclavos y animales de carga retrasó su aplicación generalizada hasta el siglo XII. Durante la edad media, las grandes ruedas hidráulicas de madera desarrollaban una potencia máxima de cincuenta caballos (caballo de vapor). La energía hidroeléctrica debe su mayor desarrollo al ingeniero civil británico John Smeaton, que construyó por vez primera grandes ruedas hidráulicas de hierro colado.

La hidroelectricidad tuvo mucha importancia durante la Revolución Industrial. Impulsó las industrias textil y del cuero y los talleres de construcción de máquinas a principios del siglo XIX. Aunque las máquinas de vapor ya estaban perfeccionadas, el carbón era escaso y la madera poco satisfactoria como combustible. La energía hidráulica ayudó al crecimiento de las nuevas ciudades industriales que se crearon en Europa y América hasta la construcción de canales a mediados del siglo XIX, que proporcionaron carbón a bajo precio.

Las presas y los canales eran necesarios para la instalación de ruedas hidráulicas sucesivas cuando el desnivel era mayor de cinco metros. La construcción de grandes presas de contención todavía no era posible; el bajo caudal de agua durante el verano y el otoño, unido a las heladas en invierno,

obligaron a sustituir las ruedas hidráulicas por máquinas de vapor en cuanto se pudo disponer de carbón.

1.2 DESARROLLO DE LA ENERGIA HIDRÁULICA

La primera central hidroeléctrica se construyó en 1880 en Northumberland, Gran Bretaña. El renacimiento de la energía hidráulica se produjo por el desarrollo del generador eléctrico, seguido del perfeccionamiento de la turbina hidráulica y debido al aumento de la demanda de electricidad a principios del siglo XX . En 1920 las centrales hidroeléctricas generaban ya una parte importante de la producción total de electricidad.

La tecnología de las principales instalaciones se ha mantenido igual durante el siglo XX. Las centrales dependen de un gran embalse de agua contenido por una presa. El caudal de agua se controla y se puede mantener casi constante. El agua se transporta por unos conductos o tuberías forzadas, controlados con válvulas hacia las turbinas para adecuar el flujo de agua con respecto a la demanda de electricidad. El agua que entra en la turbina sale por los canales de descarga. Los generadores están situados justo encima de las turbinas y conectados con ejes verticales. El diseño de las turbinas depende del caudal de agua; las turbinas Francis se utilizan para caudales grandes y saltos medios y bajos, y las turbinas **Pelton** para grandes saltos y pequeños caudales .

Además de las centrales situadas en presas de contención, que dependen del embalse de grandes cantidades de agua, existen algunas centrales que se basan en la caída natural del agua, cuando el caudal es uniforme. Estas instalaciones se llaman de agua fluente. Una de ellas es la de las cataratas del Niágara, situada en la frontera entre Estados Unidos y Canadá.

A principios de la década de los noventa, las primeras potencias productoras de hidroelectricidad eran Canadá y Estados Unidos. Canadá obtiene un 60% de su electricidad de centrales hidráulicas. En todo el mundo, la hidroelectricidad representa aproximadamente la cuarta parte de la producción total de electricidad, y su importancia sigue en aumento. Los países en los que constituye fuente de electricidad más importante son Noruega (99%), República Democrática del Congo (97%) y Brasil (96%). La central de Itaipú, en el río Paraná, está situada entre Brasil y Paraguay; se inauguró en 1982 y tiene la mayor capacidad generadora del mundo. Como referencia, la presa Grand Coulee, en Estados Unidos, genera unos 6.500 MW y es una de las más grandes.

En algunos países se han instalado centrales pequeñas, con capacidad para generar entre un kilovatio y un megavatio. En muchas regiones de China, por ejemplo, estas pequeñas presas son la principal fuente de electricidad. Otras naciones en vías de desarrollo están utilizando este sistema con buenos resultados.

1.3 EVALUACION DEL RECURSO.

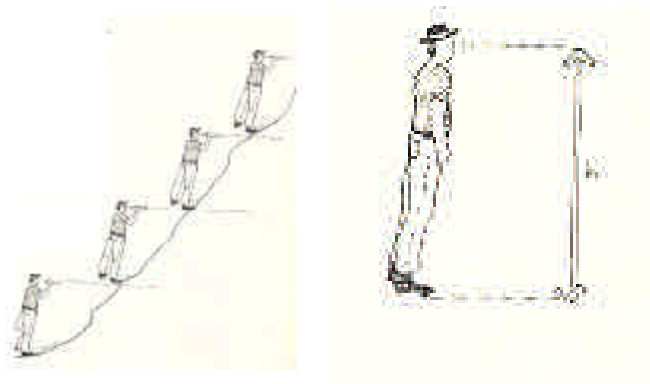
La medición del recurso hidráulico debe realizarse en la época en que la corriente es menor, así se garantiza que la turbina funcione todo el año.

Esta medición, le permitirá conocer la cantidad de kilovatios que se puede producir, además de facilitar la elección de la turbina apropiada.

1.3.1 Cabeza o altura. La cabeza hidráulica es la altura disponible entre el nivel de la superficie del fluido y el lugar inferior de la caída.

Medición de la cabeza hidráulica

Figura 2
Diferencia de altura



- La manera más sencilla de medir la diferencia de altura en un terreno inclinado es tomar como base un nivel de burbuja y su propio cuerpo (Figura 2).
- Inicialmente mida la distancia que existe entre sus ojos y la planta de los pies.

- En seguida párese en el punto inferior y trace una línea horizontal imaginaria (con ayuda del nivel) entre usted y un punto del terreno.
- Camine hasta el punto elegido y repita la operación hasta alcanzar el punto superior (lugar para construir un pequeño dique).
- Finalmente multiplique el número de veces que realizó la operación por la distancia que existe entre sus ojos y la planta de los pies.
- La altura total es la “cabeza hidráulica.

El método anteriormente expuesto fue el escogido para la evaluación de la cabeza hidráulica de nuestro proyecto.

1-3-2 Caudal. El caudal Q es la cantidad de agua que el río transporta en un tiempo determinado.

Medición del caudal. Para medir el caudal existen tres métodos:

Método del dique.

Figura 3
Dique



- Se emplea para caudales mínimos que permiten construir un dique provisional (Figura 3), con una salida de agua de cuatro a seis pulgadas de diámetro.
- Frente a la salida del agua coloque un recipiente que cuya capacidad conozca (ejemplo : 0.04 m³) y con la ayuda de un cronómetro establezca cuantos segundos demora en llenarse (ejemplo: 5 segundos).
- Divida el número de litros en el tiempo que tardó en llenarse el recipiente y obtendrá el caudal.

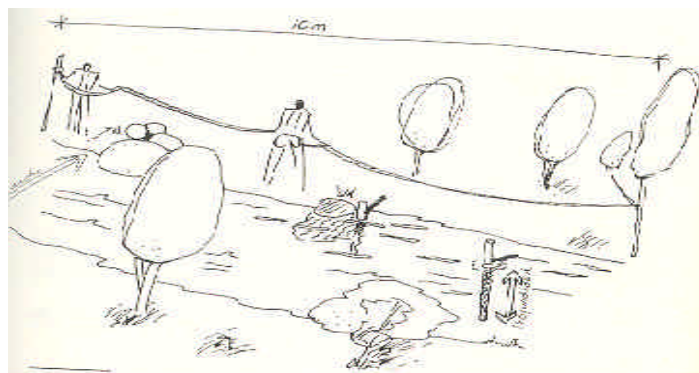
Ejemplo:

$$0.04\text{m}^3/5\text{seg} = 0.008$$

$$\text{Caudal (Q)} = 0.008\text{m}^3/\text{seg}.$$

Método de flotación.

Figura 4
Método de
flotación



- Seleccione en el río un tramo recto de seis (6) a diez (10) metros de longitud, en el cual la profundidad sea más o menos la misma.
- Mida la profundidad del tramo seleccionado en metros.
- Multiplique el ancho por la profundidad para hallar el área seleccionada en metros cuadrados.

Ejemplo:

$$1.5 \times 0.30 = 0.45\text{m}^2 \text{ de área}$$

- Calcule el tiempo que tarda un objeto flotante en recorrer la distancia seleccionada (hágalo varias veces para obtener un buen promedio). El objeto puede ser un trozo de icopor o de madera.

Ejemplo :

El trozo de icopor para recorrer 10 metros gasta 10 segundos.

$$20 \text{ seg.} = 10\text{m/ seg.}$$

- Multiplique el área seleccionada por la velocidad.

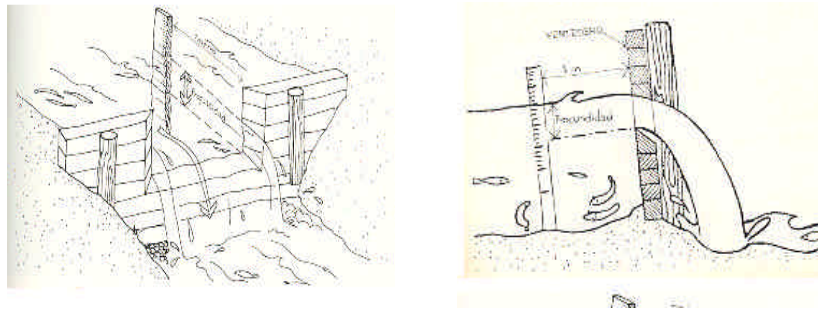
$$0.45\text{m}^2 \times 10\text{m/seg} = 4.5 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\text{Caudal (Q)} = 4.5 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

El método escogido para evaluar el recurso en nuestro proyecto es el que se mostró anteriormente.

Método de vertedero.

Figura 5
vertedero



- Construya un dique provisional en madera con un vertedero rectangular, afile los bordes (laterales e inferior) como se indica en la Figura 5.
- El vertedero debe tener un ancho de 0.30, 0.60, 0.90 o 1.20m.
- Un metro aguas arriba del dique mida la altura que existe entre el punto inferior del vertedero y el nivel superior del agua (h).
- Finalmente consulte la tabla de caudales que se encuentra a continuación.

Tabla- Caudales litros por segundo

Profundidad (centímetros)	Ancho del vertedero			
	0.30m	0.60m	0.90m	1.20m

2	1.5	3.0	4.5	6.0
3	2.8	5.6	8.4	11.2
4	4.4	8.8	13.2	17.6
5	6.1	12.0	18.3	24.4
6	8.0	16.0	24.0	32.0
7	10.1	20.2	30.3	40.4
8	12.4	24.8	37.2	49.6
9	14.8	29.6	44.4	59.2
10	17.3	34.60	51.9	69.2
11	20.0	40.0	60.0	80.0
12	22.7	45.4	68.1	90.8
13	25.6	51.2	76.8	102.4
14	28.7	57.4	86.1	114.8
15	31.8	63.6	95.4	127.2

Para convertir litros a metros cúbicos divida por 1000.

Energía = $\gamma \cdot Q \cdot H \cdot \text{tiempo}$ (Kilovatios – h/año) (Ecuación 1)

$$\gamma = 9810 \frac{N}{m^3} \quad Q = \text{caudal estimado por usted en } m^3/\text{seg}$$

H = caída disponible entre el sitio de la boca toma y el lugar en donde irá la turbina.

2. MICROTURBINA HIDRÁULICA

Las micro centrales hidráulicas son centrales de bajas potencias, menores a 100 Kw. Al igual que la energía eólica y solar, éste recurso se considera como un recurso energético limpio y renovable, cuyo adecuado aprovechamiento no produce impacto ambiental y se utiliza como importante recurso energético en casi todos los países del mundo.

Sus beneficios son: no contamina, produce descentralización del abastecimiento eléctrico, constituye una alternativa viable para sectores aislados que no tienen acceso a la red eléctrica, tiene una mantenimiento mínima y su rendimiento es mejor a las demás tecnologías de generación alternativa.

Una de sus mayores desventajas es el flujo irregular que se puede dar en pequeños ríos a lo largo del año. Sin embargo, si es posible la construcción de una presa de acumulación, se puede controlar en cierto grado esta variación.

2-1 CLASIFICACIÓN DE MICROTURBINA HIDRÁULICA

De acuerdo a su capacidad, las centrales hidroeléctricas se clasifican de la siguiente forma:

- Grandes centrales: Poseen una potencia superior a los 5 MW.
- Pequeñas centrales: Poseen una potencia superior a 1 MW e inferior a 5 kw.
- Minicentrales: Poseen una potencia superior a 100 Kw. e inferior a 1MW.

- Micro centrales: Poseen una potencia superior a 1kW e inferior a 100 Kw (En este rango esta establecida la turbina de nuestro proyecto).
- Hidro cargadores: Su potencia es menor que 1kW, generan electricidad en corriente continua, la cual puede aprovecharse para cargar baterías.

La potencia utilizable en una central hidráulica depende, además del caudal y salto de agua, de la eficiencia de los componentes que intervienen en la generación de electricidad. De esta manera se produce una reducción de la potencia teórica disponible a un factor entre 0,5 a 0,8. Así, la potencia final útil a la salida del generador puede ser obtenida de la siguiente manera:

$P =$ Potencia real [W]

$G1 =$ gr. = 9.810 [m/seg²]

$Q =$ Caudal [m³/s]

$Hb =$ Altura bruta de caída [m]

$Nt =$ Rendimiento total corresponde a cada uno de los rendimientos del sistema.

$$P = G1 * Q * Hb * Nt$$

Algunos de los factores que influyen en el rendimiento total son el roce en la tubería, la longitud y diámetro de la tubería, los accesorios y cambios de

dirección de la tubería de presión (pérdidas en tubería), la capacidad de transmisión de la energía del agua a la turbina (rendimiento de turbina), roce en el eje, vibraciones, calor generado, ruido (rendimiento mecánico), las pérdidas en el generador y factor de potencia (rendimiento generador).

2-2 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBINAS

El agua al ser conducida hacia la turbina convierte toda su energía potencial, o gran parte de ella, en energía cinética. El agua ingresa a la máquina con un cierto vector de velocidad que al incidir sobre los álabes cambia de dirección y / o magnitud, produciendo una fuerza resultante sobre el álabe. Esta fuerza produce un momento angular haciendo girar el rodete. El eje del rodete es acoplado a un generador haciendo girar su rotor, compuesto por electroimanes dispuestos con polaridades alternadas fijas. El estator (fijo con respecto a la carcasa) consiste en un número de embobinados conductores de cobre, por las que circula la corriente inducida por el campo magnético variable producido por el rotor.

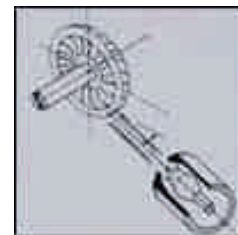
2-2-1 clasificación de las turbinas. Las turbinas hidráulicas pueden ser clasificadas de distintas maneras dependiendo del parámetro considerado. Sin embargo, la clasificación más importante es considerando la manera en que el agua actúa sobre los álabes.

a) Turbinas de acción o impulso. En estas turbinas toda la energía potencial del flujo se convierte en energía cinética a presión atmosférica en una tobera,

antes que el flujo entre en contacto con los álabes. Tal es el caso de la turbina Pelton, Banki y Turgo. En el general de los casos la velocidad del rodete es regulada para la generación de energía eléctrica. Un regulador actúa sobre una válvula de aguja la cual controla el chorro de agua variando su sección.

- Turbina Turgo

Figura 6
Turbina

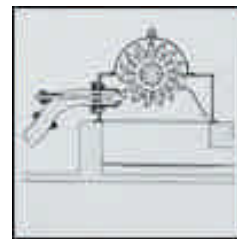


Como toda turbina de chorro libre, trabaja también bajo difíciles condiciones, por ejemplo: con aguas arenosas o gran contenido de material en suspensión en el agua. Cuando se presentan grandes variaciones del caudal y muchas materias en suspensión en el agua motriz, es preferible optar por una turbina Turgo (Figura 6) en comparación con cualquier otro tipo de turbina. Con respecto a su alta velocidad se encuentra entre la turbina Francis y la turbina Pelton. Puede ser instalada en los proyectos, donde normalmente se utilizarían las turbinas Pelton con múltiples inyectores o las turbinas Francis de baja velocidad. Además, la instalación de un deflector de chorro facilita óptimas

características de regulación, en especial cuando las tuberías de presión son muy largas.

- Turbina Pelton

Figura 7
Turbina Pelton.



En la turbina pelton (Figura 7) el agua sale por inyectores, impacta tangencialmente los álabes con forma de doble cuchara de un rodete entregando su energía. Se utiliza en grandes caídas de agua, hasta 2000 m. Para obtener máxima eficiencia, la velocidad tangencial del rodete debe ser la mitad de la velocidad del chorro de agua.

- Turbina Michell Banki

Figura 8
Turbina Michell Banki

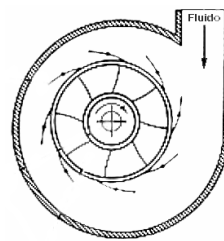


Esta turbina (Figura 8) también llamada de flujo transversal, tiene entrada radial y admisión parcial. Consiste en dos tapas circulares unidas por medio de una serie de álabes curvos ubicados en la periferia. El inyector está constituido por una paleta móvil que a su vez actúa de regulador de caudal.

b) Turbinas de Reacción. En estas turbinas una parte de la energía se transforma en energía cinética al pasar el fluido a través de una corona fija de álabes directrices orientables, situada antes del rodete. Todos los espacios de guía y móviles quedan simultáneamente llenos de agua a presión conforme ésta escurre a través del rodete; su velocidad cambia en dirección y magnitud, exigiendo la aplicación de una fuerza sobre el rodete para llevar a cabo este cambio. Esta fuerza reactiva sobre el rodete hace que éste gire. Es el caso de las turbinas Kaplan, Francis y Hélice.

- Turbina Francis

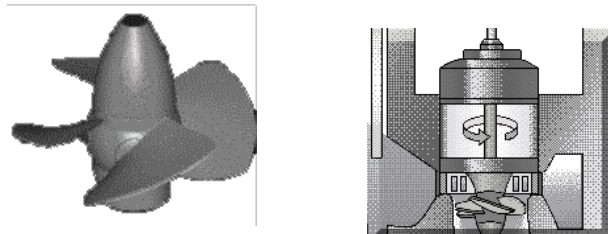
Turbina Hélice



En esta turbina (Figura 9) el agua pasa en forma radial (centrípeta) de los álabes directrices al rodete y sale en forma axial. Para caídas de agua entre 50 a 800m.

- Turbina Kaplan

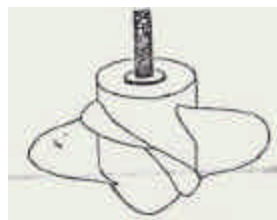
Figura 10
Turbina Kaplan



En esta clase de turbina (Figura 10) el agua entra y sale axialmente. Los álabes son regulables. Para caídas hasta 50 m y altos caudales.

- Turbina Hélice

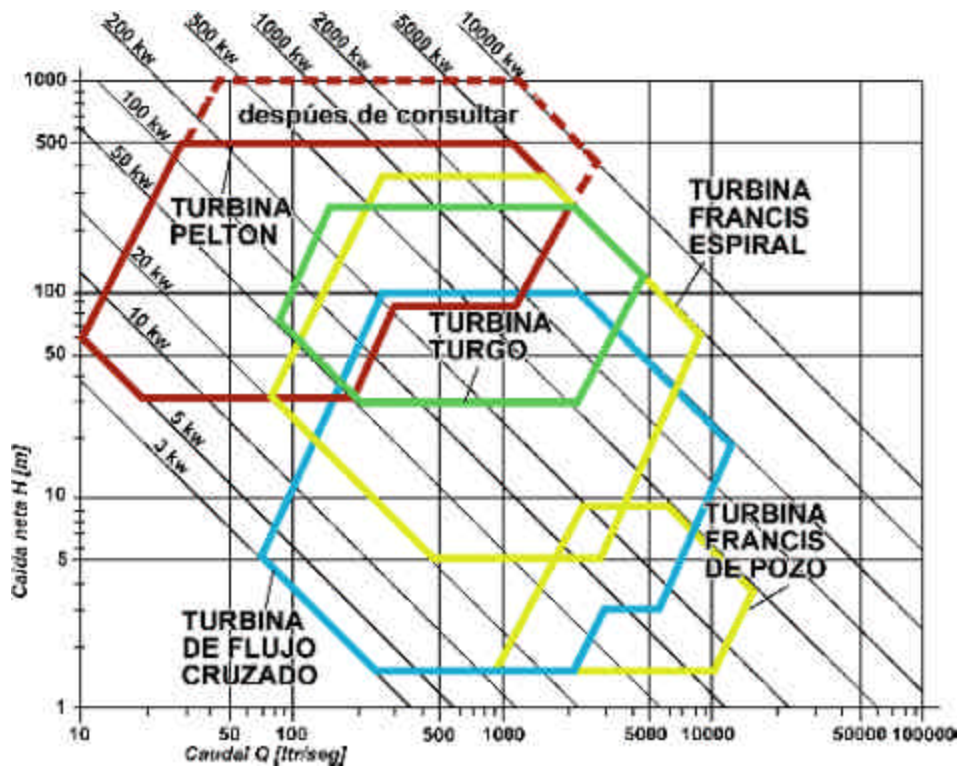
Figura 11
Turbina Hélice



La Turbina Hélice (Figura 11) funciona como la turbina Kaplan, pero con álabes fijos. Para caídas de hasta 20 m. Se desarrollaron en Europa y tuvieron mucho éxito. También se utilizan para grandes caudales.

Los tipos de turbinas más utilizados para pequeños recursos hidráulicos son las turbinas Pelton de eje horizontal, la turbina Banki, también llamada de flujo transversal y la turbina de Francis. La elección del equipo adecuado depende fundamentalmente de la disponibilidad del recurso hidráulico, las características geográficas del lugar y de la demanda de potencia. Conocidas la altura y el caudal de agua, en un principio, la elección de la turbina se puede hacer mediante el siguiente gráfico

Figura 12
Grafico para la selección preliminar de turbina



CAPITULO III

Figura 13. Turbina Pelton



3 TURBINA PELTON.

La turbina Pelton Figura 3-1 es una máquina de acción Figura 3-1. Su principio consiste en que el agua proveniente de una tubería de presión es proyectada tangencialmente por el o los inyectores sobre el rodete con alabes en forma de doble cuchara que giran producto del impulso originado por el chorro de agua. Esta turbina es utilizada para pequeños caudales y grandes caídas de agua. Sus principales componentes son los inyectores, deflectores, rodete y cucharas. Una característica importante es que el rodete no está inundado y trabaja a presión atmosférica.

3-1 HISTORIA

La forma en que un vehículo espacial aumenta o disminuye su energía cinética balanceándose alrededor de un planeta en movimiento, es muy similar a la

forma en que un cierto tipo de turbina de agua, la Rueda Pelton, extrae la energía de un rápido chorro de agua.

Lester Pelton, el inventor del artefacto, nació en el año 1829 en Vermillion, Ohio, en la orilla del Lago Erie. En el año 1850 llegó a California con los emigrantes de la fiebre del oro y se convirtió en pescador en el río Sacramento. Alrededor del año 1853 renunció a pescar y comenzó a trabajar en las minas de oro de Camptonville, Nevada City y Grass Valley, en el río Yuba en el "país de la veta madre". En el año de 1864 se hizo carpintero y constructor de molinos.

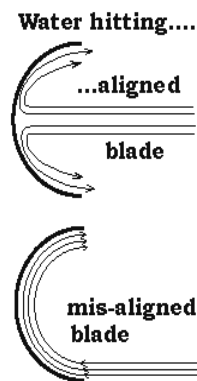
En ese tiempo, la búsqueda de oro había progresado desde el tamizado de la grava de río ("el placer") al procesado de grandes cantidades de mineral procedente de los depósitos de grava de la superficie y de las minas en la roca dura. Esto requería potencia para manejar los molinos que machacaban el mineral, para bombear aire hacia los túneles de las minas y posteriormente para proporcionar electricidad y aire comprimido. Algunas minas usaban máquinas de vapor, pero necesitaban el suministro continuo de una gran cantidad de madera para quemar.

Los riachuelos de montaña podían proporcionar energía, pero la cantidad de agua estaba muy limitada, aunque cayera desde gran altura. Por consiguiente, en vez de las lentas (e ineficaces) ruedas de agua tradicionales usadas en los molinos de cereal, que necesitan solo una pequeña altura, pero usan una gran cantidad de agua, los propietarios de minas instalaron turbinas, ruedas con

copas alrededor de su circunferencia, sobre las que se dirigía un rápido chorro de agua proveniente de un depósito alto.

De acuerdo a un artículo del año 1939 de W. F. Durand de la Stanford University in Mechanical Engineering, el invento del Pelton tuvo lugar gracias a una observación accidental, en algún momento de los años 1870. Pelton estaba observando girar una turbina de agua cuando la chaveta que sujetaba su rueda en el eje, se salió, causando que se desalineara. En lugar de que el chorro golpee las copas en su punto medio, el deslizamiento hace que golpee cerca del borde Figura 3-2 más que pararse el flujo de agua, ahora se desvía en un medio círculo, saliendo de nuevo con la dirección invertida. Asombrosamente, ahora la turbina se movía más rápido.

Figura 14. Alabe



Las turbinas modernas usan varios conjuntos de paletas. El primer juego utiliza solo parte de la energía y el chorro que sale es aún muy rápido. Como el chorro se mueve en la dirección opuesta, es necesario invertirlo antes de que ceda más energía a la segunda serie de paletas. Esto se consigue por medio de un juego de paletas

estacionarias que están firmemente unidas a la carcasa (parte estática) de la turbina. Al igual que en el caso 2 citado anteriormente, estas paletas no restan ninguna energía.]

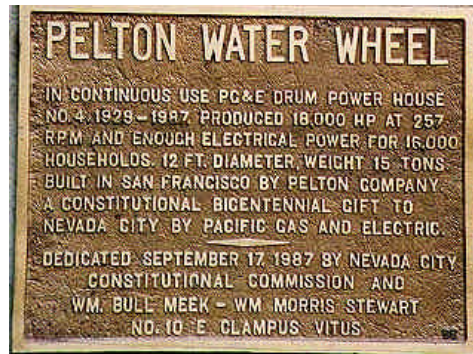
Ese fue el gran descubrimiento de Pelton. En otras turbinas el chorro incide en la mitad de la copa y las salpicaduras del agua que impacta restan energía. En términos técnicos, el impacto se parece a un impacto no elástico, mientras que en la turbina que desarrolló Pelton, por el desvío del chorro se parece a un elástico.

A finales de los años 1870 Pelton desarrolló su diseño, colocando al final una copa doble con una división en forma de cuña en el medio que dividía el chorro en dos mitades, hacia la derecha y hacia la izquierda. (Puede aproximarse a ese diseño ahuecando sus manos hacia arriba y luego juntándolas con las uñas de ambas manos tocándose.) En el invierno de 1877-1878 probó turbinas de diferentes tamaños, incluyendo una pequeña para hacer mover la máquina de coser de su casera (funcionaba, pero él no estaba conforme con su diseño). En 1880 obtuvo también una patente por su invención.

Pelton intentó vender sus turbinas, pero con poco éxito hasta la primavera de 1883, cuando la Idaho Mining Company de Grass Valley en el Yuba County, California, organizó un concurso entre diferentes diseños antes de decidir cual diseño compraría. La turbina Pelton venció alcanzando una eficiencia del 90.2%, mientras que las otras tres ruedas de agua que competían solo obtuvieron el 76.5%, 69.6% y 60.5%. Después de esto sus ventas crecieron a

un ritmo trepidante y en 1888 Pelton, con varios socios, fundó en San Francisco la Pelton Water Wheel Company, que amplió aún más la producción.

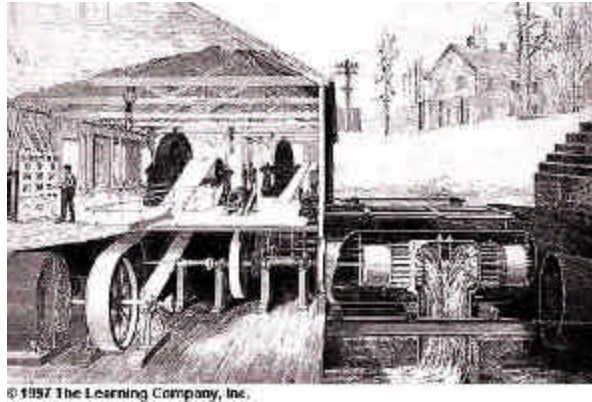
Figura 15. Placa memorial.



Mientras que las turbinas Pelton se instalaron por todo el mundo, algunos de sus mejores clientes continuaron siendo los del "país de la veta madre", donde comenzó su profesión. La mayor rueda Pelton construida medía 30 pies de diámetro y se muestra actualmente en Grass Valley, mientras que una rueda de 15 toneladas, expuesta en Nevada City (su imagen está al comienzo de esta sección y su placa memorial se muestra arriba Figura 3-3), proporcionó 18.000 HP (caballos de potencia) de electricidad durante cerca de 60 años. Finalmente Pelton se trasladó a Oakland, en la Bahía de San Francisco y murió allí en 1908. Nunca se casó.

Entre las turbinas Pelton más grandes instaladas hasta el momento se encuentran las de Mont-Cenis (Alpes franceses) de 272000 HP cada una, bajo 870 m de carga.

Figura 16. Planta eléctrica



En la ilustración de al lado aparece la Hartford Electric Light and Power Plant ubicada en Los Angeles, EE.UU. Aquí se utilizaba una turbina de impulso Pelton (a la derecha) llamada rueda de Pelton. La corriente del agua bajaba por una tubería, o compuerta de esclusa, y aceleraba a través de una boquilla en el fondo del lecho. El agua, que tenía una alta velocidad era dirigida sobre la

3-2 CLASIFICACIÓN.

3-2-1 Pelton de eje horizontal.

(Figura 17. Rodete pelton

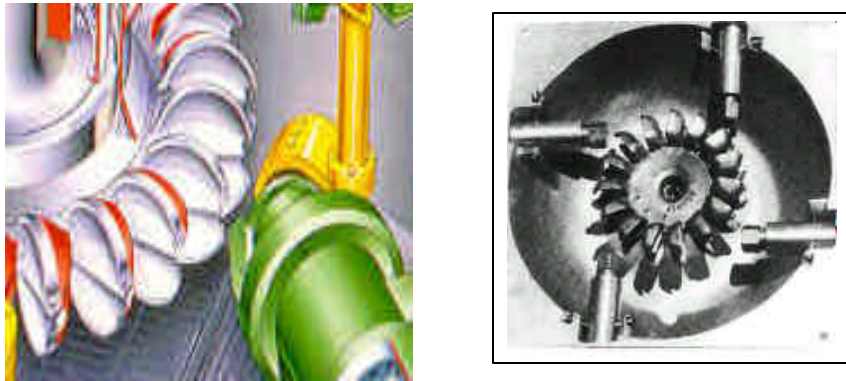


En la turbina ***Pelton de eje Horizontal*** (Figura 3-5) el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de

inyección. Este sistema de montaje encuentra aplicación en aquellos casos donde se tienen aguas sucias que producen deterioros o notable acción abrasiva. Con el eje horizontal se hace también posible instalar turbinas gemelas para un solo generador colocado entre ambas, contrarrestando empujes axiales.

3-2-2 Pelton de eje vertical.

Figura 18 Pelton vertical



Con la disposición de **eje en Vertical** se facilita la colocación del sistema de alimentación en un plano horizontal, lo que permite aumentar el número de chorros por rueda (4 a 6) (Figura 3-6); con esto se puede incrementar el caudal y tener mayor potencia por unidad. Se acorta la longitud del eje turbina-generador; se amenguan las excavaciones; se puede disminuir el diámetro de rueda y aumentar la velocidad de giro, se reduce en fin el peso de la turbina por unidad de potencia. Esto hace que la utilización de esta disposición en turbinas Pelton sea más ventajosa que la disposición horizontal. Su aplicación es conveniente en aquellos casos donde se tienen aguas limpias que no

produzcan gran efecto abrasivo sobre los alabes e inyectores, debido a que la inspección y las reparaciones con este montaje se hacen más difíciles.

3-3 CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN

El rodete o rueda Pelton, como se muestra en la figura 3-7, está constituido por un disco de acero con alabes periféricos en forma de doble cuchara. Estos pueden estar fundidos en el disco en una sola pieza o individualmente, sujetándose después al disco por medio de bulones.

Figura 19 Rodete



La fundición por separado de disco y álabes ha sido la forma más tradicional, ya que no sólo se facilita la construcción (fundición, maquinado y pulido de piezas) sino que también hace posible la reposición de cucharas averiadas por la erosión. Sin embargo, modernamente se advierte una gran tendencia a fundir el disco y álabes en una sola pieza, sobre todo cuando se trata de ruedas de alta velocidad específica. Se consigue con este procedimiento mayor

rigidez y solidez; uniformidad en la resistencia y montaje rápido. Para la misma potencia, las ruedas resultan más ligeras. Métodos modernos de fundición y de control de calidad (Magnaflux, Magnaglo, ultrasonidos, etc.) permiten obtener piezas sin grietas ni fisuras en el templado.

El material de los álabes debe resistir a la fatiga, a la corrosión y a la erosión. Cuando estas acciones son moderadas puede bastar la fundición de grafito laminar. Si las condiciones de trabajo son más drásticas debe recurrirse al acero, al carbono aliado con níquel (0.7 a 0.1)-molibdeno (0.3). Aceros con 13% de cromo y los aceros austeno-ferríticos (Cr 20, Ni 8, Mo 3) presentan una resistencia extraordinaria a la cavitación y la abrasión. El material del disco de la rueda es de acero fundido o forjado.

El número de álabes suele ser de 17 a 26 por rueda, dependiendo de la velocidad específica de la turbina. Para alta velocidad específica el número de álabes es menor. En efecto, para una rueda de un diámetro determinado por una carga y una velocidad de giro si la velocidad específica es alta es que el gasto es grande, lo exige álabes mayores, y por tanto caben menos en la misma periferia de la rueda.

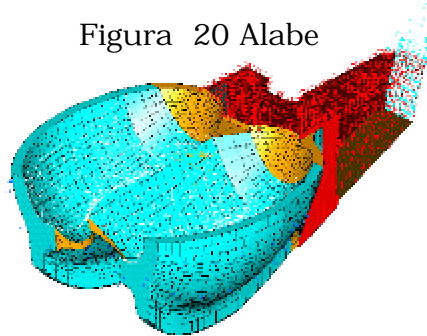
El espacio requerido por álabe suele estar entre 1.4 do y 1.6 do, siendo do el diámetro del chorro. El valor del coeficiente depende de la alta velocidad específica por chorro. Para una alta velocidad específica del chorro, el coeficiente será menor. El número de álabes z será pues

$$Z = \frac{\pi D_p}{(1.4 \text{ ó } 1.6)d_o}$$

3-4 FORMA Y DIMENSIONES DE LOS ALABES

Los álabes de una rueda Pelton tienen la forma de doble cuchara, con una arista mediana donde se produce el ataque del chorro de agua. Las dimensiones del álabe son proporcionales al diámetro del chorro y éste a su vez es función del diámetro de la rueda y de la velocidad específica. El valor del diámetro del chorro está entre el 5% y el 12% aproximadamente del valor del diámetro de la rueda Pelton.

Figura 20 Alabe



Sería deseable que el ángulo que forman las caras interiores del álabe fuera cero, para evitar componentes de choque de la velocidad en la incidencia, sin embargo, esto no es posible, ya que se debilitaría demasiado la arista media, sujeta a la acción directa del chorro de agua y a los efectos no solo mecánicos sino de erosión y corrosión. Este ángulo es del orden de 20° según recomendación de los constructores.

A la salida, el ángulo del álabe está normalmente entre 8° y 12° en la parte media del álabe. Aquí es también conveniente tener un valor reducido del ángulo para disminuir el valor de la velocidad absoluta de salida y mejorar la utilización de la energía del agua, pero se presenta el peligro de recirculación y de choque del agua contra el extradós del álabe siguiente. Hay que dar salida al agua con la propia forma del borde de fuga.

Como la energía cinética del chorro de agua decrece con la distancia al orificio de salida, conviene colocar los inyectores lo más cerca posible del rodete, para lo cual se produce en los álabes una entalladura en la parte periférica, la que además impide que el agua salpique por el borde de la cuchara e incluso que la ataque por la parte posterior. En las ruedas de alta velocidad específica debe acentuarse el tamaño de la entalladura o destalonado de los álabes, por ser el caudal relativamente más abundante.

4. SISTEMA DE CONTROL, SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y EL GENERADOR

4.1 SISTEMA DE CONTROL

En las microcentrales hidráulicas la gran mayoría de las turbinas accionan alternadores. Estos equipos han de girar a velocidad constante, o con muy bajas variaciones, ya que la velocidad del grupo está relacionada con la frecuencia de la corriente.

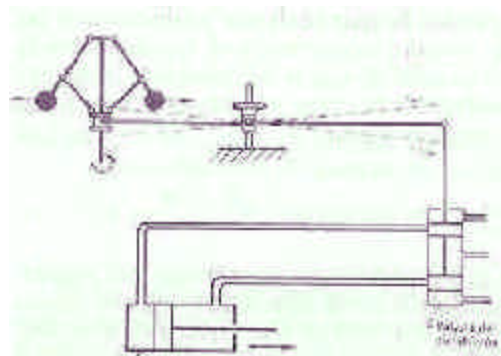
Cuando una turbina está funcionando con carga máxima y caudal constante, su generación es igualmente constante. Sin embargo, al reducir la carga, obviamente se produce un embalamiento en la velocidad angular que debe ser controlado por medio de una disminución del caudal accionante, o bien, mediante la disipación de la carga sobrante. En el primer caso, se regula la velocidad de la turbina abriendo y cerrando el distribuidor siempre que disminuya o aumente la carga a fin de que el grupo gire a una velocidad constante. Para lograr la disminución de caudal existen varios métodos:

4.1.1 Regulación óleo-mecánica. Esta regulación consiste en un dispositivo que capta la variación de la velocidad de giro de la turbina y actúa directa o indirectamente sobre una válvula de admisión de agua para que se cierre o abra.

El dispositivo generalmente es un péndulo centrífugo que ejerce fuerza sobre una válvula distribuidora de aceite para actuar sobre un servomotor que abre y cierra la válvula de admisión de caudal. En algunos casos el aceite es reemplazado por agua a presión de la turbina con lo que se ahorra la generación de fluido presurizado.

Este sistema se encuentra bastante en micro turbinas Pelton y Francis de grandes Potencias y de años de fabricación anteriores a 1970.

Figura 21
Sistema óleo-mecánico



4.1.2 Regulación electrónica. Consiste en un dispositivo electrónico que capta la velocidad de giro de la turbina. Este valor es comparado con uno de referencia, si es mayor o menor, se genera una señal para que el equipo cierre o abra, respectivamente, la válvula del caudal mediante un motor eléctrico.

4.1.3 Regulación por disipación de energía. Para minimizar el costo de equipos es posible omitir el sistema de control de la turbina, fijando su potencia a un cierto nivel en desmedro de la eficiencia. Este es el método adoptado por casi la totalidad de las micro turbinas hidráulicas y consiste en balancear la potencia generada por la turbina por ajuste de una carga falsa (CF) contra las variaciones de cargas reales. Así la línea del generador es conectada a CF(resistencia) y la diferencia entre la potencia generada (PG) y la carga real (CR) es enviada a CF para su disipación.

El control es en forma automática de forma que siempre se cumpla la siguiente relación:

$$PG = CR + CF$$

Las resistencias disipadoras deben ser enfriadas. En algunos casos es suficiente la convección natural con el aire, en otros las resistencias se encuentran sumergidas en agua, o bien son expuestas a un flujo de aire o agua, evacuando energía por convección forzada. Es posible aumentar el rendimiento de la central si el agua calentada es utilizada para otros fines domésticos o productivos.

4.1.4 Regulación manual. En caso de no contar con algún tipo de regulación, aun existe la posibilidad de abrir y cerrar la válvula de admisión de caudal manualmente. Por ello, en este caso se habla de regulación manual. Aun siendo una alternativa menos confortable tiene la gran ventaja de ser una

solución mucho más económica, teniendo en cuenta que el costo de un regulador puede ser un porcentaje considerable del costo de una turbina.

4.1.5 Regulación de voltaje. Para la generación de corriente continua no es necesaria la regulación de la velocidad o frecuencia vista anteriormente. En este caso sólo se regula la tensión y eventualmente la corriente.

Común a todo tipo de generación (CC y CA) es la existencia de un regulador de tensión en el generador. En el caso de la CA éste mantiene en, por ejemplo, 220V la tensión entregada. Los pequeños equipos acoplados a una batería regulan la tensión y en algunos casos limitan la corriente para adaptarse a las condiciones de carga de la batería, especialmente si ésta varía desde el caso de descargada a cargada.

4.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Este sistema permite transmitir la energía mecánica de la turbina hacia el generador eléctrico o a un dispositivo mecánico. Existen varias maneras de transmitir esta energía. Lo ideal es que el generador y el eje de la turbina estén acoplados directamente y por ende tengan la misma velocidad. Esto solamente es posible si la turbina gira a la velocidad sincrónica del generador y su ventaja es la reducción de pérdidas mecánicas debidas en gran parte al roce. Otra posibilidad es que estén acoplados mediante una caja de engranajes o un sistema de transmisión por correas en V o correas planas.

En algunos casos se utiliza una transmisión a un molino o herramientas mediante un sistema de poleas para el uso directo de la energía mecánica.

En el caso de una transmisión de velocidad por medio de poleas, la relación entre diámetros de poleas y velocidades será:

$$n_1 d_1 = n_2 d_2$$

Donde d_1 y d_2 representa los diámetros de las poleas y n_1 , n_2 el número de revoluciones de ambas poleas.

4.3 GENERADOR

El generador recibe la energía mecánica de la turbina y la transforma en energía eléctrica. En las micro turbinas hidráulicas se emplean varios tipos de generadores. En el caso de los hidrocargadores, se pueden emplear los generadores de automóvil (alternadores), que generan corriente continua de 12V o 24V. La corriente generada se utiliza para cargar baterías, con la posibilidad de entregar una tensión baja hacia las viviendas adaptadas con electrodomésticos de bajo voltaje, o bien, entregar energía eléctrica con una tensión de 220V por medio de un inversor. Para centrales de 500 hasta 3000 Watts, se pueden utilizar los motores eléctricos con un banco de condensadores que generan energía eléctrica en 220 V. De 3 Kw. en adelante, generalmente se emplean los

generadores convencionales en 220 V. Éstos existen en varias velocidades. La velocidad nominal del generador debe seleccionarse en conjunto con la de la turbina. La serie de velocidades (N) posibles para un generador sincrónico con frecuencia nominal de 60 Hz (frecuencia de normalización), expresada en revoluciones por minuto, está dada por la siguiente relación:

$$NK = 3600 \quad \text{donde } k = 1,2,3\dots$$

En consecuencia, los primeros términos de la serie de velocidades son: 3600 y 1800 [r.p.m.]. Cabe destacar, que en cuanto mayor sea la velocidad, menor será el tamaño, peso y costo del generador. Por tal motivo, debe seleccionarse preferentemente la mayor velocidad posible, aunque el generador de 1800 r.p.m. presenta una mayor vida útil. El generador puede ser del tipo sincrónico o asincrónico (de inducción). Para las micro centrales hidráulicas, cuya potencia está limitada a 150 Kw., es poco probable que se pueda utilizar un generador asincrónico. En consecuencia, normalmente, son sincrónicos.

La disposición del eje del generador estará determinada por las características de la turbina y casa de máquinas. Generalmente, el eje se utiliza acoplado directamente a la turbina en forma horizontal. Sin embargo, es frecuente encontrar el eje en posición vertical para muy bajas potencias.

La potencia del generador se selecciona conjuntamente con la potencia de la turbina. La potencia activa del generador, expresada en Kw., guarda relación con la potencia máxima al eje de la turbina, también expresada en Kw.

$$P_{\text{GENERADOR}} = P_{\text{TURBINA}} \times R_{\text{GENERADOR}}$$

El rendimiento(R) de un generador puede estimarse en 0,8 para generadores cercanos a 10 Kw. Para generadores de 100 Kw. este valor puede llegar hasta 0,9. Sin embargo, el rendimiento definitivo debe ser indicado por el fabricante.

La refrigeración del generador en la micro central hidráulica, usualmente es por aire. En el caso de existir una casa de máquinas para proteger la instalación basta que el generador tome y expulse el aire de refrigeración desde el ambiente de la casa de máquinas y hacia él. Si no existe una casa de máquinas, el generador debería ser blindado (protección contra polvo, medios agresivos, etc.) y su refrigeración será por un flujo de aire indirecto.

5. CONCEPTOS BÁSICOS PARA EL DISEÑO DE UNA TURBINA

PELTON

5.1 IMPULSO Y MOMENTO.

5.1.1 Momento lineal.* Permítasenos considerar el movimiento de una partícula ocasionado por una fuerza F , que actúa sobre esta en la misma dirección de su velocidad v . Tomando el eje x , de coordenadas coincidiendo con la dirección de movimiento, podemos escribir la segunda ley de Newton en una forma ligeramente diferente a la cual estamos acostumbrados a usar:

$$F = m\ddot{x} = m \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{d}{dt}(m\dot{x}) = \frac{d}{dt}(mv). \text{ Ecuación 1.}$$

La cantidad mv es llamada Momento de la partícula, o algunas veces Momento Lineal. Del anterior análisis podemos concluir que: *La fuerza ejercida sobre una partícula es igual a la razón de cambio de su momento lineal.* Integrando respecto al tiempo obtenemos:

$$\int_{t_1}^{t_2} F dt = \int_1^2 d(mv) = mv_2 - mv_1 = \Delta(mv). \text{ Ecuación 2.}$$

* Las secciones 5.1.1 hasta la sección 5.1.3 inclusive, se tomaron del texto "MECHANICS" Autor J P DEN HARTOG. (Dover Publication) Capitulo 15 (pag 283-286).

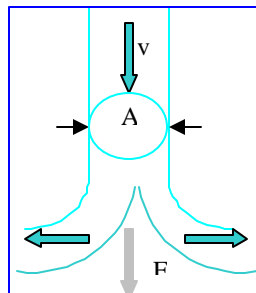
La integral ubicada a la izquierda es llamada Impulso de la partícula, el cual tiene unidades de fuerza-tiempo.

Partiendo de todo lo anterior podemos entonces hacer un análisis similar para la partícula ubicada en el espacio, así:

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{d}{dt}(mv_x). \\ F_y &= \frac{d}{dt}(mv_y). \\ F_z &= \frac{d}{dt}(mv_z). \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3.}$$

5.1.2 Momento lineal sobre una superficie. Un chorro de agua de sección transversal A y velocidad v , golpea una superficie como se muestra en la figura, esta superficie tiene forma de cono, luego cuando el agua hace contacto con esta superficie, se desvía en todas direcciones. ¿Cuál es la fuerza ejercida sobre la superficie por el chorro de agua?.

Figura 22
Chorro de agua sobre una superficie cónica



El volumen de agua que golpea la superficie cada segundo es $A\mathbf{v}$, y su masa es $A\mathbf{v}r$, donde r , es la densidad del agua.

Antes que el chorro de agua golpee la superficie, este trae momento lineal en una sola dirección, después de ser desviado por la superficie, las partículas de agua que conforman al chorro tienen velocidades igualmente distribuidas en todas direcciones, luego el momento final es cero. La pérdida de momento por segundo del agua es: $A\mathbf{v}r\mathbf{v} = A\mathbf{v}^2 r$

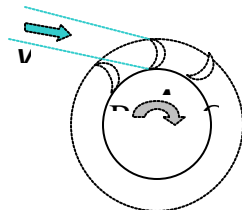
De acuerdo a los análisis previos, los cuales relacionan la fuerza con el cambio en la cantidad de movimiento de una partícula, podemos concluir que la fuerza ejercida por el chorro de agua sobre la superficie está dada por:

$$F = r\mathbf{v}^2 A . \text{ Ecuación 4.}$$

5.1.3 Análisis preliminar del momento lineal sobre una rueda pelton.

Una rueda Pelton consiste de un gran número de cangilones ajustados a la periferia de una rueda.

Figura 23
Incidencia del chorro sobre la rueda



Sea la velocidad del chorro de agua v_j . Primero consideremos un solo cangilón moviéndose a una velocidad tangencial u . Durante cada segundo una longitud $v_j - u$ de chorro se desvía en un cangilón con una velocidad relativa $v_j - u$. Si el cangilón está bien construido, el chorro de agua desviado conservará su velocidad relativa $v_j - u$. La fuerza ejercida sobre el cangilón es entonces:

$$F = 2A_j \rho (v_j - u)^2. \text{ Ecuación 5.}$$

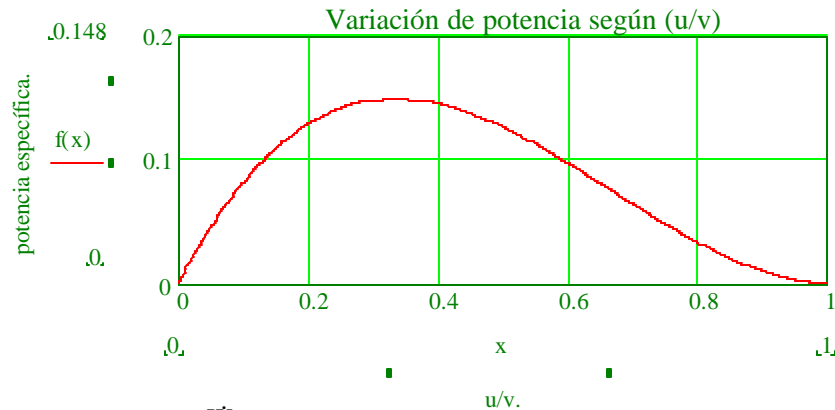
Puesto que el cangilón se mueve con una velocidad u , la potencia o trabajo por unidad de tiempo está dada por:

$$\dot{W} = Fu = 2A_j \rho u (v_j - u)^2 = 2A_j \rho v_j^3 \frac{u}{v_j} \left(1 - \frac{u}{v_j}\right)^3 \text{ Ecuación 6.}$$

Esta expresión se a escrito de esta ultima manera pues nos interesa saber como la potencia varía en un cangilón según la relación $\frac{u}{v_j}$.

Para $\frac{u}{v_j} = 0$, la potencia es nula, pues el cangilón no se mueve; para $\frac{u}{v_j} = 1$ el agua no es atrapada por el cangilón, luego tampoco existe entrega de potencia. Esta relación es graficada a continuación.

Figura 24



$$Pot.esp = \frac{\dot{W}}{2A_j r v_j^3}$$

Por diferenciación se podrá corroborar que el máximo poder se entrega a un cangilón cuando su velocidad u es un tercio de la del chorro, es decir: $u = v_j/3$.

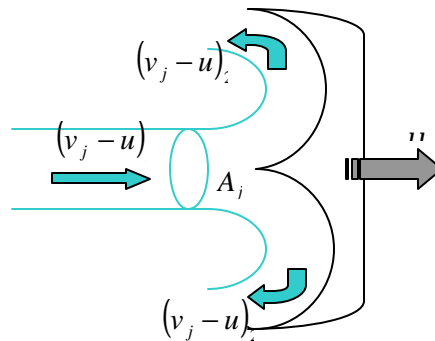
Luego entonces el agua se desliza sobre el cangilón a la entrada a una velocidad dos tercios de la velocidad del chorro $(v_j - u)_1 = \frac{2}{3}v_j$, y sale a un tercio de la velocidad del chorro en sentido opuesto a la entrada. Por lo tanto el agua retiene la novena parte de su energía cinética y aporta al cangilón ocho novenas partes de la misma.

Del anterior análisis podríamos esperar entonces, que si el cangilón se desplazare a la mitad de la velocidad del chorro, $u = v_j/2$, La velocidad final del agua sería cero, luego cada gota de agua entregaría toda su energía cinética al cangilón, y este podría generar mayor potencia.

Sin embargo para $u = \frac{v_j}{2}$, menor cantidad de agua es desviada por el cangilón por unidad de tiempo, por tanto la mayor generación de potencia por cangilón se da cuando $u = \frac{v_j}{3}$.

Esquema de cangilón:

Figura 25
Incidencia del chorro en un alabe



Siendo, $(v_j - u)_1$, la velocidad relativa de entrada del chorro al cangilón;
 $(v_j - u)_2$, la velocidad relativa de salida del chorro de agua respecto al cangilón
 y A_j el área de sección transversal del chorro.

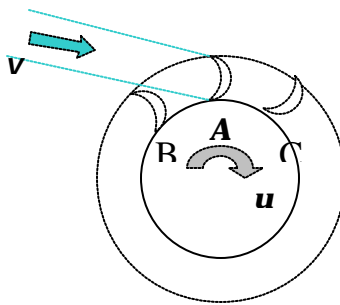
En un cangilón bien diseñado se cumple: $(v_j - u)_1 = -(v_j - u)_2$.

Ahora, tomando en cuenta una rueda con varios cangilones, y
 remarcando que, los anteriores resultados siguen siendo válidos
 para cada cangilón, ¿Cuál es la potencia de la rueda?. Pues es

mayor que para un solo cangilón porque en instantes, dos cangilones reciben agua de la tobera simultáneamente.

Por ejemplo, la siguiente figura 26 muestra el instante en que el chorro de agua que golpea el cangilón **A** va a ser interrumpido por el cangilón **B**. Durante el corto tiempo que sigue, el cangilón **B** recibe gran parte del chorro, mientras que el cangilón **A** recibe la parte **A-B** del chorro simultáneamente.

Figura 26
Incidencia del chorro sobre la rueda



La velocidad relativa de entrada del agua, al cangilón es $(v_j - u)$, si S es el paso de la ubicación de los cangilones, o longitud del trayecto **A-B**, el tiempo doble de exposición es :

$$t = \frac{S}{(v_j - u)}$$

El tiempo en que un paso avanza es $t = S/u$, luego el tiempo de doble exposición ocurre durante una fracción del tiempo total expresado por:

$$t_i = \frac{S/(v_j - u)}{S/u} = \frac{u}{v_j - u}$$

La potencia de la rueda es entonces la potencia de un cangilón multiplicada por:

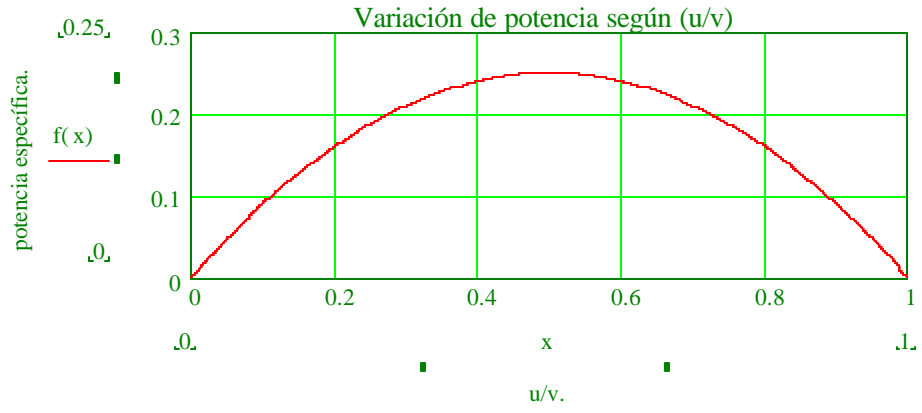
$$1 + \frac{u}{v_j - u} = \frac{v_j}{v_j - u} = \frac{1}{1 - \frac{u}{v_j}}$$

o bien:

$$\dot{W} = 2A_j r v_j^3 \frac{u}{v_j} \left(1 - \frac{u}{v_j} \right) \text{ Ecuación 7}$$

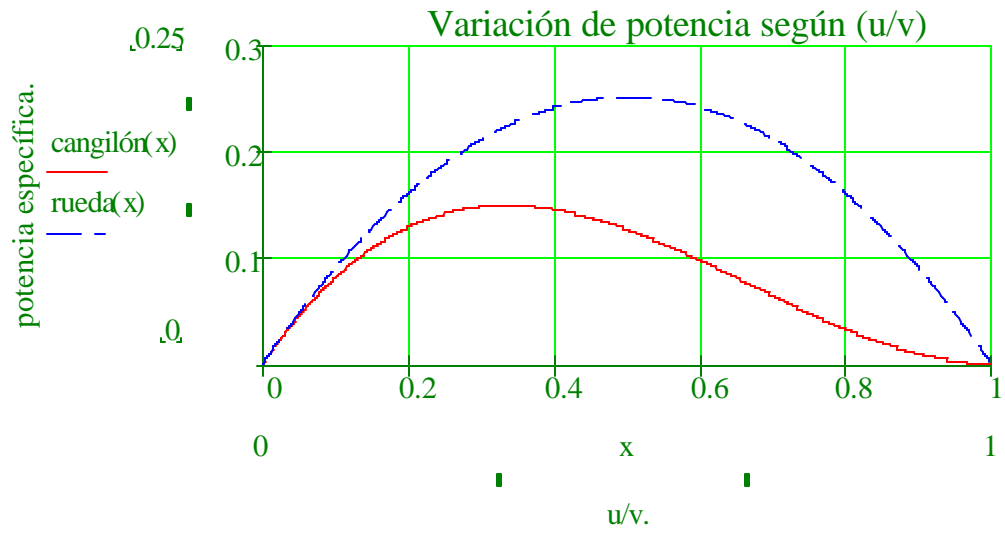
Diferenciando notamos que la máxima potencia ocurre cuando $u = \frac{v_j}{2}$, o sea, cuando la velocidad del cangilón es la mitad de la del chorro.

Figura 27



$$Pot.esp = \frac{\dot{W}}{2A_j r v_j^3}$$

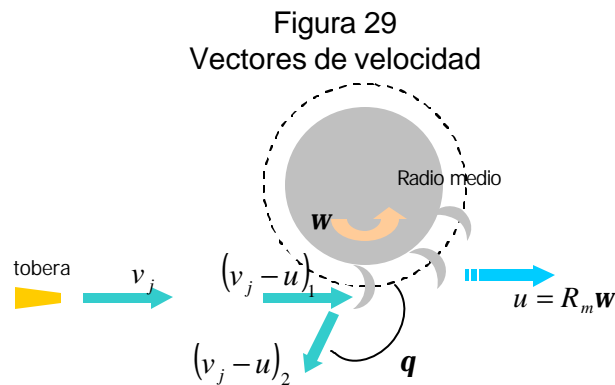
Figura 28



5.2 VELOCIDAD OPTIMA PARA UNA TURBINA DE IMPULSO

IDEALIZADA (TURBINA PELTON IDEAL).*

Una rueda Pelton es una turbina de impulso adaptada a situaciones de alta carga y baja relación de flujo. Considerando la rueda Pelton y el arreglo simple del chorro que se muestra, en el cual la corriente del mismo incide tangencialmente sobre el cangilón y se desvía un ángulo q . Se podría obtener mediante un análisis de volumen de control una expresión para el momento de torsión ejercido por la corriente de agua sobre la rueda y la salida de potencia correspondiente. También podremos mostrar que la potencia de la rueda es máxima cuando la velocidad del cangilón, $u = R\omega$, es la mitad de la velocidad del chorro, v_j .



* Las secciones 5.2 hasta 5.3 inclusive se tomaron con base al texto "INTRODUCCIÓN A LA MECÁNICA DE FLUIDOS". Autores FOX, Mc DONALD (Capítulo 11 pag 623-625 y 672-674).

Aplicando la ecuación de momento para el volumen de control mostrado anteriormente, tenemos:

Ecuación básica:

$$\begin{aligned}
 & \cancel{=0(1)} \quad \cancel{=0(2)} \quad \cancel{=0(3)} \\
 & \cancel{=0(4)} \quad \vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{VC} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_{eje} - \int_{VC} \vec{r} \times [2\vec{w} \times \vec{V}_{xyz} + \vec{w} \times (\vec{w} \times \vec{r}) + \vec{w} \times \vec{r}] \rho dV. \\
 & \cancel{\frac{\partial}{\partial t}} \int_{VC} \vec{r} \times \vec{V}_{xyz} \rho dV + \int_{SC} \vec{r} \times \vec{V}_{xyz} \cdot \rho \vec{V}_{xyz} \cdot d\vec{A}_j.
 \end{aligned}$$

Suposiciones:

1. Se desprecia el momento de torsión debido a fuerzas superficiales.
2. Se desprecia el momento de torsión debido a fuerzas másicas.
3. Se desprecia la masa de agua sobre la rueda.
4. Flujo estable respecto a la rueda.
5. Toda el agua que se emite desde la tobera actúa sobre los cangilones.
6. La altura del cangilón es pequeña comparada con R_m , por lo que $r_1 \approx r_2 \approx R_m$.
7. Flujo uniforme en cada sección.
8. Ningún cambio en la velocidad del chorro relativa al cangilón.

Por tanto, puesto que toda el agua del chorro pasa por los cangilones,

$$\begin{aligned} \vec{T}_{eje} &= \vec{r}_1 \times \vec{V}_1 \left\{ - \left| \mathbf{r} A_j v_j \right| \right\} + \vec{r}_2 \times \vec{V}_2 \left\{ + \left| \mathbf{r} v_j A_j \right| \right\} \\ \vec{r}_1 &= R_m \hat{e}_r \\ \vec{r}_2 &= R_m \hat{e}_r \\ \vec{V}_1 &= (v_j - u) \hat{e}_q \\ \vec{V}_2 &= (v_j - u) \cos \mathbf{q} \hat{e}_q + (v_j - u) \operatorname{sen} \mathbf{q} \hat{e}_r \\ T_{eje} \hat{k} &= R_m (v_j - u) \hat{k} (- \mathbf{r} v_j A_j) + R_m (v_j - u) \cos \mathbf{q} \hat{k} (\mathbf{r} v_j A_j) \end{aligned}$$

Por lo que, finalmente,

$$\begin{aligned} T_{eje} \hat{k} &= -R_m (1 - \cos \mathbf{q}) \mathbf{r} v_j A_j (v_j - u) \hat{k} \\ \vec{T}_{salida} = -\vec{T}_{eje} &= R_m (1 - \cos \mathbf{q}) \mathbf{r} v_j A_j (v_j - u) \hat{k} = \mathbf{r} Q R_m (v_j - u) (1 - \cos \mathbf{q}) \hat{k} \quad \text{Ecuación 8} \end{aligned}$$

La salida correspondiente de potencia es:

$$\dot{W}_{salida} = \mathbf{w} \cdot \vec{T}_{salida} = R_m \mathbf{w} (1 - \cos \mathbf{q}) \mathbf{r} v_j A_j (v_j - u) = \mathbf{r} Q u (v_j - u) (1 - \cos \mathbf{q}) \quad \text{Ecuación 9a.}$$

Para encontrar la condición de potencia máxima, diferenciamos la expresión para la potencia con respecto a la velocidad tangencial de la rueda, u , e igualando a cero el resultado. Por consiguiente,

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{W}}{du} &= \mathbf{r} Q (v_j - u) (1 - \cos \mathbf{q}) + \mathbf{r} Q u (-1) (1 - \cos \mathbf{q}) = 0 \\ \therefore (v_j - u) - u &= v_j - 2u = 0 \end{aligned}$$

De modo que como se comprobó anteriormente, la potencia máxima se entrega

cuando, $u = v_j/2$.

NOTA: La desviación del flujo en un ángulo $q = 180^\circ$, brindaría la potencia

máxima con $u = v_j/2$. En la práctica, es posible desviar la corriente de

un chorro hasta unos 165° . Con $q = 165^\circ$, $1 - \cos q \approx 1.97$, o

aproximadamente 1.5 por ciento debajo del valor para la potencia

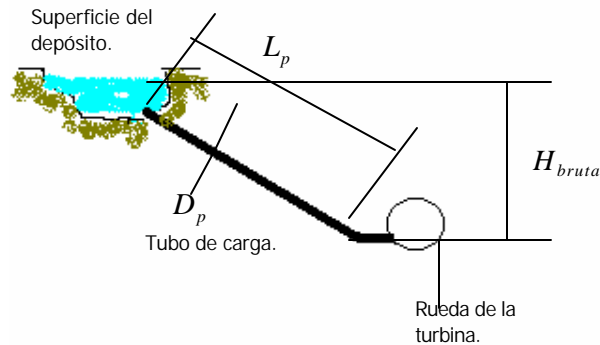
máxima.

5.3 FUNCIONAMIENTO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA TURBINA DE IMPULSO.

Considerando la hipotética instalación de la turbina de impulso que se muestra en la siguiente figura, y analizando el flujo en el tubo de carga, podremos desarrollar una expresión relativa a la potencia de salida de la turbina, como una función de la velocidad del chorro, v_j en la tobera.

También podremos obtener una expresión para la relación de flujo volumétrico a la cual se maximiza la potencia de salida. Con todo lo anterior dado, entonces desarrollaremos una expresión para el diámetro mínimo de tubo de carga necesario para producir una salida de potencia especificada, empleando la carga bruta y la longitud del tubo de carga como parámetros.

Figura 30
Esquema preliminar para el montaje de la turbina



De acuerdo con los resultados registrados en el análisis sobre velocidad óptima para una turbina Pelton idealizada, La potencia de salida de una turbina de impulso idealizada está dada por,

$\dot{W}_{salida} = rQu(v_j - u)(1 - \cos \mathbf{q})$. Para salida de potencia óptima, $u = v_j/2$., y:

$$\dot{W}_{salida} = rA_j \frac{v_j^3}{4} (1 - \cos \mathbf{q}) \quad \text{Ecuación 9b.}$$

En consecuencia, la salida de potencia es proporcional a v_j^3 .

Aplicando la ecuación de energía para flujo incompresible y estable en tubería, a través del tubo de carga, podremos analizar v_j en la salida de la tobera.

Designando con el subíndice 1 a las propiedades del agua en el depósito, y asumiendo que en este el nivel del agua se mantiene constante, es decir, $\bar{v}_1 \approx 0$., aplicamos la ecuación de Bernoulli entre el depósito y la salida del agua por la tobera, así:

$$\frac{p_1}{\rho} + a \frac{v_1^2}{2} + gz_1 - \left(\frac{p_j}{\rho} + a \frac{v_j^2}{2} + gz_j \right) = h_{IT} = \left(K_{ent} + f \frac{L_p}{D_p} \right) \frac{v_p^2}{2} + K_{tobera} \frac{v_j^2}{2}.$$

Suposiciones:

1. Flujo estable.
2. Flujo incompresible.
3. Flujo completamente desarrollado.
4. Presión atmosférica a la salida del chorro.
5. $a = 1$.
6. $K_{ent} \ll f \frac{L_p}{D_p}$.
7. $K_{tobera} = 0$.

Entonces,

$$g(z_1 - z_j) = gH_{bruta} = f \frac{L_p}{D_p} \frac{v_p^2}{2} + \frac{v_j^2}{2},$$

$$\text{o bien, } v_j^2 = 2gH_{bruta} - f \frac{L_p}{D_p} v_p^2.$$

La potencia de la turbina puede escribirse como:

$$\dot{W} = \rho A_j \frac{v_j^3}{4} (1 - \cos \mathbf{q}) = \rho A_j (1 - \cos \mathbf{q}) v_j^2 \frac{v_j}{4} = C_1 v_j^2 \frac{v_j}{2}.$$

donde $C_1 = \frac{1}{2} r A_j (1 - \cos \mathbf{q}) = \text{const.}$ Por tanto,

$$\dot{W} = C_1 \left[2gH_{bruta} - f \frac{L_p}{D_p} v_p^2 \right] \frac{v_j}{2}$$

De la continuidad, $v_p A_p = v_j A_j$, por lo que $v_p = v_j \frac{A_j}{A_p} = v_j \left(\frac{D_j}{D_p} \right)^2$. Sustituyendo,

$$\dot{W} = C_1 \left[2gH_{bruta} - f \frac{L_p}{D_p} \left(\frac{D_j}{D_p} \right)^2 v_j^2 \right] \frac{v_j}{2} = C_1 \left(gH_{bruta} v_j - f \frac{L_p}{D_p} \left(\frac{D_j}{D_p} \right) \frac{v_j^3}{2} \right)$$

Para encontrar la condición para la salida máxima de potencia, a un diámetro de tubo de carga fijo, D_p , diferenciamos con respecto a v_j , e igualamos a cero,

$$\frac{d\dot{W}}{dv_j} = C_1 \left[gH_{bruta} - 3f \frac{L_p}{D_p} \left(\frac{D_j}{D_p} \right)^2 \frac{v_j^2}{2} \right] = C_1 \left[gH_{bruta} - 3f \frac{L_p}{D_p} \frac{v_p^2}{2} \right] = C_1 (gH_{bruta} - 3h_{IT}) = 0$$

o bien:

$$h_{IT} = \frac{1}{3} gH_{bruta}$$

Para un diámetro fijo de tubo de carga, la potencia de la turbina se maximiza cuando la pérdida de carga friccionante, h_{T} , es igual a $\frac{1}{3}$ de la carga bruta disponible en el sitio. La carga neta es entonces $\frac{2}{3}$ de la carga bruta.

Los diámetros del chorro y de la tubería para la operación óptima también pueden determinarse. La velocidad del chorro en condiciones óptimas es:

$$v_j^2 = 2gH_{bruta} - f \frac{L_p}{D_p} v_p^2 = 2gH_{bruta} - \frac{1}{3}(2gH_{bruta}) = \frac{4}{3} gH_{bruta}, \text{ o bien:}$$

$$v_j = \mathbf{j} \sqrt{\frac{4}{3} gH_{bruta}} . \text{ Ecuación 10.}$$

ϕ = Porcentaje de velocidad real en la tobera, varia entre 0.96 y 0.98.*

La velocidad del flujo en la tubería de carga puede obtenerse de:

$$f \frac{L_p}{D_p} \frac{v_p^2}{2} = \frac{1}{3} gH_{bruta}, \text{ o bien: } v_p = \left[\frac{2}{3} \frac{gH_{bruta}}{f \frac{L_p}{D_p}} \right]^{\frac{1}{2}} .$$

La utilización de la ecuación de continuidad para relacionar las velocidades y los diámetros del flujo conduce a la siguiente relación,

$$v_p^2 = \frac{2}{3} \frac{gH_{bruta} D_p}{f L_p} = v_j^2 \left(\frac{D_j}{D_p} \right)^4 = \frac{4}{3} gH_{bruta} \left(\frac{D_j}{D_p} \right)^4 .$$

* Con base en el texto "MOTOTES HIDRÁULICOS " Autor L. QUANTZ (capítulo 5)

Resolviendo para D_j ,

$$D_j = \left(\frac{D_p^5}{2fL_p} \right)^{\frac{1}{4}}. \text{ Ecuación 11a.}$$

Al sustituir en la ecuación para la potencia de salida ideal de la turbina,

$$\dot{W}_{\text{óptima-salida}} = r v_j^3 \frac{A_j}{4} (1 - \cos \mathbf{q}) = r \left(\frac{4}{3} g H_{bruta} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{\rho}{16} \left(\frac{D_p^5}{2fL_p} \right)^{\frac{1}{2}} (1 - \cos \mathbf{q}). \text{ Ecuación 12.}$$

Por último, resolviendo para el diámetro del tubo de carga, la ecuación puede escribirse en la forma:

$$D_p \propto \left(\frac{L_p}{H_{bruta}} \right)^{\frac{1}{5}} \left(\frac{\dot{W}}{H_{bruta}} \right)^{\frac{2}{5}}. \text{ Ecuación 13.}$$

Vemos que para conocer cual sería la potencia de salida en la turbina, es necesario saber:

- La altura, o caída disponible de agua en el lugar de instalación.
- La longitud del tubo de carga.
- Diámetro del tubo de carga.
- Material del tubo de carga.
- Ángulo de desviación del alabe o cangilón.
- Caudal de agua de suministro a la turbina.

La altura disponible de la toma de agua, y la longitud del tubo de carga están directamente relacionados con la geografía del terreno. El diámetro del tubo de carga está relacionado con el material del mismo, y el caudal a suministrar.

El diámetro de la tubería de carga en nuestro caso es de **P.V.C**, el cual ofrece un factor de fricción dado por:

$$f = \left(\frac{0,0967 Q^{1,85}}{100 D_p^{4,866}} \right). \text{ Formula William-Hazen.(P.V.C). Ecuación 14.}$$

Donde el caudal se da en metros cúbicos por segundo, y el diámetro del tubo en metros.

Si reemplazamos la anterior ecuación en: $D_j = \left(\frac{D_p^5}{2fL_p} \right)^{\frac{1}{4}}$, y despejamos D_p ,

obtendremos:

$$D_p = \left[\frac{2D_j^4(0,0967 Q^{1,85})L_p}{100 D_p^{4,866}} \right]^{\frac{1}{5}} \text{ Ecuación 11b}$$

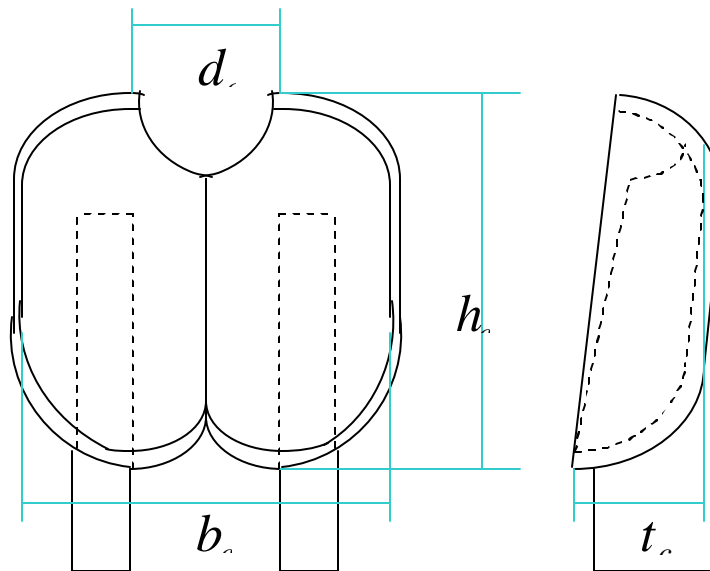
observamos que el diámetro del tubo de carga debe hallarse por iteraciones numéricas.

El diámetro del chorro o tobera se halla a partir de la continuidad resultando:

$$D_j = \left(\frac{4Q}{v_j \rho} \right)^{\frac{1}{2}}. \text{ Ecuación 15.}$$

5.4 DIMENSIONAMIENTO DEL CANGILÓN.*

Figura 31
dimensionamiento del cangilón



El dimensionamiento del cangilón se lleva a cabo con base en el diámetro del chorro de agua, D_j , según las siguientes fórmulas empíricas:

- Altura del cangilón: $h_c = 3,5D_j$. Ecuación 16.
- Ancho del cangilón: $b_c = 3,75D_j$. Ecuación 17.

* Las secciones 5.4 hasta 5.4.2 inclusive, se tomaron con base en el texto "MOTORES HIDRÁULICOS" Autor L QUANTZ.(Capítulo 5 pag 186-206)

- Profundidad del cangilón: $t_c = 1,5D_j$ · Ecuación 18.
- Abertura: $d_c = 1,03D_j$ · Ecuación 19.

5.4.1 Cálculo del número de cangilones.

Para calcular el número de cangilones requerido por la rueda, se utiliza la siguiente ecuación:

$$Z = p \frac{D_a}{t_a} \quad \text{Ecuación 20.}$$

Siendo, $t_a \approx h_c$

Donde D_a , es el diámetro exterior de la rueda con sus cangilones montados.

En nuestro diseño se asume que el diámetro nominal o medio $D_m = 2R_m$, al cual el chorro de agua hace contacto de manera tangencial con la rueda, se presenta a los $\frac{2}{5}$, de la altura del cangilón respecto al rodete, luego, el diámetro

exterior del conjunto de rueda y cangilones, D_a , está dado por:

$$D_a = D_m + 2\frac{3}{5}h_c \quad \text{ecuación 21.}$$

Y el diámetro externo del rodete por:

$$D_{Rod} = D_m - 2\frac{2}{5}h_c \quad \text{Ecuación 22.}$$

Para poder calcular entonces, el número de cangilones requeridos, podemos partir de un diámetro de rodete supuesto, esta suposición se fundamentará en las restricciones de espacio de montaje de la turbina y también, en los parámetros funcionales y económicos de adquisición.

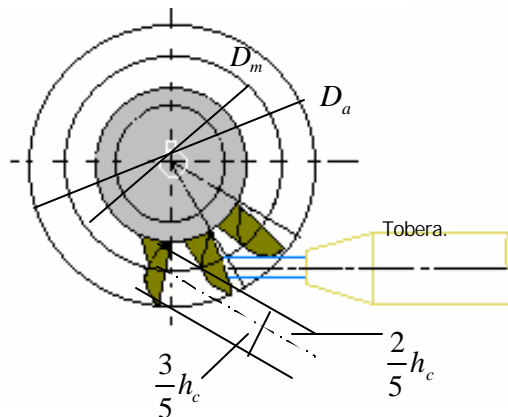
5.4.2 Posicionamiento de los cangilones sobre el rodete.

Para la colocación de los cangilones sobre el rodete, así como para la situación de la boquilla, podemos indicar lo siguiente:

Los cangilones no se colocan exactamente de manera radial, sino en forma tal que el chorro al alcanzar de lleno un cangilón se halle perpendicular a la arista del mismo.

El cangilón queda separado de la boquilla por el espacio de una división. La boquilla debe colocarse todo lo próxima a los cangilones que permita la construcción. El chorro debe atacar a los cangilones lo más cerca posible de la corona del rodete, para que las pérdidas de salida resulten lo más pequeñas que se pueda, y para ello se hace que la circunferencia tangente al eje del chorro corte a los cangilones a los $\frac{2}{5}$, de la altura h_c , del cangilón medidos desde el interior como se representa en la siguiente figura 32.

Figura 32
Conjunto rodete tobera



El diámetro D_m , es el diámetro de la rueda para los efectos del cálculo.

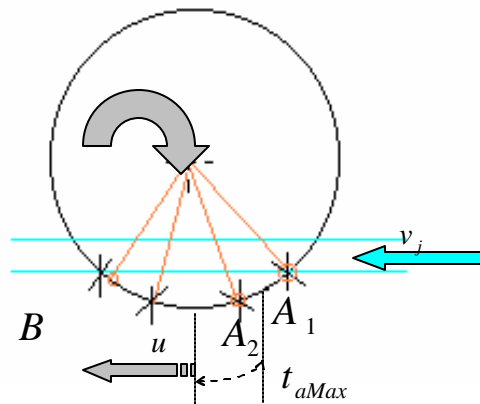
La división t_a , se obtiene de la siguiente manera:

En primer término se ha demostrado que resulta favorable un gran número de cangilones y por un valor pequeño de t_a , pero esto tiene su límite en la manera de sujetar los cangilones al rodete, que es un asunto de mayor importancia en estas turbinas.

Por otra parte, no se pondrán los cangilones tan separados que permitan que se pierda el agua, y por tanto cuando el chorro abandona a un cangilón debe encontrarse con otro, lo cual debe examinarse y

comprobarse al proyectar, procediendo en la forma que indica la siguiente figura:

Figura 33
Posición de los canchilones en el rodete



Para que el filete líquido extremo que no es recogido por el canchilón A_1 , sea utilizado, debe alcanzar al canchilón anterior A_2 , separado del A_1 , por el paso t , y para ello en el caso más desfavorable puede encontrarle en el punto B : para suceder esto, lo que correspondería a un valor máximo de t , el chorro que lleva una velocidad v_j necesita recorrer el espacio A_1B , mientras que el canchilón A_2 que se mueve con velocidad periférica u , debe recorrer el arco A_2B . Así, pues, en el caso límite de que el chorro venga a encontrar al canchilón en el punto B , el tiempo empleado en recorrer dichos espacios será el mismo, resultando:

$$\frac{\overline{A_1B}}{v_j} = \frac{\text{arco}A_2B}{u}.$$

Y en la construcción de las ruedas habrá que escoger t_a atendiendo a esta circunstancia de modo que en lo posible:

$$\frac{\overline{A_1B}}{v_j} < \frac{\text{arco}A_1B}{u} \text{ Ecuación 23.}$$

Lo que debe ser comprobado.

5.5 PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO DE LA TURBINA DE IMPULSO.*

Dadas la altura o caída disponible H_{bruta} , y el caudal Q de agua, La longitud de tubería de carga requerida L_p , en función del sitio de instalación, podremos establecer un procedimiento preeliminar para el dimensionamiento de algunos elementos constitutivos de la turbina como son:

- Tubo de carga.
- Tobera.
- Cangilones.

También podremos preestablecer la potencia a desarrollar por la turbina, el número de cangilones requeridos, y su espaciamiento. Dicho procedimiento se esboza a continuación:

* En esta sección se recapitulan formulaciones dadas previamente en capítulos anteriores con el objeto de establecer un procedimiento general para el calculo de la rueda pelton.

5.5.1 Cálculo de la velocidad óptima del chorro. (v_j) (m/s).

$v_j = j \sqrt{\frac{4}{3} g H_{bruta}}$. Ecuación 10. Donde $g = 9.81 \text{ m/s}^2$. Y $\phi_{promedio} = 0.97$ * dada previamente H_{bruta} .

5.5.2 Cálculo del diámetro del chorro(diámetro de tobera)(D_j)(m).

$$D_j = \left(\frac{4Q}{v_j \rho} \right)^{\frac{1}{2}}. \text{ Ecuación 15. Datos previamente } v_j, \text{ y } Q (\text{m}^3/\text{s}).$$

5.5.3 Cálculo del diámetro del tubo de carga(D_p)(m).

$$D_p = \left[\frac{2D_j^4 (0,0967 Q^{1,85}) L_p}{100 D_p^{4,866}} \right]^{\frac{1}{5}} \text{ Ecuacion 11b. Datos previamente } D_j, Q, \text{ y}$$

L_p . D_p se calcula por iteración.

5.5.4 Cálculo del factor de fricción (f).

$$f = \left(\frac{0,0967 Q^{1,85}}{100 D_p^{4,866}} \right). \text{ Formula William-Hazen. (P.V.C). Ecuacion 14. Datos}$$

previamente Q , y D_p .

5.5.5 Potencia de la turbina ($\dot{W}_{\text{óptima-salida}}$)(vatios).

* Ver pagina 55 ecuación 10

$$W_{\text{óptima-salida}} = r v_j^3 \frac{A_j}{4} (1 - \cos q) = r \underbrace{\left(\frac{4}{3} g H_{\text{bruta}} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{P}{16} \left(\frac{D_p^5}{2 f L_p} \right)^{\frac{1}{2}}}_{\text{}} (1 - \cos q). \quad 5-12.$$

Dados previamente, $H_{\text{bruta}}, D_p, f, y$

$$L_p \cdot q \approx 165^\circ, r \approx 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}, g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

5.5.6 Dimencionamiento de los cangilones.

Altura del cangilón: $h_c = 3,5D_j$. Ecuación 5-16.

Ancho del cangilón: $b_c = 3,75D_j$. Ecuación 5-17.

Profundidad del cangilón: $t_c = 1,5D_j$. Ecuación 5-18.

Abertura: $d_c = 1,03D_j$. Ecuación 5-19. Dado previamente D_j .

5.5.7 Dimensionamiento del rodete y cálculo del número de cangilones.

Como se explicó antes, para este cálculo se puede partir de un número

supuesto de cangilones y a partir de la ecuación: $Z = P \frac{D_a}{t_a}$. Ecuación 20,
Siendo, $t_a \approx h_c$

calculamos el diámetro exterior del rodete D_a . Luego calculamos el diámetro

medio D_m , a partir de la ecuación: $D_a = D_m + 2\frac{3}{5}h_c$. Ecuación 21. previo

conocimiento de h_c , y luego, calculamos el diámetro del rodete según la

ecuación: $D_{Rod} = D_m - 2\frac{2}{5}h_c$. Ecuación 22.

Por otro lado, también podemos partir de un diámetro de rodete dado, sea el que se adapte mejor a las dimensiones de montaje, y luego hacer el proceso inverso al descrito para el número de cangilones dado.

5.5.8 Comprobación del posicionamiento de los cangilones en el rodete.

Se debe hacer un dibujo a escala del rodete mostrando los puntos de acople con los cangilones, y su intersección con el chorro de agua para comprobar:

$$\frac{\overline{A_1B}}{v_j} < \frac{\text{arco}A_1B}{u} \text{ Ecuación 23.}$$

6. CONCEPTOS BÁSICOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA TURBINA CON BASE EN LA RESISTENCIA AL ESFUERZO MECÁNICO.

6.1 CONCEPTOS BÁSICOS.

El objetivo de esta sección es de familiarizar a los profesionales de otras ramas (ingenieros civiles, eléctricos e hidráulicos) con los conceptos básicos del diseño de elementos de maquinas.

6.1.1 Teorías de falla estática.* Después que las cargas han sido determinadas en una estructura o máquina, y cuando esta se ha dimensionado, y luego, con base en las cargas que resiste se han calculado los esfuerzos que soporta la máquina, se nos plantea la pregunta ¿si es segura la máquina?, es decir ¿fallará o no fallará?.

Puesto que una estructura o máquina fallará primero por el punto mas débil, la anterior pregunta se reduce a la falla de un elemento de una pieza cualquiera dx, dy, dz , sujeto a un estado de esfuerzos dado.

Durante los dos últimos siglos se han hecho un gran número de hipótesis sobre el modo en que falla un elemento, siendo estas hipótesis denominadas luego teorías de falla.

Las teorías de falla mas importantes en orden cronológico son:

- Teoría del esfuerzo normal máximo.
- Teoría de la deformación máxima.

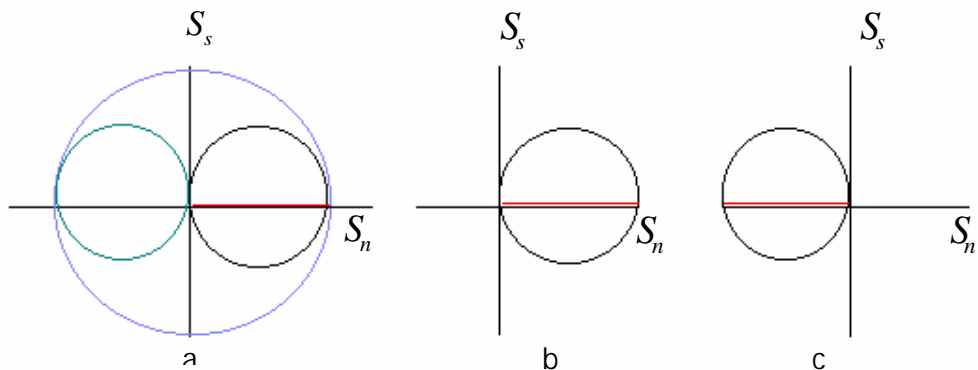
* Las secciones 6.1.1 hasta 6.1.6 se tomaron con base al texto "STRENGTH OF MATERIALS" Autor J P DEN HARTOG (Capitulo4 pagina 72 -78 y capitulo 10 pag 221 -226).

- Teoría del esfuerzo cortante máximo.
- Teoría de Mohr
- Teoría de la energía de distorsión máxima.

A continuación se discutirán estas teorías y se establecerán conclusiones.

6.1.2 Teoría del esfuerzo normal máximo. Es la mas simple de todas, esta establece que un elemento fallará cuando uno de los esfuerzos principales a los cuales está sometido, alcance un valor crítico. Esto suena obvio, sin embargo, cuando observamos la siguiente figura, la cual muestra los casos de cortante puro, tensión pura, y compresión hidrostática de derecha a izquierda respectivamente, todos con el mismo esfuerzo principal máximo.

Figura 34
Circulo de Mohr



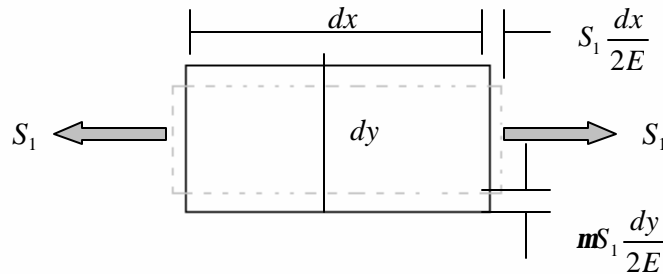
los tres casos son igualmente resistentes de acuerdo a la teoría del esfuerzo normal máximo, pero el caso (a), resiste el doble del esfuerzo cortante que los casos (b), o (c).

6.1.3 Teoría de la deformación máxima. Esta establece que un elemento fallará cuando su deformación unitaria e , en cualquier dirección, alcance un valor crítico.

Antes que esta teoría pueda ser explicada, debemos conocer el concepto de deformación. Hace mucho tiempo, lo único que se conocía sobre deformación era la ley de Hooke, la cual es aplicable a un elemento sometido a un esfuerzo simple de tensión o compresión, siempre y cuando no estemos interesados en el cambio de dimensiones que sufre la sección transversal del elemento en dirección perpendicular a la fuerza que lo deforma.

La experiencia nos ha demostrado que cuando un elemento es sometido a tensión por un esfuerzo S_1 , se extenderá en dirección de la fuerza que provoca dicho esfuerzo, y al mismo tiempo la sección transversal del elemento tiende a contraerse. Esto se observa de la siguiente manera:

Figura 35
Deformación longitudinal y
trasversal de un elemento
sometido a carga axial.



Esto se expresa:

$$e_1 = \frac{S_1}{E}, e_2 = -m \frac{S_1}{E}.$$

Siendo e_2 , la deformación lateral. Ésta es negativa porque la pieza se contrae lateralmente cuando se estira. La deformación lateral es aproximadamente $\frac{1}{4}$, de la deformación longitudinal e_1 .

El factor m , es llamado relación de Poisson, y es la razón entre la deformación lateral respecto a la longitudinal.

El valor de m , varía para diferentes materiales, para el acero m varía entre 0,25 y 0,33. para el caucho es ligeramente menor a 0,5.

Cuando un elemento es sometido a dos esfuerzos normales S_1 , y S_2 , en caras perpendiculares del mismo simultáneamente, la deformación en cada dirección es la suma de las deformaciones causadas por cada uno de los esfuerzos individualmente.

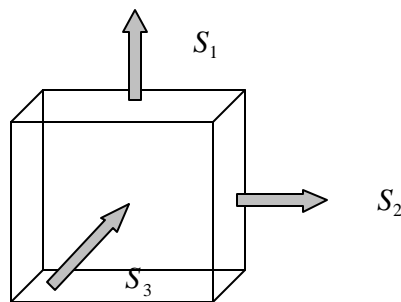
Esto es:

$$e_1 = \frac{1}{E}(S_1 - \nu S_2)$$
$$e_2 = \frac{1}{E}(S_2 - \nu S_1)$$

En el caso de un elemento que esté sometido a tres esfuerzos principales tridimensionales S_1, S_2 , y S_3 , tenemos:

$$Ee_1 = S_1 - \nu(S_2 + S_3)$$
$$Ee_2 = S_2 - \nu(S_1 + S_3)$$
$$Ee_3 = S_3 - \nu(S_1 + S_2)$$

Figura 36
Elemento diferencial sometido a
esfuerzos



Una mayor deformación ocurre en dirección (1), si el esfuerzo S_1 , es de tensión, mientras los esfuerzos S_2 y S_3 , son de compresión; luego haciendo sumatoria de las deformaciones y asumiendo $S_1 = -S_2 = -S_3$, entonces la deformación principal es $e_1 = (1 + 2m)S/E$, mientras en dirección lateral $e = S/E$.

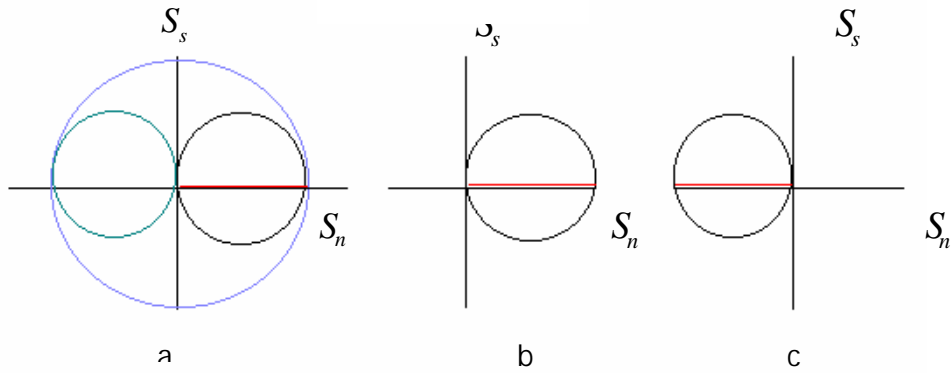
De otra mano, cuando $S_1 = S_2 = S_3$, (compresión o tensión hidrostática), la deformación en las tres direcciones es: $(1 - 2m)S/E$.

Estos dos casos ($S_1 = -S_2 = -S_3$, y $S_1 = S_2 = S_3$), tienen los mismos esfuerzos máximos, sin embargo sus deformaciones máximas difieren por la relación $(1 + 2m)/(1 - 2m)$.

Luego diferentes deformaciones pueden ocurrir bajo el mismo esfuerzo máximo en un elemento.

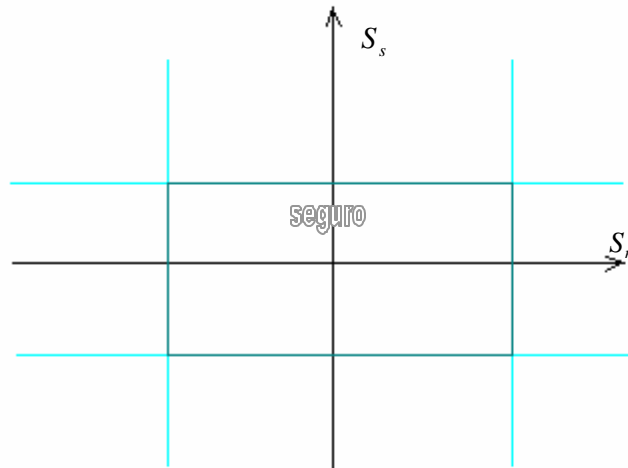
6.1.4 Teoría del esfuerzo cortante máximo. Esta establece que, un elemento sometido a un estado de esfuerzos dado, fallará cuando se alcance en es te un valor crítico de esfuerzo cortante. Entonces analicemos nuevamente la siguiente figura.

Figura 37
Circulo de Mohr



Encontramos que en (a), el elemento está cargado en cortante en una cantidad dos veces superior a la de los casos (b) o (c). Sin embargo, por la teoría del esfuerzo normal máximo, todos estos ejemplos están igualmente cargados. Las teorías del esfuerzo normal máximo y la del cortante máximo se ilustran bien en la siguiente figura.

Figura 38
Diagrama esfuerzo cortante vs esfuerzo normal



Mostrando el diagrama donde usualmente los círculos de Mohr son diagramados.

La teoría del esfuerzo normal máximo denota que un elemento puede fallar, si algunos puntos del círculo de Mohr, que manifiesta su estado de esfuerzos caen fuera de un margen vertical que tiene como ancho, dos veces el esfuerzo normal máximo admisible; y simultáneamente, un elemento fallará por la teoría del esfuerzo cortante máximo, si su círculo de Mohr tiene puntos por fuera de un margen horizontal de longitud infinita, y que tiene como ancho dos veces el esfuerzo cortante máximo admisible del material del elemento.

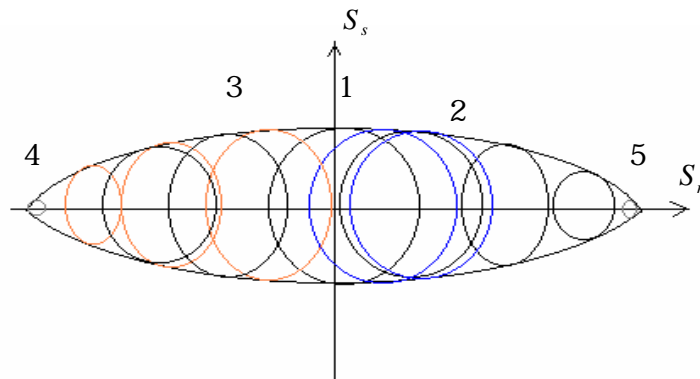
Esta longitud infinita del margen no tiene aplicación práctica en la teoría del esfuerzo normal máximo, puesto que el círculo de Mohr se mueve horizontalmente sobre el eje S_n , luego, la altura del círculo nunca será mayor que su radio. Esto último automáticamente limita al altura del margen vertical, a

una longitud no mayor que su ancho. Pero la teoría del esfuerzo cortante máximo muestra una gran importancia, en lo que se refiere a la longitud infinita del margen horizontal. Lo que significa que, un elemento que presente tres esfuerzos principales de gran magnitud e iguales, nunca fallará.

De acuerdo con la teoría del esfuerzo cortante máximo, el estado de compresión hidrostática, o tensión hidrostática es “seguro” (no existe falla en el elemento), para cualquier valor de esfuerzo, puesto que el círculo de Mohr para este estado de esfuerzos es muy pequeño, prácticamente un punto muy lejano del origen sobre el eje horizontal S_n .

6.1.5 Teoría de Mohr. Esta difiere respecto a las teorías previas, puesto que nos recomienda realizar numerosos experimentos antes de decidir, que estado de esfuerzos es seguro o inseguro.

Figura 39
Pruebas de esfuerzos



Se deben hacer pruebas de cortante puro (círculo 1), pruebas de tensión (círculo 2), pruebas de compresión (círculo 3), compresión hidrostática (círculo

4), y tensión hidrostática (círculo 5), también tras pruebas de esfuerzos combinados, dibujando los círculos cuando estos alcancen esfuerzos que produzcan algún tipo de falla. La falla puede ser ruptura completa, o bien deformación permanente (fluencia), lo que queremos evitar.

Luego de diagramados los círculos, se traza una curva envolvente a los mismos, encerrando una región la cual es declarada segura contra la falla. Por tanto, si cualquier punto de un círculo de Mohr cae por fuera de esta región, el elemento al cual pertenece este círculo fallará.

Hasta ahora la teoría del esfuerzo cortante máximo, es la mas importante de las que se han mencionado, puesto que concuerda muy bien con la aparición de la fluencia en ensayos sobre materiales dúctiles.

Observamos que la característica mas importante de esta teoría, es que no ocurre fluencia en los casos de compresión hidrostática o tensión hidrostática, sin importar que tan grandes sean estos esfuerzos.

La fluencia solo aparece como consecuencia del esfuerzo cortante, el cual existe solo cuando las magnitudes de los esfuerzos principales difieren mucho entre sí.

Un ejemplo práctico de lo anterior, se aplica a las rocas a gran profundidad bajo tierra. Algunas rocas tienen una resistencia al aplastamiento de 3000 psi, aproximadamente (en el aplastamiento unidireccional de una columna corta, por ejemplo), puesto que la gravedad específica de las rocas es aproximadamente 2.5, podemos calcular que la presión dentro de la tierra es aproximadamente de 5.500 psi, por cada milla de profundidad debajo de la

superficie. Esta presión es hidrostática y tridimensional, y nosotros sabemos que las rocas a gran profundidad no fluyen ni se aplastan; ellas están felices de soportar esfuerzos de compresión hidrostática 50 veces mas grandes que los esfuerzos a los cuales fallan, si se les aplicare estos, en una sola dirección.

Pruebas de alta presión han sido desarrolladas muy bien; el premio Nóbel P. W. Bridgman, en la universidad d Harvard, logró presiones de compresión hidrostática de hasta 1.000.000. psi, y encontró que materiales como el hielo común no falla bajo estos esfuerzos.

Un experimento con tensión en tres dimensiones, es mas difícil que con compresión, sin embargo el científico ruso Joffe, desarrolló uno.

Él tomó una esfera de cristal sólida y la enfrió gradualmente de manera uniforme, en una botella que contenía aire licuado, luego de que la esfera adquiriese la temperatura del aire líquido, y asumiendo que la esfera en ese estado no está sometida a ningún tipo de esfuerzos, se saca de la botella sometiéndola a la temperatura ambiente; mientras las capas externas de la esfera se calientan, el interior de la esfera permanece frío. La expansión térmica de las capas exteriores es contrarrestada por el frío en el núcleo de la esfera, poniendo entonces el interior de la esfera en tensión hidrostática, lográndose esfuerzos muy superiores a los que resiste el cristal cargado uniaxialmente.

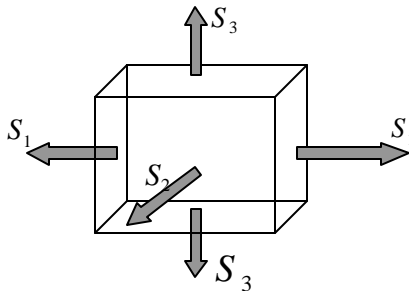
La mas importante conclusión práctica de la teoría del esfuerzo cortante máximo, es que en cortante puro, la fluencia comienza a un esfuerzo cortante

que es la mitad del esfuerzo de tensión o compresión necesarios para la fluencia en una pieza.

Muchos experimentos bastante precisos han sido realizados y se ha encontrado que la relación entre esfuerzo cortante y esfuerzo de tensión normal para la fluencia es realmente algo superior a 0.5, es más bien cercano a 0.57. Para explicar esto mejor pasamos a la siguiente teoría.

6.1.6 Teoría de la energía de distorsión máxima. Si un elemento pequeño dx, dy, dz , es sujeto a tres esfuerzos principales S_1, S_2 y S_3 , este elemento contendrá una gran cantidad de energía acumulada debido a la deformación. Para el caso particular en cual estos esfuerzos parecidos, existiría un estado de esfuerzos hidrostático.

Figura 40
Elemento diferencial sometido a esfuerzo triaxial



Podemos asumir entonces, que cada ángulo de 90° del elemento permanece igual a pesar de la deformación, y que por consiguiente no existe esfuerzo cortante en el elemento.

En el caso que los tres esfuerzos principales S_1, S_2, S_3 , tengan diferentes magnitudes, entonces existiría esfuerzo cortante.

Ahora podemos tomar el esfuerzo $(S_1 + S_2 + S_3)/3$, como el esfuerzo principal promedio, si este esfuerzo se aplicara hidrostáticamente, el elemento contendría menos energía de deformación, que cuando actúan sobre el elemento los esfuerzos S_1, S_2, S_3 .

La energía total almacenada en el elemento, puede ser tomada, como la suma de la energía debida a la deformación por el esfuerzo hidrostático promedio y la energía debida a la deformación por cortante, o energía de distorsión.

Esta teoría entonces, establece que un elemento fallará, cuando la energía de distorsión alcance un valor tal, que empiece a manifestarse la fluencia en el elemento.

Obviamente, la energía de distorsión es cero para la condición de esfuerzo hidrostático, sin importar su magnitud, siendo esto muy similar a la teoría del esfuerzo cortante máximo, sin embargo, difieren en algunos detalles.

La expresión analítica para esta teoría es mas complicada, que la del cortante máximo. Primero calculamos la energía en el elemento para tres diferentes esfuerzos principales.

El esfuerzo S_1 , corresponde a la fuerza $S_1 dydz$, anteriormente se demostró que

la elongación debida a esta fuerza está dada por $\frac{[S_1 - \nu(S_2 + S_3)]dx}{E}$, luego, el

trabajo realizado por el esfuerzo S_1 , es:

$$\frac{1}{2}S_1[S_1 - \mathbf{m}(S_2 + S_3)]\frac{dxdydz}{E}$$

o bien:

$$\left[S_1^2 - \mathbf{m}(S_1S_2 + S_1S_3)\right]\frac{dvol}{2E}$$

El trabajo aportado por los esfuerzos S_2 y S_3 , puede ser encontrado a partir de la expresión anterior, cambiando los subíndices 1,2 y 3; luego sumando estos trabajos, hallamos la energía de deformación en el elemento:

$$dU_{total} = \left[S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - 2\mathbf{m}(S_1S_2 + S_1S_3 + S_2S_3)\right]\frac{dvol}{2E}.$$

Y esta es la verdadera energía de deformación. Para el caso en que todos los esfuerzos fueren iguales, o sea, $S_1 = S_2 = S_3 = S$, lo anterior se reduce a:

$$dU = 3S^2(1 - 2\mathbf{m})\frac{dvol}{2E}$$

y si el esfuerzo "s" es el esfuerzo principal promedio, $S = \frac{(S_1 + S_2 + S_3)}{3}$, la energía es:

$$dU_{Hidrostática} = \frac{1 - 2\mathbf{m}}{6E} dvol (S_1 + S_2 + S_3)^2$$

La energía de distorsión es definida, como la energía total menos la energía hidrostática, obteniéndose:

$$dU_{Distorsión} = \frac{1+\mu}{3E} (S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 - S_1S_2 - S_1S_3 - S_2S_3) dvol.$$

Esta expresión es cero cuando $S_1 = S_2 = S_3$.

Permítasenos ahora aplicar la ecuación anterior para el caso de tensión simple con un esfuerzo "s", y también, para el caso de cortante puro con esfuerzo S_s ; en el primer caso $S_1 = S, S_2 = S_3 = 0$, luego la energía es:

$$dU_{Distorsión} = \frac{1+\mu}{E} S^2 dvol.$$

Para el cortante puro S_s , los esfuerzos principales son, $S_1 = S_s, S_2 = -S_s$, y $S_3 = 0$. Luego la energía de distorsión es:

$$dU_{Distorsión} = \frac{1+\mu}{E} S_s^2 dvol.$$

Por definición, la fluencia ocurrirá cuando la energía de distorsión alcance un valor crítico; igualando estas energías para los esfuerzos de tensión y cortante, encontramos:

$$\left(\frac{S_s}{S} \right)^2 = \frac{1}{3}.$$

O bien:

$$\frac{S_s}{S} = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,57.$$

Que está de acuerdo con la evidencia empírica.

Para el caso de esfuerzo plano, donde $S_3 = 0$, la energía de distorsión es:

$$dU_{Distorsión} = \frac{1 + \nu}{3E} (S_1^2 + S_2^2 - S_1 S_2) dvol.$$

Tomando el caso simple de fluencia a tensión cuando $S_1 = S_y$, y $S_2 = S_3 = 0$, la energía de distorsión es:

$$dU_{Distorsión} = \frac{1 + \nu}{3E} S_y^2$$

Entonces, para el esfuerzo plano, la teoría de la energía de distorsión máxima establece:

$$S_y^2 = S_1^2 + S_2^2 - S_1 S_2.$$

6.2 COMPARACIÓN DE LAS TEORÍAS DE FALLA MAS USADAS.

- Teoría del esfuerzo normal máximo:

La única teoría para materiales frágiles.

- Teoría del esfuerzo cortante máximo:

Buena para materiales dúctiles, de resultados satisfactorios y es fácil de usar.

- Energía de distorsión máxima:

Da los mejores resultados, mas difícil de aplicar que la del cortante máximo.

- Deformación máxima:

Es inexacta, no tiene aplicación definida según el material y los tipos de esfuerzo.

6.2.1 Fallas por fatiga.* La mayoría de las fallas en elementos de maquinas, se deben a cargas o fuerzas que varían en magnitud en razón al tiempo; que a cargas o fuerzas estáticas.

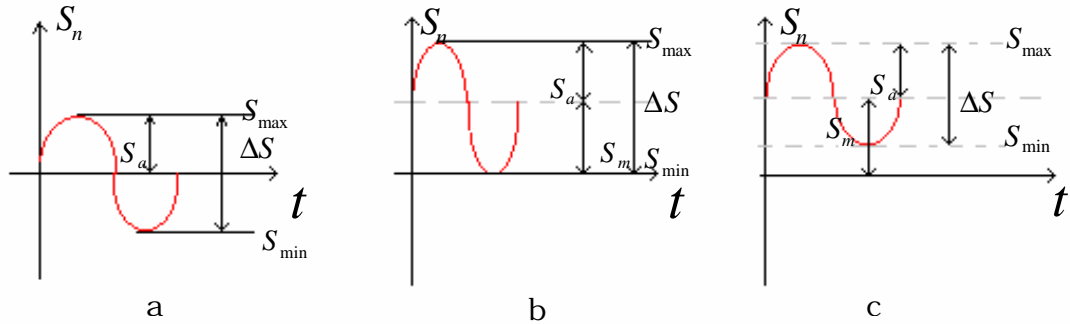
Estas fallas ocurren a niveles de esfuerzo significativamente mas bajos que los esfuerzos de fluencia de los materiales. Luego, usando solamente las teorías de falla estáticas, obtendremos diseños inseguros cuando las cargas son dinámicas.

6.2.2 Cargas de fatiga. Cualquier carga que varíe en el tiempo, puede causar potencialmente una falla por fatiga. Las características de estas cargas pueden variar sustancialmente de una aplicación a otra.

6.2.3 Cargas en maquinaria rotativa. La función típica de esfuerzo tiempo experimentada en maquinaria rotativa se modela a continuación:

* Las secciones 6.2.1 hasta 6.5.1 inclusive se tomaron con base en el texto "MACHINE DESIGN AN INTEGRATED APPROACH Autor R L NORTON (Capitulo 6 pagina 317-401 Prentice Hall.

Figura 41
Variación del esfuerzo con respecto al tiempo



La figura (a), muestra el caso de esfuerzo completamente invertido, el cual un esfuerzo promedio nulo $S_m = 0$.

La figura (b), muestra el caso de esfuerzo repetido, en el cual el rango de esfuerzo varía de cero a un valor máximo, y con un valor de esfuerzo promedio igual a la componente alternante, $S_m = S_a$.

La figura (c), muestra la versión del caso mas general, llamado esfuerzo fluctuante, este tipo de esfuerzo puede variar indistintamente de la tensión a la compresión, caracterizándose la variabilidad de los esfuerzos promedio y alternante, sus esfuerzos máximos y mínimos, y las relaciones de estos valores según el tipo de aplicación.

El rango de esfuerzo ΔS , es definido como:

$$\Delta S = S_{max} - S_{min} \text{ .Ecuación 24}$$

La componente alternante S_a , está dada a partir de:

$$S_a = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{2}. \text{Ecuación 25}$$

Y el esfuerzo promedio S_m , es:

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}. \text{Ecuación 26}$$

Se pueden establecer dos relaciones:

$$R = \frac{S_{\min}}{S_{\max}}, A = \frac{S_a}{S_m}.$$

Donde "R" es la relación de esfuerzo, y "A", la relación de amplitud de esfuerzo.

Cuando el esfuerzo es completamente invertido $R = -1$, y $A = \infty$, cuando el esfuerzo es repetido $R = 0$, y $A = 1$, y cuando el esfuerzo es alternante "R" y "A", pueden variar de la siguiente manera: $0 \leq R \leq 1$, o bien $0 \geq R \geq -1$.

Estos casos de carga, resultan del sometimiento de un elemento a tensión, flexión, torsión, o una combinación de todos estos.

6.3 ESTIMACIÓN DEL CRITERIO DE FALLA POR FATIGA.

6.3.1 Cálculo del esfuerzo de fatiga teórico S_f , y del límite de resistencia S_e . Si existen datos publicados a cerca de el esfuerzo de fatiga S_f , o del límite de resistencia a la fatiga S_e , de un material, estos datos deben ser usados corrigiéndolos a partir de los factores de corrección, de los cuales se hablará después.

Los datos publicados sobre el esfuerzo de fatiga, provienen típicamente de pruebas de flexión completamente invertida, o pruebas de carga axial en elementos cortos y maquinados correctamente.

Si no está disponible esta clase de información, los esfuerzos de fatiga y el límite de resistencia de una pieza de cierto material, pueden ser calculados a partir de sus esfuerzos últimos como se muestra a continuación.

Ecuaciones 27

- **Acero:** $S_{e'} = 0,5(S_{ut})$, para, $S_{ut} < 200 \text{ Ksi}(1400 \text{ Mpa})$, y
 $S_{e'} \cong 100 \text{ Ksi}(700 \text{ Mpa})$, para, $S_{ut} \geq 200 \text{ Ksi}(1400 \text{ Mpa})$.
- **Hierro:** $S_{e'} \cong 0,4(S_{ut})$, para, $S_{ut} < 60 \text{ Ksi}(400 \text{ Mpa})$, y
 $S_{e'} \cong 24 \text{ Ksi}(160 \text{ Mpa})$, para, $S_{ut} \geq 60 \text{ Ksi}(400 \text{ Mpa})$.
- **Aluminio:** $S_{f(5E8)} \cong 0,4(S_{ut})$, para, $S_{ut} < 48 \text{ Ksi}(330 \text{ Mpa})$, y
 $S_{f(5E8)} \cong 19 \text{ Ksi}(130 \text{ Mpa})$, para, $S_{ut} \geq 48 \text{ Ksi}(330 \text{ Mpa})$.
- **Aleaciones de cobre:** $S_{f(5E8)} \cong 0,4(S_{ut})$, para, $S_{ut} < 40 \text{ Ksi}(280 \text{ Mpa})$, y
 $S_{f(5E8)} \cong 14 \text{ Ksi}(100 \text{ Mpa})$, para, $S_{ut} \geq 40 \text{ Ksi}(280 \text{ Mpa})$.

6.4 FACTORES DE CORRECCIÓN PARA EL ESFUERZO TEÓRICO DE FATIGA Y LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.

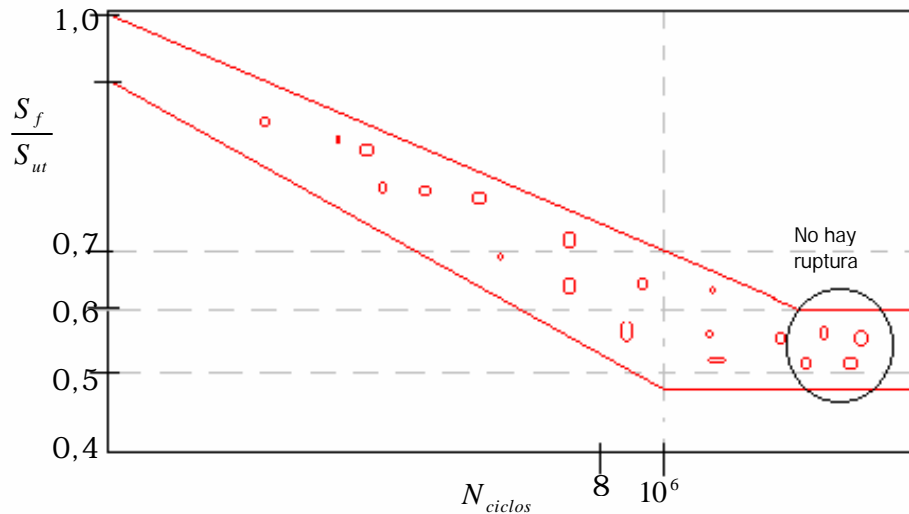
El esfuerzo de fatiga o límite de resistencia obtenidos de piezas estándar para pruebas de fatiga, deben ser modificados, pues existen diferencias físicas entre la pieza para pruebas y el elemento real a diseñar.

Diferencias en el ambiente y la temperatura de operación, entre las condiciones de ensayo de fatiga y las condiciones reales de operación del elemento a diseñar, también deben ser tomadas en cuenta. Todas estas apreciaciones y otras mas, se toman en cuenta en un grupo de factores de reducción de esfuerzos de fatiga o límite de resistencia a la fatiga corregidos para la aplicación particular que se presente.

$$\begin{aligned} S_e &= C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_e' \\ S_f &= C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temperatura} C_{confiabilidad} S_f' \end{aligned} \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde S_e , representa el límite de resistencia a la fatiga corregido para un material que muestra una resistencia infinita a la fatiga a partir de un número de ciclos dado, esto se exhibe así:

Figura 42
Esfuerzo de fatiga vs N ciclos



S_f Representa el esfuerzo de fatiga corregido a un número particular de ciclos para materiales que no muestran el comportamiento presentado en la figura anterior. A continuación se definen los factores de reducción.

6.4.1 Efecto de carga.

- Flexión: $C_{carga} = 1$.
- Axial: $C_{carga} = 0,7$.
- Torsión: $C_{carga} = 0,577$. (Si se usa $S_{se'} = 0,577 S_{e'}$, entonces $C_{carga} = 1$).

6.4.2 Efecto de tamaño.

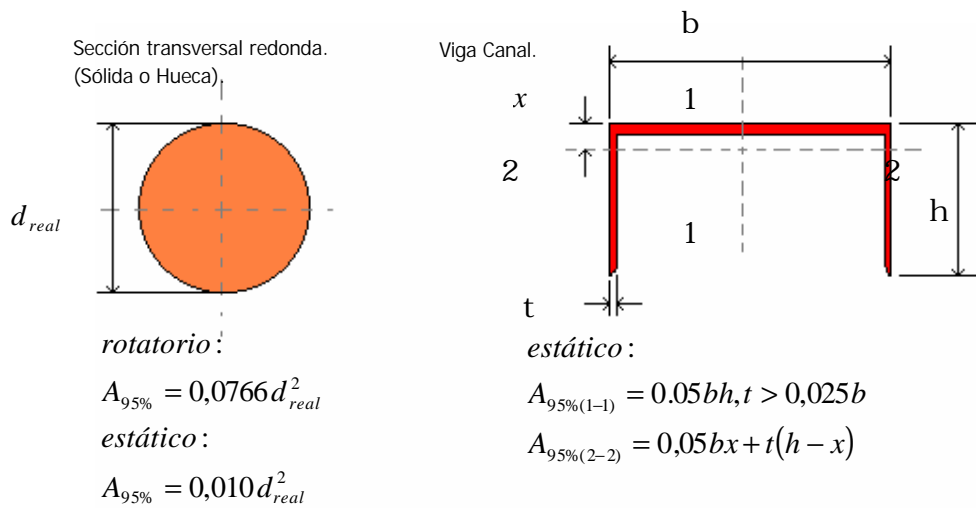
- Para $d_{equiv} \leq 0,3in(8mm)$, entonces $C_{tamaño} = 1$.
- Para $0,3 \leq d_{equiv} \leq 10in$, $C_{tamaño} = 0,869d_{equiv}^{-0,097}$.
- Para $8mm \leq d_{equiv} \leq 250mm$, $C_{tamaño} = 1,189d_{equiv}^{-0,097}$.
- Para diámetros mayores $C_{tamaño} = 0,6$.

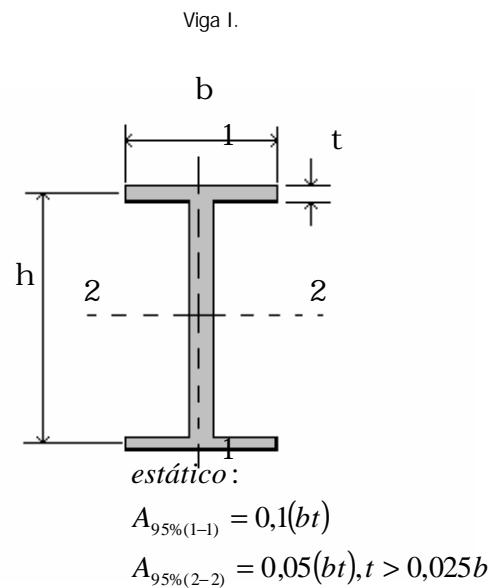
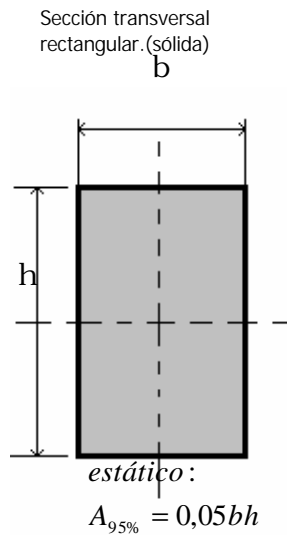
Siendo:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95\%}}{0,0766}} \text{ Ecuación 29}$$

Las siguientes son algunas de las secciones transversales mas usadas en diseño de ingeniería. A continuación se muestran las variantes para calcular el factor de tamaño según su disposición. (Cálculo del área del 95%).

Figura 43
Secciones transversales





6.4.3 Efecto de superficie.

Tabla 2

Coeficientes para la ecuación del factor de superficie.				
Acabado de superficie.	(A)	Mpa (b)	Mpa (A)	Ksi (b) Ksi
Esmerilado		1,58	-0,085	1,34 -0,085
Maquinado o estirado en frío.		4,51	-0,265	2,7 -0,265
Laminado en caliente.		57,7	-0,718	14,4 -0,718
Forjado.		272	-0,995	39,9 -0,995

$$C_{superficie} = A(S_{ut})^b, \text{ si } C_{superficie} > 1 \text{ entonces, tomar } C_{superficie} = 1.$$

6.4.4 Confiabilidad.

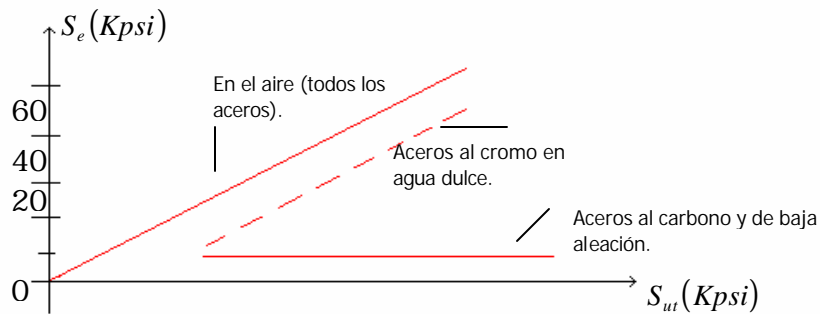
Tabla 3

Confiabilidad	factor de confiabilidad $C_{confiabilidad}$
50	1
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

6.4.5 Fatiga por corrosión. Este fenómeno no está bien entendido aún, sin embargo la siguiente figura muestra los efectos de operación de partes de acero al carbono y de baja aleación en agua dulce.

La relación entre S_e , y S_{ut} , se torna constante a aproximadamente 15Kpsi.

Figura 44
 Limite de fatiga vs esfuerzo último



Luego si se dan estas condiciones, lo mas apropiado es tomar el estimativo de:

$S_e \cong 15Kpsi(100Mpa)$, para aceros al carbono en agua dulce. Ecuación 30.

6.4.6 Sensibilidad a la muesca. Los materiales tienen diferentes sensibilidades a la concentración de esfuerzos, esto último está referido a la sensibilidad a la muesca del material. La sensibilidad a la muesca está dada por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}. \text{Ecuación 31a}$$

Donde K_t es la concentración de esfuerzo estático teórico, para una configuración geométrica en particular, y K_f es el factor de concentración de esfuerzo de fatiga. La sensibilidad a la muesca varía entre 0 y 1. Esta ecuación puede ser resuelta para K_f así:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1). \text{Ecuación 31b}$$

La sensibilidad a la muesca puede ser definida por la fórmula Kunn-Hardrath, de la siguiente manera:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \text{ .Ecuación 31c}$$

Donde a , es la constante de Neuber, y r , es el radio de muesca. A continuación se tabula la constante de Neuber, para aceros según sus resistencias últimas.

Constante de Neuber para acero	
S_{ut} (Kpsi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055

120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Tabla 4

Luego, los esfuerzos nominales corregidos por los factores de concentración de esfuerzo por fatiga se calculan a partir de las siguientes ecuaciones:

$$S = K_f S_{no\ min\ al}$$
$$S_s = K_{fs} S_{s(no\ min\ al)}$$

Donde:

$$K_{fs} = 1 - q_s (K_{ts} - 1) \text{ .Ecuación 32.}$$

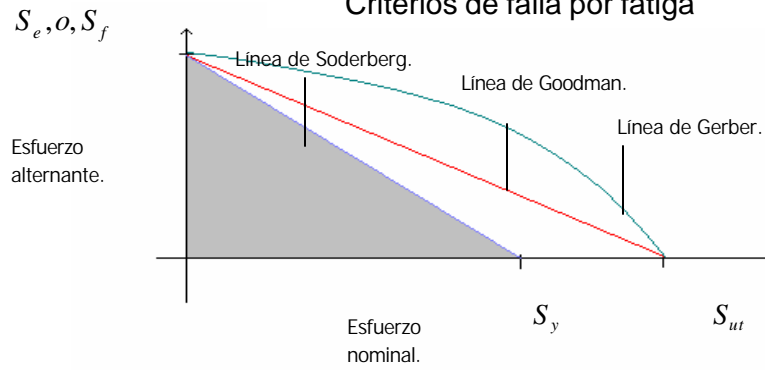
Siendo K_{ts} , el factor de concentración de esfuerzo estático a la torsión. Los valores de K_t , y K_{ts} se encuentran tabulados en los apéndices.

Para calcular q_s , se pueden tomar valores de las tablas dispuestas en los apéndices o bien con la ecuación 31c, tomando la constante de Neuber, a partir de un esfuerzo último mayor al del material de la pieza en 20Kpsi.

6.4.7Criterios de fatiga. Los criterios de falla por fatiga, similarmente a los de falla estática, asumen estados de esfuerzo en los cuales un elemento no fallará por esfuerzo dinámico.

Los criterios de falla por fatiga mas importantes semuestran a continuación:

Figura 45
Criterios de falla por fatiga



- Criterio de Gerber: $\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m^2}{S_{ut}^2} = 1.$
- Criterio de Goodman: $\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1.$
- Criterio de Soderberg: $\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1.$

6.5 APLICACIÓN DE LOS FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO EN ESFUERZOS FLUCTUANTES.

Los esfuerzos fluctuantes se verán también afectados por los factores de concentración de esfuerzo, sin embargo se deben seguir ciertos condicionamientos para lograr una correcta aplicación de los mismos.

Para los esfuerzos alternantes S_a , o bien S_{sa} (esfuerzo por cortante alternante), los factores de concentración de esfuerzo serán K_f y K_{fs} ,

respectivamente, y para los esfuerzos promedio S_m , o bien S_{sm} (esfuerzo cortante promedio), los factores serán K_{fm} y K_{fsm} respectivamente.

En algunos casos K_f y K_{fm} , serán iguales, así como también K_{fs} y K_{fsm} , según los siguientes condicionamientos:

- Si $K_f |S_{MAXnomin al}| < S_y$, entonces $K_{fm} = K_f$. Ecuación 33

- Si $K_f |S_{S(MAXnomin al)}| < S_{Sy}$, entonces $K_{fsm} = K_{fs}$. Ecuación 34

- Si $K_f |S_{MAXnomin al}| > S_y$, entonces $K_{fm} = \frac{S_y - K_f S_{a(nomin al)}}{|S_{m(nomin al)}|}$ Ecuación 35

- Si $K_{fs} |S_{S(MAXnomin al)}| > S_{Sy}$, entonces $K_{fsm} = \frac{S_{Sy} - K_{fs} S_{Sa(nomin al)}}{|S_{Sm(nomin al)}|}$. Ecuación 36

- Si $K_f |S_{MAX} - S_{MIN}| > 2S_y$, entonces $K_{fm} = 0$. Ecuación 37

Esto se aplica a los esfuerzos de la siguiente manera:

$$S_a = K_f S_{a(nomin al)}. \text{(Flexión alternante).}$$

$$S_{Sa} = K_{fs} S_{Sa(nomin al)}. \text{(Torsión alternante).}$$

$$S_m = K_{fm} S_{m(nomin al)}. \text{(Flexión promedio).}$$

$$S_{Sm} = K_{fsm} S_{Sm(nomin al)}. \text{(Torsión promedio).}$$

6.5.1 Criterios de falla por fatiga para esfuerzos combinados. En nuestro diseño nos basaremos en el criterio de Soderberg, el cual toma como parámetro el esfuerzo de fluencia S_y .

Para esfuerzo combinado la ecuación para el criterio de Soderberg se reescribe

así:

$$\frac{S'_a}{S_e} + \frac{S'_m}{S_y} = 1 \text{ .Ecuación 38}$$

Siendo:

$$S'_a = \sqrt{S_{a(x)}^2 + S_{a(y)}^2 - S_{a(x)}S_{a(y)} + 3S_{Sa(xy)}^2}$$
$$S'_m = \sqrt{S_{m(x)}^2 + S_{m(y)}^2 - S_{m(x)}S_{m(y)} + 3S_{Sm(xy)}^2}$$

Por el criterio de Von Mises.

En el caso de esfuerzo de flexión uniaxial y torsión, lo anterior se expresa:

$$S'_a = \sqrt{S_a^2 + 3S_{Sa(xy)}^2}$$
$$S'_m = \sqrt{S_m^2 + 3S_{Sm(xy)}^2} \text{ .Ecuación 39}$$

7. CÁLCULO DE LA TURBINA PELTON SEGÚN LAS CONDICIONES DE DISEÑO.*

Se tomo como patrón de altura una vara de 1.5m de longitud incluyendo el instrumento de verificación de nivel, se hicieron 20 medidas tomadas desde el punto de ubicación de la turbina hasta la ubicación de la bocatoma obteniéndose una altura de **30 metros**. Las medidas con las que se calculo el caudal fueron:

Ancho 1.5 m, largo 3m, y profundidad de 0.5m dando un volumen de 2.25m^3 , el flotador recorrió la distancia de 3 m en un promedio de 10 segundos, promedio basado en 20 mediciones, dando como resultado un caudal de **$0.21\text{m}^3 / \text{seg}$** .

Para una mejor ilustración de lo anterior ver anexo (Ubicación de la pelton.

Con el objetivo de no dejar totalmente seca la quebrada, se tomo como caudal de suministro para la turbina, el cinco por ciento de la anterior medición de caudal, hecha en verano entonces el caudal de diseño es: $0,0105\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$.

Con base en estos datos, empezamos los cálculos (según el procedimiento explicado anteriormente en el Capitulo 5.

* Las condiciones de diseño, altura y caudal de agua que se midieron en el sitio de montaje

con base en los métodos de medición explicados anteriormente en el capítulo 1 secciones 1.3.1

pagina 8 y sección 1.3.2 pagina 10. Medición de cabeza hidráulica y método de flotación para el caudal respectivamente.

- Velocidad del chorro: $v_j = \mathbf{j} \sqrt{\frac{4}{3} g H_{bruta}} = 0,97 \sqrt{\frac{4}{3} (9,81) 30} = 19,21 \left(\frac{m}{s} \right)$

- Diámetro del chorro: $D_j = \left(\frac{4Q}{\rho v_j} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{4(0,0105)}{\rho 19,21} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,026(m) \approx 1in. \Leftarrow$

- Diámetro del tubo de carga:

$$D_p = \left[\frac{2D_j^4 (0,0967 Q^{1,86}) L_p}{100 D_p^{4,866}} \right] = 0,0779 m \approx 3in \Leftarrow$$

Siendo $L_p \approx 60m$.

- Análisis de golpe de ariete en tubería de carga: $P_{tubo} = \frac{a(v)}{g}$. Siendo:

P_{tubo} : Sobre-presión máxima en metros de columna de agua al cerrar bruscamente la válvula de flujo.

a = Velocidad de la onda de choque $\left(\frac{m}{s} \right)$.

v = Cambio de velocidad del agua $\left(\frac{m}{s} \right)$.

$g = 9,81 \left(\frac{m}{s^2} \right)$

$k = 2,06 \times 10^4 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$, Módulo de compresión del agua.

$E = 2,81 \times 10^4 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$, p.v.c, tipo 1, grado 1. Módulo de elasticidad de

la tubería escogida, según manual técnico de Pavco, (Anexo).

Asumiendo $RDE = 32,5$, tenemos:

$$a = \frac{1420}{\sqrt{1 + \left(\frac{k}{E}\right)(RDE - 2)}} = \frac{1420}{\sqrt{1 + \left(\frac{2,06}{2,81}\right)(32,5 - 2)}} = 293,8 \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$\Delta v = \frac{Q}{A} = \frac{0,0105(4)}{\rho(0,0779)^2} = 2,2 \left(\frac{m}{s}\right), v_{final} = 0, (\text{asumido}).$$

$$P_{tubo} = \frac{293,8(2,2)}{9,81} = 65,97 \text{ mH}_2\text{O} \approx 93,88 \text{ psi}.$$

La tubería Pavco $RDE = 32,5$, resiste una presión de trabajo de 125 psi, luego según los cálculos de sobre-presión esta tubería es adecuada. (Pavco $RDE = 32,5$, 3 pulgadas). \Leftarrow

- Factor de fricción: $f = 0,0967 Q^{1,85} / D_p^{4,866} = 0,052 \text{ m/m}.$

- Potencia Óptima:

$$W_{\text{óptima-salida}} = r \left(\frac{4}{3} g H_{bruta} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{\rho}{16} \left(\frac{D_p^5}{2 f L_p} \right)^{\frac{1}{2}} (1 - \cos \mathbf{q}) = 2043,17 \text{ w} \approx 2,74 \text{ hp}. \Leftarrow$$

- siendo $\mathbf{q} = 167^\circ$. (Ángulo de desviación del cangilón). \Leftarrow

- Dimencionamiento del cangilón:

$$\text{Ancho del cangilón } b_c = 3,75(D_j) = 3,75(26 \text{ mm}) = 97,6 \text{ mm}. \Leftarrow$$

$$\text{Altura del cangilón } h_c = 3,5(D_j) = 3,5(26 \text{ mm}) = 91 \text{ mm}. \Leftarrow$$

$$\text{Profundidad del cangilón } t_c = 1,5(D_j) = 1,5(26 \text{ mm}) = 39 \text{ mm}. \Leftarrow$$

$$\text{Abertura del cangilón } d_c = 1,03(D_j) = 1,03(26 \text{ mm}) = 26,78 \text{ mm}. \Leftarrow$$

- Número de cangilones y diámetro del rodete: Tomamos preliminarmente 16 cangilones, y a partir de este dato calcularemos el diámetro del rodete con la ecuación 20 así:

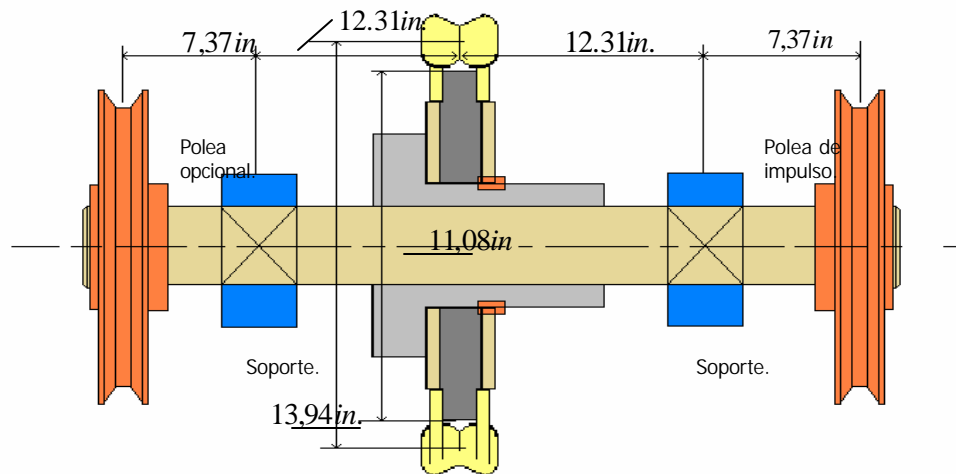
$$Z = p \frac{D_a}{t_a} \quad \text{Donde: } t_a = 91\text{mm.}, \text{ el diámetro externo de la rueda es:}$$

Siendo, $t_a \approx h_c$

$$D_a = \frac{Z t_a}{p} = \frac{16(91)}{p} = 463,45\text{mm} . \text{ Luego por la ecuación 22 se obtiene:}$$

$$D_{\text{Rodete}} = 281,5\text{mm} \equiv 28,15\text{cm.}(11,08\text{in}) \leftarrow$$

Figura 46
Esquema de la turbina



Las dimensiones en el gráfico* anterior se preestablecen según las limitaciones de espacio en el sitio de montaje de la turbina.

* Esquema general de el montaje real de la turbina

A continuación, pasamos a determinar las cargas que actúan sobre el eje de la turbina.

Sobre el eje de la turbina, actúa la sumatoria de los pesos del rodete, los cangilones y las poleas. También actúa la fuerza de impulso dada por el chorro de agua, y la torsión inducida por el mismo. Y por último las fuerzas de tensión de las correas del sistema de transmisión en la polea de impulso, con el respectivo torque que esta transmite.

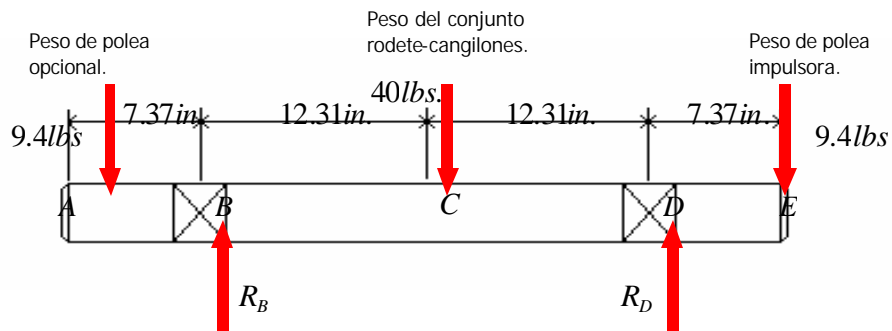
Para el análisis de las cargas sobre el eje, discriminaremos las mismas inicialmente en dos planos, a saber: (x, y) , y (x, z) .

7.1 ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE EL EJE EN EL PLANO (x, y) .

El peso del conjunto conformado por los cangilones y el rodete, suma 40lb_f .

Para calcular el peso de las poleas, y en especial el peso de la polea impulsora, necesitamos saber el diámetro primitivo de la misma. Esto se calcula a continuación.

Figura 47
Diagrama de cuerpo libre del eje



Primero, necesitamos saber la relación de velocidades requerida por el generador según el número de polos del mismo, y las revoluciones desarrolladas por la turbina, esto es:

$$\text{Relación de velocidades: } m_w = \frac{rpm_{\text{Generador}}}{rpm_{\text{Turbina}}} = \frac{D_{\text{Polea(turbina)}}}{d_{\text{polea(Generador)}}}.$$

Las revoluciones por minuto de la turbina se calculan a partir de la combinación de las ecuaciones (8), (9a) y (12), obteniéndose: $w_{\text{TURBINA}} = 534 \text{ rpm}$

Nuestro generador consta de un devanado de 4 polos con una polea impulsada de 3.5 pulgadas de diámetro primitivo, $d_{\text{Polea(Generador)}} = 3.5 \text{ in}$, y su velocidad de régimen es de 1800 rpm. Por consiguiente la relación de velocidades del sistema de transmisión es $m_w = \frac{1800}{534} = 3.37$.

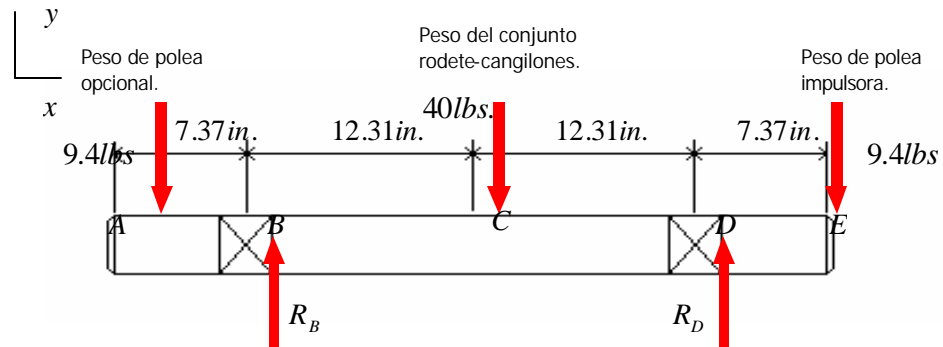
De los anteriores datos, entonces, podemos calcular el diámetro de la polea impulsora, resultando un diámetro de aproximadamente 11 pulgadas.

$$D_{\text{Polea(Turbina)}} = 11 \text{ in}.$$

Del catálogo GRAINGER.(industrial and comercial equipment and supplies), en las paginas referentes a la sección de poleas) (Anexo), a una polea doblemente acanalada de aluminio de 11 pulgadas de diámetro primitivo, corresponde un peso de 9.4 libras.

Tomando un tamaño similar para la polea opcional, tenemos entonces todas las fuerzas que actúan sobre el eje en el plano (x,y).

Figura 48
Diagrama de cuerpo libre plano x,y



A continuación, pasamos al cálculo de las reacciones sobre el eje, las fuerzas cortantes y los momentos de flexión en este plano.

$$\sum M_B = 0.$$

$$9,4(7.37) - 40(12.31) + R_D(24.62) - 9.4(31.99) = 0$$

$$R_D = \frac{40(12.31) + 9.4(31.99) - 9.4(7.37)}{24.62} = 29.4lb \leftarrow$$

Por simetría $R_B = 29.4lb \leftarrow$.

Con base en estos datos, pasamos al cálculo de los diagramas de cortante, y momento flector.

Figura 49

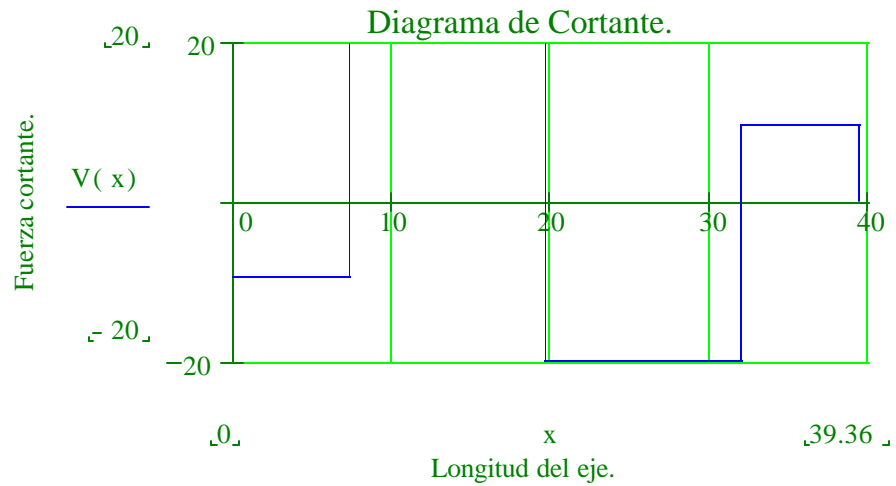
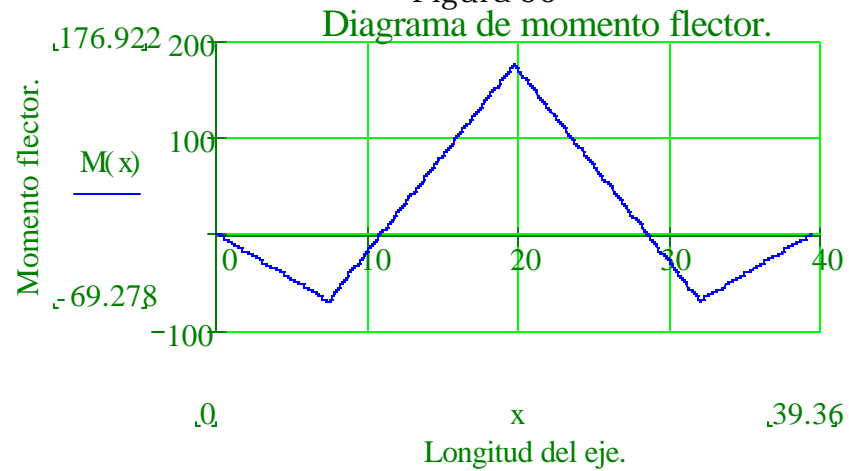


Figura 50



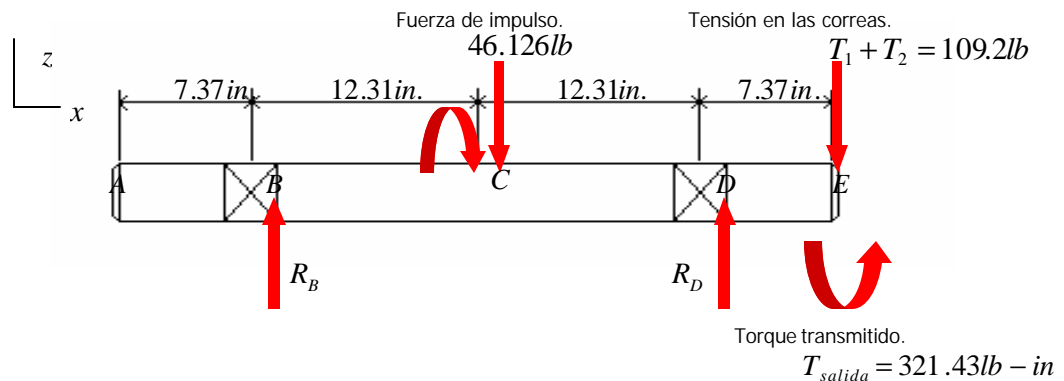
Se aprecia que el máximo momento flector en el plano (x,y) , es

$$M_{Max} = 176.922 \text{ lb-in.} \leftarrow, \text{ en el punto C.}$$

7.2 ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE EL EJE EN EL PLANO (x, z) .

En el plano (x, z) actúan sobre el eje, la fuerza de impulso dada por el chorro de agua, la fuerza dada por la tensión en las correas de transmisión de potencia en la polea impulsora, y lógicamente las reacciones de los soportes sobre el eje. Aparte de todo lo anterior, también actúa sobre el eje, indiferentemente del plano que se tome, el torque provocado por la fuerza de impulso. A continuación pasamos a los cálculos.

Figura 51
Diagrama de cuerpo libre plano x,z



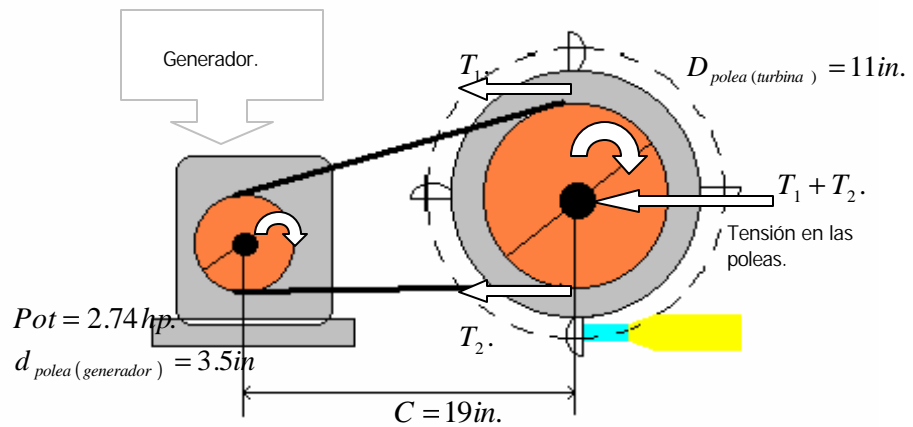
La fuerza de impulso se calcula a partir de:

$$F_{impulso} = \frac{2T_{salida}}{D_m} = \frac{2(321.43)}{13.94} = 46.126\text{lb}.$$

siendo el torque de salida y el diámetro medio del conjunto rodete-cangilones, calculados a partir de la combinación de las ecuaciones (8, 16, 20, 21 y 22).

Para calcular las tensiones en las correas primero se debe diseñar el sistema de transmisión por correa requerido para la aplicación, esto se realizó como sigue:

Figura 52
Conjunto turbina generador



Según las condiciones de montaje, se puede tomar una distancia entre centros aproximada de $C = 19 \text{ in}$. esta podrá ajustarse posteriormente si se requiere.

Retomamos los datos necesarios para el cálculo:

$$w_{\text{generador}} = 1800 \text{ rpm.}$$

$$w_{\text{turbina}} = 534 \text{ rpm.}$$

$$m_w = 3.37.$$

$$d_{\text{polea}(\text{generador})} = 3.5 \text{ in}$$

$$D_{\text{polea}(\text{turbina})} = 11 \text{ in}$$

$$C = 19 \text{ in}$$

$$\text{Potencia} = 2.74 \text{ hp}$$

Cálculo de la velocidad de la correa:

$$V_m = \frac{pd_{\text{polea(generator)}}(w_{\text{generator}})}{12} = \frac{p(3.5)(1800)}{12} = 1649.39 \text{ fpm.}$$

Según la tabla 14.3 del texto MACHINE DESIGN de los autores Paul Black y Eugene Adams Jr (Anexo) dada la potencia a transmitir, se escoge tentativamente una correa de sección "A".

Siguiendo el texto de referencia anterior, la potencia nominal de una correa de sección "A" esta dada por:

$$Hp_{nom.} = V \left(\frac{1.95}{V^{0.09}} - \frac{3.8}{k \cdot d_{\text{polea(pequeña)}}} - 0.0136 V^2 \right).$$

$$\text{siendo : } V = \frac{V_m}{1000}$$

$$k \cdot d \leq 5 \text{ in.}$$

De la figura 14.7 del mismo texto MACHINE DESIGN (P.BLACK) (anexo). $k = 1.13$.

Luego con $V = 1.64934 \text{ fpm}$, y $k \cdot d = 1.13(3.5) = 3.955$, obtenemos:

$$Hp_{nom.} = 1.43 \text{ hp (potencia por correa).}$$

Ángulo de contacto en la polea pequeña (generador):

$$q = p - \frac{D_{\text{polea(turbin)}} - d_{\text{polea(generator)}}}{C} = p - \frac{11 - 3.5}{19} = 2.74 \text{ rad} \approx 157.4^\circ.$$

Según la figura 14.7 MACHINE DESIGN (P.BLACK) (Anexo), el factor de arco es: $K_{arco} = 1.0$.

Longitud de la correa:

$$L = 2C + \frac{p}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} = 2(19) + \frac{p}{2}(11 + 3.5) + \frac{(11 - 3.5)^2}{4(19)} = 61.5 \text{ in.}$$

De la tabla 17-7 del texto DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA (SHIGLEY) Anexo), la correa estándar es la “A62”, la cual tiene una longitud real de $63.3in$, luego la resultante distancia entre centros es $C = 19.91in$.

Según la figura 14.7 MACHINE DESIGN (P.BLACK)(Anexo), el factor de longitud de correa es $K_{longitud} = 1.03$, luego la potencia corregida por correa se obtiene a partir de:

$$Hp_{corregida} = K_{arco} K_{longitud} Hp_{Nom} = (1.0)(1.03)(1.43) = 1.472 hp.$$

Número de correas:

$$N^{\circ} correas = \frac{Potencia_{salida}}{Potencia_{corregida}} = \frac{2.74}{1.472} = 1.86 \approx 2 correas (A62). \Leftarrow$$

Por tanto las poleas de impulso e impulsada, deben ser doblemente acanaladas, y compatibles con el tipo de sección de las correas a usar.

Por otra parte sabemos que para una transmisión por correas se cumple:

$$\frac{T_1 - F_c}{T_2 - F_c} = e^{fq}, \text{ Donde :}$$

T_1 = Tensión en el lado tenso de la correa.

T_2 = Tensión en el lado flojo de la correa.

f = Coeficiente de fricción entre la polea y la correa.

q = Ángulo de contacto entre la polea de menor tamaño y la correa.

F_c = Fuerza centrífuga experimentada por la correa al girar sobre las poleas.

La fuerza centrífuga está dada por:

$$F_c = \frac{wV_m^2}{g}$$

Siendo w el peso por unidad de longitud de la correa especificada. De la tabla

14.7 MACHINE DESIGN (P. BLACK) (Anexo), $w = 0.06 \text{ lb/ft}$. Luego:

$$F_c = \frac{wV_m^2}{g} = \frac{0.06(1649.34)^2}{32.2(60)^2} = 1.4 \text{ lb.}$$

Ahora:

$$T_1 - T_2 = \frac{2T_{salida}}{D_{polea(turbin)}} = \frac{2(321.43)}{11} = 58.8 \text{ lb}$$

También :

$$q = 2.74 \text{ rad.}$$

Según la tabla 14.7 MACHINE DESIGN (P. BLACK) (Anexo), $f = 0.45$, luego

entonces:

$$\frac{T_1 - F_c}{T_2 - F_c} = e^{fq} = e^{0.45(2.74)} = 3.47, \text{ de lo cual obtenemos:}$$

$$T_1 = 58.8 + T_2, \text{ y } T_1 = 3.47(T_2 - 1.4) + 1.4, \text{ de lo cual resulta:}$$

$$T_1 = 84 \text{ lb.}$$

$$T_2 = 25.2 \text{ lb.}$$

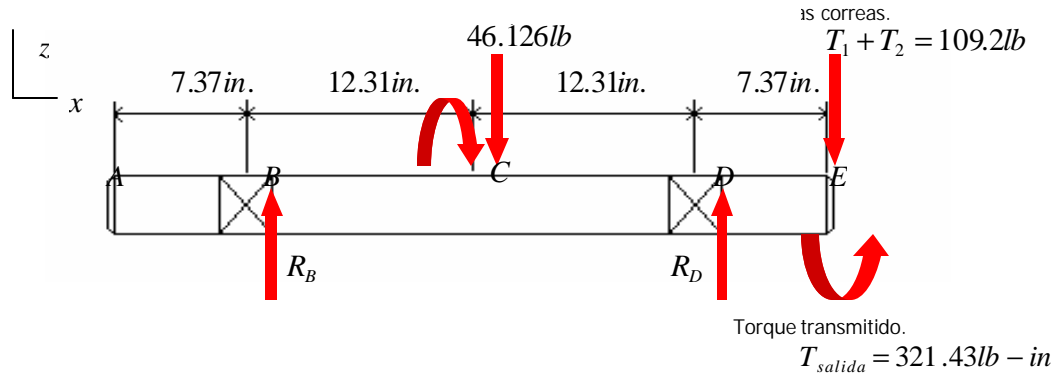
luego:

$$T_1 + T_2 = 109.2 \text{ lb.} \leftarrow$$

Teniendo ahora si, todas las cargas sobre el eje que actúan en el plano (x, z) ,

pasamos a los cálculos restantes:

Figura 53
Diagrama de cuerpo libre plano x,z



$$\sum M_B = 0$$

$$- 46.126(12.31) + R_D(24.62) - 109.2(31.99) = 0$$

$$R_D = \frac{109.2(31.99) + 46.126(12.31)}{24.62} = 164.94 \text{ lb} \leftarrow$$

luego:

$$R_B = -9.639 \text{ lb.}$$

A continuación graficamos los respectivos diagramas de cortante y momento

flector:

Figura 54
Diagrama de Cortante.

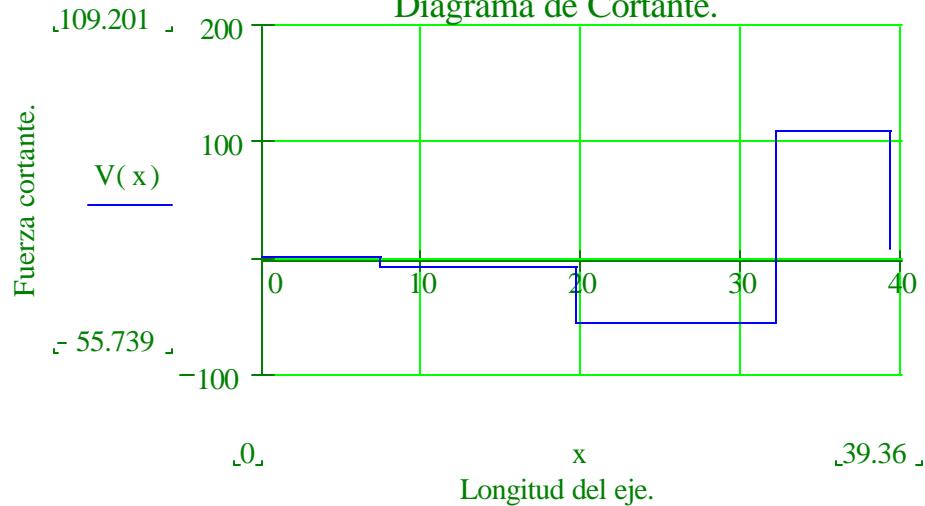
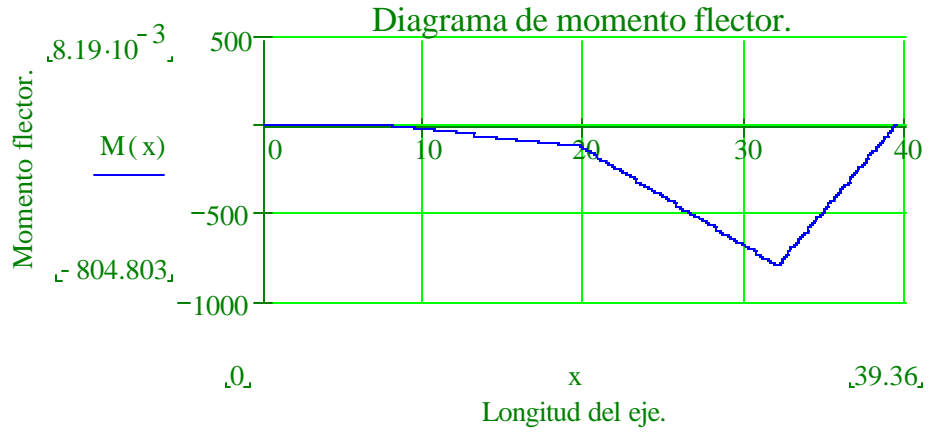


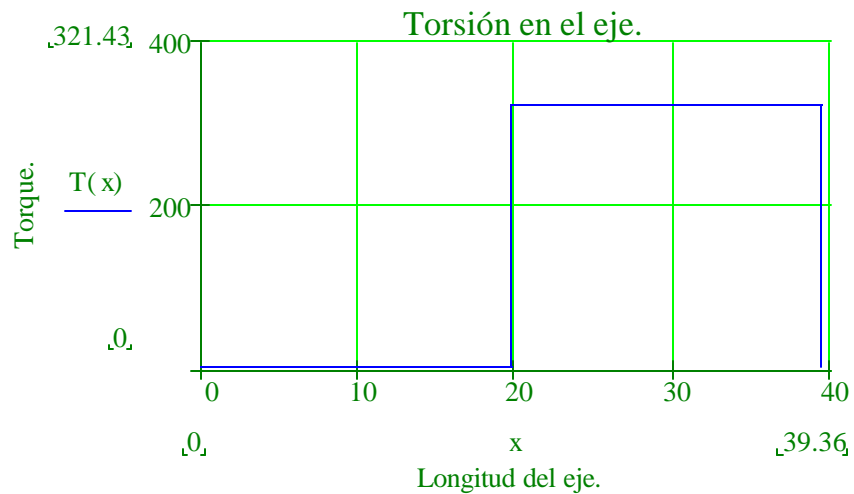
Figura 55



Observamos que el máximo momento flector en el plano (x,z), se da en el punto "D", con un valor de $M_{\max} = 804.8 \text{ lb} - \text{in}$.

También graficamos el diagrama de torsión, mostrando el flujo de torsión a través del eje: $T_{\text{salida}} = 321.43 \text{ lb} - \text{in}$.

Figura 56



7.3 DIMENSIONAMIENTO DEL EJE CON BASE EN LA FATIGA.

Ambas, la rigidez a la deflexión, y la resistencia a la fatiga, deben ser consideradas en el diseño del eje. Algunas veces la deflexión puede ser un factor crítico, puesto que deflexiones excesivas en el eje, pueden causar un rápido desgaste en los rodamientos de soporte, también sufrirán daño las correas de transmisión por el desalineamiento que estas deflexiones generan. El procedimiento a seguir es, calcular el diámetro del eje por los criterios de fatiga que se adapten a la situación de carga del eje, y luego de conocido el diámetro calculamos las deflexiones en los lugares de interés, verificando que los valores obtenidos no sean excesivos.

Se recomienda que en un eje soportado por rodamientos no auto alineables, la rotación relativa de los mismos debida a la deflexión del eje sea menor a 0.04° .

El siguiente, es el método de diseño de ejes recomendado en el estándar ANSI/ASME, publicado en el informe B106.1M-1985. "DESIGN OF TRANSMISIÓN SHAFTING", para ejes en flexión totalmente invertida y torsión constante.

Figura 57
Esfuerzo vs tiempo

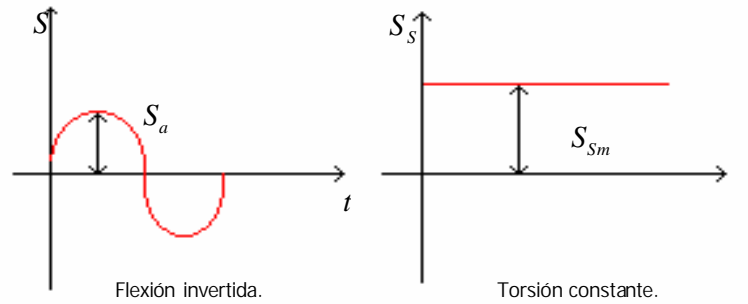
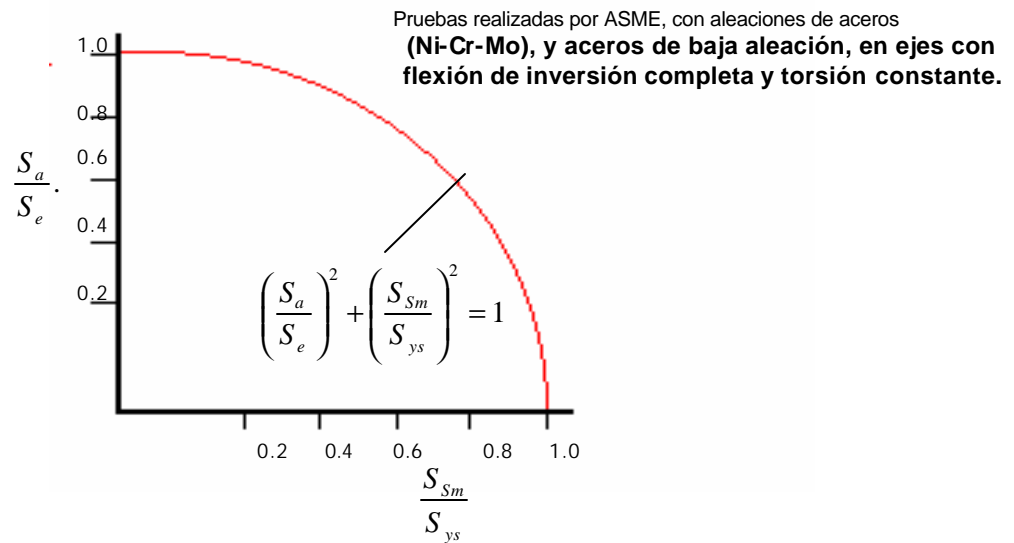


Figura 58



- Para el análisis de fatiga, empezamos con la relación que involucra a la falla por fatiga en la figura anterior.

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_{Sm}}{S_{ys}}\right)^2 = 1.$$

- Introduciendo un factor de seguridad tenemos:

$$\left(N_f \frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(N_f \frac{S_{Sm}}{S_{ys}}\right)^2 = 1$$

- Por la teoría de la energía de distorsión máxima:

$$S_{ys} = \frac{S_y}{\sqrt{3}}$$

- Sustituyendo:

$$\left(N_f \frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(N_f \sqrt{3} \frac{S_{Sm}}{S_y}\right)^2 = 1.$$

- Luego, reemplazando $S_a = K_f \frac{32M_a}{\rho d_{eje}^3}$, y $S_{Sm} = K_{fsm} \frac{16T_m}{\rho d_{eje}^3}$, tenemos:

$$\left[\left(K_f \frac{32M_a}{\rho d_{eje}^3}\right) \left(\frac{N_f}{S_e}\right)\right]^2 + \left[\left(K_{fsm} \frac{16T_m}{\rho d_{eje}^3}\right) \left(\frac{N_f \sqrt{3}}{S_y}\right)\right]^2 = 1$$

- Resolviendo para el diámetro del eje:

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32N_f}{\rho} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Como se observa en figuras anteriores el eje de la turbina no tiene orificios, ni entalles, o algún otro concentrador de esfuerzo tanto en flexión, como en torsión. Por consiguiente tomamos $K_f = K_{fsm} = 1$.

El material del eje es un AISI 1020 (Eje forjado), con las siguientes propiedades:

$$S_{ut} = 55000 \text{ psi.}$$

$$S_y = 35000 \text{ psi.}$$

Puesto que el eje trabajará bajo una atmósfera muy húmeda, tomamos el límite de fatiga como:

$$S_e = 15000 \text{ psi.}$$

Por las condiciones de carga $C_{carga} = 1$.

Dado que no se conoce la dimensión del eje asumimos:

$$C_{tamaño} = 1 \text{ (asumido).}$$

Siendo el eje forjado, el coeficiente de superficie está dado por (tabla 2):

$$C_{superficie} = A(S_{ut})^b = 39.9(55)^{-0.995} = 0.74.$$

La temperatura de operación de la turbina, escasamente excederá los 35°C, luego $C_{temperatura} = 1$.

Siendo pesimistas, asumiremos una confiabilidad de las propiedades del material del 50%, entonces $C_{confiabilidad} = 1$.

Por tanto el límite de fatiga corregido es:

$$S_e = (1)(1)(0.74)(1)(15000) = 11100 \text{ psi.}$$

De los diagramas de momento flector, podemos comprobar que el punto mas cargado del eje es el punto "D", el cual registra un momento flector total de:

$$M = M_a = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} = \sqrt{(69.278)^2 + (804.8)^2} = 807.77 \text{ lb-in. .}$$

Por último, tomando $N_f = 3,5$, y $T_{salida} = T_m = 321.4 \text{ lb-in}$, tenemos:

$$d_{eje} = \left\{ \frac{32(3.5)}{\mathbf{P}} \left[\left((1) \frac{807.77}{11100} \right)^2 + \frac{3}{4} \left((1) \frac{321.4}{35000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 1.37 in.$$

Con este diámetro recalculamos el factor de tamaño obteniendo:

$$\text{Para } 0,3 \leq d_{equiv} \leq 10 in, \quad C_{tamaño} = 0,869 d_{equiv}^{-0,097} = 0.869(1.37)^{-0.097} = 0.84246.$$

Recalculamos el límite de fatiga corregido:

$$S_e = (1)(0.8425)(0.74)(1)(15000) = 9351.3 psi.$$

Luego entonces, el diámetro del eje corregido es:

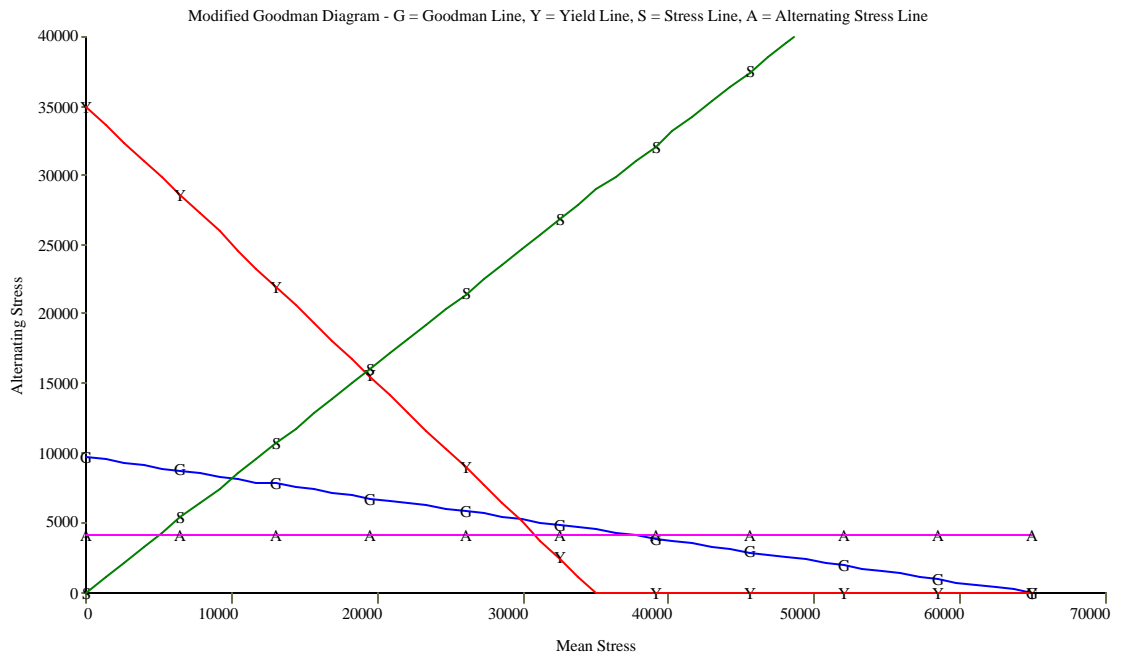
$$d_{eje} = \left\{ \frac{32(3.5)}{\mathbf{P}} \left[\left((1) \frac{807.77}{9351.3} \right)^2 + \frac{3}{4} \left((1) \frac{321.4}{35000} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 1.4569 in..$$

Estandarizando el diámetro, a uno comercial ligeramente superior obtenemos:

$$d_{eje} = 1.5 in \Leftarrow$$

A continuación se grafica el estado de esfuerzos del eje en un diagrama de esfuerzos de fatiga. (Diagrama Goodman modificado).

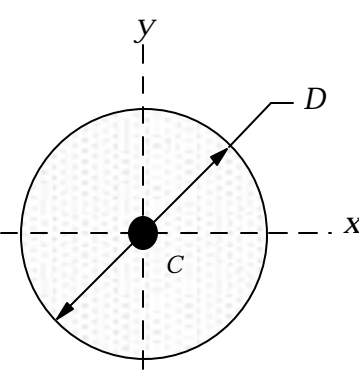
Figura 59
Diagrama Goodman modificado



Si siguiendo con el procedimiento, ahora nos destinamos a hallar las deflexiones que sufre el eje de 1,5 pulgadas, según sus condiciones de carga en los planos (x,y) y (x,z).

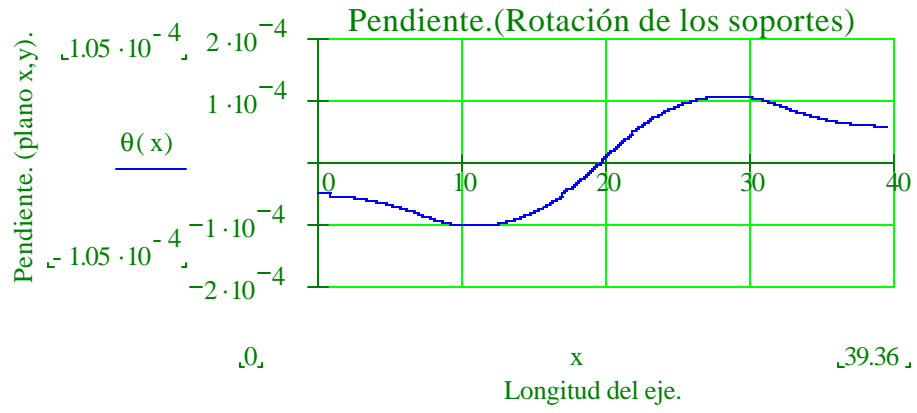
Primero, hallamos el momento de inercia de un eje macizo de 1.5 pulgadas de diámetro.

Tabla 5

Module 1-3b Properties of Circular Cross Sections			
			
$D =$	1,500	in	Diameter
$Area =$	1,767	in	$A = \frac{\pi D^2}{4}$
$I_x = I_y =$	0,248505	in ⁴	$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}$
$J_z =$	0,49701	in ⁴	$J_z = \frac{\pi D^4}{32}$
$k_x = k_y =$	0,3750	in	$k_x = k_y = \sqrt{\frac{I}{A}}$

Luego, por el método de funciones de singularidad, calculamos las pendientes de las deflexiones y las deflexiones mismas en los planos (x,y) y (x,z).

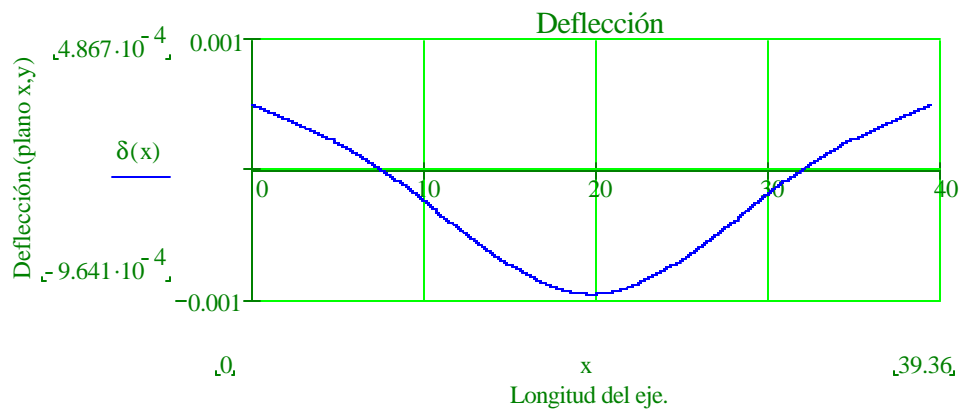
Figura 60



donde: $EI = 7455146.63 lb - in^2$

$$q = \frac{1}{745514663} [-4.7 \langle x-0 \rangle^2 + 14.7 \langle x-7.37 \rangle^2 - 20 \langle x-19.68 \rangle^2 + 14.7 \langle x-31.99 \rangle^2 - 4.7 \langle x-39.36 \rangle^2 - 407]$$

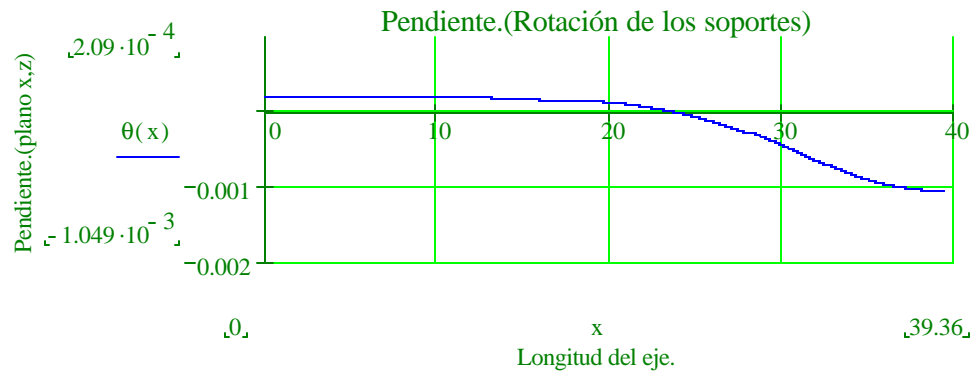
Figura 61



Donde:

$$d = \frac{1}{745514663} [-1.56 \langle x-0 \rangle^3 + 4.9 \langle x-7.37 \rangle^3 - 6.7 \langle x-19.68 \rangle^3 + 4.9 \langle x-31.99 \rangle^3 - 1.56 \langle x-39.36 \rangle^3 - 407x + 36286]$$

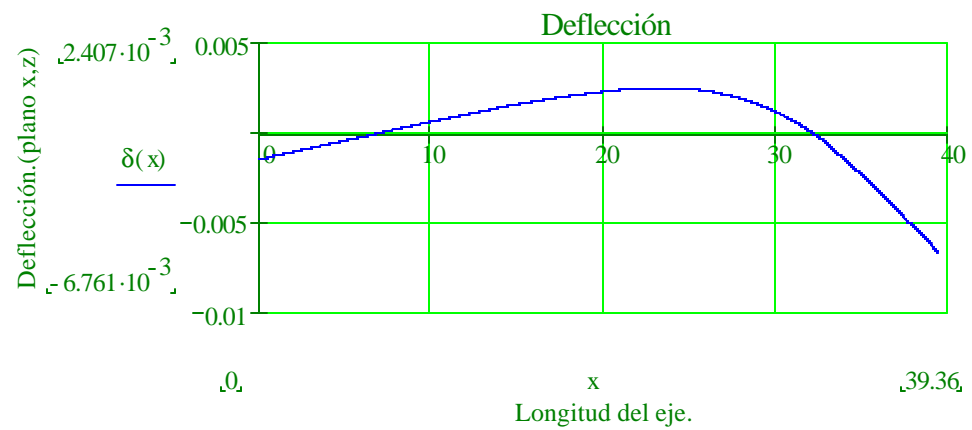
Figura 62



Donde:

$$q = \frac{1}{7455146.63} [-4.82 \langle x-7.37 \rangle^2 - 23.05 \langle x-19.68 \rangle^2 + 82.4 \langle x-31.99 \rangle^2 - 54.6 \langle x-39.36 \rangle^2 + 1557.79]$$

Figura 63



Donde:

$$d = \frac{1}{745514663} [-1.6 < x-7.37 >^3 - 7.68 < x-19.68 >^3 + 27.49 < x-31.99 >^3 - 18.2 < x-39.36 >^3 + 155779x - 1148092]$$

Luego, con base en las deformaciones anteriormente determinadas, observamos que el punto “E”, donde se ubica la polea de impulso, la cual se encuentra en voladizo, es el sector del eje mas afectado por la deformación.

Presentando una deformación total de:

$$d_{total} = \sqrt{d_{xy}^2 + d_{xz}^2} = \sqrt{(0.000487)^2 + (0.00676)^2} = 0.00677 \text{ in .}$$

Siendo esta deformación, bastante aceptable para nuestro criterio.

A continuación, pasamos a el cálculo de los rodamientos de soporte del eje.

7.4 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS Y DE SOPORTE DE LA TURBINA.

La teoría básica para la selección de rodamientos está al alcance de los interesados en cualquier texto de diseño de maquinas. Nosotros, tomamos estas teorías directamente del catálogo de selección de rodamientos de SKF del año 1995. Seguido, presentamos las nociones básicas para la selección y las alternativas a utilizar en nuestro diseño.

Primero que todo identificaremos las fuerzas totales que actúan sobre cada rodamiento en los ejes cartesianos principales. Para el rodamiento “B” tenemos:

$$R_B = \sqrt{R_{B(xy)}^2 + R_{B(xz)}^2} = \sqrt{(29.4)^2 + (9.64)^2} = 30.94 \text{ lb.}$$

Para el rodamiento “D” tenemos:

$$R_D = \sqrt{R_{D(xy)}^2 + R_{D(xz)}^2} = \sqrt{(29.4)^2 + (169.94)^2} = 172.46lb.$$

Observamos que el rodamiento “D” presenta la mayor carga, $R_D = 172.46lb$, luego, con base en esta carga seleccionaremos el tamaño óptimo para la aplicación.

7.4.1 Capacidad de carga y duración del rodamiento. El tamaño del rodamiento para una determinada aplicación, se selecciona con base a su capacidad de carga respecto a las cargas que ha de soportar y a los requisitos de duración y fiabilidad. En los cálculos se usa un valor numérico, denominado capacidad de carga para expresar aquella cualidad del rodamiento para soportar cargas.

En las tablas de rodamientos se indican los valores de capacidades de carga dinámica C , y estática C_o .

7.4.2 La carga dinámica equivalente. C está definida por la siguiente ecuación:

$$C \geq P = F_r + Y_1 F_a, \text{ cuando } \frac{F_a}{F_r} \leq e. \quad C \geq P = 0.65 F_r + Y_2 F_a, \text{ cuando } \frac{F_a}{F_r} > e.$$

Siendo F_r , y F_a , las cargas radial y axial a las cuales está sometido el rodamiento.

Los valores de Y_1, Y_2 , y e , se encuentran tabulados para cada tipo de rodamiento.

7.4.3 La carga estática equivalente. C_0 , está dada por la siguiente expresión:

$$C_0 \geq P_0 = F_r + Y_0 F_a .$$

Siendo F_r , y F_a , las cargas radial y axial a las cuales está sometido el rodamiento, y Y_0 , un factor tabulado según el tipo de rodamiento.

7.4.4 Tipo de rodamiento. Preliminarmente seleccionaremos el tipo de rodamiento de bolas a rotula, con manguito de fijación cónico, dada la facilidad de montaje y desmontaje de los mismos en el eje. Estas características son requeridas en los rodamientos a utilizar en nuestro diseño, puesto que se necesita que los rodamientos no interfieran en el fácil armado y desarmado de la turbina, menester para un buen mantenimiento de la misma.

La capacidad de carga axial de los rodamientos montados sobre manguitos de fijación esta dada por la fuerza de fricción existente entre el manguito y el eje (cuando este último no tiene resaltes).

La carga axial admisible se puede calcular aproximadamente por:

$$F_{aa} = 3Bd .$$

Donde:

$$F_{aa} = \text{Máxima carga axial admisible. (N).}$$

$$B = \text{Anchura del rodamiento en (mm).}$$

$$d = \text{Diámetro del rodamiento en (mm).}$$

$$F_{aa} = 435 Bd .$$

Donde:

F_{aa} = Máxima carga axial admisible.(lb).

B = Anchura del rodamiento en(in).

d = Diámetro del rodamiento en (in).

Según el diámetro de nuestro eje, a saber $1.5in$, el rodamiento para estas dimensiones es el 1209K, con manguito de fijación H209.

Del manual de SKF tomamos la dimensión B , para este rodamiento, para luego calcular la máxima carga axial admisible así:

$$F_{aa} = 435Bd = 435(0.748)(1.5) = 488.1lb.$$

Luego, tomando $F_r = 172.46lb$, y $F_a = 488.1lb$, calculamos la carga dinámica equivalente para el rodamiento:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{488.1}{172.4} = 2.83, \text{ de tablas } e = 0.21.$$

Por lo tanto $\frac{F_a}{F_r} > e$, y:

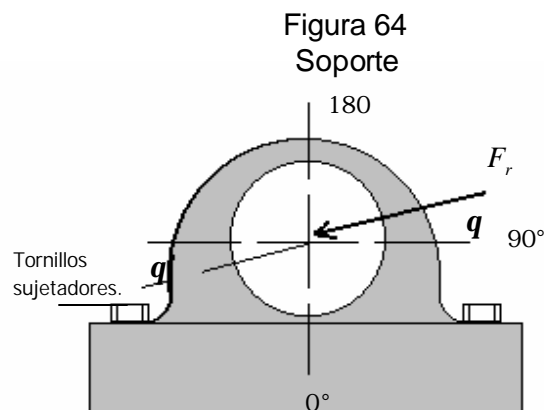
$$C \geq P = 0.65F_r + Y_2F_a = 0.65(172) + 4.6(488.1) = 2357.06lb.$$

De las tablas se obtiene que para este rodamiento la capacidad de carga dinámica es: $C = 4855.9lb$, cumpliéndose el prerrequisito $C \geq P$, por tanto la selección del rodamiento 1209K con manguito de fijación H209, es aceptable.

Procurando obtener la designación del soporte apto para el tipo de rodamiento seleccionado, se indagó en el manual de SKF, el cual proporciona la siguiente información:

Para rodamientos 1209K-H209, la designación del soporte es SNA 509.

Por cuestiones de seguridad en el diseño, el manual recomienda que se verifique que el soporte seleccionado resista la carga a la cual será sometido según el ángulo de inclinación de la misma. Para ello, se ha tabulado la carga admisible que el soporte es capaz de resistir, según el ángulo de inclinación en el cual esta actúe.



De cálculos anteriores, vemos que $q = \tan^{-1}\left(\frac{29.4}{164.94}\right) = 10.10^\circ$, por consiguiente

$F_r = 172.46lb$, forma un ángulo con la vertical inferior de 100° , y para este ángulo la carga admisible del soporte es: 23604lb, luego es bastante seguro este soporte a la rotura según nuestra aplicación.

Los tornillos de fijación de los soportes son de designación ISO 262 M 10X50, a los cuales también se les debe verificar la resistencia a las cargas de diseño. Esto se hace a continuación:

ISO 262, tornillos de acero de bajo carbono.

$$S_y = 240Mpa = 34.8Kpsi.$$

$$d_{\text{tornillo}} = 10\text{mm} = \frac{3}{8}\text{in}(\text{aprox}).$$

La falla de los tornillos se produce por cortante, luego:

resistir según el par de apriete que se le aplique.(extractado de ELEMENTOS DE MÁQUINAS V. M. FAIRES)

Tabla 9

TAMAÑO DEL TORNILLO	PAR DE APRIETE		FUERZA DE SUJECIÓN		TAMAÑO DEL TORNILLO	PAR DE APRIETE		FUERZA DE SUJECIÓN	
	kg-cm	pulg-lb	kg	lb		kg-cm	pulg-lb	kg	lb
0	0,57	0,5	22,6	50	$\frac{5}{16}$	190	165	680,3	1500
1	1,72	1,5	29,4	65	$\frac{3}{8}$	334	290	907,1	2000
2	1,72	1,5	38,5	85	$\frac{7}{16}$	495	430	1134,0	2500
3	5,76	5	54,4	120	$\frac{1}{2}$	714	620	1360,7	3000
4	5,76	5	72,5	160	$\frac{9}{16}$	714	620	1587,5	3500
5	10,36	9	90,7	200	$\frac{5}{8}$	1410	1225	1814,3	4000
6	10,36	9	113,4	250	$\frac{3}{4}$	2447	2125	2267,9	5000
8	23,04	20	174,6	385	$\frac{7}{8}$	5760	5000	2721,5	6000
10	38,01	33	244,9	540	1	8064	7000	3175,1	7000
$\frac{1}{4}$	100,22	87	453,6	1000					

Se puede observar que para un par de apriete de 290lb-in se obtiene una fuerza tangencial o de sujeción de 2000lb , luego con un solo tornillo prisionero al cual se le aplique este par de apriete bastaría para transmitir de manera segura la fuerza tangencial provocada por la torsión en el cubo. ($2000\text{lb} \gg 428.57\text{lb}$).

Dado que existe cierta holgura entre el eje y el cubo, un solo prisionero podría causar desbalanceo, esto debido a que el cubo tendería a apoyarse sobre el eje en la región radialmente opuesta a la ubicación del prisionero, para evitar

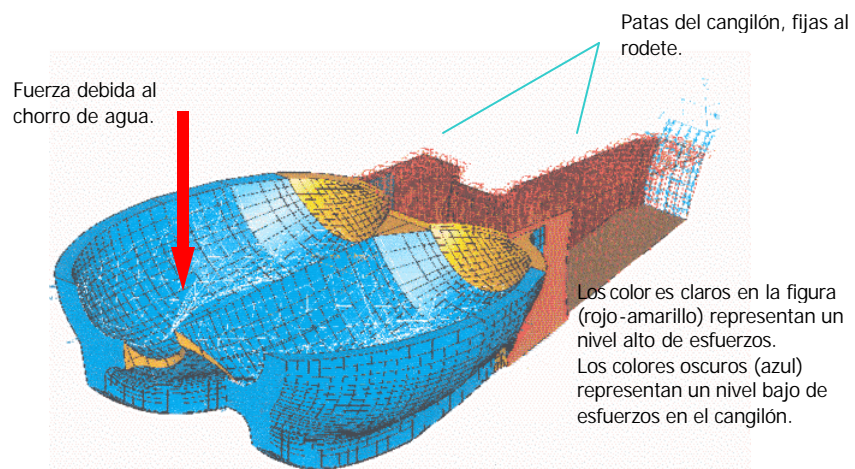
tal fenómeno se ubicaran 4 prisioneros sobre el cubo, 2 de cada lado del rodete y a 90° entre sí.

7.8.1 Análisis de esfuerzos en las cucharas de la turbina y sus tornillos de sujeción.

La siguiente gráfica muestra un análisis de elemento finito en el cual se evalúan los niveles de esfuerzos en un cangilón de turbina pelton el cual se ve sometido a la acción de un chorro de agua en su extremo libre (izquierdo en la figura).

La cuchara (cangilón) se fija al rodete por las patas mediante tornillos, este extremo se considera fijo (derecho en la figura).

Figura 72
Modelo de elemento finito (alabe.)

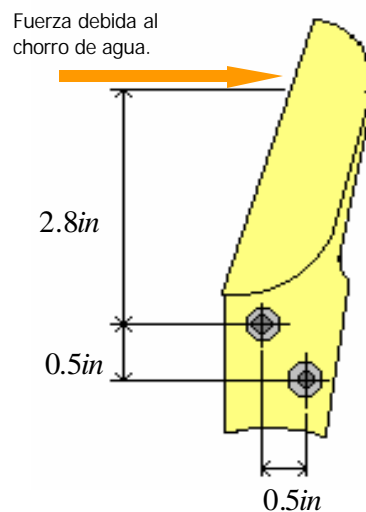


El modelo anterior lo hemos tomado como base para el análisis de nuestro caso en particular, puesto que, aunque es cierto que las dimensiones reales del modelo anterior no son iguales a las dimensiones de uno de nuestros cangilones, el comportamiento de estos es el mismo en cualquier turbina Pelton.

Tomando en cuenta el modelo de elemento finito, el cangilón se puede asimilar a una viga en voladizo en la cual su extremo libre es el lugar donde se aplica la fuerza dada por el chorro de agua, y su extremo fijo es la unión entre las patas y el rodete. Esto es aceptable para ahorrar cálculos, dado que es comprobable que el cangilón tiene un mayor nivel de esfuerzos en las patas (color rojo) las cuales se asumen fijamente empotradas en ese extremo, similar a una viga en voladizo fijamente empotrada en uno de sus extremos y sometida a una carga puntual en su extremo libre.

Dadas las consideraciones previas, pasamos a los cálculos.

Figura 73
Diagrama de cuerpo libre cangilón



La fuerza debida al chorro de agua esta dada por la siguiente relación:

$$F_{chorro} = rQ(v_j - u)(1 - \cos q)$$

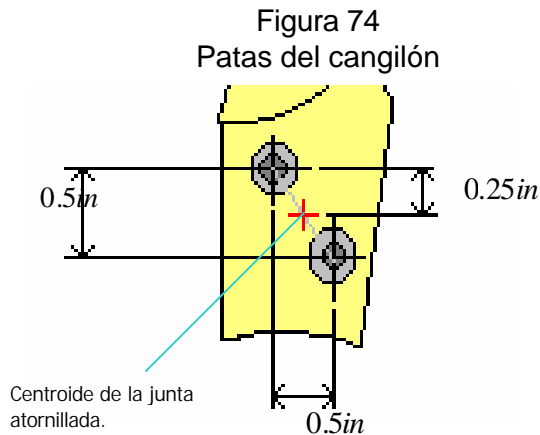
para condiciones óptimas de operación, $u = \frac{v_j}{2}$, luego:

$$F_{chorro} = rQ \frac{v_j}{2} (1 - \cos q) = 1000(0.0105) \frac{19.21}{2} (1 - \cos 165) = 198.26 N \Rightarrow (44.57 lb).$$

tomando en cuenta las suposiciones anteriores (viga en voladizo), el momento flector en la junta atornillada entre la cuchara (cangilón) y el rodete está dado por:

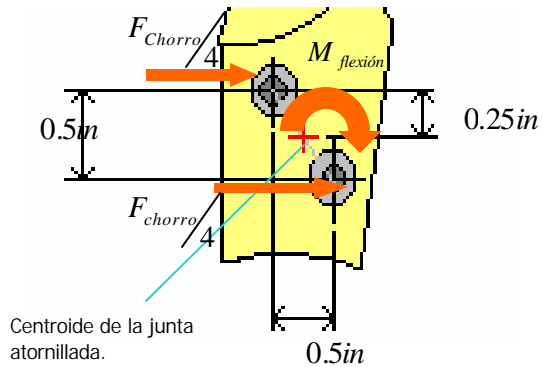
$$M = F_{chorro}L = 44.57(2.8 + 0.25) = 135.94 lb - in$$

Este momento flector está ubicado en el centroide de la junta atornillada.



Para efectos de cálculo de los tornillos de la junta atornillada trasladamos el momento de flexión, y la fuerza que provoca dicho momento al centroide de la junta atornillada, resultando:

Figura 75
Diagrama de cuerpo libre



Dada la simetría de la junta, el momento de flexión se transmite a los tornillos mediante fuerzas cortantes de igual magnitud (par de fuerzas), y ambas formando un ángulo de 45° respecto a la Horizontal.

Por simple deducción, vemos que el tornillo mas alejado, radialmente respecto al eje de la turbina, es el mayor cargado de los dos que conforman la junta, dado que la componente horizontal de la fuerza cortante provocada por el momento de flexión y el cortante provocado por la fuerza del chorro trasladado al centroide de la junta se suman, resultado:

$$M_{flexión} = 2Fr \Rightarrow F = \frac{M_{flexión}}{2r} = \frac{135.94}{2(0.707)} = 96.13lb$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en la totalidad del tornillo en referencia tenemos:

$$\sum F_x = 2\left(\frac{44.57}{4}\right) + 2\left(96.13 \cos 45^\circ / 2\right) - 2F_{cor \tan e(x)} = 0, \text{ luego}$$

$$F_{cor \tan e(x)} = 45.125lb .$$

$$\sum F_y = 2\left(96.13 \frac{\sin 45^\circ}{2}\right) - 2F_{\text{cortante}(y)} = 0,$$

$$F_{\text{cortante}(y)} = 33.985 \text{ lb}.$$

$$\text{Por tanto: } F_{\text{cortante}} = \sqrt{F_{\text{cortante}(x)}^2 + F_{\text{cortante}(y)}^2} = \sqrt{45.125^2 + 33.985^2} = 56.5 \text{ lb}.$$

Tomando tornillos SAE grado 2 con $S_y = 36000 \text{ psi}$, y diámetro de $\frac{3}{8} \text{ in}$,

tenemos:

$$S_s = \frac{F_{\text{cortante}}}{A} = \frac{56.5(4)}{\pi(0.375)^2} = 511.56 \text{ psi}$$

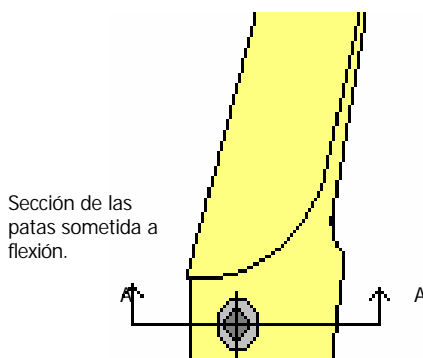
$$\text{del material } S_{sy} = 0.577(S_y) = 0.577(36000) = 20772 \text{ psi}.$$

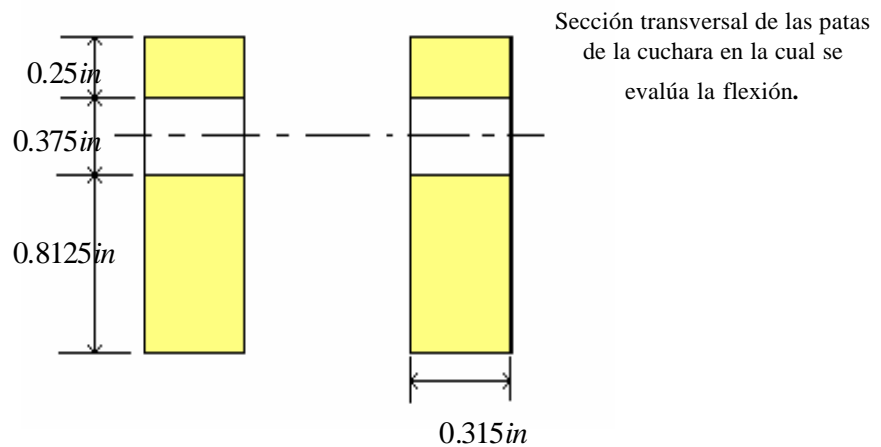
Observamos que $S_{sy} \gg S_s$, luego la junta es segura tomando en cuenta la falla

en los tornillos.

Ahora pasamos a el **análisis de flexión en las patas de la cuchara.**

Figura 76
Sección transversal





El tipo de esfuerzo que se registra en las cucharas es del tipo repetido, es decir, que varía desde un esfuerzo máximo a un esfuerzo nulo.

Este esfuerzo repetido es de flexión el cual se halla de la siguiente manera:

$$S = \frac{M_{flexión}c}{I}, \text{ donde: } M_{flexión} = 135.94 lb - in, c_{max} = 0.817 in, I_{equivalent} = 0.127 in^4$$

(para el cálculo de el momento de inercia, se tomo en cuenta el teorema de los ejes paralelos en las secciones transversales de las dos patas de la cuchara, también se recalculó el eje neutro de la sección). Luego:

$$S_{max} = \frac{135.94(0.817)}{0.127} = 874.51 psi$$

$$S_{min} = 0 psi$$

$$S_{Alt} = S_m = \frac{S_{max}}{2} = 437.26 psi$$

$$A_{0.95} = 0.05bh = 0.05(0.63)(1.34) = 0.04221 in^2$$

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{0.95}}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.0422}{0.0766}} = 0.742 in$$

(Para los cálculos del área del 95%, se asumió un rectángulo sólido con un momento de inercia equivalente al de las dos patas de la cuchara).

A continuación presentamos la hoja de cálculo concerniente a los esfuerzos de fatiga en la cuchara:

St	Input	Name	Output	Unit	Comment
					File: Goodman.tk
					8/14/99
					Modified Goodman Diagram Calculator and Plotter by R. Norton
					You provide the mean and alternating stresses and material properties and some part info and this looks up the reduction factors to correct endurance limit and calculates safety factors for various scenarios of load history.
					Change units to any system desired See units sheet for proper abbrevs.
	'copper	matl			one of 'steel, 'alum, 'iron, 'copper
	'ground	finish			surface finish of part - one of 'ground, 'machined, 'hotrolled, 'forged
	'bending	loading			type of loading - one of 'bending, 'axial, 'shear
	1.	deff		in	effective diameter of part
	95.	temper		F	operating temperature
	90.	percent		%	percent reliability desired
	875.	sigmax		psi	maximum applied stress
	0.	sigmin		psi	minimum applied stress
	sigma	437.		psi	applied alternating stress component
	sigm	437.		psi	applied mean stress component

19,000.	Sy	psi	yield strength
47,000.	Sut	psi	ultimate tensile strength
	Seprime	14,000. psi	uncorrected endurance limit

Csurf	.966		surface finish correction factor
Csize	.902		size correction factor
Ctemp1			temperature correction factor
Cload 1			load type correction factor
Creliab		1.	reliability correction factor

Se	10,948.	psi	corrected endurance limit
----	---------	-----	---------------------------

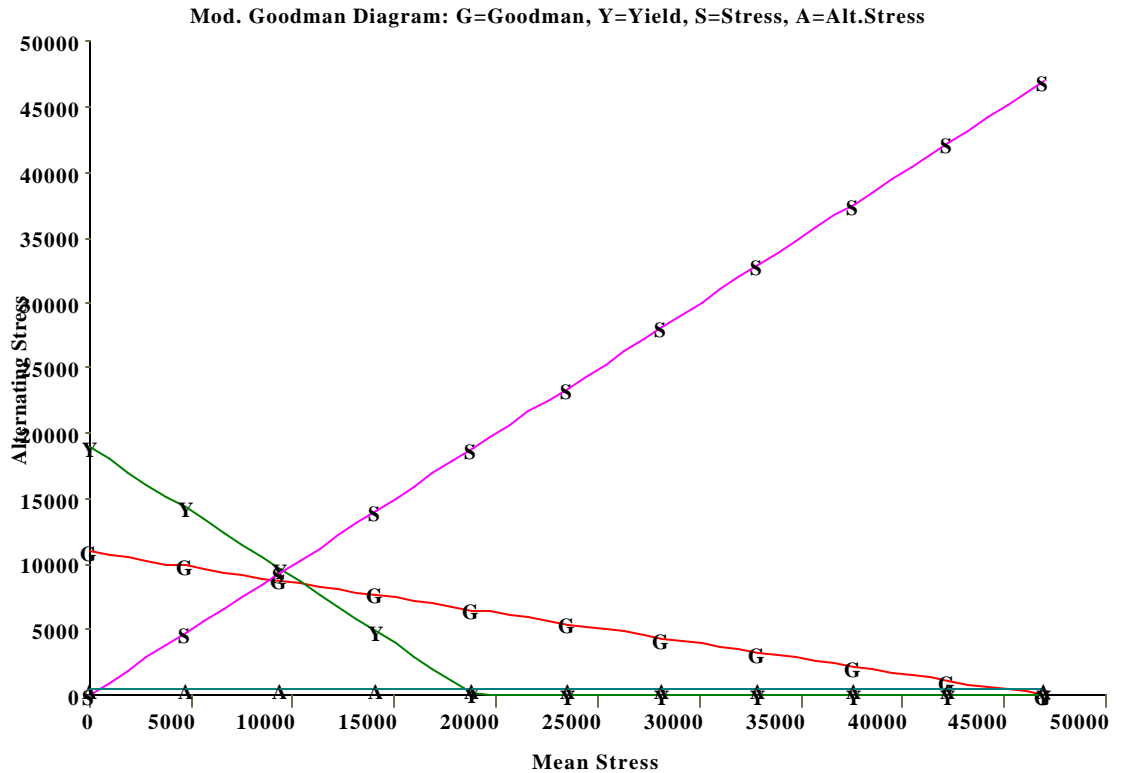
FACTORS OF SAFETY

n1	42.		FS for sigalt = constant
n2	25.		FS for sigmean = constant
n3	20.		FS for ratio sigalt/sigmean = constant
n4	17.		FS for closest failure line (orthogonal)

51.	N		no of data points for calculation
Xmax	47,000.	psi	max mean stress for plotting

El siguiente el diagrama de Goodman modificado para el estado de esfuerzo de las patas de la cuchara:

Figura 77



Observando la hoja de cálculo y el diagrama de Goodman podemos comprobar que los esfuerzos de fatiga generados en las patas de la cuchara son sustancialmente menores a los que esta es capas de resistir como máximo, luego no existe peligro de ruptura.

Una vez mas aclaramos, que el objeto del sobredimensionamiento en los elementos vitales de la turbina, es la longevidad de la maquina en un ambiente corrosivo y erosivo.

7.9 DISEÑO DEL CANAL Y REPRESA

La acequia es una construcción en concreto reforzado que cumple el objetivo de canalizar el agua de la quebrada hacia el tubo de carga de la turbina.

El criterio básico del dimensionamiento de la represa es el caudal mínimo requerido por la turbina para su óptimo funcionamiento a saber: 0.0105 metros cúbicos por segundo. Sin embargo pensando en que esta represa pueda servir como punto de bocatoma para el suministro de agua de los beneficiados en este proyecto, incrementaremos el caudal de diseño en un factor de 5.(tomando en cuenta proyectos energético futuros).

A continuación se esbozan los cálculos:

Para el diseño de la represa necesitamos de conceptos básicos en las teorías de flujo en canales abiertos, estos conceptos no los mencionamos en este texto por la extensión del tema, en nuestro caso seguimos los procedimientos descritos en el capítulo 10 del texto INTRODUCCIÓN A LA MECÁNICA DE FLUIDOS por los autores ROBERT W. FOX, y ALAN T. Mc.DONALD.

Según el texto anterior mente mencionado, el caudal en una acequia de fujo por gravedad, esta dado por:

$$Q = \frac{R_h^{\frac{2}{3}} S_b^{\frac{1}{2}} A}{n}$$

Donde:

R_h es el radio hidráulico del canal.

S_b es la pendiente del canal en dirección al flujo.

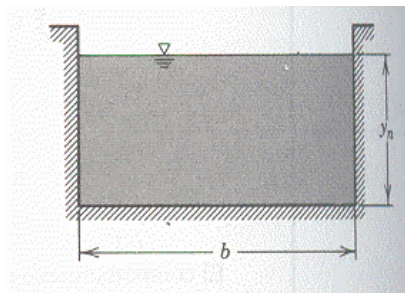
A es el área de flujo del canal.

n es el coeficiente de rugosidad de Manning.

Se asume: $S_b = 0.002$, $n = 0.0015$ (concreto), relación $y_n/b = 0.5$.

Tomando y_n como la profundidad normal, tenemos:

Figura 78
Sección transversal del canal



perímetro: $P = 2y_n + b$; $y_n/b = 0.5$.

Por lo que: $b = 2y_n$, entonces: $P = 2y_n + 2y_n = 4y_n$.

Área: $A = y_n b = y_n(2y_n) = 2y_n^2$.

Con el perímetro y el área hallamos el radio hidráulico:

$$R_h = \frac{A}{P} = \frac{2y_n^2}{4y_n} = 0.5y_n$$

luego:

$$Q = \frac{R_h^{\frac{2}{3}} S_b^{\frac{1}{2}} A}{n} = \frac{(0.5y_n)^{\frac{2}{3}} S_b^{\frac{1}{2}} (2y_n^2)}{n} = \frac{2(0.5)^{\frac{2}{3}} S_b^{\frac{1}{2}} y_n^{\frac{8}{3}}}{n}, \text{ de lo cual resulta:}$$

$$y_n = \left[\frac{nQ}{2(0.5)^{\frac{2}{3}} S_b^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{3}{8}}.$$

Tabla 10

Tabla 10.2 Coeficiente de rugosidad de Manning, n , para superficies representativas

Superficie del canal	Valor representativo ^a de n
Lucita, vidrio o película plástica	0.010
Madera o concreto pulido	0.013
Concreto sin pulir, enladrillado con revestimiento, tubería de concreto o hierro fundido	0.015
Tubería de acero remachado o en espiral	0.017
Canal de tierra uniforme y liso	0.022
Acequias metálicas corrugadas, canales típicos, ríos sin piedras grandes ni maleza	0.025
Canales y ríos con muchas piedras y maleza	0.035

$Q_{turbina} = 0.0105 \frac{m^3}{s}$, previendo futuras demandas se calculará: $Q = 5Q_{turbina}$.

Luego:

$$y_n = \left[\frac{0.015(0.0525)}{2(0.5)^{2/3}(0.002)^{1/2}} \right]^{3/8} = 0.2016m \approx 20.16cm.$$

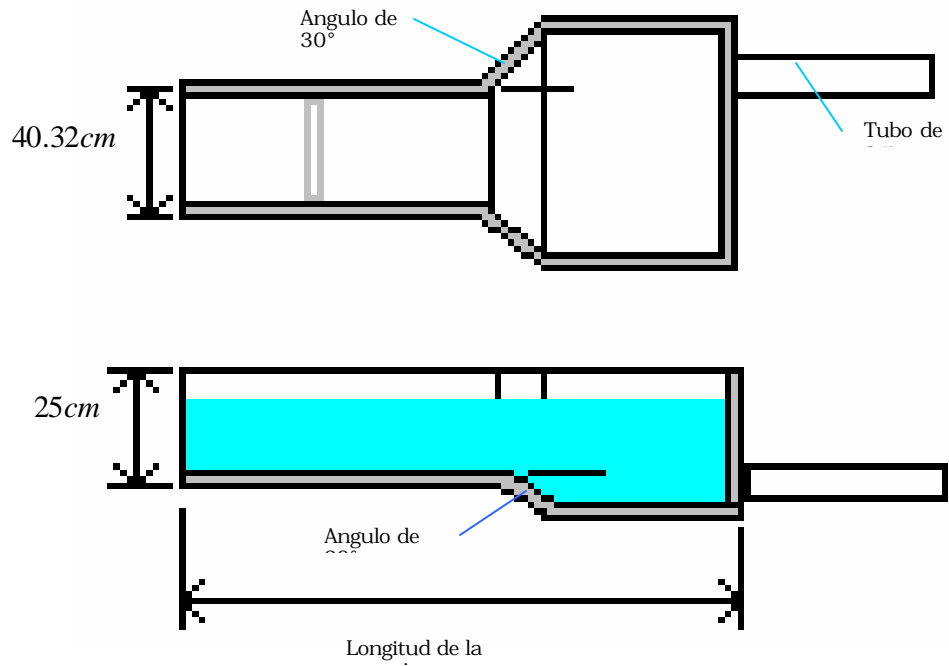
por tanto $b = 40.32cm$, y $y = 25cm$, 25% mayor que y_n .

Cálculo del número de Froude:

$$Fr = \frac{Q}{A\sqrt{gy_n}} = \frac{0.0525}{0.1143} = 0.5, \quad Fr < 1, \text{ flujo subcrítico, los fenómenos aguas abajo}$$

afectan el flujo aguas arriba.

Figura 79
Boca toma



8. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DE LA TURBINA PELTON

Figura 80.
Esmerilado de cangilones

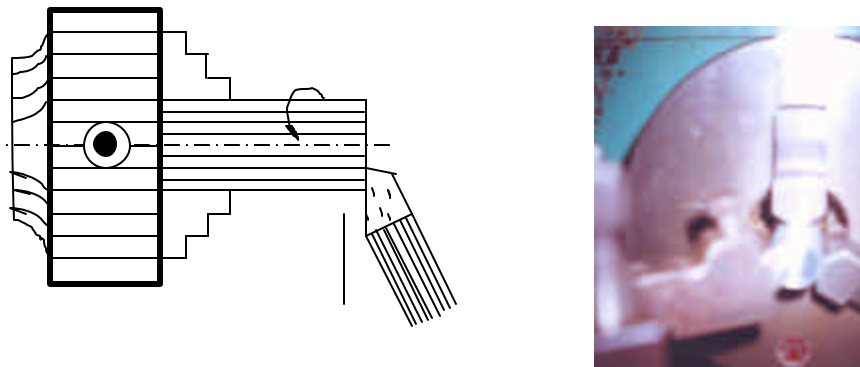


En este capitulo se relatara de una forma explicita de cómo fue la construcción ensamble y maquinado de todas las partes de la turbina pelton diseñada para la generación de energía eléctrica en la finca la esmeralda (sierra nevada de Santa Marta).

8.1 EJE. En el capitulo de diseño (Capitulo 7) en donde se escogió el tipo de eje se llevo a la conclusión que el eje requerido es de 1 ½ pulgadas 0 (38.1mm) de diámetro, acero AISI 120 con una longitud de 3.28 pies o 1 metro. La operación de maquinado que se le realizado al eje fue refrentado y agujero de centro, la cilindrada que es otra operación, en este caso se omitió ya que el eje se consiguió calibrado a esa medida (1 ½ in).

8.1.1 Refrentado del eje. Refrentar es hacer en el material una superficie plana perpendicular al eje del torno, mediante la acción de una herramienta de corte que se desplaza por medio del carro transversal del torno (figura 81)

Figura 81.
Refrentado del eje.



Esta operación es realizada en la mayoría de las piezas que se ejecutan en el torno tales como ejes, tornillos, tuercas, bujes, en nuestro caso es un eje.

El refrentado sirve para obtener una cara de referencia o como paso previo al agujereado.

8.1.2 Agujero de centro del eje. Hacer agujero de centro es abrir un orificio de forma y dimensión determinada con una herramienta denominada broca de centrar (Figura 82).

Figura 82.
Centro punto en torno



Esta operación se hace en general, en materiales que necesitan ser trabajados entre puntas o entre plato y punta en nuestro caso trabajamos entre puntas, no para trabajar el eje sino para trabajar las piezas que van sobre el eje como es el rodete ,cubo de fijación del rodete al eje, cucharas, esto se hace con el fin de que quede bien balanceado todo el conjunto de la rueda pelton.

8.2 RODETE

En capítulos anteriores (capitulo 3, 3.3 características de construcción Pagina 28) se hablo de cómo estaban fabricados los rodetes y el material que normalmente se usa para la construcción de estas clases de turbinas, en nuestro caso el material del disco de la rueda es de acero fundido.

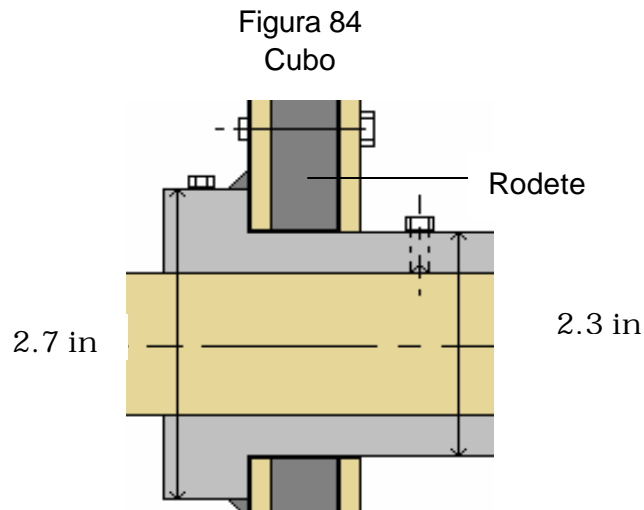
Figura 83
Rodete



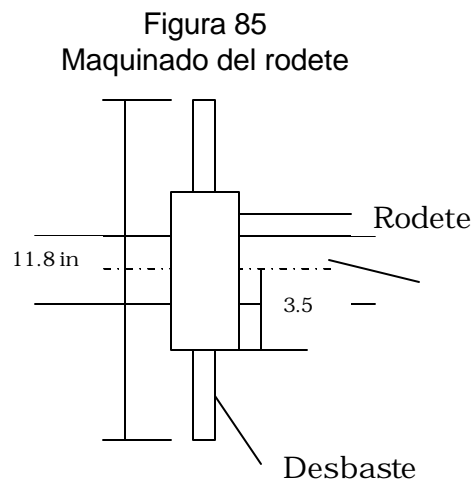
Rodete

8.2.1 Maquinado del rodete. El proceso de desbaste, y pulido que se le hizo al rodete fue para obtener la medida de diseño del rodete.

originalmente el diámetro del rodete era de 14 pulgadas o 355.10 mm, por las rebabas y impurezas de la fundición se desbaste asta la medida exacta de 11.08 in o 281.5 mm que es la medida que se especifica en el diseño (capítulo 7).Otro maquinado importante fue el cilindrado interno del centro del rodete por donde pasa el cubo (Elemento que sirve para unir el eje al rodete), el proceso consistió en abrir un agujero con varias brocas usando el torno hasta llegar a un diámetro (1 in o 25.4mm) adecuado por donde se puede manobriar con un buril de cilindrado interno y comenzar con el cilindrado interno hasta llegar a un diámetro de (2.3 in o 58.42mm) que es el diámetro externo de el cubo (Figura 84).



8.2.2 Disminución de espesor del rodete. Esta operación se le hizo para poder acoplar las cucharas al rodete, no se le hizo a todo el rodete, este trabajo se le hizo asta un radio de (3.9 in) como mostramos en la (Figura 85).



8.2.3 Taladrado del rodete. Como ya sabemos la operación de taladrado consiste en hacer agujeros de un determinado diámetro con una herramienta de corte la cual tiene ranuras o estrías helicoidales hechas de acero al carbono o aleaciones que le dan una mayor dureza como es el tusteno en nuestro caso utilizamos para los trabajos hechos en la pelton brocas de acero al carbono.

La operación de brocado del rodete se hizo en dos partes una fue en donde va acoplado el cubo en el cual se hicieron 6 agujeros de un diámetro de $\frac{1}{2}$ in que alojan los tornillos de sujeción de el rodete con el cubo, la segunda parte fue en el lugar en donde van ubicadas las cucharas, fueron 32 agujeros de $\frac{3}{8}$ in de diámetro.

Para el proceso de brocado del rodete se utilizo un taladro de banco como lo mostramos en la (Figura 86) pero cada una de las operaciones se hizo de una manera diferente, en la primera parte se ubico exactamente en donde van los agujeros de los tornillos del cubo para después proseguir con la operación de brocado la segunda parte que es cuando se le hacen los agujeros al rodete para ajustar a el las cucharas. El proceso para lo anterior es : se toma el eje ajustado al cubo y este a la ves al rodete colocándolo en la prensa de tal forma que el rodete quede acostado figura 86 en esta operación se taladra las cucharas junto con el rodete para poder darle el mismo radio a cada cuchara y para que quede bien balanceado el conjunto (rodete , cucharas).

Figura 86
Taladrado rodete

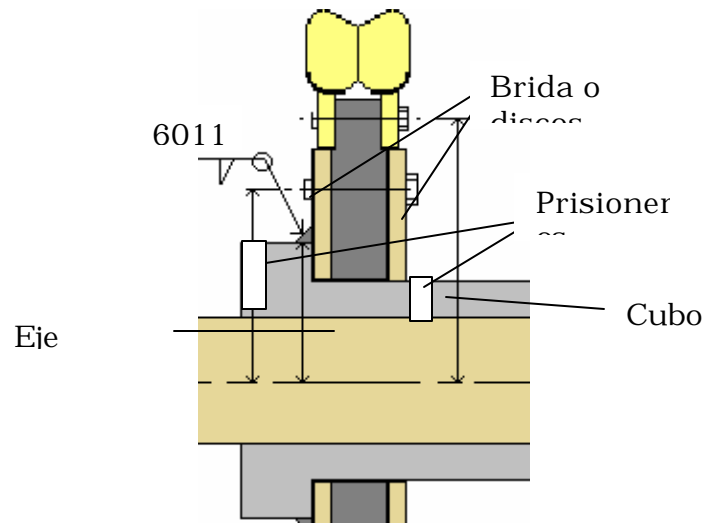


8.3 CUBO

El cubo es una pieza que se trabajo para adherir el eje al rodete por medio de tornillos. El cubo esta compuesta por dos discos (brida) uno de ellos soldado a uno de los extremos con electrodo 6011 el otro va acoplado en el otro extremo del rodete y del cubo con tornillos SAE grado 2 De diámetro

1/2 in figura 87 . El cubo va acoplado al eje por medio de 4 Prisioneros de diámetro 3/8in dos en cada extremo.

Figura 87
Conjunto rodete eje



8.3.1 Cilindrado del cubo. En el maquinado del cubo se le hizo tanto cilindrado exterior como al interior. Para el cilindrado interior se uso la misma técnica que usada en el rodete, primero con brocas se llevo asta una determinado diámetro para luego trabajar con la herramienta adecuada para cilindrar internamente hasta un diámetro de 1 1/2 in a todo lo largo del cilindro o cubo.

9. MONTAJE DE TURBINA PELTON

La presente es una guía escueta sobre los pasos más importantes que se dieron y se deben dar en el proceso de instalación de la turbina pelton que en esta se describe. Este capítulo se trata de resumir en forma concreta la experiencia del equipo que hizo la instalación del modelo en la sierra nevada de Santa Marta dando algunos consejos prácticos que permitieron mejorar o acortar pasos y tener una instalación correcta.

Como se puede apreciar a pesar de la pequeña potencia de esta máquina (2.5 kW) sus dimensiones y peso son considerable su manipulación cuidadosa durante la instalación no solo permitió una buena instalación de la máquina y su funcionamiento confiable, sino que aseguro la integridad física de las personas que participen en la instalación.

9.1. CIMENTACION Y ANCLAJE

El proceso de montaje de la turbina pelton se inicio con la cimentación de la turbina, esta cimentación debe realizarse considerando las fuerzas producidas durante el funcionamiento a plena carga, para ello tienen que estar óptimamente anclados tanto el rodete de la turbina, así como también el tubo de succión.

La turbina cuya carcasa tiene forma media circunferencia esta provista de apoyos para el anclaje en la base, estos apoyos tienen agujeros para pernos

de 3/8 de pulgada que van asegurados en la base, en estos pernos se asegura la carcasa. Para la cimentación se utilizo concreto armado.

Una forma práctica en la que se realizo la cimentación de la turbina fue la siguiente:

Cuando se encontró preparada la estructura para el vaciado del concreto, se coloco la carcasa con sus pernos de anclaje puestos, luego se vació el concreto, teniendo cuidado de no moverla del lugar, para ello se tuvo que asegurar muy bien.

Figura 98
cimentación



9.2 NIVELADO

La nivelación de la turbina se inicio durante la cimentación y anclaje, antes del vaciado del concreto, con ayuda de un instrumento de nivel se procedió a nivelar la carcasa y luego se aseguro para que durante el proceso de vaciado del concreto no pudiera moverse ni desnivelarse.

Si por alguna razón después de que el concreto adquiriera su dureza (seca completamente) la turbina sufriera algún pequeño desnivel, este se correjería colocando laminas de bronce o acero, según fuera necesario hasta que el equipo estuviera completamente nivelado. Una vez terminada la nivelación se procedió a fijar la carcasa a la base utilizando los pernos anclados al concreto y dándole el ajuste necesario a sus respectivas tuercas.

Paralelamente a la instalación de la carcasa se realizo la cimentación de la base del generador que se acoplara a la carcasa mediante pernos.

La carcasa instalada sirvió de guía para colocar el tubo de succión, este tubo de succión cuenta con una brida que se acopla a la brida de la cubierta del rodete (zona de rotación) ubicada en la parte inferior de la carcasa, entre las bridas se coloco una empaquetadura de caucho con alma de lona de 3 mm de espesor mínimo. En la Figura. 99 se puede apreciar el tubo de succión acoplado a la carcasa de la turbina.

A continuación del tubo de succión se construyo el canal de descarga que es de forma rectangular y permite la conducción del agua desde la descarga de la turbina hacia el río figura 99.

Figura 99
Cimiento y base



9.3 ACOPLA TURBINA Y VÁLVULA DE AGUJA

La unión de la turbina con la válvula aguja es mediante una junta de montaje, o junta de dilatación por dos razones importantes:

- Para facilitar el montaje y desmontaje de la turbina.
- Para absorber las deformaciones de dilatación producidas por el cambio de temperatura.

La unión también absorbe pequeños desalineamientos que pueden existir entre la turbina y la tubería de presión.

Adicionalmente fue necesario colocar una válvula para el control del agua de ingreso a la turbina y se instaló inmediatamente antes de la unión (aguas arriba) con la finalidad de facilitar manipulaciones en la turbina (desmontaje) con la válvula cerrada.

La válvula para esta turbina se ha escogido del tipo compuerta pero se pudo optar por colocar otro tipo de válvula para el control del agua como puede ser la válvula del tipo mariposa.

Para realizar el montaje de la unión, válvula aguja y la válvula compuerta hay que ubicarlas en dirección de la tubería de presión y turbina, para ello hay que contar con un instrumento de nivel para sostener a cada una de las piezas en el lugar adecuado. Una vez alineadas las partes (formando un solo eje), se procedió a colocar los pernos para unirlos mediante sus respectivas bridas, utilizando empaquetaduras de caucho con alma de lona de 6 mm de espesor entre brida y brida.

Para obtener mejores resultado de alineamiento entre la turbina y la tubería de presión se puede iniciar primeramente con la ubicación de la turbina (Cimentación y anclaje de esta), luego se alinea la tubería con respecto a la turbina con la válvula aguja y válvula de compuerta montadas, o se puede instalar turbina y tubería en forma conjunta, haciendo primero la nivelación y alineamiento y luego asegurar colocando concreto a la turbina en la base y a la tubería de preferencia en el cambio de dirección.

9.4 INSTALACION DE RODETE

Después de haber instalado la carcasa de la turbina se dejó que secura el concreto por el lapso de 8 días, luego se procedió a realizar el ensamble de los componentes de la turbina, primero se instaló la base en donde van los soportes que forman una pieza móvil (se ha construido con esa característica con la finalidad de un fácil montaje y desmontaje). El acople

de esta pieza a la carcasa se realiza mediante pernos y silicona como "sellante".

El rodete va ensamblado en el centro del eje, asegurado con tres prisioneros, estando el eje apoyado sobre dos rodamientos que soportan esfuerzos radiales.

Para la transmisión de movimiento y potencia, en este caso, se está utilizando una transmisión flexible de correas y poleas. La polea motriz va instalada en uno de los extremos del eje después de uno de los apoyos (rodamientos), la instalación de la polea se asegura con prisioneros.

La secuencia de ensamble de los componentes que van en el eje es la siguiente:?

- El rodete (conjunto de cucharas cubo y rodete)
- Rodamientos SKF 209 con chumacera.
- Polea impulsora (12 in)

Cada una de estas piezas se ensamblan en la posición adecuada tal como lo indican los planos, teniendo presente que el eje gire libremente (sin ajustes ni rozamientos).

El ajuste de los rodamientos al eje es por manguito de fijación, el cual facilita el ensamble. Antes de dar el ajuste al manguito se debe verificar la perpendicularidad del eje y la correcta posición de los otros componentes, luego se procede al ajuste de las tuercas de los manguitos de los rodamientos superior e inferior. Al mismo tiempo se aseguran las chumaceras a sus respectivos apoyos, con sus correspondientes pernos.

Para el ajuste de la tuerca de los manguitos hay que utilizar una llave especial recomendada por los fabricantes de rodamientos para evitar roturas y/o daños. El ajuste de la prensaestopa se regula de acuerdo a las fugas de agua, teniendo presente de mantener siempre a la cinta grafitada en contacto con agua (debe existir una mínima fuga de agua hacia el exterior) para que actúe como refrigerante y evitar el calentamiento de la cinta grafitada y por consiguiente del eje.

El eje y los accesorios ensamblados en este, forman un solo conjunto que facilitan el montaje y desmontaje.(Figura 100)

Acople de eje y componentes a carcasa

Figura 100
Prueba sin carga



10 EVALUACIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

10-1 PRUEBAS Y RESULTADOS

La siguiente es la matriz que esboza el rango permisible de variación de velocidad de rotación de la turbina, para un rango de velocidad en el generador de 1750 RPM a 1825 RPM. La relación de velocidades entre el generador y la turbina es de 3.36.

$$\text{rpm} := \begin{bmatrix} 520 \\ 529.8 \\ 535.7 \\ 543.15 \end{bmatrix}$$

A continuación, graficamos las variaciones en potencia y eficiencia de la turbina para el rango de velocidad de giro anteriormente mencionado.

$$\text{potencia} := \begin{bmatrix} 1.5 \\ 1.9 \\ 2 \\ 2.2 \end{bmatrix}$$

$$\text{eficiencia} := \begin{bmatrix} 50 \\ 63 \\ 67 \\ 73 \end{bmatrix}$$

(potencia en KW, y eficiencia en %).

Figura10-1

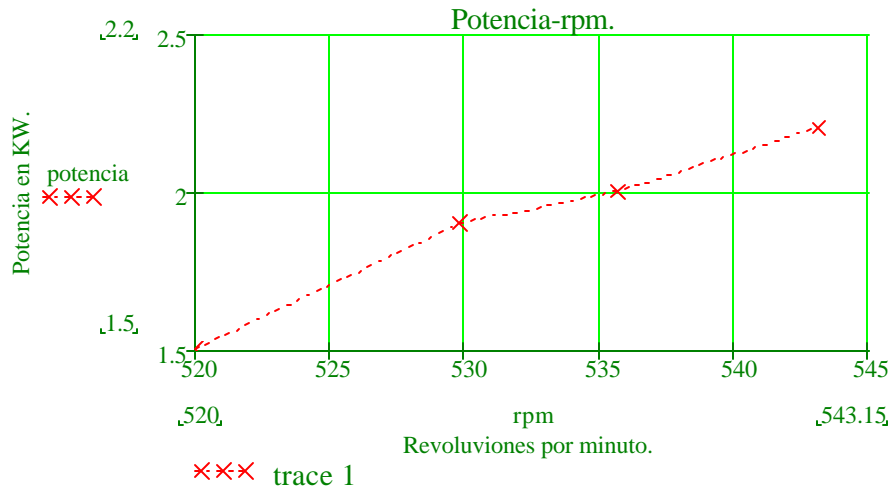
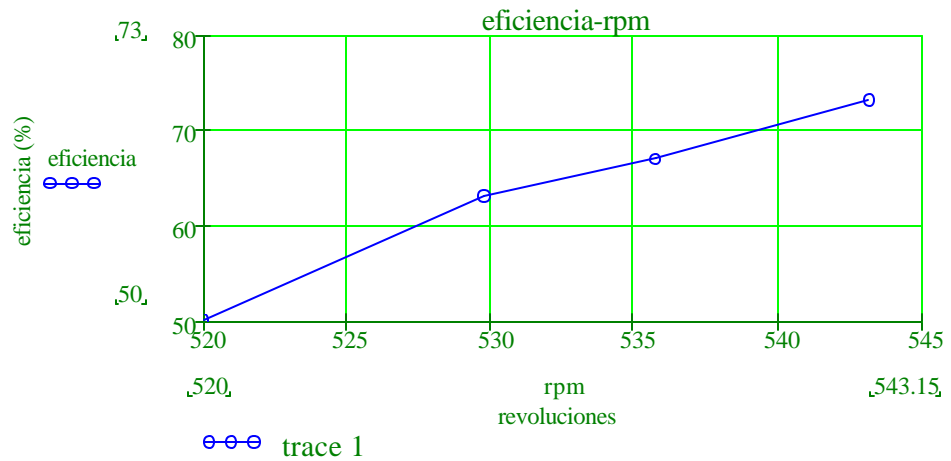


Figura 10-2



La potencia respecto a la cual se tomó el cálculo de la eficiencia, es la dada por las condiciones de altura y caudal, a saber:

$$Pot = gQH_{Bruta} = 9810(0.0105)(30) = 3090.15W , \text{ luego:}$$

$$Eficiencia = \frac{Pot_{registrada}}{3090.15} , \text{ potencias en vatios.}$$

- En cuanto a los beneficios de las micro turbina hidráulica, estas pueden entregar una cantidad de potencia que va desde 0 a 2.2 [KW], con lo cual se puede, fácilmente, electrificar la vivienda, poner en marcha un molino, entregar potencia a un refrigerador de 1/8 hp. Cualquier otro electrodoméstico que no necesite mucha potencia como un pequeño televisor, licuadora, hay que aclarar que no se puede poner todos los electrodomésticos a la vez para no sobre cargar el sistema.
- Además de lo anterior su manutención es muy económica y fácil de operar.
- Algo importante del proyecto fue su costo, nosotros estipulamos para el proyecto, 4'064.499.06 \$ pero en realidad redondeando su costo fue de 2'000000 \$. Esto se logro por que se usaron elementos reciclados donde se podían usar, hay que aclarar que no todo los elementos constitutivos son reciclados y que si se tuvo que fabricar y comprar elementos de primera.
- Con este proyecto se puede comprobar que se puede mejorar el estilo de vida de familias que viven en zonas apartadas como en este caso en particular.

11. OBSERVACIONES Y CORRECCIONES

En el siguiente capítulo plasmamos todas las observaciones hechas por los profesores Jairo Alvarado y Félix Julio quienes fueron los evaluadores del proyecto, también se hicieron las correcciones de acuerdo a las observaciones.

A continuación presentamos las observaciones hechas por los docentes.

- Verificar el correcto balanceo de la rueda pelton.
- El sistema de transmisión por correa no contaba con la respectiva protección.
- El generador y la turbina no tenía una protección adecuada.
- La distribución eléctrica no estaba hecha de una forma adecuada.
- sistema de distribución eléctrica interno de la casa no es el adecuado

11.1 CORRECCIONES .

11.1.1 Balanceo de la rueda Pelton. Luego de practicar ciertas pruebas, se determinó que la máquina sufría un ligero desbalanceo, el cual fue corregido con los métodos apropiados para tal fin, según la configuración geométrica de la máquina. Para una mayor información refiérase al capítulo 12 en el subtítulo Balanceo Estático.

11.1.2 Guardas para correas. La transmisión de la turbina no contaba con las guarda, estas sirven para darle una mayor protección al operador de la

maquinar, en la siguientes fotografías mostramos como quedo la turbina después de la respectiva corrección.

Figura 106
Guarda correas



Antes



Después

11.1.3 Caseta de maquinas. Para una mejor protección del generador se le construyó una caseta como se muestra a continuación; esta caseta se construyó con lámina de zinc y concreto, el concreto se uso para los cimientos y el piso y las láminas de zinc para el techo y paredes.

Figura107
Caseta de maquinas



Antes



Después

11.1.4 Tubería dieléctrica. Para la distribución adecuada de la red eléctrica que va desde la pelton hasta la casa (50 metros) se hizo con tubería enterrada a 30 cm de profundidad esto se hizo con el fin de una mejor protección de las personas y la máquina.

Figura 108
Tubería dieléctrica



Antes



Después

11.1.5 Cableado interno de la casa. El cableado interno no cumplía con las normas, este cableado no tenía ninguna clase de protección con las correcciones se mejoró un 100 %.

Figura 109
Cableado interno



12 ANÁLISI DINÁMICO DE LA TURBINA PELTON.*

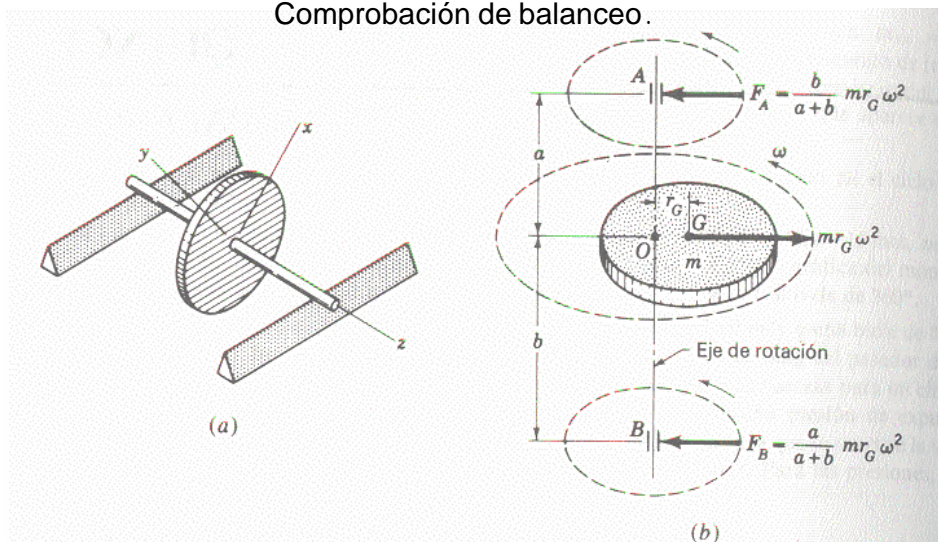
12.1 BALANCEO.

Balanceo es la técnica de corregir o eliminar fuerzas o momentos de inercia indeseables, los cuales pueden llegar a generar graves daños en cualquier maquina rotativa. El objetivo de este capítulo es el de sentar las bases teóricas que se tomaron para verificar el correcto balanceo de nuestra rueda Pelton .

12.2 BALANCEO ESTÁTICO.

La configuración mostrada en la figura 110, se compone de una combinación de disco y árbol o eje, que descansa sobre rieles rígidos y duros, de tal manera que el eje, que se supone perfectamente recto, puede rodar sin fricción.

Figura 110.
Comprobación de balanceo .



Se fija un sistema de referencia x, y, z en el disco que se mueve con él. Se pueden conducir experimentos sencillos para determinar si el disco se

* Esta sección se realizó tomando como referencia el texto "TEORÍA DE MAQUINAS Y MECANISMOS" Capítulo 15, Autores: JOSEPH EDWARD SHIGLEY, JOHN JOSEPH UICKER, JR. Mc Graw Hill.

encuentra estáticamente desbalanceado de la manera siguiente. Ruede el disco suavemente impulsándolo con la mano y déjese rodar libremente hasta que vuelva al reposo. Luego márquese con una tiza el punto mas bajo de la periferia del disco. Repítase la operación 4 o 5 veces. Si las marcas quedan dispersas en lugares diferentes alrededor de la periferia del disco, este se encuentra estáticamente balanceado.

Si todas las marcas coinciden, el disco se encuentra estáticamente desbalanceado, lo que significa que el eje del árbol y el centro de masa del disco no coinciden.

La posición de las marcas con respecto al sistema x, y indica la ubicación angular del balanceo pero no su magnitud.

El anterior procedimiento se usó para detectar desbalanceo en la rueda Pelton, haciendo la analogía del sistema disco-eje descrito, al sistema rodete-eje de nuestro caso.

Se marcaron los cangilones inferiores según el procedimiento y se detecto un dispersión de marcas en media circunferencia del rodete, lo que quiere decir que existe desbalanceo.

El desblanceo estático se puede corregir eliminando material mediante una perforación el las marcas señaladas, o bien agregando masa a la periferia a 180° de la marca. Puesto que se desconoce la magnitud del desequilibrio, estas correcciones se realizan por tanteos.

En nuestro caso se aplicó la última de las soluciones (agregar masa). Este procedimiento se llevó a cabo en una máquina de balanceo de llantas en una

serviteca de la ciudad de Santa Marta. La máquina detectó una tendencia de desplazamiento de 1 centímetro respecto al eje de rotación neutro marcado en la escala de medición de la máquina. Este desplazamiento se corrigió agregando dos masa de 10 gramos cada una a lado y lado del cangilón ubicado a 180° del cangilón identificado como el que genera el desbalanceo. A continuación se muestra el fundamento teórico del balanceo estático.

12.3 ECUACIÓN DEL MOVIMIENTO.

Si se montan un disco y un eje desbalanceados sobre cojinetes, y se hacen girar, existe una fuerza centrífuga $mr_G\omega^2$ como se ilustra en la figura 110b, esta fuerza que actúa sobre el eje produce las reacciones giratorias en los cojinetes indicadas en la figura.

Para determinar la ecuación de movimiento del sistema se especifica a m , como la masa total y m_U como la masa no balanceada. Asimismo, sea k la rigidez del eje, un número que describe la magnitud de una fuerza necesaria para doblar al eje una distancia unitaria cuando se aplica en O . Por tanto, k , tiene unidades de libras fuerza por pulgada o Newtons por metro. Sea c el coeficiente de amortiguamiento viscoso, y seleccionando cualquier coordenada x normal al eje del árbol, se puede escribir:

$$\sum F_o = -kx - cx - m\ddot{x} + m_U r_G \omega^2 \cos \omega t \quad (a).$$

Se puede hallar la solución de esta ecuación diferencial en cualquier texto que se ocupe de ecuaciones diferenciales o vibraciones mecánicas. Esta solución

es:

$$x = \frac{m_U r_G \cos(\omega t - f)}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (\text{b}).$$

En donde f es el ángulo comprendido entre la fuerza $m_U r_G \omega^2$ y la amplitud X de la vibración del árbol o eje; por tanto f es el ángulo de fase y su valor es,

$$f = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (\text{c}).$$

Se pueden hacer ciertas simplificaciones con la ecuación (b) para aclarar su significado.

En primer lugar, considere el término $k - m\omega^2$ del denominador de la ecuación (b). Si este término fuera cero, la amplitud de X sería muy grande debido a que solo estaría limitada por la constante de amortiguamiento c , que por lo general es muy pequeña. El valor de ω que hace que el término $k - m\omega^2$ sea cero recibe el nombre de *velocidad angular natural*, *velocidad crítica* y también *frecuencia natural circular*. Este valor se designa como ω_n y se ve que es:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ecuación 40.}$$

En el estudio de las vibraciones libres o no forzadas, se encuentra que cierto valor de factor viscoso c no conducirá a vibración alguna en lo absoluto. Este valor especial se conoce como coeficiente crítico de amortiguamiento viscoso y se expresa mediante la ecuación:

$$c_c = 2m\omega_n \quad \text{Ecuación 41.}$$

La razón de amortiguamiento z es la que existe entre el amortiguamiento real y el crítico, y es:

$$z = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} \text{ Ecuación 42.}$$

Para la mayor parte de los sistemas de máquinas en los que no se introduce deliberadamente amortiguamiento, z estará en el intervalo aproximado de $0.015 \leq z \leq 0.12$.

A continuación obsérvese que la ecuación (b) se puede expresar en la forma:

$$x = X \cos(\omega t - \phi) \text{ (d).}$$

Si ahora se divide el numerador y el denominador de la amplitud x de la ecuación (b) entre k , se designa la excentricidad como $e = r_G$ y se introducen las ecuaciones 40 y 42, se obtiene la razón:

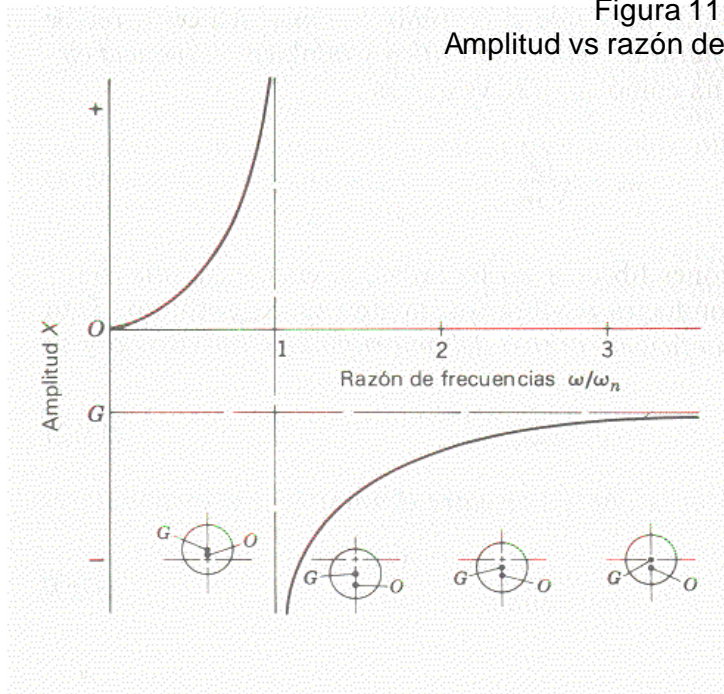
$$\frac{mX}{m_U e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + (2z \frac{\omega}{\omega_n})^2}} \text{ Ecuación 43.}$$

Esta es ecuación para la razón de amplitudes de la vibración de una combinación giratoria de disco y eje. Si se hace caso omiso del amortiguamiento, se hace $m = m_U$, y se sustituye $e = r_G$, una vez más, se obtiene,

$$X = r_G \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \text{ Ecuación 44.}$$

En donde r_G , es la excentricidad y X es la amplitud de la vibración correspondiente a cualquier razón de frecuencias $\frac{\omega}{\omega_n}$. Ahora si, en la figura 110b se designa O como centro del árbol en el disco y G como centro de masa del disco, se puede llegar a algunas conclusiones interesantes al hacer la gráfica 111 a partir de la ecuación 44.

Figura 111.
Amplitud vs razón de velocidades.



Aquí la amplitud se representa gráficamente sobre el eje vertical y la razón de frecuencias a lo largo de la abcisa. La frecuencia natural es ω_n , que corresponde a la velocidad crítica, en tanto que ω es la velocidad real del árbol. Cuando apenas inicia la rotación ω es mucho menor que ω_n , y la gráfica indica que la amplitud es muy pequeña. Conforme aumenta la velocidad del árbol, también se incrementa la amplitud y se hace infinita en la velocidad

crítica. Conforme el eje pasa por la velocidad crítica, la amplitud cambia hacia un valor negativo y disminuye a medida que aumenta la velocidad de rotación del árbol. La gráfica revela que la amplitud nunca regresa a cero sin importar cuanto se aumente la velocidad del árbol, pero alcanza un valor límite de $-r_G$.

Nótese que en este intervalo, el disco está girando en torno a su propio centro de gravedad, que entonces coincide con la línea central de cojinetes.

El análisis anterior demuestra que los sistemas giratorios estáticamente desbalanceados producen vibraciones indeseables y reacciones giratorias en los cojinetes. Se puede reducir la excentricidad utilizando equipos de balanceo estático, pero es imposible reducirla a cero. En consecuencia, por mas pequeño que se logre hacer a r_G , siempre se esperaran problemas cuando

$$w = w_n .$$

Cuando la frecuencia de operación es mayor que la frecuencia natural, la máquina se debe diseñar de tal modo que pase por la frecuencia natural tan rápidamente como sea posible con el fin de evitar vibraciones peligrosas.

12.4 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD CRÍTICA DE LA TURBINA. *

Después de el análisis anterior se nos plantean los interrogantes, ¿Cual es la velocidad crítica de la turbina?, ¿Qué tan cerca está la velocidad de operación de la velocidad crítica?

Estos interrogantes pueden ser resueltos a partir de la ecuación 40, o bien a partir de una variante de la misma con base en los análisis de Rayleigh.**

El método de Rayleigh iguala las energías potencial y cinética del sistema, la energía potencial se encuentra en forma de energía de deformación en el eje flexionado, siendo esta máxima en la mayor deflexión provocada por la vibración. La energía cinética es máxima cuando el eje, que se encuentra vibrando, atraviesa una posición sin deflexión con una máxima velocidad de rotación. Este método asume que el movimiento vibratorio del eje es del tipo sinusoidal y que existe alguna fuente externa de vibración que provoca el movimiento.

Para ilustrar la aplicación de este método, considere un eje con tres discos (Engranajes, poleas, ruedas Pelton, etc) montados en él como se muestra en la figura 112. Este montaje se modelará como un conjunto de tres discos de masa considerable y un eje de masa despreciable, solo se tomará en cuenta respecto al eje su geometría, ya que con base en esta se calcula la constante de rigidez a la flexión.

** El análisis vibracional de un sistema complejo con varios grados de libertad requiere de un estudio de análisis modal con la ayuda de programas computacionales en elementos finitos, para mas detalles consultar el texto "INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DEL ELEMENTO FINITO EN INGENIERÍA" Cap 11, Pags 392-393, Autores T. CHANDRUPATLA, y A. BELENGUDU. Editorial Prentice Hall.

Figura 112.
Vibración lateral.

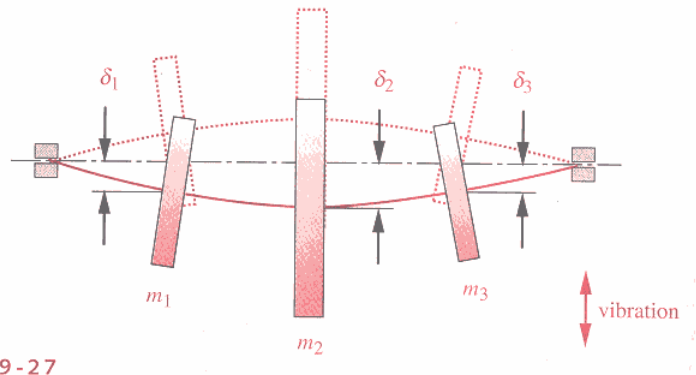


FIGURE 9-27

Ahora, asemejando el eje a un resorte, la energía potencial total almacenada por el eje debida a las deflexiones provocadas por las masas (y fuerzas que actúan sobre estas masas) está dada por:

$$E_p = \frac{g}{2}(m_1 d_1 + m_2 d_2 + m_3 d_3)(e).$$

La energía cinética está dada por:

$$E_k = \frac{w_n^2}{2}(m_1 d_1^2 + m_2 d_2^2 + m_3 d_3^2)(f).$$

Igualando obtenemos:

$$w_n = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n m_i d_i}{\sum_{i=1}^n m_i d_i^2}} = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{W_i}{g}\right) d_i}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{W_i}{g}\right) d_i^2}} = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n W_i d_i}{\sum_{i=1}^n W_i d_i^2}}.$$

Ecuación 40b

Siendo \$w_n\$ en radianes por segundo.

Hechas las deducciones anteriores, pasamos a evaluar las fuerzas y las deformaciones provocadas por las mismas en los puntos A, C y E del eje de la turbina.⁺

$$\text{En A: } W_{A(xy)} = 9.4lb, \mathbf{d}_{A(xy)} = 4.867 \times 10^{-4} in.$$

$$W_{A(xz)} = 0, \mathbf{d}_{A(xz)} = 0.002in.$$

$$\underline{W_A = 9.4lb, \mathbf{d}_A = \sqrt{\mathbf{d}_{A(xy)}^2 + \mathbf{d}_{A(xz)}^2} = 0.002in.}$$

$$\text{En C: } W_{C(xy)} = 40lb, \mathbf{d}_{C(xy)} = 9.641 \times 10^{-4} in.$$

$$W_{C(xz)} = 46.126lb, \mathbf{d}_{C(xz)} = 2.407 \times 10^{-3} in.$$

$$\underline{W_C = 61.05lb, \mathbf{d}_C = 0.003in.}$$

$$\text{En E: } W_{E(xy)} = 9.4lb, \mathbf{d}_{E(xy)} = 4.867 \times 10^{-4} in.$$

$$W_{E(xz)} = 109.2lb, \mathbf{d}_{E(xz)} = 6.76 \times 10^{-3} in.$$

$$\underline{W_E = 109.6lb, \mathbf{d}_E = 0.007in.}$$

Luego w_n está dada por:

$$w_n = \sqrt{g \frac{W_A \mathbf{d}_A + W_C \mathbf{d}_C + W_E \mathbf{d}_E}{W_A \mathbf{d}_A^2 + W_C \mathbf{d}_C^2 + W_E \mathbf{d}_E^2}} = \sqrt{386.4 \frac{9.4(0.002) + 61.05(0.003) + 109.6(0.007)}{9.4(0.002)^2 + 61.05(0.003)^2 + 109.6(0.007)^2}} = 250.7 \text{ rad/s}$$

$$w_n = 250.7 \text{ rad/s} \times \frac{1 \text{ rev}}{2\pi} \times \frac{60(s)}{1 \text{ min}} = 2394.2 \text{ rpm}.$$

⁺ Véase capítulo 7, secciones 7.1, 7.2, y 7.3 de este trabajo de grado.

Podemos observar que la velocidad de operación de la turbina es mucho menor que la velocidad crítica, a saber, $534 < 2394 \text{ rpm}$, resultando:

$$\frac{w}{w_n} = \frac{534}{2394} = 0.223.$$

Lo cual muestra que la velocidad de operación es el 22% de la velocidad crítica, siendo esto un margen aceptable ya que la velocidad de operación se encuentra aproximadamente 5 veces por debajo de esta.

Tomando entonces a $\frac{w}{w_n} = 0.233$, y $r_G = 0.5 \text{ cm} (0.197 \text{ in})$, siendo esta última la excentricidad después que se agregó masa al rodete de la turbina para compensar el desbalanceo. Se puede calcular la máxima amplitud de la vibración a partir de la ecuación 44 así:

$$X = r_G \frac{\left(\frac{w}{w_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{w}{w_n}\right)^2} = 0.197 \frac{(0.233)^2}{1 - (0.233)^2} = 0.01 \text{ in}.$$

El coeficiente crítico de amortiguamiento viscoso, estaría dado por,

$$c_c = 2m\omega_n = 2\left(\frac{9.4 + 61.05 + 109.6}{32.2}\right)(250.717) = 2803.82 \text{ slug/s}^2.$$

Tomando la razón de amortiguamiento como $z = 0.068$ (promedio), entonces el coeficiente de amortiguamiento real es:

$$c = 0.068(2803.82) = 189.26 \text{ slug/s}^2.$$

La rigidez del sistema está dada aproximadamente por la relación:

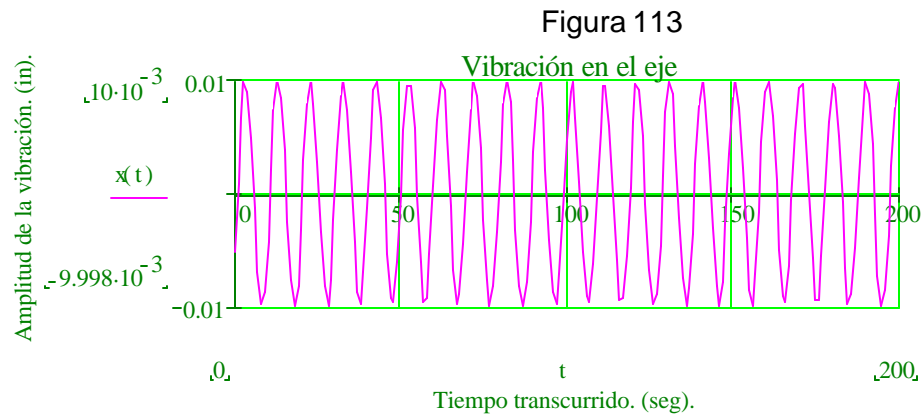
$$k = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{W_i}{d_i}}{n} = \frac{\frac{9.4}{0.002} + \frac{61.05}{0.003} + \frac{109.6}{0.007}}{3} = 13569 \text{ lb/in} \left(162828.6 \frac{\text{lb}}{\text{ft}} \right).$$

Luego:

$$f = \tan^{-1} \left(\frac{cW}{k - mW^2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{189.26(55.91)}{162828.6 - 5.59(55.91)^2} \right) = 4.164 \text{ rad}.$$

Por último, la función de vibración en el tiempo sería:

$$x = 0.01 \cos(55.91(t) - 4.164).$$



Este comportamiento es ideal, puesto que se está considerando una rigidez promedio de igual valor en todos los tramos de longitud de eje. Un mejor análisis se puede hacer a partir del método de reducción de Guyan*.

* Análisis vibracional por elementos finitos.

Table 14-3 Selection and dimensions of V belts



Normal horsepower	Motor speed, rpm				
	1,800	1,200	900	720 and below	
$\frac{1}{2}$ to $1\frac{1}{2}$	A	A	A	A	A
2 to 5	A or B	A or B	A or B	A or B	A or B
10	A or B	B	B	B	B or C
15	B	B or C	B or C	B or C	C
20	B or C	C	C	C	C
25 to 30	C	C	C	C	C
40	C	C or D	C or D	C or D	D
50 to 60	C or D	C or D	C or D	C or D	D
75	C or D	C or D	C or D	C or D	D or E
100	C	D	D	D	D or E
125	D	D	D	D or E
150 to 200	D	D	D	E
250	E	E	E	E
300 and over	E	E	E
Section	A	B	C	D	E
Width, in.	$\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{32}$	$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$
Thickness, in.	$\frac{5}{16}$	$1\frac{3}{32}$	$1\frac{1}{32}$	$\frac{3}{4}$	$2\frac{9}{32}$

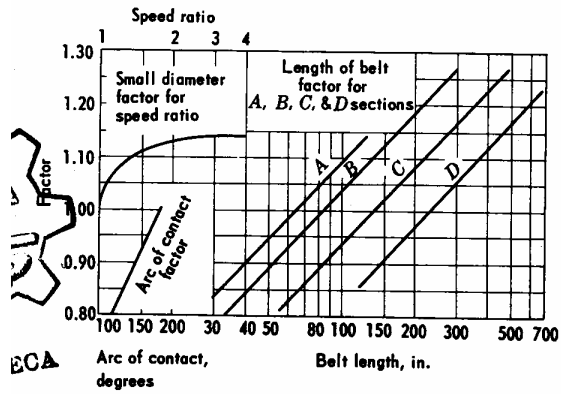


Fig. 14-7 Factors for horsepower ratings of V belts.

Table 14-7

Belt section	Weight, lb per ft	Pitch diameter, small sheave	Groove angle β , deg	Coefficient of friction
A	0.06	Under 3	30	0.50
		3-5	34	0.45
		Over 5	38	0.40
B	0.106	Under 5.4	30	0.50
		5.4 to 8	34	0.45
		Over 8	38	0.40
C	0.20	Under 9	30	0.50
		9-12	34	0.45
		Over 12	38	0.40
D	0.40	Under 13	30	0.50
		13-16	34	0.45
		Over 16	38	0.40
E	0.60	Under 21.6	30	0.50
		21.6 to 24	34	0.45

BIBLIOGRAFÍA

- BARROWS. Water Power Engineering. Mc Graw Hill. (1954).
- BINDER.R.C. Fluid Mechanics, third edition. Prentice Hall. (1955).
- BLACK.P,ADAMS.E. Machine Design, second edition. Mc Graw Hill. (1980).
- BRAESS DIETRICH. Finite Elements "Theory, fast solvers, and applications in solid mechanics", second edition. Cambridge University Press. (2001).
- CHANDRUPATLA.T.R, BELENGUDU.A.D Introducción al estudio del elemento finito en ingeniería, segunda edición. Prentice Hall. (1999).
- DEN HARTOG. J. P. Mechanics. Dover publications. (1961).
- DEN HARTOG. J. P. Strength of Materials. Dover publications. (1961).
- DEN HARTOG. J. P. Advanced Strength of Materials. Dover publications (1987).
- FAIRES. V. M. Diseño de elementos de máquinas. Limusa-Noriega editores. (1999).
- FOX. R. W, Mc DONALD. A. T. Introducción a la mecánica de fluidos, segunda edición. Mc Graw Hill. (1995).
- NORTON ROBERT. L. Machine Design "An integrated approach", second edition. Prentice Hall. (2000).
- QUANTZ. L. Motores hidráulicos. Editorial Labor. (1982).
- SHIGLEY. J. E, UICKER. J. J. Teoría de máquinas y mecanismos. Mc Graw Hill. (1988).

SHIGLEY. J. E, MISCHKE. C. R. Diseño en ingeniería mecánica, cuarta edición. Mc Graw Hill. (1990).

SPOTTS. M. F, SHOUP. T. E. Elementos de máquinas, séptima edición. Prentice Hall. (1999).

WEBBER. N. B. Mecánica de fluidos para ingenieros. Urmo editores. (1982).

GRAINGER. Industrial and commercial equipment and supplies. General catalogue (1995).

PAVCO. Manual técnico "sistemas de tuberías y accesorios presión".(1999).

SKF. Catálogo general. Carl Gerber (Germany). (1985).

T.K. SOLVER. Universal Technical Systems, Rockford, Illinois.

MATHCAD. Mathsoft Inc., Cambridge, Massachusetts.

MACHINE DESIGN. Calculations sheets by M. F. Spotts and T.E. Shoup.