

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“OBTENCIÓN DE TUBOS SIN COSTURA POR EL PROCESO DE
COLADO POR CENTRIFUGADO HORIZONTAL”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

LUIS GUSTAVO HUILCA CAISALITÍN

gustavoepn87@gmail.com

ÉDISON FERNANDO ALMEIDA DOMÍNGUEZ

fernandoepn_88@hotmail.com

DIRECTOR: DR. VÍCTOR CÁRDENAS

victor.cardenas@epn.edu.ec

Quito, Noviembre 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Édison Fernando Almeida Domínguez y Luis Gustavo Huilca Caisalitín, declaramos bajo nuestro juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría; que no ha sido presentado previamente para ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Edison Fernando Almeida D.

Luis Gustavo Huilca C.

CERTIFICACIÓN

Certifico que el siguiente trabajo fue desarrollado por Edison Fernando Almeida Domínguez y Luis Gustavo Huilca Caisalitín, bajo mi supervisión.

**DR.VÍCTOR CÁRDENAS
DIRECTOR DEL PROYECTO**

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por ser mi fortaleza, mi guía y por permitirme alcanzar una meta más en mi vida.

Gracias a mis padres por su cariño, comprensión y apoyo incondicional, por su sacrificio y esfuerzo constante.

Al Dr. Víctor Cárdenas, como director, por encaminarme compartiendo sus conocimientos durante el desarrollo de este proyecto de titulación, así como al Ing. Fausto Oviedo, como codirector, por su disposición y ayuda brindada en el camino que culmina con el presente proyecto.

A la Escuela Politécnica Nacional por ser instrumento importante en mi formación profesional.

Al Sr. Hernán Rojas por su dedicación y esfuerzo en la construcción del equipo que conlleva la creación del proyecto.

Y finalmente, agradezco a mi amigo y compañero de trabajo Gustavo Huilca por su gran calidad humana y su valioso aporte.

Edison Fernando Almeida Domínguez

Quiero agradecer infinitamente a Dios y a mi madre, que desde el cielo me han cuidado y siempre han estado conmigo y con mi familia.

Agradezco también el apoyo incondicional de mi padre, que me ha enseñado los valores de la responsabilidad y la solidaridad, encaminándome a cumplir mis sueños y a ser una buena persona y un buen profesional.

Agradezco también a mis hermanos Fernando, Rodrigo y Willam, quienes me brindaron todo su apoyo incondicional desde que inicié mi carrera universitaria, así como también son verdaderos ejemplos a seguirse y que ha sido motivo de inspiración durante mi carrera en la Facultad de Ingeniería Mecánica.

Al Dr. Víctor Cárdenas, Ing. Patricio Estupiñán e Ing. Fausto Oviedo por brindarnos su apoyo, amistad y excelente dirección en la realización de este proyecto.

Finalmente quiero agradecer a todos mis amigos, amigas y profesores, que a lo largo de mi vida estudiantil me brindaron su apoyo en todo momento.

Luis Gustavo Huilca Caisalitín

DEDICATORIA

Este Proyecto de Titulación se la dedico con todo mi amor y cariño a Dios, por darme la oportunidad de vivir y de regalarme una familia maravillosa.

Primordialmente a mis padres, Edison Almeida y Emérita Domínguez, que me dieron la vida y han estado conmigo en todo momento, brindándome su apoyo y todo su amor. Gracias por todo, por formarme con buenos sentimientos, valores y hábitos, por darme una carrera profesional y por creer en mí.

A mis dos hijos, que han sido el impulso y la fortaleza para conseguir mis metas y las ganas de seguir adelante luchando contra todo. Gracias por ser parte de mi vida, los amo demasiado.

A mi hermano Andrés por estar conmigo, alegrarme y apoyarme siempre.

A mis amigos, con quienes he compartido momentos alegres y tristes.

Édison Fernando Almeida Domínguez

El presente proyecto quiero dedicarles a Dios y a mi madre que está en el cielo, quienes siempre me guiarán por un adecuado sendero en mi vida.

Se lo dedico infinitamente a mi padre, que siempre me brindó su apoyo en mi trayectoria estudiantil.

A mis hermanos Fernando, Rodrigo y Willam, que enrumbaron mi vida a ésta esperada meta y que me alegran cada día con sus formas de ser.

Luis Gustavo Huilca Caisalitín

CONTENIDO

CAPÍTULO 1.....	1
1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.1 ANTECEDENTE.....	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.3 OBJETIVOS.....	1
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	1
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	1
1.4 JUSTIFICACIÓN.....	2
1.5 MOLDE METÁLICO.....	2
1.5.1 CARACTERÍSTICAS DEL MOLDE.....	2
1.5.2 FENÓMENOS DEL COLADO.....	2
1.5.3 COLADO POR CENTRIFUGACIÓN.....	3
1.6 FUNDICIÓN EN MOLDE PERMANENTE.....	4
1.6.1 FUNDICIÓN A BAJA PRESIÓN.....	4
1.6.2 FUNDICIÓN HUECA.....	5
1.6.3 FUNDICIÓN POR INYECCIÓN EN MATRIZ O DADO.....	5
1.6.4 FUNDICIÓN CENTRÍFUGA.....	8
1.6.5 PROCESOS DE FUNDICIÓN EN DADO IMPRESOR.....	8
1.7 GENERALIDADES DE LA FUNDICIÓN CENTRÍFUGA.....	9
1.7.1 CALIDAD DE LA FUNDICIÓN CENTRÍFUGA.....	9
1.7.2 PARTICULARIDADES DE LA FORMACIÓN DE LA MOLDURA.....	11
1.7.3 CAMPOS DE APLICACIÓN DEL COLADO CENTRÍFUGO.....	11
1.7.4 TIPOS DE FUNDICIÓN CENTRÍFUGA.....	12
1.7.4.1 Colado centrífugo real o verdadero.....	12
1.7.4.2 Colado semicentrífugo.....	15
1.7.4.3 Centrifugado.....	15
1.7.5 MOLDES UTILIZADOS PARA COLADO CENTRÍFUGO.....	17
1.7.5.1 Moldes permanentes.....	18
1.7.5.2 Molde revestido.....	19
1.7.6 MÁQUINAS PARA LA FUNDICIÓN CENTRÍFUGA.....	21
1.7.6.1 Máquina para colado centrífugo horizontal.....	21

CAPÍTULO 2.....	24
2. DISEÑO DEL EQUIPO DE COLADO POR CENTRIFUGADO.....	24
2.1 PREFACTIBILIDAD Y ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	24
2.1.1 ESTUDIO DE MERCADO.....	24
2.1.1.1 Análisis de la oferta.....	24
2.1.1.2 Análisis de la demanda.....	24
2.1.1.3 Selección del eje horizontal.....	24
2.1.2 RESTRICCIONES.....	25
2.1.2.1 Tecnología y disponibilidad de materiales.....	25
2.1.2.2 Facilidad de construcción.....	25
2.1.2.3 Mantenimiento.....	25
2.1.2.4 Facilidad de operación.....	25
2.1.2.5 Suministro de energía.....	25
2.1.3 SELECCIÓN DEL EQUIPO.....	26
2.1.3.1 Alternativa 1.....	26
2.1.3.1.1 Funcionamiento de la alternativa 1.....	27
2.1.3.2 Alternativa 2.....	27
2.1.3.2.1 Funcionamiento de la Alternativa 2.....	29
2.1.3.3 Alternativa 3.....	29
2.1.3.3.1 Funcionamiento de la Alternativa 3.....	30
2.1.3.4 Análisis y selección de la alternativa.....	30
2.1.3.5 Conclusión del análisis y selección de la alternativa.....	31
2.1.4 ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO A DISEÑARSE.....	32
2.1.4.1 Parámetros funcionales.....	32
2.1.4.2 Condiciones ambientales de trabajo.....	32
2.1.4.3 Vida útil y mantenimiento.....	32
2.1.4.4 Costo estimado.....	32
2.1.4.5 Apariencia.....	32
2.1.4.6 Materiales.....	33
2.1.4.7 Aspectos legales.....	33
2.1.4.8 Normas.....	33
2.1.4.9 Dimensiones aproximadas.....	33
2.2 DISEÑO DEL EQUIPO.....	34
2.2.1 SELECCIÓN DE LA COQUILLA.....	34

2.2.2	CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES DEL MOLDE.....	34
2.2.3	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	35
2.2.4	DESCRIPCIÓN DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	35
2.2.5	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO A CUMPLIR.....	39
2.2.6	TIEMPO DE FUNDICIÓN.....	40
2.2.7	ENSAMBLAJE DE COMPONENTES.....	40
2.2.8	SELECCIÓN DE LA MÁQUINA IMPULSORA.....	40
2.2.9	SELECCIÓN DE BANDAS.....	42
2.2.9.1	Velocidad rotacional en la fundición centrífuga.....	46
2.2.9.2	Cálculo de la velocidad de rotación en la fundición centrífuga.....	47
2.2.10	DISEÑO DE ENGRANES.....	51
2.2.10.1	Introducción.....	51
2.2.10.2	Nomenclatura de las ruedas dentadas.....	51
2.2.10.3	Definición de términos.....	51
2.2.10.4	Forma del diente.....	53
2.2.10.5	Análisis cinemático de los dientes.....	54
2.2.10.6	Radio base.....	55
2.2.10.7	Relación de contacto.....	55
2.2.10.8	Interferencia.....	56
2.2.10.9	Relación de velocidades.....	56
2.2.10.10	Sistemas de dientes.....	57
2.2.10.11	Análisis de fuerzas en los engranes de dientes rectos.....	58
2.2.10.12	Determinación de los esfuerzos (flexión).....	59
2.2.10.13	Esfuerzos dinámicos.....	62
2.2.10.14	Diseño estático.....	63
2.2.10.15	Diseño dinámico a flexión.....	64
2.2.10.16	Resistencia superficial.....	67
2.2.10.17	Diagrama de cuerpo libre del piñón y de la rueda.....	68
2.2.11	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	72
2.2.11.1	Consideraciones generales.....	72
2.2.11.2	Diseño de ejes.....	73
2.2.11.2.1	Consideraciones previas al diseño.....	73
2.2.11.2.2	Conclusiones de los resultados en el diseño del eje.....	89
2.2.12	SELECCIÓN DEL PRODUCTO A ELABORAR.....	89

2.2.12.1	Características del material a fundirse.....	89
2.2.13	DISEÑO DEL ALIMENTADOR PARA EL COLADO.....	89
2.2.14	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	90
2.2.14.1	Consideraciones.....	90
2.2.14.2	Duración de los rodamientos.....	91
2.2.14.3	Cargas en los cojinetes.....	92
2.2.14.4	Resistencia en los cojinetes.....	92
2.2.14.5	Selección de cojinetes de bolas y de rodillos.....	94
2.2.14.6	Selección de cojinetes para el molde y el eje.....	100
2.2.15	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....	108
2.2.15.1	Diseño de las vigas.....	108
2.2.15.1.1	Simulación de las vigas.....	112
2.2.15.2	Diseño de columnas.....	113
2.2.15.2.1	Consideraciones y diseño.....	113
2.2.16	DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.....	120
2.2.17	DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	122
2.2.18	Razón de enfriamiento.....	122
CAPÍTULO 3.....		123
3.	CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO.....	123
3.1	MODIFICACIÓN DE LA COQUILLA.....	123
3.1.1	MAQUINADO DE LA COQUILLA.....	123
3.1.2	CONSTRUCCIÓN DE LAS TAPAS DE LA COQUILLA.....	123
3.2	CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	123
3.2.1	ENSAMBLAJE DE ENGRANES AL MOLDE.....	123
3.2.2	ENSAMBLAJE DEL MOLDE, ENGRANES, EJE, POLEAS Y RODAMIENTOS.....	124
3.3	CONSTRUCCIÓN DEL ALIMENTADOR.....	125
3.4	CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO.....	126
3.5	CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	128
3.6	CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA.....	128
3.6.1	SOLDADURA DE VIGAS.....	128
CAPÍTULO 4.....		130
4.	PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	130
4.1	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	130

4.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	132
4.3 COSTO DEL EQUIPO.....	135
4.3.1 Costos Directos.....	135
4.3.2 Costos Indirectos.....	138
4.3.3 Costo total del proyecto.....	139
CAPÍTULO 5.....	140
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	140
5.1 CONCLUSIONES.....	140
5.2 RECOMENDACIONES.....	141

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1 VARIACIÓN DE VOLUMEN DE UN MATERIAL CON LA TEMPERATURA.....	3
FIGURA 1.2 FUNDICIÓN EN COQUILLA A BAJA PRESIÓN.....	5
FIGURA 1.3 CONFIGURACIÓN GENERAL DE UNA MÁQUINA DE FUNDICIÓN EN DADOS6	
FIGURA 1.4 SISTEMA DE FUNDICIÓN POR INYECCIÓN EN DADO POR CÁMARA CALIENTE.....	7
FIGURA 1.5 SISTEMA DE FUNDICIÓN POR INYECCIÓN EN DADO POR CÁMARA FRÍA.....	8
FIGURA 1.6 COMPARACIÓN ENTRE LA MICROESTRUCTURA GRANULAR OBTENIDA POR COLADA EN ARENA Y POR COLADA CENTRÍFUGA.....	10
FIGURA 1.7 APLICACIONES DE LA FUNDICIÓN POR CENTRIFUGADO.....	12
FIGURA 1.8 MODELO DE EQUIPO PARA LA FUNDICIÓN CENTRÍFUGA.....	13
FIGURA 1.9 MODELO EN 3D DE LA MÁQUINA CENTRIFUGADORA HORIZONTAL.....	14
FIGURA 1.10 TUBERÍAS FABRICADAS MEDIANTE EL PROCESO DE COLADO POR CENTRIFUGADO HORIZONTAL EN LA REGIÓN RUSA.....	14
FIGURA 1.11 MODELO DE MOLDE EN EL SISTEMA DE COLADO POR CENTRIFUGADO VERTICAL.....	15
FIGURA 1.12 MODELO DE MOLDE EN EL SISTEMA DE COLADO POR CENTRIFUGADO VERTICAL.....	16
FIGURA 1.13 EL COLADO POR CENTRIFUGADO GARANTIZA PIEZAS DE ALTA RESISTENCIA Y CALIDAD.....	17
FIGURA 2.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y LA COQUILLA (ALTERNATIVA1).....	27
FIGURA 2.2 ESQUEMA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y LA COQUILLA (ALTERNATIVA 2).....	28
FIGURA 2.3 ESQUEMA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y LA COQUILLA (ALTERNATIVA 3).....	30
FIGURA 2.4 ESQUEMA DE LA COQUILLA MEDIANTE ORDENADOR.....	35

FIGURA 2.5 FUNDICIÓN DE LOS LINGOTES DE ALUMINIO HASTA UNA TEMPERATURA ADECUADA.....	36
FIGURA 2.6 PRECALENTAMIENTO DEL MOLDE MEDIANTE UNA LLAMA GENERADA POR GAS.....	37
FIGURA 2.7 PRECALENTAMIENTO DEL ALIMENTADOR PARA ASEGURAR UN ADECUADO INGRESO DEL MATERIAL FUNDIDO AL EQUIPO DE COLADO.....	38
FIGURA 2.8 ESQUEMA DE LOS PARÁMETROS EN EL MECANISMO POLEA – BANDA.....	45
FIGURA 2.9 NOMENCLATURA DE LA RUEDA DE DIENTE RECTO.....	52
FIGURA 2.10 GRÁFICO QUE INDICA LA LÍNEA DE PRESIÓN Y LA TANGENTE COMÚN.....	53
FIGURA 2.11 GENERACIÓN DE UNA EVOLVENTE.....	53
FIGURA 2.12 CONTACTO ENTRE DIENTES A TRAVÉS DE LA LÍNEA DE ACCIÓN.....	54
FIGURA 2.13 GRÁFICO QUE INDICA EL RADIO BASE.....	55
FIGURA 2.14 GRÁFICO QUE INDICA LA VELOCIDAD TANG. COMÚN.....	56
FIGURA 2.15 CARGAS EXISTENTES EN LOS SISTEMAS DE ENGRANES RECTOS.....	58
FIGURA 2.16 A) CARGAS EN EL DIENTE DE ENGRANE RECTO; B) INFLUENCIA DE LA CARGA TANGENCIAL EN EL DIENTE.....	59
FIGURA 2.17 ELEMENTO ORDINARIO DE ESFUERZOS Y CÍRC. DE MOHR..	63
FIGURA 2.18 TEORÍA DE FALLA PARA MATERIAL DÚCTIL.....	63
FIGURA 2.19 ELEMENTO ORDINARIO DE ESFUERZOS.....	64
FIGURA 2.20 FACTORES DE MODIFICACIÓN DEL ACABADO SUPERFICIAL PARA EL ACERO.....	74
FIGURA 2.21 DISTANCIAS Y FUERZAS GENERADAS EN EL EJE.....	79
FIGURA 2.22 REPRESENTACIÓN ESPACIAL DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE (MEDIANTE ORDENADOR).....	80
FIGURA 2.23 REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN EL PLANO XY.....	81
FIGURA 2.24 REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE EN ORDENADOR (PLANO XY).....	81

FIGURA 2.25 REPRESENTACIÓN ESPACIAL DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE (MEDIANTE ORDENADOR).....	84
FIGURA 2.26 REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE EN EL PLANO XZ.....	84
FIGURA 2.27 REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE EN ORDENADOR (PLANO XZ).....	85
FIGURA 2.28 ESQUEMA DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	90
FIGURA 2.29 ESQUEMA DE LA DISP. DE RODAMIENTOS EN UN EJE.....	96
FIGURA 2.30 REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA VIGA EN ORDENADOR (VIGA1).....	109
FIGURA 2.31 REPRESENTACIÓN DEL DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA VIGA EN ORDENADOR (VIGA 2).....	111
FIGURA 2.32 SIMULACIÓN DE DESPLAZAMIENTOS DE LA VIGA 1.....	112
FIGURA 2.33 SIMULACIÓN DE DESPLAZAMIENTOS DE LA VIGA 2.....	113
FIGURA 2.34 COEF. DE CONDICIONES FINALES PARA COLUMNAS.....	118
FIGURA 2.35 ASPECTO FINAL DE LA ESTRUCTURA PREVIO A SU CONSTRUCCIÓN.....	120
FIGURA 2.36 ASPECTO FINAL DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO PREVIO A SU CONSTRUCCIÓN.....	121
FIGURA 3.1 ELEMENTOS MECÁNICOS SOLIDARIOS AL MOLDE.....	124
FIGURA 3.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN EN DONDE SE PUEDE OBSERVAR EL MOTOR ACOPLADO A LA ESTRUCTURA PARA TRANSMITIR MOVIMIENTO AL MOLDE A TRAVÉS DEL EJE DE TRANSMISIÓN.....	125
FIGURA 3.3 IMAGEN DEL SISTEMA REAL DE ALIMENTACIÓN.....	126
FIGURA 3.4 SISTEMA EN DONDE SE PUEDE OBSERVAR EL MECANISMO DE CALENTAMIENTO ÚNICAMENTE AL MOLDE Y NO A LOS ENGRANES.....	127
FIGURA 3.5 MANGUERA PERTENECIENTE AL SISTEMA DE CALENTAMIENTO LA CUAL SE CONECTA AL TANQUE DE GAS PARA GENERAR LA LLAMA.....	127
FIGURA 3.6 ESTRUCTURA PREVIAMENTE DISEÑADA EN PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	128

FIGURA 4.1 PRODUCTO OBTENIDO COMO RESULTADO DE LA PRIMERA PRUEBA.....	130
FIGURA 4.2 PRESENCIA DE JUNTAS FRÍAS EN EL PRIMER MODELO OBTENIDO.....	131
FIGURA 4.3 MODELO DEFINITIVO DEL TUBO SIN COSTURA FABRICADO POR EL MÉTODO DE COLADO POR CENTRIFUGADO HORIZONTAL.....	132
FIGURA 4.4 SUPERFICIE FINAL DEL MODELO RESULTANTE DE LA SEGUNDA PRUEBA.....	133
FIGURA 4.5 ANCHO DEL TUBO Y DISTRIBUCIÓN INTERNA UNIFORME DEL MATERIAL PARA FORMAR EL TUBO.....	133
FIGURA 4.6 JUNTAS FRÍAS PRESENTES AL FINAL DEL TUBO.....	134
FIGURA 4.7 EQUIPO DE COLADO POR CENTRIFUGADO HORIZONTAL Y EL PRODUCTO OBTENIDO.....	134

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1 COMPOSICIÓN DE LOS REVESTIMIENTOS Y PINTURAS PARA COQUILLAS.....	20
TABLA 2.1 ESCALA DE CALIFICACIÓN PARA LA SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	31
TABLA 2.2 CALIFICACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	31
TABLA 2.3 DIMENSIONES APROXIMADAS DEL EQUIPO.....	33
TABLA 2.4 CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES Y FÍSICAS DEL MOLDE...34	34
TABLA 2.5 CATÁLOGO DE MOTORES ELÉCTRICOS SIEMENS.....	41
TABLA 2.6 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR SELECCIONADO	42
TABLA 2.7 RESULT. OBTENIDOS PARA LOS CÁLCULOS DE BANDAS.....	49
TABLA 2.8 RESULTADOS OBTENIDOS PARA LOS CÁLCULOS DE BANDAS Y REVOLUCIONES DEL MOLDE.....	50
TABLA 2.9 DATOS PRELIMINARES PARA EL CÁLCULO DE EJES.....	69
TABLA 2.10 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD EN EL CASO DE FATIGA A FLEXIÓN EN ENGRANES RECTOS.....	70
TABLA 2.11 CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD PARA EL CASO DE FATIGA SUPERFICIAL EN LOS ENGRANES RECTOS.....	71
TABLA 2.12 ESFUERZOS EN MATERIALES DÚCTILES Y FRÁGILES EN PRUEBAS DE VIGA ROTATORIA.....	75
TABLA 2.13 FACTOR DE CONFIABILIDAD.....	75
TABLA 2.14 VALORES DE LAS DISTANCIAS QUE ESTABLECEN LA GEOMETRÍA DEL EJE.....	80
TABLA 2.15 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL EJE MEDIANTE ORDENADOR (PLANO XY).....	83
TABLA 2.16 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL EJE 1 MEDIANTE ORDENADOR (PLANO XZ).....	87
TABLA 2.17 RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL DISEÑO DEL EJE.....	88
TABLA 2.18 RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL COJINETE M.....	101
TABLA 2.19 RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL COJINETE N.....	103
TABLA 2.20 RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL COJINETE A.....	104
TABLA 2.21 RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL COJINETE B.....	106
TABLA 2.22 RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL COJINETE C.....	107

TABLA 2.23 CARACTERÍSTICAS DEL PERFIL UTILIZADO PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO.....	108
TABLA 2.24 RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL CASO DE LA VIGA 1.....	110
TABLA 2.25 RESULTADOS OBTENIDOS PARA EL CASO DE LA VIGA 2.....	112
TABLA 4.1 COSTOS DIRECTOS RELACIONADOS CON EL MOLD.....	135
TABLA 4.2 COSTOS DIRECTOS RELACIONADOS CON LOS SISTEMAS MOTRICES, DE TRANSMISIÓN Y ELÉCTRICO.....	136
TABLA 4.3 COSTOS DIRECTOS RELACIONADOS CON LA ESTRUCTURA Y EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	137
TABLA 4.4 COSTOS DIRECTOS TOTALES.....	138
TABLA 4.5 COSTOS INDIRECTOS TOTALES.....	139
TABLA 4.6 COSTO TOTAL DEL EQUIPO.....	139

ÍNDICE DE ANEXOS

- ANEXO A TABLAS CON GRÁFICAS, FACTORES Y VALORES ESPECÍFICOS PARA EL DISEÑO DE BANDAS
- ANEXO B TABLAS CON GRÁFICAS, FACTORES Y VALORES PARA EL DISEÑO DE ENGRANES Y EJES.
- ANEXO C TABLAS CON VALORES PARA LA SELECCIÓN DE COJINETES

SIMBOLOGÍA**Abreviatura para la selección de la máquina impulsora y bandas**

P_n Potencia nominal del motor

FS Factor de servicio

P_d Potencia de diseño

P_r Potencia del motor

D_R Diámetro de la polea menor

D_N Diámetro de la polea mayor

C Distancia entre centros

$H_y - T$ Potencia corregida por banda

F_w Ancho de la polea

S_g Paso de la polea

N_g Número de bandas

S_e Espacio intercara

S Superficie de contacto

D Diámetro de la polea mayor

d Diámetro de la polea menor

c Distancia entre centros

V Velocidad del elemento

d Diámetro de la pieza

n Revoluciones por minuto *rpm*

F_N Fuerza neta de impulso

P Potencia generada en la coquilla

V Velocidad tangencial de la banda transportadora

Abreviatura para la determinación de las revoluciones en el molde

F Fuerza (N)

m Masa (Kg)

V Velocidad (m/s)

r Radio interior del molde (m)

W Es el peso del molde = $m.g$ (N)

g Aceleración de la gravedad (m/s²)

D Diámetro interior del molde (m)

N_{mold} Velocidad de rotación (rev/min)

Abreviatura para el cálculo y diseño de engranes rectos

d Diámetro de paso de la rueda

n Número de dientes por pulgada

m Módulo, que se define como el diámetro de paso expresado en milímetros para el número de dientes

m_c Relación de contacto

w_G, w_p Velocidades angulares del engrane-piñón

r_G, r_p Radios de paso engrane-piñón

d_G, d_p Diámetros de paso engrane-piñón

n_G, n_p Número de revoluciones por tiempo engrane-piñón

N_G, N_p Número de dientes engrane-piñón

Y Factor de forma de Lewis

Y Factor de forma de Lewis

k_f Concentrador de esfuerzo

F Ancho de cara del engrane

- n_G Factor de diseño para engranes
- k_o Factor de sobrecarga
- k_m Factor de la distribución de carga
- n Factor ordinario de seguridad
- S_e Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
- S_e' Límite de resistencia a la fatiga de la probeta
- K_a Factor de superficie
- K_b Factor de tamaño
- K_c Factor de confiabilidad
- K_d Factor de temperatura
- K_e Factor de modificación por concentración de esfuerzo
- K_f Factor de efectos diversos
- HB Dureza Brinell de la superficie más suave en contacto
- S_H Límite de fatiga superficial
- C_L Factor de duración o vida
- C_H Factor de relación de dureza
- C_T Factor de temperatura
- C_R Factor de confiabilidad
- W_{tp} Carga tangencial permisible
- W_t Carga tangencial
- C_p Coeficiente elástico

Abreviatura para el cálculo y diseño del eje de transmisión

S_e Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' Límite de resistencia a la fatiga de la probeta

K_a Factor de superficie

K_b Factor de tamaño

K_c Factor de confiabilidad

K_d Factor de temperatura

K_e Factor de modificación por concentración de esfuerzo

K_f Factor de efectos diversos

q Sensibilidad a la ranura o entalles a flexión

q_s Sensibilidad a la ranura o entalles a torsión

Abreviatura para la selección de cojinetes

R Confiabilidad en decimal

L Vida requerida para el diseño

L_{10} Vida nominal con la confiabilidad del 90%

C_R Capacidad de carga radial

L_R Vida nominal = 3000horas

n_R Velocidad = 500RPM

L_D Vida nominal en horas para el diseño

n_D Velocidad en RPM para el diseño

F_e Fuerza radial equivalente

n Factor de diseño

F_e Carga equivalente

F_r Carga radial aplicada

F_a	Carga axial aplicada
X	Factor radial
Y	Factor de empuje axial
V	Factor de rotación
C_o	Capacidad de carga estática (kg).
P_o	Carga estática equivalente (Kg).
F_r	Carga radial (kg)
F_a	Carga axial (kg)
X_o	Factor radial, ver tablas
Y_o	Factor axial, ver tablas
C	Capacidad de carga dinámica (Kg)
f_L	Factor de esfuerzos dinámicos.
f_n	Factor de velocidad.
f_H	Factor de dureza,
P	Carga dinámica equivalente (Kg).

Nomenclatura utilizada para el análisis de vigas

S_y	Límite de elasticidad
S_{adm}	Esfuerzo admisible en el material
E	Módulo de elasticidad
ρ	Densidad
L	Longitud de la viga
a	Anchura de la viga
H	Altura de la vida
A	Área
I_x	Inercia en x

- I_y Inercia en y
- J Momento polar de inercia
- $M_{m\acute{a}x}$ Momento máximo
- n Factor de seguridad o diseno

Nomenclatura utilizada para el análisis de columnas

- S_y Límite de fluencia o límite de elasticidad
- $\frac{L_c}{r}$ Relación de esbeltez
- L Longitud de la columna
- L_c Longitud corregida
- n Factor de seguridad o diseno
- r Radio de giro del perfil
- L_c Longitud corregida de la columna
- L Longitud original de la columna
- A rea transversal de la columna
- r Radio de giro

“OBTENCIÓN DE TUBOS SIN COSTURA POR EL PROCESO DE COLADO POR CENTRIFUGADO HORIZONTAL”

- Autores: Luis Gustavo Huilca Caisalitín
Édison Fernando Almeida Domínguez
- Tutor: Dr. Víctor Cárdenas.
- Fecha: Septiembre / 2012

RESUMEN

Se diseña y construye un equipo de colado por centrifugado con el cual se obtienen tubos de calidad. Este proceso de colado no existe en el país y por medio de este proyecto se da a conocer la posibilidad de desarrollo del mismo. La utilización de este equipo, con fines educativos, posibilitaría la existencia de un nuevo proceso de fundición a nivel industrial en el Ecuador.

DESCRIPTORES DE TESIS: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN, FUNDICIÓN CENTRÍFUGA, TRANSFERENCIA DE CALOR, MATERIALES.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo consiste en la obtención de tubos metálicos de aluminio mediante el proceso de fundición centrífuga. Se explica de forma concisa las fases del proceso productivo, especificaciones del producto, máquinas y equipos necesarios.

Se puede clasificar este trabajo como de investigación, pues se logró constatar que los tubos metálicos fabricados por este método de fundición no se llevan a cabo en el Ecuador y además sus ventajas respecto a los tubos fabricados por otros métodos, son mayores. Esto se pudo constatar mediante consultas hechas a las principales empresas de fundición pertenecientes al entorno nacional.

Por ello se pudo comprobar que la producción por fundición centrífuga se da de forma más notoria en países desarrollados tales el caso Rusia y Estados Unidos y es en éstos países donde se ha logrado un mayor desarrollo de este proceso.

También podemos señalar la gran ayuda que representó contar con información obtenida en las bibliotecas de la Escuela Politécnica Nacional.

Para la realización de este proyecto se consultaron fuentes externas.

CAPÍTULO I

1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

1.1 ANTECEDENTE

En el Laboratorio de Fundición de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, existe únicamente el proceso de fundición por centrifugado vertical, por lo que se desarrolló el método de fundición por centrifugado horizontal y de esta manera obtener tubos de buena resistencia y calidad.

En nuestro país, no existe este proceso de fundición a nivel microempresarial.

Además el presente proyecto permitirá a los estudiantes conocer de una nueva manera el proceso de fundición planteado y de esta forma, incrementar los conocimientos de este importante proceso de fabricación de tubos sin costura

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En nuestro país se tienen pocas referencias a nivel técnico-industrial de este proceso de fundición y es un importante aporte al desarrollo tecnológico diseñar y construir un equipo de colado por centrifugado horizontal.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Establecer el proceso tecnológico de obtención de tubos sin costura mediante el proceso de colado por centrifugado horizontal.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Calcular los parámetros del colado por centrifugado de tubos de diámetro 100mm, longitud 600mm y espesor 10mm

- Diseñar un equipo de colado centrífugo horizontal para la obtención de tubos.
- Establecer las relaciones entre los parámetros de velocidad angular, espesor del tubo y acabado superficial.
- Construir el equipo de colado por centrifugado.
- Determinar las propiedades mecánicas de los tubos obtenidos y comparar con otros procesos.
- Establecer el proceso tecnológico óptimo de fabricación de tubos de aluminio.

1.4 JUSTIFICACIÓN

En nuestro país, no se ha desarrollado este método de obtención de tuberías, por lo que sería de gran utilidad la construcción de un prototipo que permita dar a conocer a estudiantes, profesores y empresarios la forma de obtención de tuberías por medio del colado centrífugo horizontal.

1.5 MOLDE METÁLICO

1.5.1 CARACTERÍSTICAS DEL MOLDE

- Debe ser lo suficientemente resistente para sostener el peso del metal.
- Debe resistir la acción de la erosión del metal que fluye durante la colada.
- Debe generar una cantidad mínima de gas cuando se llena con el metal fundido. Los gases contaminan el metal y pueden alterar el molde.
- Debe ser suficientemente refractario para soportar la alta temperatura del metal fundido.

1.5.2 FENÓMENOS DEL COLADO

Cuando un modelo de fundición es una réplica de la pieza, no posee exactamente sus dimensiones debido a los fenómenos de expansión y de contracción que se produce debido a un aumento o disminución de temperatura; por lo tanto este es un fenómeno muy importante a ser tomado en cuenta. Al descender la temperatura, el metal que ha sido vaciado dentro de un molde se contrae en tres etapas diferentes, este fenómeno se esquematiza en la figura 1.1 para varias

aleaciones comerciales. Las etapas descritas en orden descendente de temperatura comenzando desde la temperatura de vaciado son:

- Contracción en líquido
- Contracción en la solidificación y
- Contracción en el estado sólido.

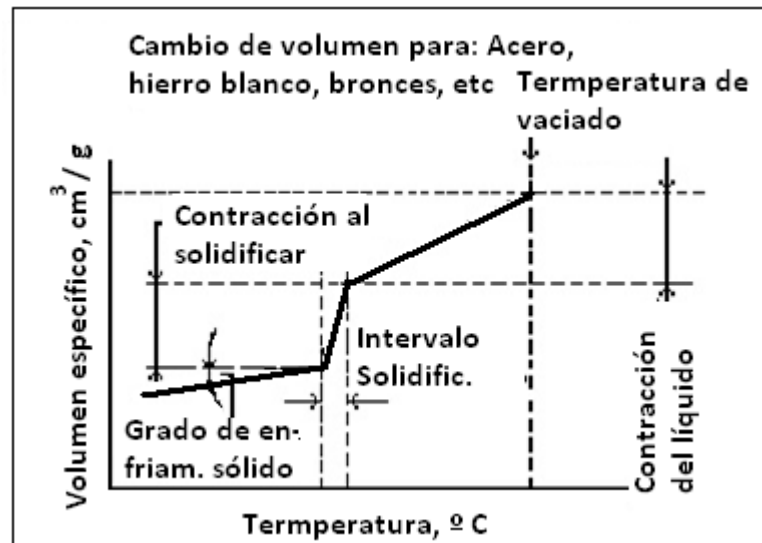


Figura 1.1 Variación de volumen de un metal con la temperatura¹

1.5.3 COLADO POR CENTRIFUGACIÓN

La técnica del colado por centrifugación se puede emplear para la producción de formas sencillas, tales como discos y tubos, como ya se describió anteriormente, mientras que el colado continuo se limita a la producción de lingotes y planchas.

Los dos métodos tienen una gran importancia económica ya que con ellos se puede obtener una mayor cantidad de piezas aceptables a partir de un peso dado de metal.

¹ O. QUINTERO Sayago, La Metalografía de Aleaciones Comerciales Aluminio-Silicio, Universidad Simón Bolívar, Abril de 1991

El procedimiento de colado por centrifugación está basado en la aplicación de una fuerza centrífuga mientras se alimenta y solidifica el metal y en ciertos casos, para favorecer la expulsión de los gases disueltos y otras impurezas indeseables, como la escoria.

Las ventajas del procedimiento resaltan al compararlo con los métodos estáticos de colado. Por ejemplo cuando se realiza el colado de un cilindro sencillo hueco en un molde estático de arena, el metal o la aleación fundida se enfrían con relativa lentitud, los gases disueltos y las impurezas tienden a salir desde la cara interior del molde al medio externo.

En una pieza tubular semejante, moldeada por los métodos de centrifugación, la solidificación se realiza de manera diferente debido a la presión que genera la fuerza centrífuga. Esta presión es máxima en la parte exterior del metal que se está solidificando y tiende a disminuir hacia el interior, favoreciendo a la eliminación de los gases y limitando el efecto de la contracción líquida sobre la superficie más interna del cilindro.

A este procedimiento se le ha llamado también 'forjado líquido', ya que el metal fundido se solidifica debido a la presión producida por la fuerza centrífuga al girar el molde a grandes velocidades (entre 600 y 3000 rpm), según el diámetro del molde.

En el colado centrífugo se emplean moldes de materiales como escayola, cemento, carbón o acero y se obtienen piezas de muy diversas aleaciones. No se necesitan machos y se aplica particularmente a objetos asimétricos.

1.6 FUNDICIÓN EN MOLDES PERMANENTES

1.6.1 FUNDICIÓN A BAJA PRESIÓN

En este proceso, el metal fundido es obligado a fluir hacia arriba por presión de un molde de grafito o de metal. La presión se mantiene hasta que el metal se haya solidificado totalmente dentro del molde. El metal fundido también puede ser

obligado a fluir hacia arriba mediante un vacío que elimina los gases disueltos y produce una fundición con menor porosidad.

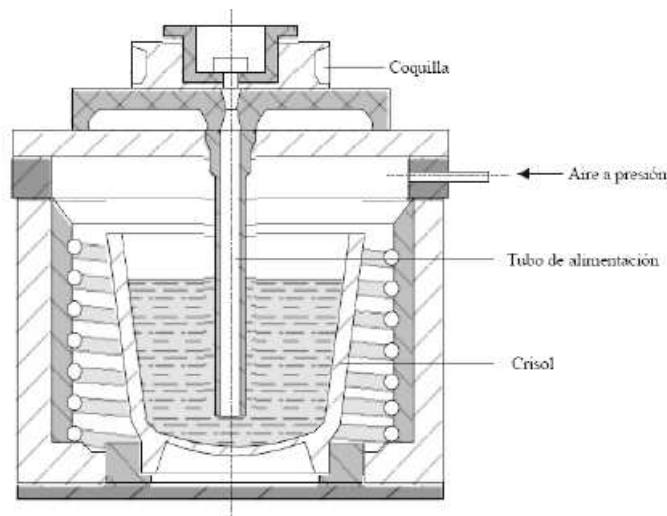


Figura 1.2 Fundición en coquilla a baja presión ²

1.6.2 FUNDICIÓN HUECA

Consiste en vaciar metal fundido en un molde que es volteado cuando se empieza a solidificar el metal. El metal que no se ha solidificado sale del molde para ser utilizado en otra pieza y el metal solidificado forma las paredes de la pieza. El resultado son paredes delgadas de metal.

1.6.3 FUNDICIÓN POR INYECCIÓN EN MATRIZ O DADO

En este proceso el metal líquido se inyecta a presión en un molde metálico (matriz), la inyección se hace a una presión entre 10 y 14 Mpa., las piezas logradas con este procedimiento son de gran calidad en lo que se refiere a su acabado y dimensiones.

² LIBRO BLANCO PARA LA MINIMIZACIÓN DE RESIDUOS Y EMISIONES, Departamento de ordenación del territorio, vivienda y medio ambiente, España 2008

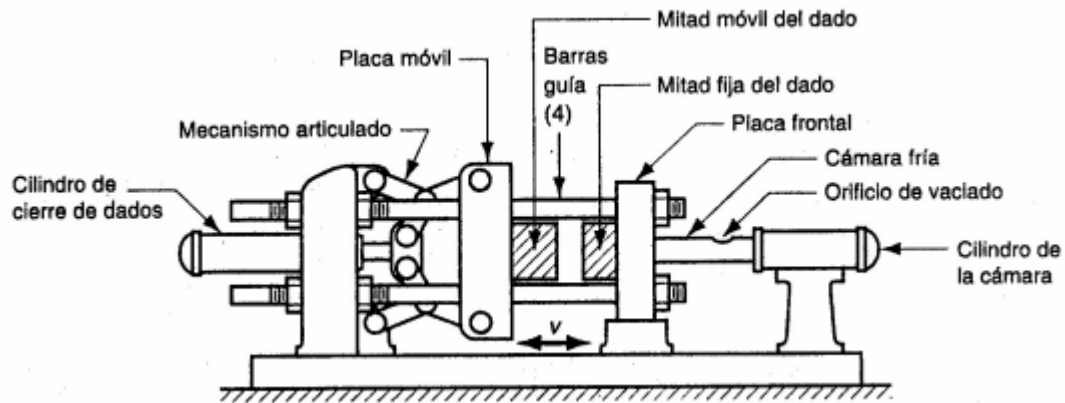


Figura 1.3 Configuración general de una máquina de fundición en dados ³

Este procedimiento es uno de los más utilizados para la producción de grandes cantidades de piezas fundidas. Se pueden utilizar dos tipos de sistemas de inyección en la fundición en matrices:

- Cámara caliente
- Cámara fría

El procedimiento de fusión en cámara caliente se realiza cuando un cilindro es sumergido en el metal fundido y un pistón empuja el metal hacia una salida directa a la matriz. Las aleaciones más utilizadas en este método son las de bajo punto de fusión como las de zinc, estaño y plomo. Las piezas que se producen son de 20 a 40 kg y se llegan a manejar presiones superiores a los 35 Mpa., este es un proceso rápido que se puede fácilmente mecanizar.

³ Goyos Leonardo, Tecnología de la Fundición Tomo II, ISPJAE

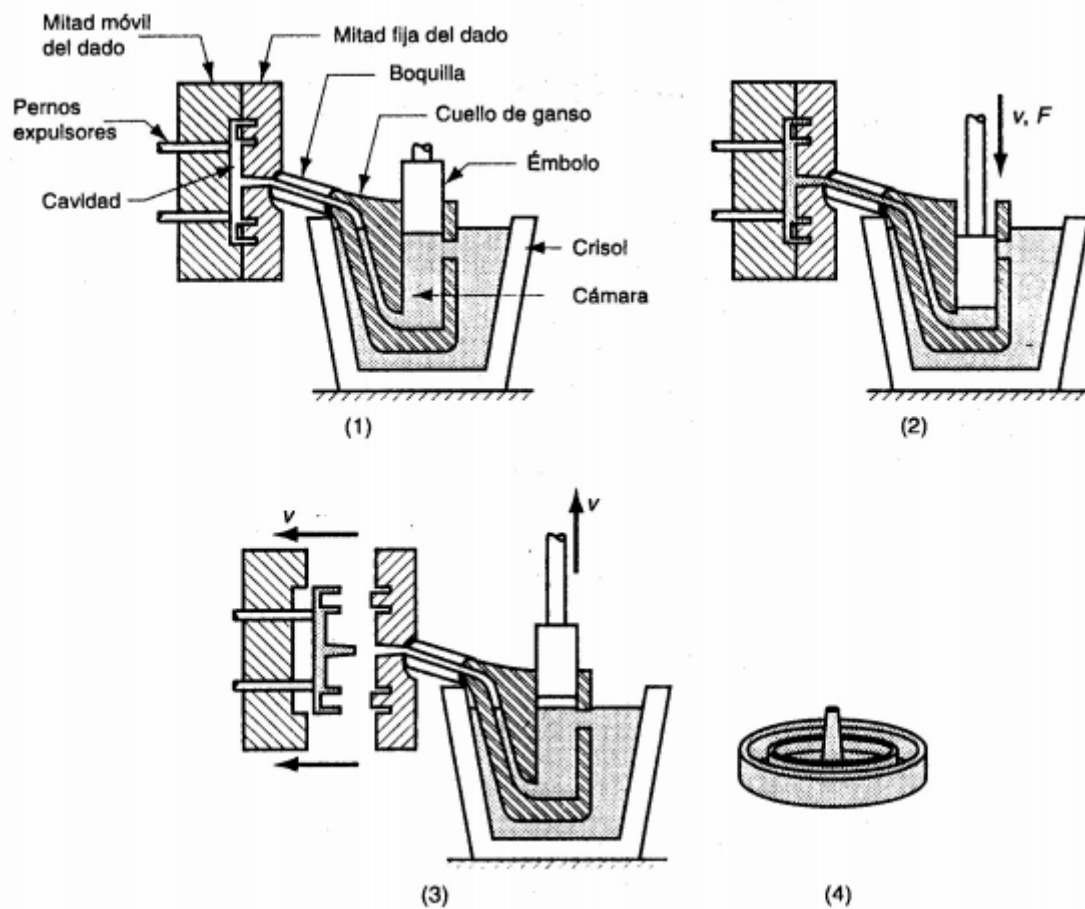


Figura 1.4 Sistema de fundición por inyección en dado por cámara caliente:
 (1) El metal fluye en la cámara con el dado cerrado y el émbolo levantado; (2) El émbolo fuerza al metal de la cámara a fluir hacia el dado, manteniendo la presión durante el enfriamiento y la solidificación, y (3) Se levanta el émbolo, se abre el dado y se expulsa la parte solidificada, la parte terminada se indica en (4)⁴

En el proceso con cámara fría se lleva el metal fundido por medio de un cucharón hasta un cilindro por el cual corre un pistón que empuja al metal a la matriz, las piezas obtenidas son de unos cuantos gramos a 10 kg y sólo es recomendable en trabajos de poca producción.

⁴ Goyos Leonardo, Tecnología de la Fundición Tomo II, ISPJAE

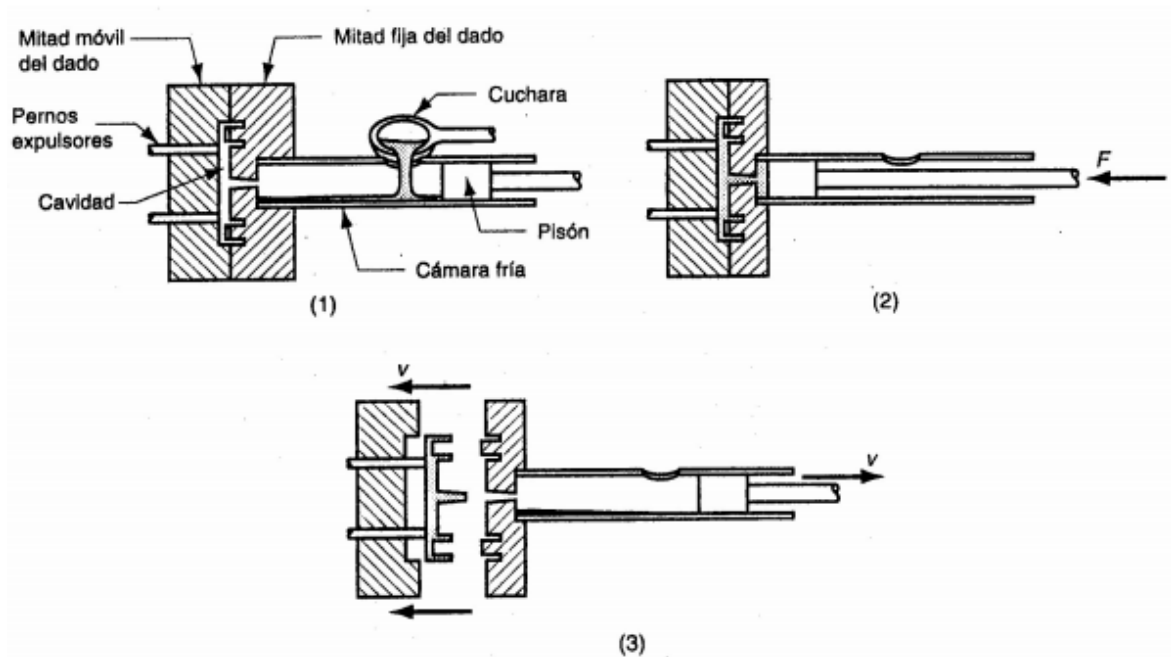


Figura 1.5 Sistema de fundición por inyección en dado por cámara fría:(1) se vacía el metal en la cámara con el dado cerrado y el pistón retraído;(2) El pistón fuerza al metal a fluir en el dado, manteniendo la presión durante el enfriamiento y la solidificación; y (3) se retrae el pistón se abre el dado y se expulsa la fundición. El sistema de vaciado está simplificado⁵

1.6.4 FUNDICIÓN CENTRÍFUGA

En el proceso de fundición centrífuga, el metal fundido se vierte en molde que se encuentra girando ya sea sobre un eje vertical u horizontal dependiendo de la configuración de la parte deseada.

1.6.5 PROCESOS DE FUNDICIÓN EN DADO IMPRESOR

También llamada forja de metal líquido, es un proceso en el cual el metal fundido se solidifica bajo presión en un dado impresor de forma requerida, este dado está ubicado entre las placas de una prensa hidráulica.

⁵ Goyos Leonardo, Tecnología de la Fundición Tomo II, ISPJAE

La presión aplicada y el contacto del metal fundido con el dado, favorecen la transferencia de calor, produciendo un enfriamiento mucho más rápido, lo que genera un grano más fino y evita que se produzcan burbujas dentro de la fundición.

El proceso de fundición por dado impresor ha ampliado su campo a materiales no ferrosos como Aluminio, Magnesio y aleaciones de Cobre.

1.7 GENERALIDADES DE LA FUNDICIÓN CENTRÍFUGA

La fundición centrífuga se caracteriza por utilizar un molde que gira a alta velocidad para que la fuerza centrífuga distribuya el metal fundido en las regiones exteriores de la cavidad del molde, además que se obtienen piezas más económicas que por otros métodos.

Se obtienen mayores detalles sobre la superficie. Las piezas de forma simétricas se prestan particularmente para este método, aun cuando se pueden producir otros muchos tipos de piezas fundidas.

1.7.1 CALIDAD DE LA FUNDICIÓN CENTRÍFUGA

Se puede obtener aleaciones que son y/o tienen:

- Buena estructura.
- Perfectamente homogéneas.
- Libre de sopladuras e inclusiones.
- Propiedades mecánicas muy elevadas.

Las piezas producidas son:

- Fáciles de mecanizar.
- Exentas de distorsiones
- Aún más resistentes a la corrosión y al desgaste.

- Resistentes a la tracción en un 20% en comparación con las del mismo material moldeadas por los procedimientos de solidificación reposada.

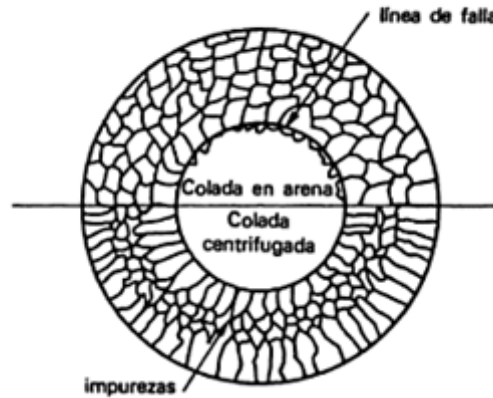


Figura 1.6 Comparación entre la microestructura granular obtenida por colada en arena y por colada centrífuga.⁶

Se demuestra mediante:

- El control preciso de la composición de la aleación a través de análisis de espectroscopía.
- Ensayos mecánicos:
 - Resistencia a la tracción y Péndulo Charpy.
 - Dureza Brinell mediante pruebas en áreas seleccionadas.
- Ensayos no destructivos de la pieza:
 - Prueba de Líquidos Penetrantes
 - Radiografía de rayos X

⁶ Goyos Leonardo, Tecnología de la Fundición Tomo II, ISPJAE

1.7.2 PARTICULARIDADES DE LA FORMACIÓN DE LA MOLDURA

Durante el colado centrífugo la moldura se solidifica y se enfría en el instante en que aparece la fuerza centrífuga tanto por el lado exterior del molde como por el lado interior de la superficie libre y también debido a la transferencia de calor por radiación y convección del aire.

La masa fundida más fría y por tanto más densa, se mueve desde la superficie libre hacia la pared del molde, esto contribuye a la solidificación de la moldura. Sin embargo, el enfriamiento intensivo de la masa fundida por la presencia de la radiación y convección desde la superficie libre provoca la creación de cristales, los cuales bajo la acción de las fuerzas centrífugas se dirigen hacia la pared del molde.

Los cristales que crecen desde la pared del molde se alimentan constantemente con la masa fundida, por eso estos crecen en dirección perpendicular al movimiento de la masa fundida o cercana a ella.

Las partículas livianas (escorias, partículas no metálicas, burbujas de gas), que tiene menor densidad que la masa fundida, se dirigen hacia la superficie libre de la moldura. Esto también contribuye al aumento de la densidad de la moldura y al mejoramiento de su calidad.

1.7.3 CAMPOS DE APLICACIÓN DEL COLADO CENTRÍFUGO

A continuación se muestran algunas de las aplicaciones como: tubos de calefacción, petroquímicos, ruedas, poleas, boquillas, etc.



Figura 1.7 Aplicaciones de la fundición por centrifugado

Fuente: <http://www.wearings.net/es/ni-resist.html>

1.7.4 TIPOS DE FUNDICIÓN CENTRÍFUGA

Existen 3 tipos de fundición centrífuga:

- 1) Fundición Centrífuga Real.
- 2) Fundición Semicentrífuga.
- 3) Fundición Centrifugada.

1.7.4.1 Colado centrífugo real o verdadero

Consiste en vaciar el metal líquido en un molde que está girando, para producir piezas tubulares. Ejemplos de elementos elaborados por este proceso incluyen tubos, caños, manguitos y anillos.

Este proceso en particular garantiza una mejor calidad en las piezas fundidas.

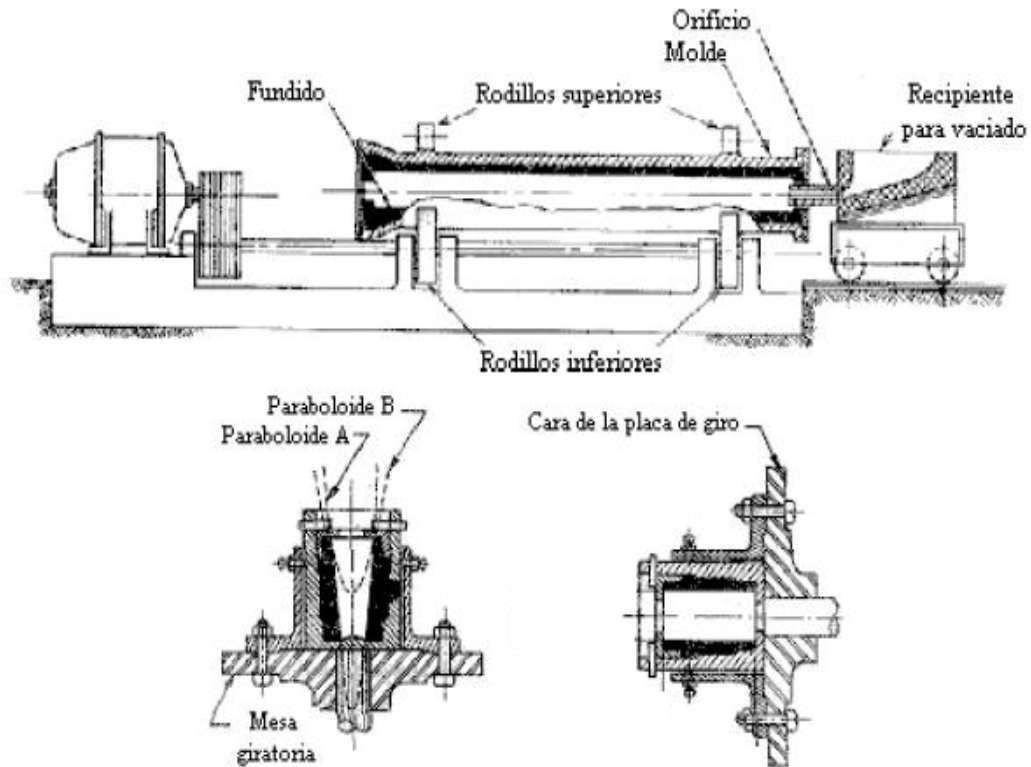


Figura 1.8 Modelo de equipo para la fundición centrífuga ⁷

Las velocidades de rotación se calculan con el radio del molde y el peso de la pieza a obtenerse.

La velocidad se ajusta a recoger y mantener el metal fundido contra la pared del molde a través de la rotación completa sin deslizamiento de líquido en la pared o caída ("lluvia") en la parte superior de la rotación.

⁷ Goyos Leonardo, Tecnología de la Fundición Tomo II, ISPJAE

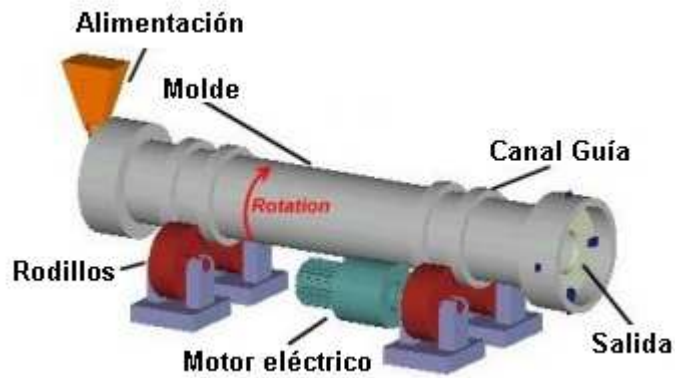


Figura 1.9 Modelo en 3D de la máquina centrífuga horizontal

Fuente: <http://www.wearings.net/es/ni-resist.html>

El espesor de la pared del cilindro es uniforme de extremo a extremo, porque no hay efecto de la gravedad a lo largo del eje horizontal.

Características del Proceso

La alta velocidad genera fuerzas centrífugas que impulsan al metal a tomar la forma de la cavidad del molde.

La orientación del eje de rotación del molde puede ser horizontal o vertical (la más común).



Figura 1.10 Tuberías fabricadas mediante el proceso de colado por centrifugado horizontal en la región rusa.

1.7.4.2 Colado semicentrífugo

Se usa la fuerza centrífuga para producir fundiciones sólidas en lugar de partes tubulares.

La velocidad de rotación se ajusta generalmente para un factor GF alrededor de 70.

Los moldes se diseñan con mazarotas que alimenten metal fundido desde el centro.

La densidad del metal en la fundición final es más grande en la sección externa que en el centro de rotación. El centro tiene poco material o es de poca densidad.

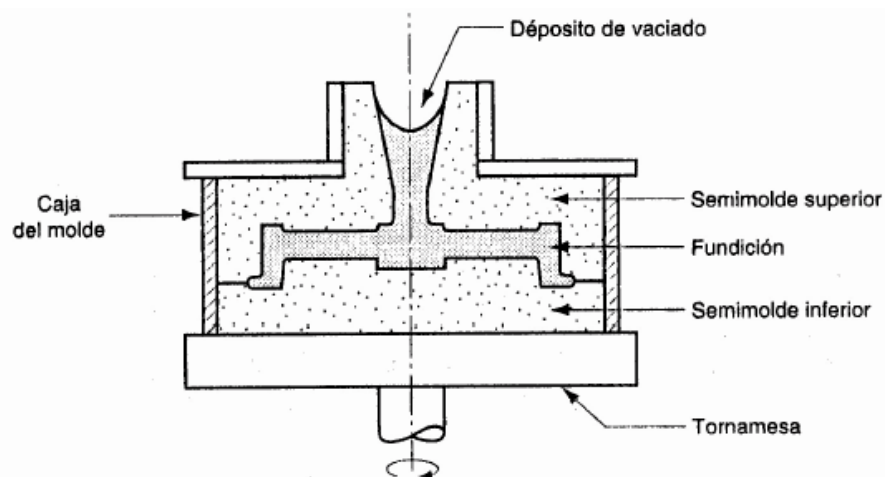


Figura 1.11 Modelo de molde en el sistema de colado por centrifugado vertical ⁸

1.7.4.3 Centrifugado

Por medio de un tallo se hace llegar metal fundido a racimos de cavidades colocadas simétricamente en la periferia de manera que la fuerza centrífuga distribuya la colada del metal entre estas cavidades.

⁸ Goyos Leonardo, Tecnología de la Fundición Tomo II, ISPJAE

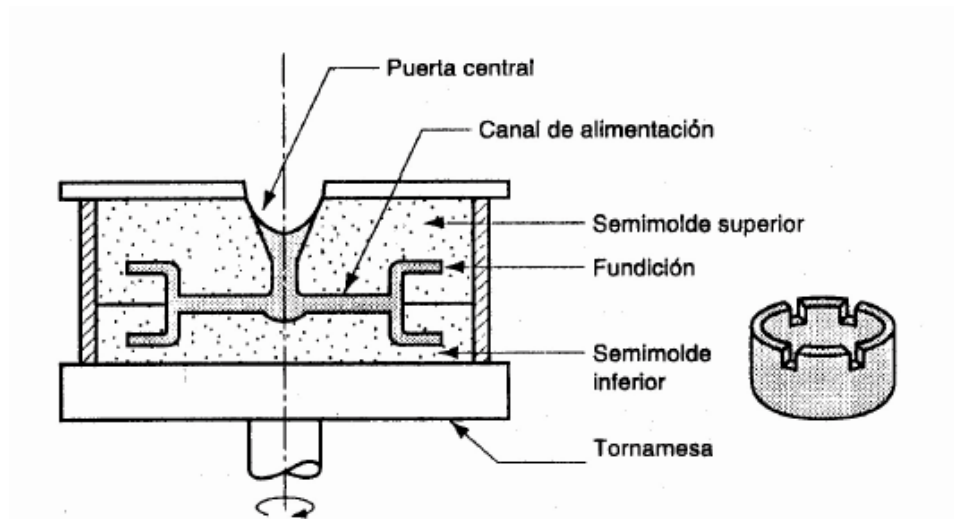


Figura 1.12 Modelo de molde en el sistema de colado por centrifugado vertical ⁹

Materiales típicamente utilizados:

- Acero.
- Aleaciones de Níquel.
- Cobre.
- Aluminio.

Aplicaciones típicas:

- Ruedas de trenes.
- Joyería.
- Tubería de alta presión sin costura.

⁹ Goyos Leonardo, Tecnología de la Fundición Tomo II, ISPJAE

Ventajas:

- Uniformidad en las propiedades del metal.
- Se logran dimensiones requeridas en el exterior de la fundición.
- Menos uso de material.
- Menores tasas de desecho.
- No hay necesidad de montante.

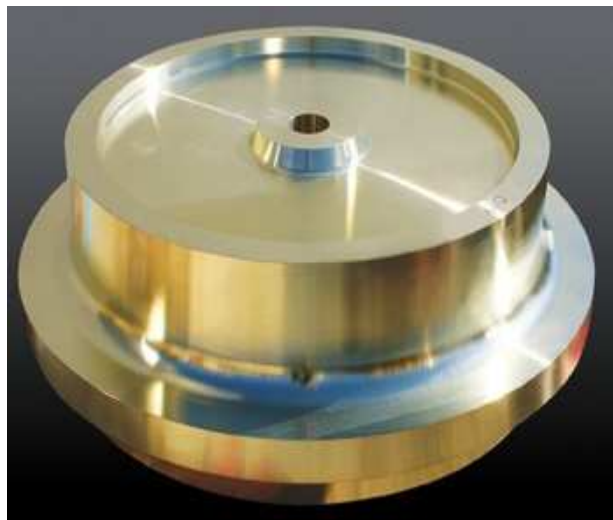


Figura 1.13 El colado por centrifugado garantiza piezas de alta resistencia y calidad.

Desventajas:

- Se necesita de equipo extra para lograr la rotación del molde.
- La parte interna de las piezas, contiene impurezas.

1.7.5 MOLDES UTILIZADOS PARA COLADO CENTRÍFUGO

El molde se elige en dependencia de las dimensiones geométricas de la moldura, producción y al tipo de material. A continuación se tiene los siguientes:

1.7.5.1 Moldes permanentes

Estos moldes se construyen con acero o fundición recubiertos de material refractario por lo que se suelen utilizar para el moldeo de piezas metálicas con menor temperatura de fusión que los materiales férricos como pueden ser aluminio, aleaciones de cobre, latón, zinc, magnesio, estaño, plomo, etc.

El problema de este tipo de molde es que necesitan de orificios para la evacuación de gases y si este tema no está bien resuelto puede aparecer excesiva porosidad en las piezas. Además los moldes deben calentarse para evitar enfriamientos bruscos que puedan agrietar la pieza.

Los moldes permanentes se pueden utilizar para realizar hasta varios miles de piezas. A partir de ese momento el molde pierde precisión y debe cambiarse.

En general, la fundición se hace en coquillas o lingoteras. La coquilla es molde permanente y está construida con fundición gris de calidad o de acero aleado. Por lo tanto, su construcción es bastante más cara que la de un molde de arena. Por ello, la fundición en coquilla sólo resulta económica si hay que fabricar un número elevado de piezas.¹⁰

Un gran número de moldes son de hierro que son usadas para la fundición centrífuga, lo cual ayuda a evacuar el calor por su alta conductividad calórica, por otro lado el metal resiste altas temperaturas.

Si bien el trabajo con moldes metálicos representa una gran economía en mano de obra y material de moldeo, requiere, por otra parte, una inversión inicial más grande.

¹⁰ Tecnología de los metales; H. Appold, K. Feiler; Editorial Reverté;2005; pág.128

El molde metálico, a veces recubierto de una capa de material refractario, se adapta mejor para la fundición cuando se trata de metales de menor punto de fusión, como el bronce, aluminio, antimonio, etc., pues en estos casos se pueden fabricar los moldes de hierro, bronce, etc.

En la fundición centrifugada, el acero se emplea mucho como material para moldes. Actualmente, en la mayoría de los casos, se emplean aceros al cromo-níquel, mejorados, de 80 a 120 kilos/mm² de resistencia a la tracción. Estos materiales, aunque son difíciles de trabajar por su gran dureza, tienen sin embargo una gran vida por su poca contracción y dilatación.¹¹

En América se usa una mezcla con 1% de níquel y 2% de cromo. El níquel afina el grano y el cromo le da las condiciones refractarias. Sería muy conveniente desde el último punto de vista, aumentar más el cromo, pero la mala colabilidad de tales mezclas hace que el molde salga poco limpio en sus superficies y por ello se prefiere el sencillo hierro fundido o el bajamente aleado.¹²

1.7.5. 2 Molde revestido

Para proteger la superficie de la coquilla contra la acción del metal líquido y aumentar el periodo de servicio, regular la velocidad de enfriamiento de la moldura y mejorar el llenado del molde, sobre la superficie útil de la coquilla y los machos metálicos se aplican revestimientos y pinturas refractarias.

¹¹ A. BIEDERMANN; Tratado Moderno de Fundición del Hierro y del Acero; José Montesó; Argentina 1957; 2do Edición; pág137

TITOV STEPANOV; Tecnología del proceso de fundición; Editorial Mir Moscú; 1981; pag 418

¹² NAVARRO ALCACER J.; Fundición de Hierro; Editorial Dossat S.A; Madrid 1947; pág 128

En la composición de estos recubrimientos entran sustancias que poseen pequeña conductibilidad térmica, lo que le da al recubrimiento propiedades de aislación térmica. Gracias a los recubrimientos la masa fundida se enfría más lentamente y el molde se calienta menos.

Los recubrimientos se dividen en revestimientos y pinturas. Los revestimientos se aplican a la superficie útil de la coquilla en una capa de 0.3 a 1 mm de espesor, generalmente una vez por turno de trabajo; y las pinturas prácticamente después de cada colada.

El propósito principal de la aplicación de pinturas es evitar la adherencia del metal a la superficie de la moldura, elevar la resistencia del molde, asegurar la conductibilidad térmica prefijada del recubrimiento.

Las composiciones de las pinturas y revestimientos para las coquillas, utilizadas al fundir diversas aleaciones, se exponen en la tabla siguiente:

Tabla 1.1
Composición de los revestimientos y pinturas para coquillas¹³

Aleaciones	Composición de los revestimientos y pinturas para coquillas*											Destinación
	Oxido de zinc	Amianto calcinado	Vidrio líquido	Talco	Ácido bórico	Grafito	Carbón	Arcilla	Tiza molida	Cuarzo en polvo	Agua	
De aluminio	9,0	28,0	6,0	—	—	—	—	—	—	—	57,0	Revestimiento
			3,0	—	—	—	—	—	15,0	—	83,0	Pintura
De magnesio	—	—	2,7	8,0	3,2	—	—	—	—	—	82,5	Revestimiento
	—	—	2,0	5,0	8,0	—	—	—	—	—	85,0	Pintura
De fundición	—	—	20—25	—	—	35—30	20—25	25—20	—	—	—	Revestimiento
	—	—	4,3	—	—	—	—	—	—	8,7	87,0**	Pintura

¹³ TITOV STEPANOV, Tecnología de los procesos de fundición, Editorial Mir, 1990

Se ha intentado también la construcción de moldes de cerámica con material de arcilla o carbón de electrodos y también con óxidos metálicos de alto punto de fusión; pero debido a la poca resistencia mecánica, sobre todo ante los choques que se producen en el desmoldeo de las piezas y cierta tendencia a los agrietamientos, se va abandonando este procedimiento y dando la preferencia a los moldes metálicos.¹⁴

1.7.6 MÁQUINAS PARA LA FUNDICIÓN CENTRÍFUGA

Las máquinas para la colada centrífuga de cuerpos de revolución pueden ser de husillo o de rodillos. Para la fundición de bujes cortos, camisas, aros se emplean máquinas de husillo con eje de rotación horizontal; para fundir tubos, máquinas de rodillos con eje de rotación horizontal y para la fabricación de molduras perfiladas, máquinas con eje de rotación vertical.

1.7.6.1 Máquina para colado centrífugo horizontal

El molde cilíndrico de acero se apoya sobre las ruedas de rodillos en puntos específicos a lo largo de su longitud horizontal. Un motor eléctrico hace girar la rueda de accionamiento que transfiere el movimiento giratorio al molde, alcanzando velocidades superiores a 1000 rpm. La colada se vierte a través de un cuerno, canal o embudo en un extremo y las piezas moldeadas se suelen extraer del molde a través del extremo opuesto.

La aplicación más prolífica de piezas de fundición centrífuga es para tuberías dúctiles. Estos se producen en las máquinas horizontales; propósito diseñado para poner el metal fundido sobre la superficie del molde en una forma helicoidal después de lo cual se enfría rápidamente. Este sistema se denomina comúnmente como el proceso De Lauvaud.

¹⁴ NAVARRO ALCACER J.; Fundición de Hierro; Editorial Dossat S.A; Madrid 1947; pág 128

El proceso de fundición se realiza generalmente en una máquina de colada centrífuga horizontal e incluye los pasos siguientes:

1. *Preparación de moldes.*- Las paredes de un molde cilíndrico se revisten primeramente con material refractario cerámico, que implica unos pasos (solicitud, la rotación, el secado y la cocción). Una vez preparado y asegurado, el molde se hace girar alrededor de su eje a velocidades altas (300 - 3000 rpm), típicamente alrededor de 1000 rpm.
2. *Verter.*- El metal fundido se vierte directamente en el molde en rotación, sin el uso de los corredores o un sistema de llenado. La fuerza centrífuga impulsa el material hacia las paredes del molde.
3. *Enfriamiento.*- Con todo el metal fundido en el molde, éste se mantiene girando y al mismo tiempo se enfría al aire libre o por medio de un sistema de enfriamiento.
4. *Fundición eliminación.*- Después que la colada se ha enfriado y solidificado, la rotación se detiene y la colada en estado sólido se puede retirar.
5. *Acabado.*- Aunque la fuerza centrífuga impulsa el metal denso a las paredes del molde, las impurezas menos densas o el flujo de burbujas aparecen en la superficie interior de la pieza colada. Como resultado, los procesos secundarios tales como el mecanizado, rectificado o chorro de arena, se requieren para limpiar y suavizar el diámetro interior de la pieza.

Aunque el proceso de centrifugado se aplica principalmente a piezas moldeadas de forma cilíndrica se utiliza el proceso ventajosamente con componentes en forma intrincada y por razones metalúrgicas o de producción.

Esta área ha experimentado un crecimiento en los últimos años en piezas de fundición que deben ser de alta integridad general de la industria petroquímica y aeronáutica.

El proceso también produce tubos estructurales especiales en las especificaciones o las cantidades que la producción de tubo convencional no es viable.

CAPITULO II.

2. DISEÑO DEL EQUIPO DE COLADO POR CENTRIFUGADO

2.1 PREFACTIBILIDAD Y ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.1.1 ESTUDIO DEL MERCADO

2.1.1.1 Análisis de la oferta

Luego de las investigaciones en el mercado local, no se ha podido conocer ninguna empresa dedicada a la construcción y/o distribución de esta clase de equipos.

2.1.1.2 Análisis de la demanda

Las empresas no adquieren este tipo de máquinas ya que su costo es elevado, por lo que se vuelve necesario diseñar la máquina.

2.1.1.3 Selección del eje horizontal

Como se especifica en los objetivos, se desea obtener un tubo de aluminio, por lo que es necesario estudiar su modo de fabricación.

Por lo tanto usando la información respectiva y en base a seguridad y a principios físicos, la presente máquina deberá tener un eje horizontal en rotación, el cual se encargará de transmitir el movimiento de la energía mecánica de un motor eléctrico hacia la parte principal de la máquina en donde se lleva a cabo la fabricación del tubo.

2.1.2 RESTRICCIONES

2.1.2.1 Tecnología y disponibilidad de materiales

La tecnología disponible en el país, permite el desarrollo de un proyecto de esta naturaleza, debido a que la construcción de sus componentes no necesita de maquinaria compleja.

2.1.2.2 Facilidad de construcción

El diseño que se propone contiene piezas que no tienen geometrías complicadas, lo que permite su fácil diseño y construcción.

2.1.2.3 Mantenimiento

Para determinar la frecuencia con la que se debe realizar el mantenimiento al equipo, debe considerarse que la mayoría de partes son mecánicas, por lo que el estudio de mantenimiento se enfoca a la lubricación de las partes móviles.

Dependiendo del tipo de accionamiento que se utilice, se realizará una planificación del mantenimiento del sistema.

2.1.2.4 Facilidad de operación

El equipo se empleará en el Laboratorio de Fundición y tendrá facilidad de manejo, por lo que puede ser utilizado por estudiantes y el personal encargado.

2.1.2.5 Suministro de energía

El Laboratorio de Fundición cuenta con suficientes tomas de energía eléctrica.

2.1.3 SELECCIÓN DEL EQUIPO

Para seleccionar el equipo, se parte de la premisa que no existe la máquina a nivel local, por lo que se plantean tres alternativas, las cuales se presentan a continuación:

2.1.3.1 Alternativa 1

El siguiente sistema consiste en un ensamble Eje- Coquilla, a través de un roscado en el eje y la existencia de un perno que evite el movimiento relativo entre estos dos elementos.

Ventajas:

- Transmisión de movimiento eficaz
- Menor cantidad de elementos mecánicos
- Menor costo

Desventajas:

- Dificultad en la selección de la coquilla, en cuanto a peso y dimensiones
- Mayor concentración de esfuerzos en el eje
- No cumplirá con los requerimientos del proyecto, ya que se pide la fabricación de tubos con ciertas dimensiones, las cuales exigen la presencia de una coquilla de una masa elevada y diferentes dimensiones.
- La parte roscada del eje, estará sometida a choques térmicos, que alterarán su estructura, existiendo la posibilidad de falla en el mismo.

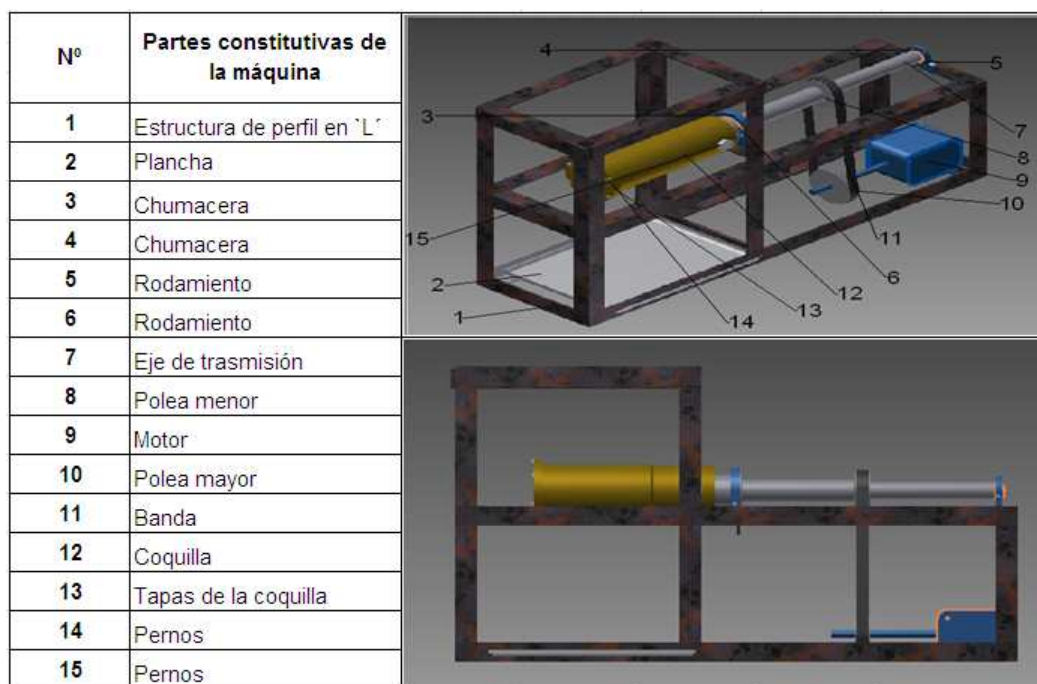


Figura 2.1 Esquema del sistema de transmisión y el molde (alternativa1)

Fuente: Propia

2.1.3.1.1 Funcionamiento de la alternativa 1

El molde (12) en conjunto con el eje (7), irán apoyados sobre dos cojinetes (5) y (6), que van aprisionados sobre las chumaceras (3) y (4).

El movimiento se trasmite desde el motor eléctrico (9) a través de la banda (11), que está conectada a dos poleas (8) y (10) la primera sujeta al motor y la otra al eje, de tal manera que se obtiene la velocidad necesaria del equipo.

Todos los elementos van soportados por la estructura (1), y la parte donde puede ir ubicado el molde está cubierta por planchas (2), los extremos del molde irán cubiertos con dos tapas removibles (13) para asegurar la entrada de la colada y determinar el espesor de la moldura. Las partes se unen a la estructura por medio de pernos (14) y (15).

2.1.3.2 Alternativa 2

El sistema siguiente, tiene la característica de que la coquilla posee el movimiento que se transmite desde el eje a través de rodillos o ruedas, los cuales mueven a la coquilla guiados por ranuras o canales en el cuerpo de la coquilla.

Ventajas:

- Menos concentración de esfuerzos en el eje, ya que el peso se distribuirá a los 6 rodillos que la soportarán, estos tendrán la siguiente disposición: Tres irán ensamblados al eje principal y los restantes a un eje secundario.
- Mejor disposición de los elementos que componen la máquina.

Desventajas:

- Dificultad en la fabricación de la coquilla, debido a su característica cilíndrica, ya que se requiere obtener tubos exactamente circulares.
- Mayor costo y dificultad de fabricación de los rodillos.
- Dificultad en el funcionamiento total de la máquina, debido a que puede existir un deslizamiento entre los rodillos y el molde, teniendo como resultado un ineficiente funcionamiento del equipo.

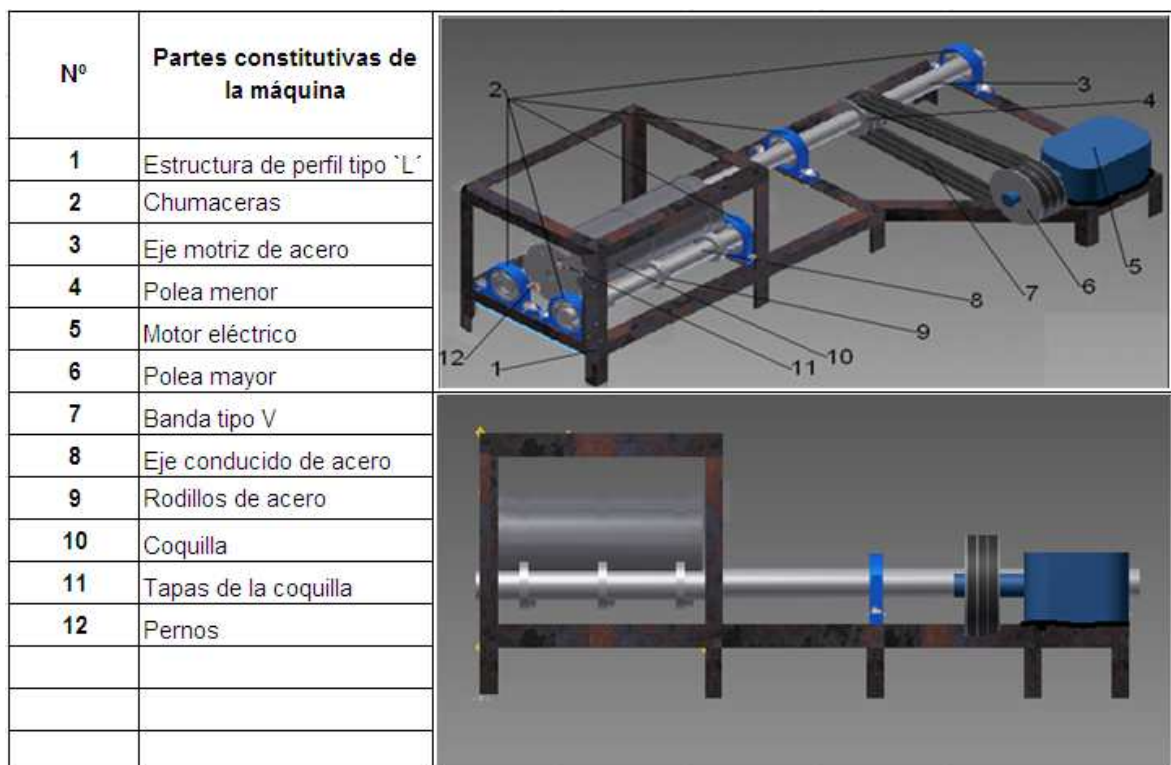


Figura 2.2 Esquema del sistema de transmisión y el molde (alternativa 2)

Fuente: Propia

2.1.3.2.1 *Funcionamiento de la Alternativa 2*

En este caso la rotación del molde (10) se crea en base a la conexión de un eje motriz (3) que se soporta en los cojinetes (2) que transmiten el movimiento del motor (5) por medio de la banda (7) y las poleas(4)y (6).

La trasmisión del movimiento entre el eje y el molde se realiza a través de rodillos (9), los cuales a su vez transmiten el movimiento con las revoluciones requeridas al molde (10) el cual por medio de sus discos o tapas (11) impedirá que durante el proceso de fundición existan derrames de colada.

Existe un eje de apoyo con rodillos (8), que ayuda a la sujeción y rotación del molde. Todos los elementos van unidos al bastidor o estructura (1) por medio de pernos (12)

2.1.3.3 **Alternativa 3**

En esta alternativa, se sustituyen los rodillos y se los reemplaza por un par de engranes rectos. El molde, se encuentra sostenido por dos rodamientos, los cuales tienen la función de facilitar su rotación y evitar el desplazamiento axial.

Ventajas:

- Mayor efectividad en la transmisión de movimiento, ya que posee más elementos de máquinas que mejoran el movimiento del sistema
- Mejor disposición de los elementos que componen la máquina.
- Mayor fijación del molde.
- Disminución de vibraciones en el sistema.

Desventajas:

- Posibilidad de daño en los rodamientos mayores, ya que las chumaceras serán construidas.

- Mayor costo del equipo.

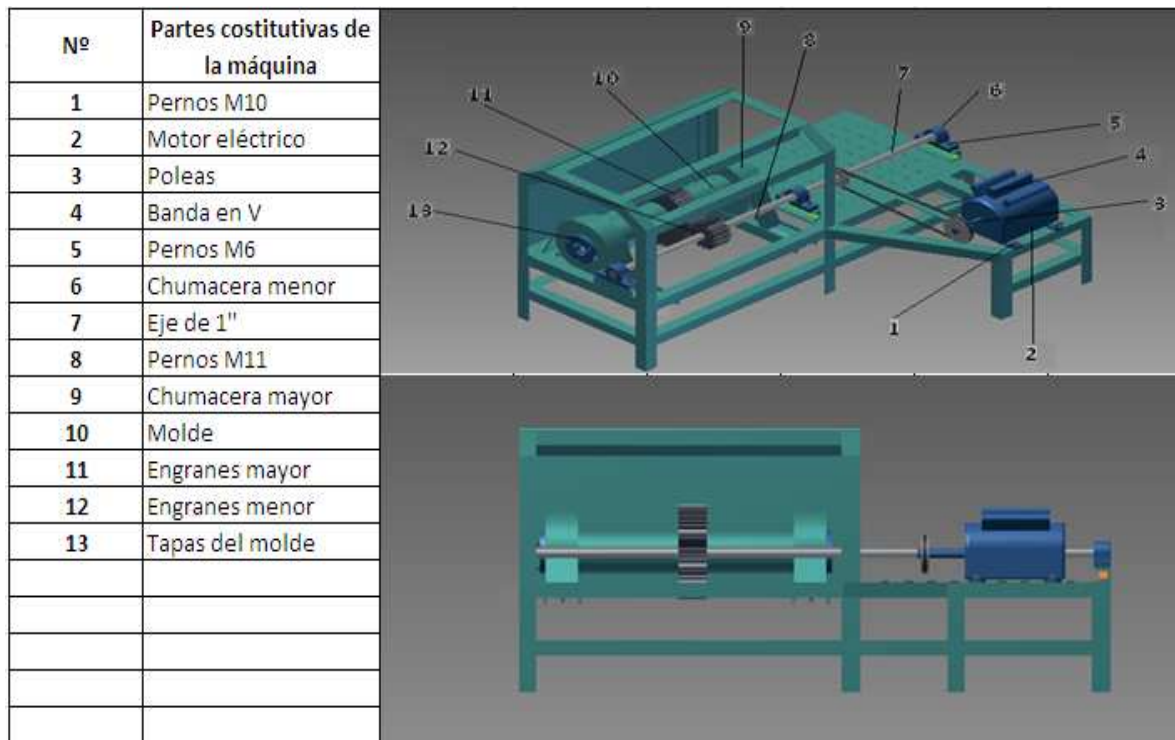


Figura 2.3 Esquema del sistema de transmisión y la coquilla (alternativa 3)

Fuente: Propia

2.1.3.3.1 Funcionamiento de la Alternativa 3

La rotación transmitida al molde(10), es inicialmente producida por un motor eléctrico(2), el cual, transmite el movimiento a un eje de transmisión(7), a través de una banda en 'v'(4) , el eje a su vez, transmite en movimiento al molde o coquilla a través de un par de engranes rectos(11), (12).

Se tiene en cuenta además que el molde se encuentra sujeto y fijo por medio de un par de rodamientos con sus respectivas chumaceras (9).

2.1.3.4 Análisis y selección de la alternativa

Las alternativas se califican de acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla 2.1
Escala de calificación para la selección de las alternativas

1 - 2	NADA IMPORTANTE, MUY MALO
3 - 4	POCO IMPORTANTE, MALO
5 - 6	IMPORTANTE, BUENO
7 - 8	MUY IMPORTANTE, MUY BUENO
9 - 10	DE GRAN IMPORTANCIA, EXCELENTE

La escala tiene un valor más bajo de 1 y otro más alto de 10, a continuación se procede a calificar a las alternativas, de acuerdo a varios criterios de selección, dentro de los más importantes, con lo que se obtiene los siguientes resultados:

Tabla 2.2
Calificación de las Alternativas

Criterios	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Ideal
Facilidad de construcción	8	7	8	10
Facilidad de operación	7	8	9	10
Costo del equipo	8	7	6	10
Mantenimiento	6	7	8	10
Disponibilidad de Materiales	7	6	9	10
Ergonomía	5	7	8	10
Seguridad	6	8	9	10
Transportación	7	8	7	10
Estética	8	9	8	10
TOTAL	62	67	72	90
Porcentaje	68,88%	74,44%	80,00%	100%

2.1.3.5 Conclusión del análisis y selección de la alternativa:

Como se puede observar la alternativa 3 posee la mejor calificación total y además posee los requerimientos necesarios en base a los criterios de selección, por lo que es la alternativa selecta y a continuación se procede a su diseño.

2.1.4 ESPECIFICACIONES DEL EQUIPO A DISEÑARSE

2.1.4.1 Parámetros funcionales

La alternativa seleccionada será utilizada por los estudiantes y personal del Laboratorio de Fundición para obtener tubos circulares de aluminio en base a las dimensiones establecidas.

2.1.4.2 Condiciones ambientales de trabajo

Considerando que el equipo permanecerá como parte integral del laboratorio, éste tendrá que soportar las mismas condiciones de trabajo (operación a la intemperie).

2.1.4.3 Vida útil y mantenimiento

El equipo de colado por centrifugado horizontal deberá tener una vida útil de al menos 15 años, pudiéndose ésta mediante un buen mantenimiento y también con una adecuada operación sin realizar esfuerzos innecesarios al equipo, por otro lado se debe tomar en cuenta que el elemento crítico en el equipo es el molde (coquilla), el cuál puede ser remplazado por uno nuevo, siempre y cuando éste se haya deteriorado por el uso.

2.1.4.4 Costo estimado

Con respecto al costo del equipo es aproximadamente de 3000 USD, ya que se toma referencia a los precios nacionales, como las respectivas consultas de los precios de los materiales y mano de obra.

2.1.4.5 Apariencia

El equipo debe tener buena presencia, lo que conlleva a un buen acabado superficial, con pintura, superficies lisas, para que sea atractivo a simple vista, de tal forma que exista un ambiente perfecto entre el usuario y la máquina.

2.1.4.6 Materiales

Los materiales utilizados se enfocarán de acuerdo a sus propiedades físicas, químicas y mecánicas, los mismos que existen dentro del mercado actual; por otra parte los materiales tienen que brindar todas las disposiciones que se han dispuesto en el funcionamiento global del equipo.

2.1.4.7 Aspectos legales

Al no existir la máquina en el mercado nacional, no existen problemas de patentes en la actualidad por otras realizadas anteriormente, sin duda el equipo a construirse lleva una técnica y diseño personal.

2.1.4.8 Normas

El equipo deberá estar dentro de normas de selección y diseño de los elementos mecánicos, tales como ASME, AISI, AWS, ISO, etc.

2.1.4.9 Dimensiones aproximadas

Realizando un prediseño se ha determinado que las dimensiones globales y aproximadas de la máquina para determinar el espacio físico que ocuparía, serían las siguientes:

Tabla 2.3
Dimensiones aproximadas del equipo

Dimensión	Valores aproximados	Unidades
Alto	76,2	cm
Ancho	50,8	cm
Largo	121,92	cm

2.2 DISEÑO DEL EQUIPO

2.2.1 SELECCIÓN DE LA COQUILLA

Para evitar el proceso de fundición de la coquilla, así como algunas operaciones mecánicas, se puede empezar el proyecto con la búsqueda de un elemento o parte de tubo en donde el material así como el grosor de éste fueron muy tomados en cuenta.

Entonces para este proyecto se pudo adquirir un elemento de tubería para la circulación de combustible proporcionada por la empresa estatal Petroecuador y debido a la función que esta tubería cumplía en dicha empresa, se la escogió como el molde que soportaría a futuro altas temperaturas y una considerable presión.

2.2.2 CARACTERÍSTICAS Y DIMENSIONES DEL MOLDE

Tabla 2.4
Características dimensionales y físicas del molde

Características	Valor	Unidades
Masa	15,591	Kgf
Diámetro mayor	12,548	cm
Diámetro menor	9,982	cm
Largo	60,960	cm
Área	4055,282	cm ²
Volumen	2190,950	cm ³
Material	Acero A36	

Fuente: Norma API para tuberías de oleoducto



Figura 2.4 Esquema de la coquilla mediante ordenador

Fuente: Propia

2.2.3 PARÁMETROS DE DISEÑO

- Dimensionamiento y peso de la coquilla.
- Velocidad de rotación de la coquilla
- Velocidad de rotación del eje de transmisión.
- Perfil térmico de la operación
- Tasa de Transferencia de Calor.
- Tiempo de Fundición.
- Cantidad de material fundido en el molde

2.2.4 DESCRIPCIÓN DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.

El funcionamiento de la máquina de centrifugación para realizar una fundición se logrará a través de lo siguiente:

Se seleccionará el motor adecuado, a través del cual será posible generar una velocidad de rotación que se transmitirá por medio de una banda en 'V' hacia el eje, engranes y finalmente a la coquilla y así poder desarrollar la velocidad necesaria para obtener el tubo de la característica requerida.

Se deberá calentar el material a ser fundido a una temperatura suficiente para su transformación a fase líquida (600°C)

Para estos casos, se deben tener en cuenta las composiciones del elemento a fundirse, tales como aleantes, cantidad de silicio y tiempo de fundición del elemento.

La figura indica la fundición de un lingote de Aluminio



Figura 2.5 Fundición de los lingotes de aluminio hasta una temperatura de 600°C

Fuente: Propia

Una temperatura de fundición alta requiere una velocidad más alta de rotación ya que detona el grado de viscosidad alto del metal. La temperatura de fundición también tiene influencia en los índices de solidificación y por tanto afecta la cantidad de segregación.

Se debe de tener un control adecuado en la temperatura de fundición del material ya que puede producirse el llamado *efecto lluvia* el cual se debe a la rotación inadecuada, es causado también por el metal fundido que se vierte a una

temperatura muy alta. Al igual si la fluidez de la colada es demasiado lenta, ésta no acelerará rápidamente a la velocidad del molde. Por tanto el control de la temperatura de fundición es de vital importancia.

Se encenderá el quemador, el cual será responsable de generar una llama que haga posible llevar al molde a un intervalo de temperatura de 500 a 700°C).

Lo anterior tiene la finalidad de disminuir el choque térmico entre el material fundido y el molde.



Figura 2.6 Pre calentamiento del molde mediante una llama generada por gas doméstico

Fuente: Propia

La manera a la cual se transmitirá el movimiento al molde será por medio de engranes solidarios al eje.

Se deberá evitar en lo posible la existencia de vibraciones en el equipo, ya que esto produciría problemas durante el colado, por lo que se dificultaría la distribución del material fundido en el molde.

Una vez que el sistema se estabilice en cuanto a velocidad, se entregará el metal fundido en el molde a través de un extremo de éste, por medio de un canal de alimentación, el cual debe estar previamente precalentado:



Figura 2.7 Pre calentamiento del alimentador para asegurar un adecuado ingreso del material fundido al equipo de colado

Fuente: Propia

Éste sistema que se llamará alimentador, se encuentra dispuesto en la compuerta de la estructura de seguridad. Cabe resaltar que en el momento de vertido, el metal tiene más movilidad y energía cinética adicional ayudando de esta manera a que sea un excelente transmisor de calor.

El material fundido se entregará al molde a una tasa fija debido a que se tiene una condición de rotación constante. Con la velocidad de rotación el metal se recogerá y se sostendrá firmemente a la pared del molde sin resbalar o generar el “*efecto lluvia*”. Con el metal líquido manteniéndose en su lugar, un gradiente de presión será establecido radialmente como resultado del espesor de la pared de la fundición producto de la fuerza centrífuga la cual será eficaz limpiando el metal de inclusiones no metálicas y de inclusiones metálicas ajenas al material mismo.

Se debe tener en cuenta que durante el colado, el material que posee alta densidad tendrá una tendencia a un movimiento en dirección de la fuerza centrífuga y el material de baja densidad se desplaza en dirección opuesta.

De esta manera las partículas y las inclusiones no metálicas se encontrarán separadas hacia la superficie interna del tubo a fabricarse, para poder así, ser eliminadas por una operación de maquinado. Cuando la colada recién ingresada, se encuentre en la coquilla, la fuerza centrífuga promoverá a que ésta tenga un

movimiento que encause a fluir a lo largo de la longitud del molde y formar así el tubo.

Cuando esto ocurre, el metal tenderá a fluir fácilmente del extremo donde se está vertiendo el metal fundido, el cual deberá tener un adecuado control de aleaciones.

Es muy deseable que en el proceso se genere la menor cantidad de turbulencia posible para evitar la formación de *burbujas* que pueden surgir como efecto de este fenómeno. Por lo que es importante mantener la tasa de entrega constante.

A medida que el material se va solidificando va adoptando la forma de cavidad del molde y se establecen muchas de las propiedades y características de la fundición. Cuando el molde se detenga en aproximadamente 6 minutos se esperará que posea una temperatura aceptable para que esté en estado sólido.

El método de enfriamiento que se utilizará es el aire cuya velocidad será la producida por el molde cuando se encuentre girando y por sistemas de ventiladores.

Cuando se haya finalizado la fundición se estima que la tubería se encontrará a una temperatura de 300 °C aproximadamente, por lo que la extracción exige que el operador deberá tomar todas las medidas de seguridad pertinentes para una fundición, tal como guantes, anteojos, delantal, mascarilla, luego se removerán las rebabas seguido de la aplicación de golpes a la fundición por medio de un martillo de goma.

2.2.5 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO A CUMPLIR.

Las variables que se deben de controlar durante el funcionamiento del prototipo.

Temperatura del molde.

Se debe llevar a una temperatura de pre - operación mayor o igual a 300 °C, con la finalidad siguiente:

1. Evitar un choque térmico, que promueva dañar el molde.
2. Acrecentar el Esfuerzo de fluencia del grafito para ayudarle aún más a soportar los esfuerzos tangenciales a ser generados.

Velocidad de Rotación del molde.

Las dimensiones del tubo a fabricarse dependerán de la velocidad de rotación, la cual es muy importante que se calcule adecuadamente.

2.2.6 TIEMPO DE FUNDICIÓN

El tiempo de fundición es una variable crítica ya que este definirá cuando el material estará en su fase sólida, y cuando es el tiempo estimado para detener la máquina a una temperatura de fundición dada.

2.2.7 ENSAMBLAJE DE COMPONENTES

El ensamble de elementos va tomándose en cuenta la alternativa seleccionada y las facilidades de montaje y desmontaje.

2.2.8 SELECCIÓN DE LA MÁQUINA IMPULSORA

Para seleccionar la máquina impulsora, se debe tener en cuenta el factor económico, la eficiencia de la máquina, el uso que se le vaya a dar a la máquina centrifugadora, etc. Por lo que se ha seleccionado un motor eléctrico trifásico, jaula de ardilla, debido a que los motores eléctricos son más eficientes que los motores mecánicos y no necesitan mucho mantenimiento. Los motores eléctricos se determinan por la potencia y rpm.

Especificaciones

Tabla 2.5
Catálogo de motores eléctricos SIEMENS

Velocidad 1800 rpm (4 polos)																
Código Actual	Código Antiguo	Tipo	Frame IEC	HP	KW	F.S.	In a		rpm	Eficiencia η %	Torque nominal Nm	Momento de inercia Kg m ²	Torque de arranque de Tn	Intensidad como fac. de In	Peso aprox. kg	
							220 V Amp.	440 V Amp.								
01108	836440	1LA7 070-4YC60	71	0.40	0.29	1.05	1.6	0.80	1640	66.0	1.74	0.0006	1.8	2.8	4.7	
01109	836472	1LA7 070-4YA60	71	0.50	0.37	1.15	1.9	0.95	1590	66.0	2.20	0.0006	1.3	2.7	5.5	
01110	836460	1LA7 071-4YA60	71	0.60	0.45	1.05	2.2	1.10	1645	69.0	2.60	0.0008	1.8	3.4	6.0	
01111	836473	1LA7 073-4YA60	71	0.75	0.56	1.15	2.9	1.45	1650	65.0	3.30	0.0008	1.9	3.7	6.0	
01112	836490	1LA7 080-4YC60	80	0.90	0.67	1.05	3.1	1.55	1675	68.0	3.83	0.0015	2.3	4.4	8.1	
01113	836474	1LA7 080-4YA60	80	1.00	0.75	1.15	3.5	1.75	1660	69.2	4.29	0.0015	1.9	3.7	8.1	
01114	836401	1LA7 081-4YA60	80	1.20	0.90	1.05	4.0	2.00	1675	70.0	5.10	0.0018	2.2	3.7	9.3	
01115	836476	1LA7 083-4YA60	80	1.50	1.12	1.15	5.0	2.5	1650	72.0	6.48	0.0018	1.8	3.0	9.3	
01116	836402	1LA7 090-4YC60	90	1.80	1.34	1.05	6.4	3.2	1700	77.0	7.54	0.0028	2.4	5.2	11.9	
01117	836478	1LA7 090-4YA60	90	2.00	1.50	1.15	7.0	3.5	1700	77.0	8.38	0.0028	2.2	4.4	12.1	
01118	836403	1LA7 094-4YA60	90	2.40	1.79	1.05	7.4	3.7	1690	77.0	10.12	0.0035	2.0	4.5	14.9	
01119	836479	1LA7 096-4YA60	90	3.00	2.20	1.15	9.6	4.8	1708	79.0	12.51	0.0035	1.8	3.6	14.9	
01120	836404	1LA7 111-4YA60	112	4.00	3.00	1.15	13.0	6.5	1750	76.3	16.28	0.0048	2.2	5.6	27.1	
01121	836406	1LA7 112-4YA60	112	5.00	3.73	1.15	15.8	7.9	1750	80.5	20.36	0.0058	2.3	6.5	28.7	
01122	836407	1LA7 113-4YA60	112	6.60	4.92	1.05	19.6	9.8	1745	78.0	26.95	0.011	2.0	6.0	31.0	
01123	836483	1LA7 114-4YA60	112	7.50	5.60	1.15	23.2	11.6	1740	80.0	30.71	0.011	2.2	5.6	32.7	
01124	836484	1LA7 131-4YA70	132S/M	10.00	7.50	1.15	28.8	14.4	1750	81.0	41.50	0.018	2.3	6.0	46.5	
01125	836412	1LA7 133-4YA70	132S/M	12.00	9.00	1.05	34.0	17.0	1750	81.2	49.50	0.024	2.5	6.6	49.0	
01126	836485	1LA7 134-4YA70	132S/M	15.00	11.2	1.15	43.0	21.5	1750	82.5	62.00	0.024	1.8	5.0	62.0	
01127	836486	1LA5 164-4YB70	160 ML	20.00	14.9	1.15	53.0	26.5	1760	85.0	80.96	0.040	1.8	6.3	77.5	
01128	836487	1LA5 167-4YC70	160 ML	25.00	18.7	1.15	64.0	32.0	1755	89.0	101.5	0.052	1.8	5.4	85.5	

Fuente: Catálogo de Motores Siemens

Eficiencia del motor =79.0%

Potencia final = % P_n

Ec.3.1

Potencia final = $3 \times 0.70 = 2.1$ HP

Características

La potencia nace de un requerimiento del diseño y ya está dada por 3 hp, razón por la cual se debe encontrar un motor con estas características.

Tabla 2.6
Características del motor seleccionado

Marca	Siemens
Descripción	Motor eléctrico
Luz	Trifásico (4 polos)
Tipo	Jaula de ardilla
Potencia	3 HP
RPM	1750 rpm
Torque	94.34 kg-cm
Peso	28.7 kg

Fuente: Catálogo de Motores Siemens

2.2.9 SELECCIÓN DE BANDAS

Para la selección de las bandas, es necesario buscar un método más real del existente en los libros de ingeniería del diseño, ya que como se trata de construcción de una máquina, los parámetros a tomarse en cuenta para el diseño, se deben basar en materiales y elementos mecánicos existentes a nivel nacional, con lo que en este caso se determinará el diámetro de las poleas y bandas según el Catálogo GOOD YEAR (Engineering data For Multiple V-Belts), en la cual se presenta el siguiente proceso de diseño:

1) Determinar el factor de servicio:

Para un motor eléctrico jaula de ardilla, bajo acciones de trabajo normales se tiene $FS = 1.2$ (Figura A-1)

2) Encontrar la potencia de diseño:

$$P_d = P_r \cdot FS = 3 \text{ HP}(1.2) = 3.6 \text{ HP}$$

3) Seleccionar sección transversal de la banda:

Para 3.6 hp y 1750 rpm, se tiene una banda de sección A (Figura A-2)

4) Determinar el diámetro mínimo recomendado

Para 3.6HP y 1750rpm, $D_{\min} = 2.85 \text{ pulg} = 7.23 \text{ cm}$ (Figura A-8)

5) Determinar la relación de velocidad:

Se divide la velocidad de salida del motor para la velocidad del eje, la cual se obtuvo tomando en cuenta las revoluciones del molde requeridas para un adecuado moldeo:

$$\frac{1750}{1160} = 1.50$$

6) Con esta relación encontrar los diámetros de las poleas, la distancia entre centros y el tipo de banda:

-Diámetros de las poleas: $D_R = 4.0''$, $D_N = 6.0''$ ($D_R = 10.16 \text{ cm}$, $D_N = 15.24 \text{ cm}$)

-Distancia entre centros:

Para calcular el valor de C se establece un criterio bajo el cual la distancia entre centros cuando se utiliza bandas en V, no deberá ser mayor que tres veces la suma de los diámetros de las poleas y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor.¹⁵

Entonces:

$$C = 3(D+d) \qquad \text{Ec. 3.2}$$

$$C = 3(4+6) = 30''$$

¹⁵ Diseño en Ingeniería Mecánica, SHIGLEY, Edward, McGraw Hill, México, 1989. 4ª Ed.

Por lo tanto la distancia entre centros para el juego de poleas 1 y 2 debe estar en el rango:

$$6" < C < 30" \quad (15.24 \text{ cm} < C < 76.2 \text{ cm})$$

Para un factor de corrección del arco y longitud de 0.93, se tiene

$$C = 20.3" \text{ o } 51.56 \text{ cm. Por}$$

tanto se tiene una banda A55. (Figura A-8)

Potencia corregida

$$H_y - T = 3.30(0.93) = 3.06 \text{ HP por banda}$$

7) Número de Correas necesarias:

$$\text{N}^\circ \text{ de correas} = \frac{\text{Potencia de diseño}}{\text{Potencia corregida por correa}} = \frac{3.6}{3.06} = 1.17 \approx 1 \text{ correa}$$

Además, se pueden calcular otros parámetros por el método analítico

Utilizando el catálogo de Good Year, se establece que el ancho de la polea está dado por la ecuación:

$$F_w = S_g(N_g - 1) + 2 \cdot S_e \quad \text{Ec.3.3}$$

Donde:

F_w Ancho de la polea

S_g Paso de la polea

N_g Número de bandas

S_e Espacio intercara

Mientras que la superficie de contacto se da por:

$$S = 180 - 60 \left(\frac{D-d}{c} \right) \quad \text{Ec.3.4}$$

Donde:

- S Superficie de contacto
- D Diámetro de la polea mayor
- d Diámetro de la polea menor
- c Distancia entre centros

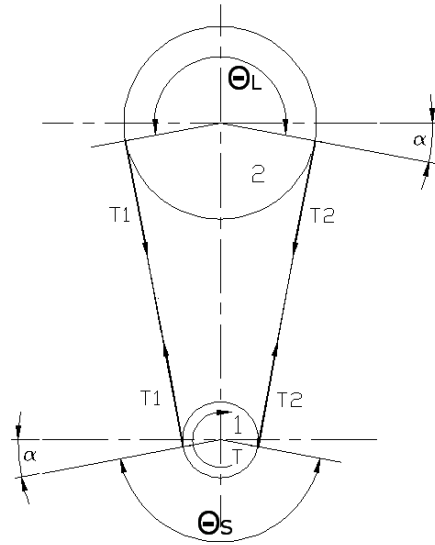


Figura 2.8 Esquema de los parámetros en el mecanismo polea – banda¹⁷

De acuerdo a la teoría del diseño mecánico, se ha establecido que la ecuación para la rapidez o velocidad tangencial de un elemento mecánico en función de su diámetro y revoluciones es:

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad \text{Ec.3.5}$$

¹⁷ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Donde:

- V Velocidad del elemento en $\left(\frac{\text{pies}}{\text{min}}\right)$
 d Es el diámetro de la pieza en *pulg.*
 n Revoluciones por minuto *rpm*

La fuerza neta de impulso respecto a la potencia producida en el molde está dada por:

$$F_N = \frac{33000 P}{V} \quad \text{Ec.3.6}$$

Donde:

- F_N Fuerza neta de impulso en *lb*
 P Potencia generada en la coquilla en *HP*
 V Velocidad tangencial de la banda transportadora en $\left(\frac{\text{pies}}{\text{min}}\right)$

2.2.9.1 Velocidad rotacional en la fundición centrífuga

En la fundición centrífuga, la velocidad rotacional y la fuerza centrífuga juegan un papel importante porque la estructura y la distribución de partículas de plomo son dependientes de ella, a medida que se introduce el material, grandes cantidades de líquido comienzan a moverse hacia las paredes del cilindro que actúa desde el centro de rotación hacia la periferia del elemento giratorio.

Para no tener defectos en la fundición es necesario controlar la velocidad que varía entre los 300 a 3000 rpm, de acuerdo como es vertido el material fundido dentro del molde metálico o combinado metal arena como en el presente caso

2.2.9.2 Cálculo de la velocidad de rotación en la fundición centrífuga

El cálculo la velocidad de rotación según el ASM HANDBOOK volumen 15, Casting, señala lo siguiente:

Para calcular la velocidad de rotación de la fundición centrífuga se utiliza la siguiente ecuación:

$$F = \frac{m V^2}{r} \quad \text{Ec.3.7}$$

$$GF = \frac{F}{W} \quad \text{Ec.3.8}$$

Reemplazando los valores del peso y la fuerza, en la Ec.3.7 se tiene que:

$$GF = \frac{m V^2}{r m g} = \frac{V^2}{r \cdot g} \quad \text{Ec.3.9}$$

Donde:

F Fuerza (N)

m Masa (Kg)

V Velocidad (m/s)

r Radio interior del molde (m)

W Es el peso del molde = mg (N)

g Aceleración de la gravedad (m/s²)

El factor GF es la relación de fuerza centrífuga dividida por el peso

Reemplazando la ecuación de la velocidad (Ec.3.5) pero en m/s en la ecuación 3.8 se tiene:

$$GF = \frac{r \left(\frac{\pi N}{30} \right)^2}{g} \quad \text{Ec.3.10}$$

Con un arreglo matemático para despejar la velocidad rotacional N y usando el diámetro D en lugar del radio, se tiene que:

$$N_{\text{mold.}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g \cdot GF}{D}} \quad \text{Ec.3.11}$$

Donde:

D Diámetro interior del molde (m)

N_{mold} Velocidad de rotación (rev/min)

Si el factor GF es demasiado bajo en la fundición centrífuga, el metal líquido no quedará fijado a la pared del molde durante la mitad superior de la ruta circular sino que “lloverá” dentro de la cavidad.

Ocurren otras fallas durante la solidificación del metal, tal como los deslizamientos entre el metal fundido y la pared del molde, lo cual significa que la velocidad rotacional del metal es menor que la del molde. Empíricamente, los valores de GF fijados entre 60 a 80 son apropiados para la fundición centrífuga horizontal, aunque esto depende hasta cierto punto del metal que se funde por la variación del peso específico.

Resultados obtenidos

Tabla 2.7
Resultados obtenidos para los cálculos de bandas

Denominación	Símbolo	Igualdad	Magnitud	Unidades	Datos
Tipo de banda	–	–	A55		Catálogo GOOD YEAR
Número de bandas	Ng	–	1		Catálogo GOOD YEAR
Paso en la polea	Sg	–	1,59	cm	Catálogo GOOD YEAR
Espacio intercara	Se	–	0,95	cm	Catálogo GOOD YEAR
Ancho de la polea	Fw	$Sg(Ng - 1) + 2Se$	4,8387	cm	
Ángulo de surco	β	–	34	grados	Catálogo GOOD YEAR
Diámetro de la polea menor	D_R	–	10,16	cm	Catálogo GOOD YEAR
Diámetro de la polea mayor	D_N	–	15,24	cm	Catálogo GOOD YEAR
Distancia entre centros	c	–	51,562	cm	Catálogo GOOD YEAR
Superficie de contacto	S	$180 - 60 \left(\frac{D-d}{C} \right)$	174,09	grados	
Semiángulo	α	$\frac{S}{2}$	87,04	grados	
Deflexión	δ	$\frac{1}{64} C$	2,05	cm	
Ángulo de deflexión	β	–	0,03	grados	Despreciable
Potencia	P	–	398,59	W	
Revoluciones	n	–	1750	rpm	Rev. salida del motor
Velocidad	V	$\frac{\pi * d * n}{12}$	9,31	m/s	
Fuerza neta de impulso	FN	$FN = F1 - F2 = \frac{33000 \cdot P}{V}$	19,46	Kg	

Tabla 2.8
Resultados obtenidos para los cálculos de bandas y revoluciones del molde

Denominación	Símbolo	Igualdad	Magnitud	Unidades	Datos
Constante	C		1,5		MOTT; 4ta ed.; pág. 539
Fuerza de flexión	FB	$F1 + F2 = C.FN$	29,19	Kg	
Fuerza en el lado tenso	F1	–	24,33	Kg	
Fuerza en el lado flojo	F2	–	4,87	Kg	
Potencia del motor	Pmotor	–	2,238	KW	
Factor de colado	GF	$60 < GF < 70$	70	g	Según metal handbook
Gravedad	g	–	9,8	m/s ²	
Diámetro interno del molde	d	–	93	mm	Medida constante
			0,093	m	
Revoluciones del molde	Nmold	$\frac{30 \sqrt{2g(GF)}}{\pi D}$	1159,86	rpm	Según metal handbook
Tiempo aproximado de estab.	t	–	5	seg.	
Inercia total	I	–	14146619,1	Kgmasa-mm ³	Progr. Inventor
			0,0141	Kgmasa-m ³	
Aceleración angular del molde	α	$\frac{Nmold}{t}$	231,97	rad/s ²	
Toque del molde	T	$I * \alpha$	3,28	N-m	
			33,49	Kg-cm	
Potencia gen. en el molde	P	$\frac{2 \pi Nmold T}{60}$	398,59	W	
Torque	T	$\frac{Pmotor}{Neje}$	1,24	N-m	
			12,69	Kg-cm	
			10,99	lbf-pulg	

2.2.10 DISEÑO DE ENGRANES

2.2.10.1 Introducción

Las ruedas dentadas de diente recto al engranarse en pares forman los engranes rectos, los cuales sirven para dar movimiento de rotación de eje a otro, en el presente capítulo el estudio de estos elementos se hará de la siguiente manera:

- Nomenclatura de las ruedas dentadas.
- Análisis cinemático de los dientes, relación de velocidades.
- Sistema de dientes.
- Análisis de fuerzas.
- Determinación de los esfuerzos, diseño estático (flexión), diseño dinámico (flexión) y diseño a fatiga superficial.

2.2.10.2 Nomenclatura de las ruedas dentadas

En la figura 3.8 se muestran los elementos importantes en la nomenclatura de las ruedas dentadas de dientes rectos

2.2.10.3 Definición de términos

Circunferencia de paso.- Es aquella en la que se basa los cálculos, las circunferencias de paso de los engranes rectos conectados son tangentes como se indica en la figura.

Paso circular (p).- Es la medida del arco sobre la circunferencia de paso entre puntos homólogos entre dos dientes consecutivos.

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi.m$$

Ec.3.12

Donde

d Diámetro de paso de la rueda

n Número de dientes por pulgada

m Módulo, que se define como el diámetro de paso expresado en milímetros para el número de dientes

Paso diametral (p).- Es la relación del número de dientes al diámetro de paso expresado en pulgadas.

Relación entre p y P

$$p = \frac{\pi d}{N} = \frac{\pi}{\frac{N}{d}} = \frac{\pi}{P}$$

$$P \cdot p = \pi$$

Ec.3.13

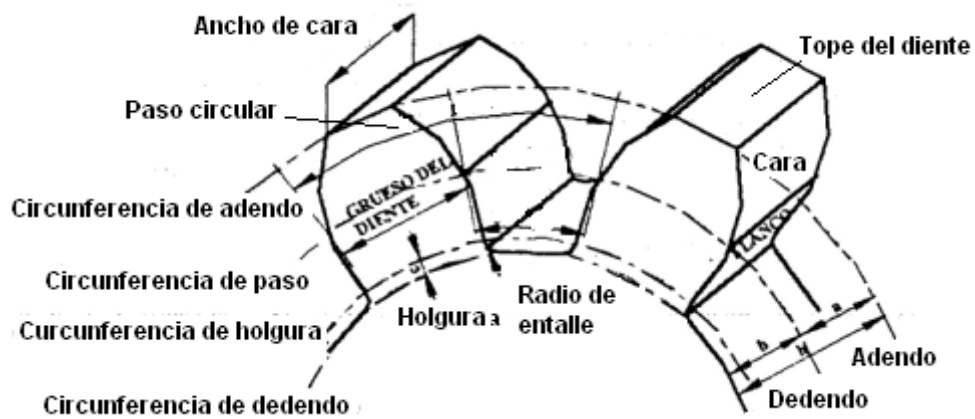


Figura 2.9 Nomenclatura de la rueda de diente recto¹⁸

¹⁸ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

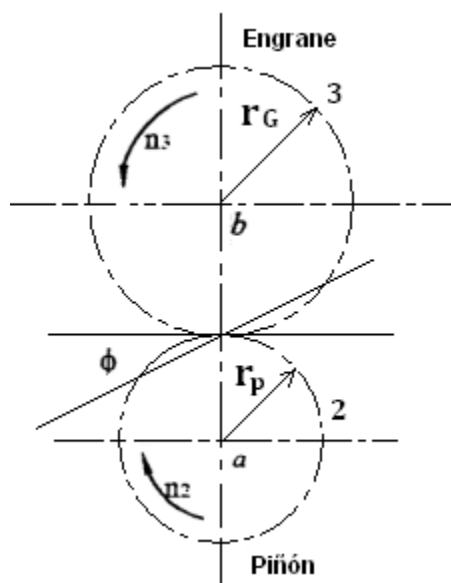


Figura 2.10 Gráfico que indica la línea de presión y la tangente común ¹⁹

2.2.10.4 Forma del diente

El perfil del diente de las ruedas dentadas de diente recto para su mejor contacto entre dientes tiene un perfil definido por la curva de la evolvente del círculo que se indica en la siguiente figura.

Como ejemplo se puede imaginar que enrollamos una cuerda en sentido antihorario alrededor del cilindro base del engrane “c”, la circunferencia sobre la que se genera la evolvente se llama circunferencia de base (Ver figura 2.11).

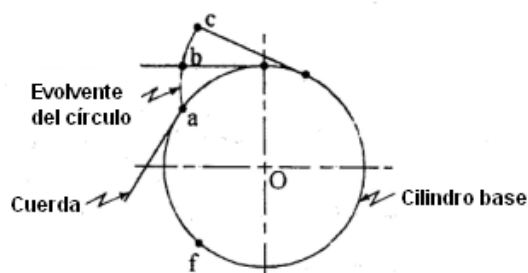


Figura 2.11 Generación de una evolvente ²⁰

^{19 20} SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

2.2.10.5 Análisis cinemático de los dientes

En la figura siguiente se indica el contacto entre un par de dientes del piñón y engrane a lo largo de la línea de presión, el contacto inicia en el flanco del diente del piñón con la punta del diente del engrane y se va realizando el contacto a lo largo de la línea de presión para finalmente abandonar el contacto en la punta del diente del piñón con el flanco del diente del engrane.

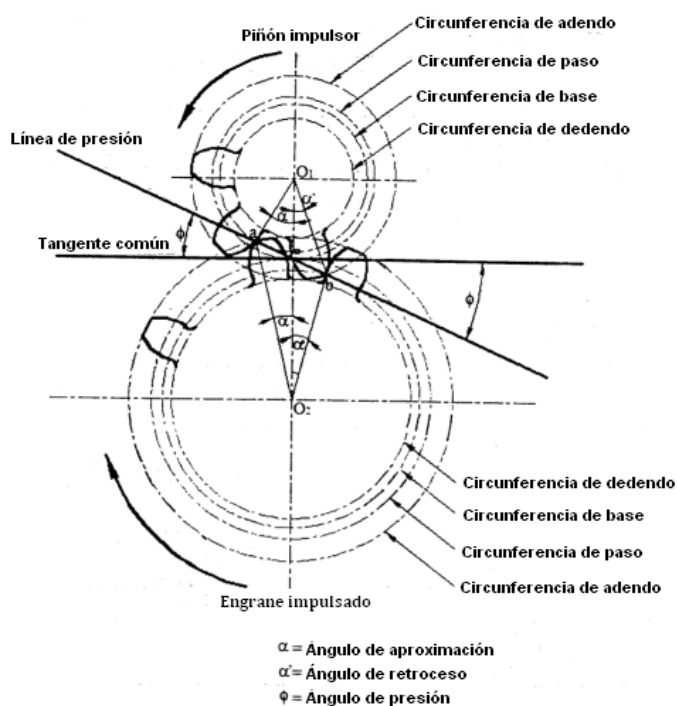


Figura 2.12 Contacto entre dientes a través de la línea de acción ²¹

²¹ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

2.2.10.6 Radio base

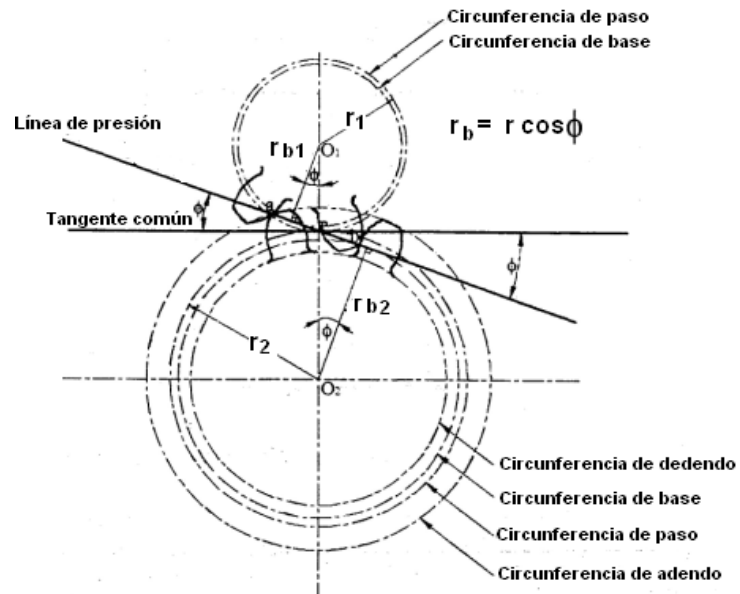


Figura 2.13 Gráfico que indica el radio base ²²

2.2.10.7 Relación de contacto

El contacto entre dientes principia y termina en las interacciones de las dos circunferencias de adendo con la línea de presión “a” inicial y “b” final, el arco AB es igual al arco de acción “ q_t ” donde, si $p = q_t$, significa que un diente y su espacio ocupa todo el arco AB, cuando un par de dientes comienza de contacto en “a”, el inmediato anterior termina simultáneamente su contacto en “b”, entonces siempre hay un par en contacto.

Si $q_t = 1.2p$, es que un par entra en contacto mientras que otro par ya en contacto no llega aún al punto de abandono “b” en un corto lapso hay dos pares de dientes en contacto.

²² SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Si m_c , es la relación de contacto $m_c = \frac{q_t}{p}$, los engranes de diente recto se deben diseñarse con la siguiente relación: $m_c \geq 1.2$, para que siempre haya en contacto dos pares de dientes y no se produzca impacto entre los dientes.

2.2.10.8 Interferencia

Se produce interferencia entre el diente del engrane y el diente piñón. Debajo de las circunferencias base por cuanto la curva no es una evolvente, este problema se elimina mediante la construcción de los dientes con proceso de generación lo que hace más débil al diente de la rueda más pequeña.

2.2.10.9 Relación de velocidades

Cuando se embonan dos ruedas dentadas, las circunferencias de paso ruedan una sobre otra sin resbalar, por lo tanto tienen velocidad tangencial común.

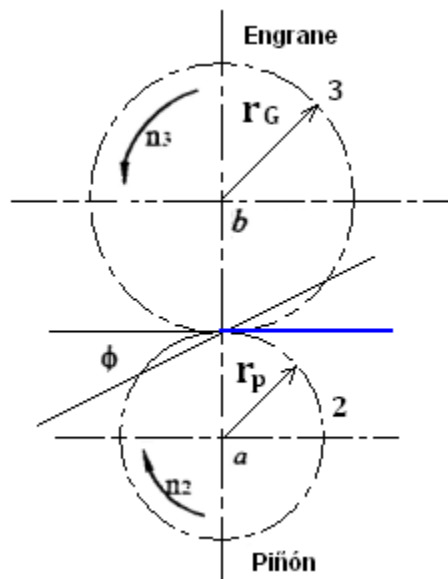


Figura 2.14 Gráfico que indica la velocidad tangencial común ²³

²³ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

$$V = r_G \cdot \omega_G = r_p \cdot \omega_p \quad \text{Ec.3.14}$$

$$\frac{\omega_G}{\omega_p} = \frac{r_p}{r_G} = \frac{d_p}{d_G} = \frac{n_G}{n_p} = \frac{N_G}{N_p} \quad \text{Ec.3.15}$$

El piñón y la rueda de un engrane deben tener el mismo paso diametral o el mismo módulo.

$$d_p = \frac{N_p}{P} \quad \text{Ec.3.16}$$

$$d_G = \frac{N_G}{P} \quad \text{Ec.3.17}$$

Donde:

- ω_G, ω_p Velocidades angulares del engrane-piñón
- r_G, r_p Radios de paso engrane-piñón
- d_G, d_p Diámetros de paso engrane-piñón
- n_G, n_p Número de revoluciones por tiempo engrane-piñón
- N_G, N_p Número de dientes engrane-piñón

2.2.10.10 Sistemas de dientes

El sistema de dientes para los engranes rectos constituye una norma, lo que especifica las relaciones entre addendum, dedendum, paso diametral, altura de trabajo, grueso del diente y ángulo de presión, con el fin de que haya intercambiabilidad de engranes de cualquier número de dientes, con igual paso diametral y ángulo de presión, en el sistema inglés que se puede utilizar para la

selección de estos engranes, para los pasos diametrales de uso común de Shigley que en este proyecto trae la figura B-1.

2.2.10.11 Análisis de fuerzas en los engranes de dientes rectos

Para el estudio de las fuerzas en los engranes de dientes rectos se le asigna el número 1 al bastidor, el 2 al engrane de entrada y por el número 3,4,..etc... a los demás engranes, los ejes con las letras a,b,c,..etc, las fuerzas F_{23} Fuerza del engrane 2 contra el engrane 3, la fuerza F_{a2} , fuerza del árbol contra el engrane 2, Torque T_{a2} es el torque del eje "a" sobre el engrane 2, etc, las reacciones entre dientes ocurren a lo largo de la línea de presión, como se indica en las figuras siguientes:

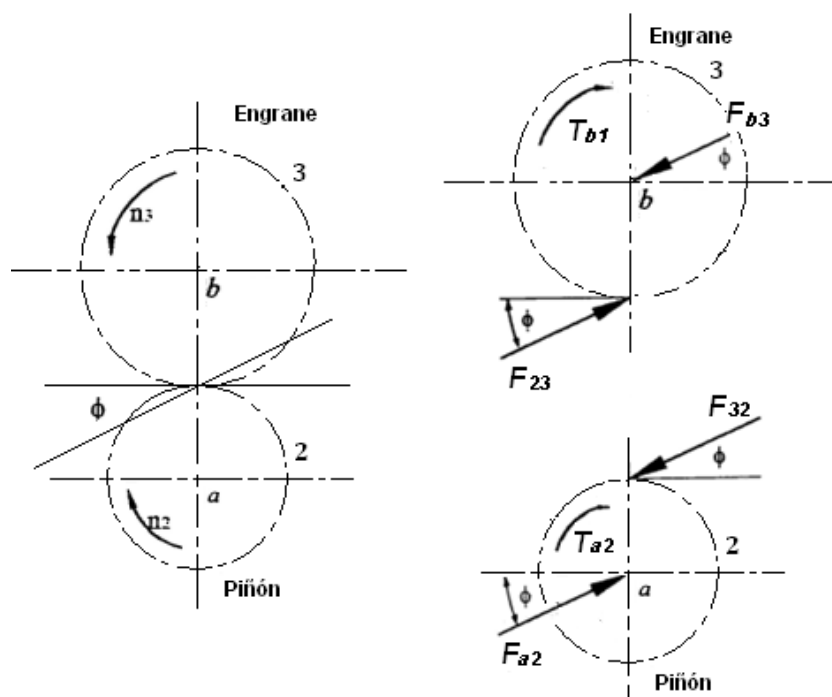


Figura 2.15 Cargas existentes en los sistemas de engranes rectos ²⁴

²⁴ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

2.2.10.12 Determinación de los esfuerzos (flexión)

Los esfuerzos en una rueda de diente recto se lo estudia en el diente como se indica a continuación, se desprecia los esfuerzos producidos por la fuerza radial y solo se diseña el diente a flexión, a cambio de esto se eleva el factor de diseño, se establece una fórmula para el diseño estático y otra expresión para el diseño dinámico.

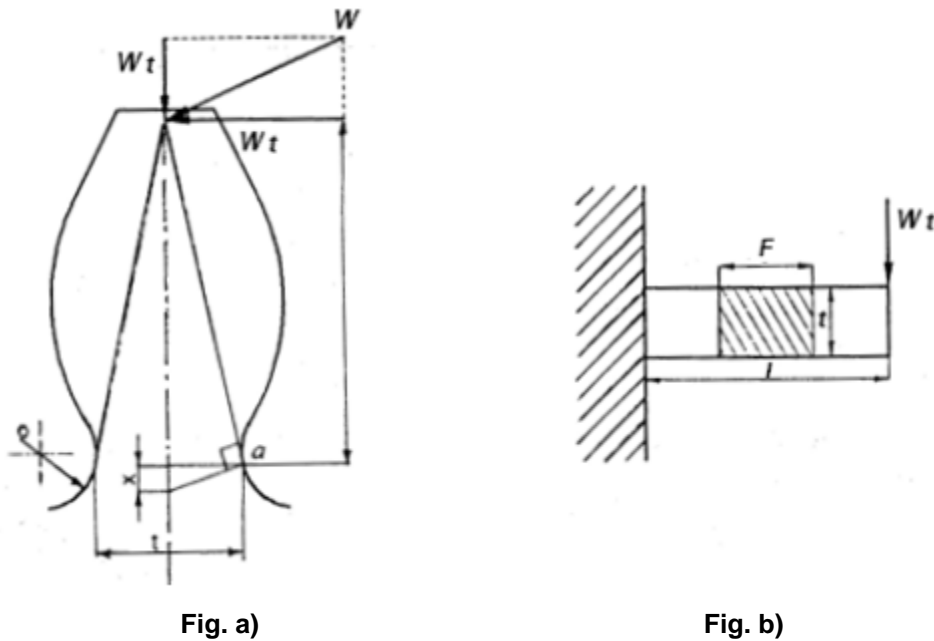


Figura 2.16 a) Cargas en el diente de engrane recto; b) Influencia de la carga tangencial en el diente ²⁵

Según Fig. b)

$$\sigma = \frac{M}{I/C} \quad \text{Ec.3.18}$$

$$I/C = \frac{F t^2}{6}$$

²⁵ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

$$\sigma = \frac{M}{\frac{F t^2}{6}} \quad \text{Ec.3.19}$$

Según Fig. a)

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{l}$$

$$t^2 = 4 \cdot x \cdot l \quad \text{Ec.3.20}$$

Reemplazando 2) en 1):

$$\sigma = \frac{M}{F \frac{2}{3} \cdot x \cdot l} \quad \text{Ec.3.21}$$

Si $M = W_t \cdot l$

Reemplazando en la Ec.3.21 se tiene:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot l}{F \frac{2}{3} \cdot x \cdot l} = \frac{W_t}{F \frac{2}{3} \cdot x} \quad \text{Ec.3.22}$$

Multiplicando el numerador y el denominador por el paso diametral P :

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{F \frac{2}{3} \cdot x \cdot P} \quad \text{Ec.3.23}$$

$$\text{Sea: } Y = \frac{2}{3} x.P$$

Entonces reemplazando en la Ec. 3.22, se tiene:

$$\sigma = \frac{W_t.P}{F.Y} \quad \text{Ec.3.24}$$

Donde

Y Factor de forma de Lewis (Figura B-3)

Debido a los efectos dinámicos que generan los engranes por las velocidades variadas que emiten ruido, se debe considerar un factor K_v por efectos dinámicos en la fórmula del esfuerzo anterior, donde:

$$k_v = \frac{1200}{1200 + V} \quad \text{Ec.3.25}$$

$$V = \frac{\pi d n}{12} \quad \text{Ec.3.26}$$

$$V \left[\frac{\text{pies}}{\text{minuto}} \right]$$

$$d \left[\text{pulg.} \right]$$

$$n \left[\text{rpm} \right]$$

De esta manera:

$$\sigma = \frac{W_t.P}{K_v F.Y} \quad \text{Ec.3.27}$$

Esta fórmula es utilizada para engranes cortados o fresados, sin mucha exactitud, para diseño estático.

2.2.10.13 Esfuerzos dinámicos

Debido a la concentración de esfuerzos en la base del diente, se aumenta el esfuerzo a un esfuerzo máximo, que en este caso se le va a considerar en la fórmula de los esfuerzos, como se indica a continuación:

J Factor geométrico de concentración de esfuerzos, determinado en base a la geometría del diente del engrane.

$$J = \frac{Y}{k_f} \quad \text{Ec.3.28}$$

Donde:

Y Factor de forma de Lewis

k_f Concentrador de esfuerzo

Por lo tanto:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot P}{K_v \cdot F \cdot J} \quad (\text{fórmula utilizada para el diseño a fatiga}) \quad \text{Ec.3.29}$$

Donde:

$$K_v \begin{cases} = 1 & \text{para engranes de alta presión, aislados o esmerilados y sin carga dinámica apreciable} \\ = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} & \text{para engranes con dientes acabados por herramientas sinfin, cremallera o aislados} \\ = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} & \text{para engranes con dientes de alta presión, esmerilados, con carga dinámica apreciable} \end{cases}$$

$$V \left[\frac{\text{pies}}{\text{minuto}} \right]$$

2.2.10.14 Diseño estático

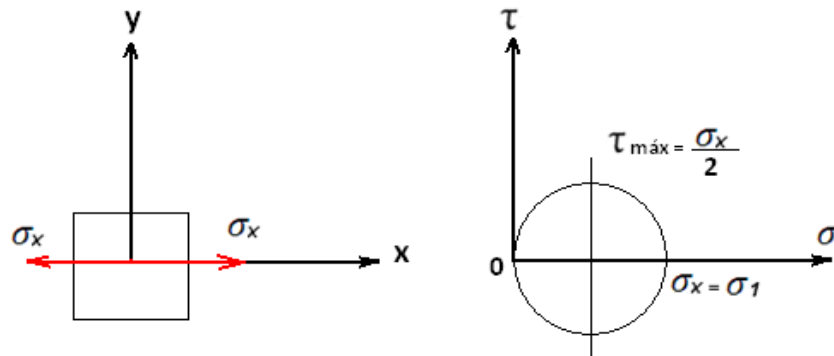


Figura 2.17 Elemento ordinario de esfuerzos y círculo de Mohr ²⁶

Considerando un material dúctil y la Teoría de la Energía de la Distorsión, se tiene:

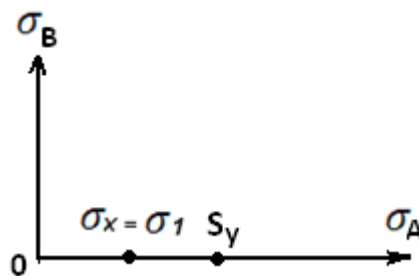


Figura 2.18 Teoría de falla para material dúctil ²⁷

$$n = \frac{S_y}{\sigma_x} \quad \text{Ec.3.30}$$

$$\sigma_x = \frac{W_t \cdot P}{K_v \cdot Y \cdot k_v} \quad \text{Ec.3.31}$$

²⁶ ²⁷ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Sustituyendo la Ec. 3.31 en la Ec.3.30, se tiene:

$$n = \frac{S_y}{\frac{W_t \cdot P}{F \cdot Y \cdot k_v}} \quad \text{Ec.3.32}$$

$$F = \frac{n \cdot W_t \cdot P}{S_y \cdot Y \cdot k_v} \quad \text{Ec.3.33}$$

Donde:

F Ancho de cara del engrane

n > 3 Factor de seguridad o diseño

Se establece que:

$$3p \leq F \leq 5p \quad (p \cdot P = \pi)$$

2.2.10.15 Diseño dinámico a flexión

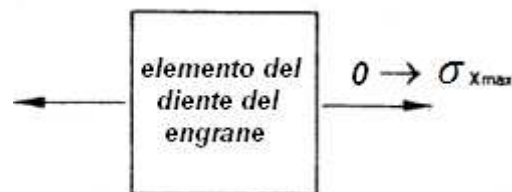


Figura 2.19 Elemento ordinario de esfuerzos ²⁸

$$n_G = \frac{S_e}{\sigma_x} \quad \text{Ec.3.34}$$

²⁸ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

n_G Factor de diseño para engranes

$$n_G = k_o \cdot k_m \cdot n \quad \text{Ec.3.35}$$

Donde

k_o Factor de sobrecarga (Figura B-8)

k_m Factor de la distribución de carga (Figura B-9)

n Factor ordinario de seguridad

Considerando material dúctil:

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad \text{Ec.3.36}$$

Donde:

S_e Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' Límite de resistencia a la fatiga de la probeta

K_a Factor de superficie

K_b Factor de tamaño

K_c Factor de confiabilidad

K_d Factor de temperatura

K_e Factor de modificación por concentración de esfuerzo

K_f Factor de efectos diversos

S_e' Se determina según la siguiente tabla:

MATERIAL	RELACIÓN	CONDICIÓN
Dúctil	$S_e' = 0.5 S_{ut}$	$S_{ut} \leq 1381 \text{ MPa}$
	$S_e' = 690 \text{ MPa}$	$S_{ut} > 1381 \text{ MPa}$

Factor de acabado superficial K_a :

El factor de superficie debe corresponder siempre a un acabado a máquina, aún cuando el flanco del diente sea esmerilado o cepillado (Figura B-13)

Factor de corrección por tamaño K_b :

Se lo determina según la tabla de la Figura B-14

Factor de confiabilidad K_c :

Se lo determina según la tabla de la figura B-15

Factor de corrección de temperatura K_d :

Se determina según las siguientes fórmulas:

$$K_d = 1 \quad \text{si } T \leq 450^\circ\text{C} \quad \text{Ec.3.37}$$

$$K_d = 1 - (5.8 \cdot 10^{-3})(T - 450) \quad \text{si } 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \quad \text{Ec.3.38}$$

$$K_d = 1 - (3.2 \cdot 10^{-3})(T - 840) \quad \text{si } 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \quad \text{Ec.3.39}$$

Factor de concentración de esfuerzos K_e :

Posee un valor de 1 debido a que ya se encuentra considerado en el concentrador de esfuerzos para determinar el esfuerzo normal.

Factor de efecto diversos K_f :

Disponible en la figura B-18

2.2.10.16 RESISTENCIA SUPERFICIAL

$$S_C = 0.4 \text{ HB} - 10 (\text{KPsi}) \rightarrow 10^8 \text{ ciclos} \quad \text{Ec.3.40}$$

Donde

HB Dureza Brinell de la superficie más suave en contacto

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} S_C \quad \text{Ec.3.41}$$

Donde

S_H Límite de fatiga superficial

C_L Factor de duración o vida (Figura B-10)

C_H Factor de relación de dureza $\rightarrow C_H = 1$ para engranes rectos

C_T Factor de temperatura $\rightarrow C_T = 1$ si $T < 250^\circ\text{C}$

C_R Factor de confiabilidad (Figura B-10)

Además, se establece la siguiente ecuación:

$$n_G = \frac{W_{tp}}{W_t} \text{ Factor de seguridad de los engranes} \quad \text{Ec.3.42}$$

Donde:

W_{tp} Carga tangencial permisible

W_t Carga tangencial

$$n_G = C_o \cdot C_m \cdot n \quad \text{Ec.3.43}$$

Donde:

$$C_o = k_o \quad \text{Ec.3.44}$$

$$C_m = k_m$$

La ecuación anterior se puede escribir de la siguiente manera:

$$S_H = C_p \sqrt{\frac{W_{tp}}{C_v \cdot F \cdot dp \cdot l}} \quad \text{Ec.3.45}$$

Donde

C_p Coeficiente elástico

$C_v = k_v$

$$W_{tp} = \left(\frac{S_H}{C_p} \right)^2 \cdot C_v \cdot F \cdot dp \cdot l \quad \text{Ec.3.46}$$

2.2.10.17 Diagrama de cuerpo libre del piñón y de la rueda

Diagrama de cuerpo libre del piñón:

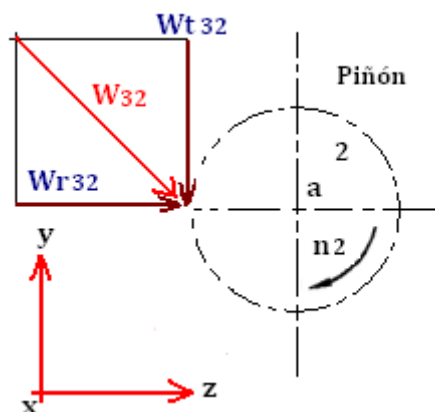


Diagrama de cuerpo libre de la rueda:

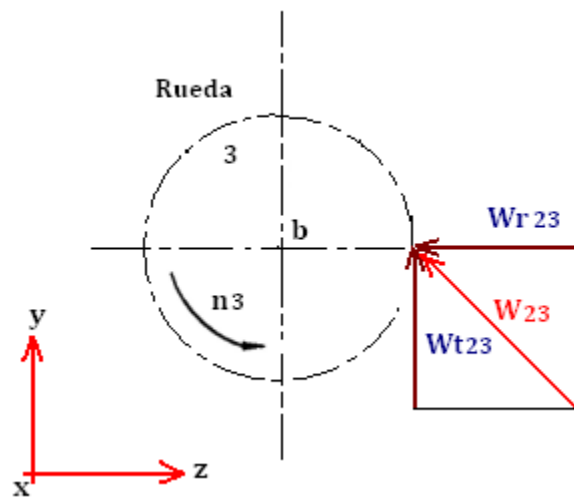


Tabla 2.9
Datos preliminares para el cálculo de ejes

DATOS PRELIMINARES PARA EL CÁLCULO DE LOS ENGRANES 2-3				
Denominación	Símbolo	Fórmula	Magnitud	Unidades
Potencia	P		3	HP
Relación de transmisión	mG		2	
Velocidad angular eje	N_{eje}	$(r_3/r_2) N_{moldes}$	2320	rpm

Fuente: Propia

Resultados obtenidos:

Tabla 2.10
Cálculo del factor de seguridad para el caso de Fatiga a Flexión en los engranes rectos

ENGRANES 2-3: Fatiga a Flexión						
Denominación	Símbolo	Fórmula	Magnitud		Unidades	Datos
			Engrane 2	Engrane 3		
Ángulo de presión			20		°	
Paso diametral	P		16		dte/pulg	(Figura B-2)
Paso circular	p		0,51		cm	
Ancho de cara	F		6,22			
Número de dientes	Z		19	38	dientes	Nº dientes mín = 18 (AGMA)
Diámetro de paso	dp	Z/P	7,26	14,66	cm	
Velocidad tangencial	V	$\pi dn/12$	1737,09	1752,28	pies/min	
Fuerza tangencial	Wt	$(33000P)/V$	25,90		kg	
Fuerza radial	Wr	$Wt \tan \phi$	9,43			
Fuerza total	W	$\sqrt{Wt^2 + Wr^2}$	27,57			
Factor efectos dinámicos	Kv	$\sqrt{78 / (78 + \sqrt{V})}$	0,81			
Factor geométrico	J		0,35	0,3		Para engranes conectados a uno de 75 dientes (Figura B-3)
Esfuerzo a flexión	σ	$Wt \cdot P / Kv \cdot F \cdot J$	9064,30	10573,62	Kpa	
Resistencia última a la Tracción	Sut		276,18	360,41	MPa	skf 3-25 ; Bohler E920 Transmisión
Límite de resistencia a la fatiga probeta	Se'	$0.5Sut$	138,09	180,2		
Factor de acabado superficial	Ka	$2.67 Sut^{-0.265}$	1,00	0,94		(Figura B-4)
Factor de tamaño	Kb		0,869			(Figura B-5)
Factor de confiabilidad	Kc		0,897			confiabilidad 90% (Figura B-6)
Factor por efectos diversos	Kf		1,33			hasta Sut=200Kpsi (Figura B-7)
Límite de resistencia a la fatiga elemento	Se	$Se' \times ka \times kb \times kc \times kf$	143,13	175,65	MPa	
Factor de diseño x fatiga a flexión	nG	Se/σ	15,80	16,61		
Factor de sobrecarga	Ko		1,75			choque ligero-carga impulsada uniforme (Figura B-8)
Factor de distribución de la carga	Km		2,2			Para ancho de cara de 0-6pulg (Figura B-9)
FS x fatiga a la flexión	n	$nG / (Ko \cdot Km)$	4,11	4,28		

Tabla 2.11
Cálculo del factor de seguridad para el caso de Fatiga Superficial en los engranes rectos

ENGRANES 2-3: Fatiga Superficial						
Denominación	Símbolo	Fórmula	Magnitud		Unidades	Datos
			Engrane 2	Engrane 3		
Resistencia a la fatiga superficial	S_c	$0,4 HB - 10$	46	32		HB=143 (piñón) HB=108 (rueda)
Factor de relación de dureza	CH		1			$HB_{piñón}/HB_{rueda}=1,32 > 1,2$
Factor de vida	CL		1,55			(Figura B-10)
Factor de temperatura	CT		1			$T \leq 250^\circ C$
Factor de confiabilidad	CR		0,8			(Figura B-10)
Límite de fatiga superficial	SH	$(CH \times CL \times SC) / (CT \times CR)$	615,40	428,08	Mpa	
Radio de paso de piñón y rueda	r_P	$d/2$	3,63	7,34	cm	
Adendo	a		0,15			
Radio base del piñón y la rueda	r_b		3,33	13,18		
F. geom.de durabilidad de la superf.	I	$\frac{\cos \phi \operatorname{sen} \phi}{2} \frac{mG}{mG + 1}$	0,1071			
Constante elástica	CP		2300			Piñón(Acero)-engrane(Acero) (Figura B-11)
Factor dinámico o de velocidad	CV		0,81			es igual a kv
Carga tangencial permisible	W_{tp}	$(SH/CP)^2 \times CV \times F \times d_P \times I$	414,93	405,06	kg	
F. de diseño por fatiga superficial	n_G	W_{tp}/W_t	16,02	15,64		
F. de sobrecarga	C_o		1,75			es igual a ko
F.de distribución de la carga	C_m		2,2			es igual a km
FS x fatiga superficial	n	$n_G / (C_o \times C_m)$	4,15	4,05		

2.2.11 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

2.2.11.1 Consideraciones generales

Para el diseño de un sistema de transmisión, se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1) A fin de minimizar tanto deflexiones como esfuerzos, la longitud del eje, debe mantenerse tan corto como sea posible, minimizando secciones en voladizo.
- 2) De ser posible tratar de localizar elevadores de esfuerzo lejos de áreas con grandes momentos a flexión, y minimice su efecto con radios y salidas generosos.
- 3) Si la preocupación principal es minimizar la deflexión, entonces el material preferido pudiera ser un acero al bajo carbono, ya que su rigidez es tan alta como la de aceros más costosos, y un eje diseñado para bajas deflexiones tendrá tendencia a estar sometido a esfuerzos reducidos.
- 4) Si se emplean cojinetes de manguito simples, la deflexión del eje a través de la longitud del cojinete debe ser inferior al espesor de la película de aceite en el cojinete.
- 5) Si se utilizan cojinetes de elementos giratorios excéntricos o de no auto cierre, la deflexión angular del eje en el cojinete deberá mantenerse por debajo de $0,04^\circ$.
- 6) Si están presentes cargas de empuje axial, deberán ser transferidas a tierra a través de un solo cojinete de empuje por cada dirección de carga. No divida las cargas axiales entre varios cojinetes de empuje, ya que la expansión térmica sobre el eje puede sobrecargar dichos cojinetes.
- 7) La primera frecuencia natural del eje deberá ser por lo menos tres veces mayor que la frecuencia de la fuerza más alta esperada en servicio, y de preferencia mucho más.

2.2.11.2 Diseño de ejes

2.2.11.2.1 Consideraciones previas al diseño

Límite de Resistencia a la fatiga

Se ha expresado que toda probeta para ensayo en una máquina de viga rotatoria utilizada para determinar límites de resistencia a la fatiga, se elabora con mucho cuidado y es ensayada en condiciones controladas en forma precisa. No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructuras, (en este caso para un eje de transmisión), resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio, sino que se encuentra afectada por ciertos factores, como se indica en la fórmula siguiente:

$$S_e = S_e' \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad \text{Ec.3.47}$$

Donde:

S_e Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' Límite de resistencia a la fatiga de la probeta

K_a Factor de superficie

K_b Factor de tamaño

K_c Factor de confiabilidad

K_d Factor de temperatura

K_e Factor de modificación por concentración de esfuerzo

K_f Factor de efectos diversos

Factor de acabado superficial K_a :

Este factor se lo obtiene a partir de la siguiente gráfica (Figura B-4)

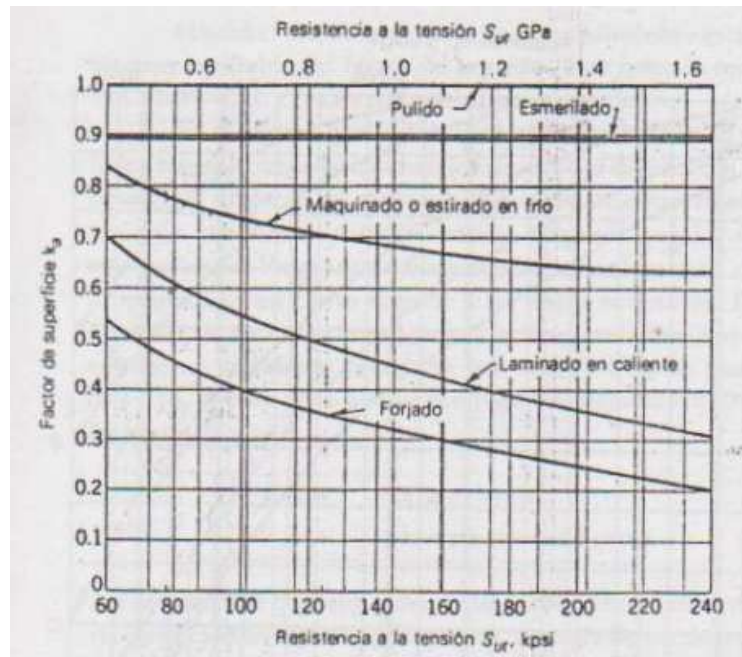


Figura 2.20 Factores de modificación del acabado superficial para el acero, estos se usan en la Ec.3.24 ²⁹

Factor de corrección por tamaño K_b :

Para el caso de flexión, torsión o ambos (Figura B-5)

Carga axial

Realizando pruebas en viga axial:

²⁹ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Si se emplea en la fórmula, entonces $K_b = 1$

Realizando la prueba de viga rotatoria:

$$K_b = \begin{cases} 0.71 & \text{cuando se hacen pruebas} \\ 0.6 & \text{cuando no se hacen pruebas} \end{cases} \quad \text{Ec.3.52}$$

Para este valor de S_e' se determina según la siguiente tabla:

Tabla 2.12

S_e' y S_{ut} para material dúctil y frágil, cuando se realiza pruebas de viga rotatoria.³⁰

MATERIAL	RELACIÓN	CONDICIÓN
Dúctil	$S_e' = 0.5 S_{ut}$	$S_{ut} \leq 1381 \text{ MPa}$
	$S_e' = 690 \text{ MPa}$	$S_{ut} > 1381 \text{ MPa}$
Frágil	$S_e' = 0.5 S_{ut}$	$S_{ut} \leq 607.6 \text{ MPa}$
	$S_e' = 276 \text{ MPa}$	$S_{ut} > 607.6 \text{ MPa}$

Factor de confiabilidad K_c

Se lo determina según la siguiente tabla: (Figura B-6))

Tabla 2.13

Factor de confiabilidad

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

³⁰ SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Si el análisis no especifica alguna confiabilidad, se asume $R = 50\%$ y $K_c=1$

Factor de corrección de temperatura K_d :

Se determina según las siguientes fórmulas: (Figura B- 27)

$$K_d = 1 \quad \text{si } T \leq 450^\circ\text{C} \quad \text{Ec.3.53}$$

$$K_d = 1 - (5.8 \cdot 10^{-3})(T - 450) \quad \text{si } 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \quad \text{Ec.3.54}$$

$$K_d = 1 - (3.2 \cdot 10^{-3})(T - 840) \quad \text{si } 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \quad \text{Ec.3.55}$$

Factor de concentración de esfuerzos K_e :

Los elementos mecánicos tienen: agujeros, ranuras, muescas u otras clases de discontinuidades, los cuales aumentan el esfuerzo, de acuerdo a las fórmulas siguientes:

$$S_{\text{máx}} = K_t S_o \quad \text{Ec.3.56}$$

y

$$\tau_{\text{máx}} = K_{ts} \tau_o \quad \text{Ec.3.57}$$

Los valores de K_t y K_{ts} se determinan en las tablas de las figuras B- 19 y B- 20

En el diseño estático los materiales dúctiles no experimentan concentrador de tensiones; pero, los aceros de alta resistencia y baja ductilidad, aceros endurecidos superficialmente y los materiales frágiles si les afecta el concentrador de tensiones.

No se aplica el valor total de K_t o K_{ts} directamente, sino un valor reducido de K_t o K_{ts} igual a K_{ft} o K_{fs}

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad \text{ó} \quad K_{fs} = 1 + q (K_{ts} - 1) \quad \text{Ecs. 3.58 y 3.59}$$

$$K_e = \frac{1}{K_f}, \quad \text{ó} \quad K_{es} = \frac{1}{K_{fs}} \quad \text{Ecs. 3.60 y 3.61}$$

A flexión o carga axial

Sustituyendo la Ec.3.35 en 3.37:

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1 + q (K_t - 1)} \quad \text{Ec.3.62}$$

Donde:

q = Sensibilidad a la ranura o entalles a flexión

$$\begin{aligned} \text{Si } q=0 &\rightarrow K_f=1 \\ \text{Si } q=1 &\rightarrow K_f=K_t \end{aligned}$$

A torsión

Sustituyendo la Ec. 3.36 en 3.38:

$$K_{es} = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{1 + q (K_{ts} - 1)} \quad \text{Ec.3.63}$$

Donde

q_s = sensibilidad a la ranura o entalles a torsión

$$\begin{aligned} \text{Si } q_s = 0 &\rightarrow K_{fs} = 1 \\ \text{Si } q_s = 1 &\rightarrow K_{fs} = K_{ts} \end{aligned}$$

En el caso de flexión y torsión, el factor sería: $K_e = K_{ef} \cdot K_{es}$

Los valores de q y q_s se obtienen de las tablas en las figuras B- 21 y B- 22

Factor de efecto diversos K_f :

No se dispone de valores de K_f de efectos residuales remanentes, corrosión, recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersión, etc. Se considera este valor solo en el caso de análisis de engranes, como un mejoramiento al límite de resistencia a la fatiga ($K_f > 1$), por lo tanto, en general se considera $K_f = 1$.

Para calcular el diámetro se va a escoger la ecuación de Ed - Gerber, asumiendo que $K_f = 1,7$, $K_{fs} = 1,5$. El factor de seguridad recomendado por la ASME para este tipo de aplicación se encuentra en un rango de 2 -3. En los cálculos mediante el método iterativo, se obtuvo como resultado $\eta = 2,8$.

$$d = \left(\frac{8 n A}{\pi S_e} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{2 B S_e}{A S_{ut}} \right)^2 \right)^{1/2} \right] \right)^{1/3} \quad \text{Ec.3.64}$$

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \quad \text{Ec.3.65}$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \quad \text{Ec.3.66}$$

Para este diseño inicial vamos a considerar que $M_m = T_a = 0$ reduciéndose las ecuaciones:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2} = 2 K_f M_a \quad \text{Ec.3.67}$$

$$B = \sqrt{3(K_{fs} T_m)^2} = \sqrt{3} (K_{fs} T_m) \quad \text{Ec.3.68}$$

$$d = \left(\frac{16 n K_f M_a}{\pi S_e} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{2 \sqrt{3} (K_{fs} T_m) S_e}{2 K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right)^{1/2} \right] \right)^{1/3} \quad \text{Ec.3.69}$$

De donde finalmente se tendrá la ecuación del factor de seguridad o diseño en función del diámetro respectivo del eje:

$$d = \left(\frac{16 n K_f M_a}{\pi S_e} \left[1 + \left(1 + \left(\frac{\sqrt{3} (K_{fs} T_m) S_e}{K_f M_a S_{ut}} \right)^2 \right)^{1/2} \right] \right)^{1/3} \quad \text{Ec.3.70}$$

Para establecer las cargas que se dan en el eje principal de transmisión, se toman en cuenta los datos calculados en las ecuaciones 3.11 y 3.12 en donde se tiene el diagrama de cuerpo libre del molde en vista transversal, aquí se tienen las cargas generadas por los rodillos y motor a través de las bandas.

A continuación se tienen los respectivos diagramas y las primeras aproximaciones en cuanto a las dimensiones de los ejes, su posterior compra y maquinado:

Análisis para el diseño del eje

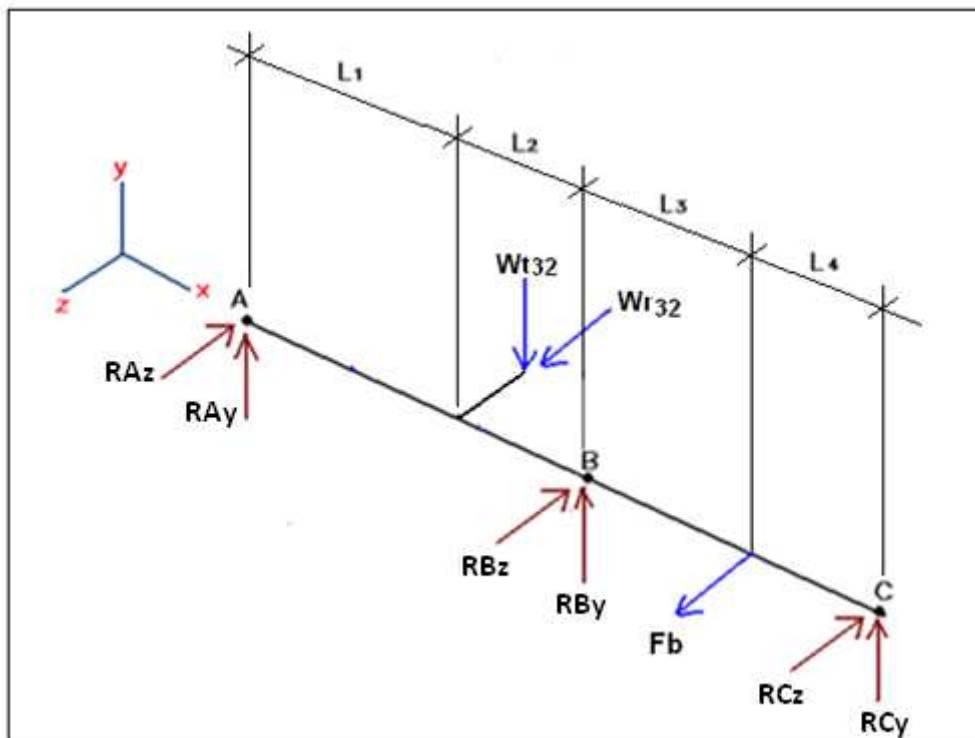


Figura 2.21 Distancias y fuerzas generadas en el eje

Fuente: Propia

Además necesariamente se deberá tener en cuenta las siguientes dimensiones:

Tabla 2.14
Valores de las distancias que establecen la geometría del eje

Denominación	Símbolo	Magnitud	Unidades	Observaciones
Distancias	L1	35,56	cm	<i>Estas distancias, se establecieron en base a los requerimientos de diseño para un factor de seguridad aceptable</i>
	L2	29,7942		
	L3	27,0002		
	L4	27,0002		

Análisis en el plano XY

Al realizar el análisis en este plano, se presenta una carga generada por los engranes en su respectiva dirección y sentido.

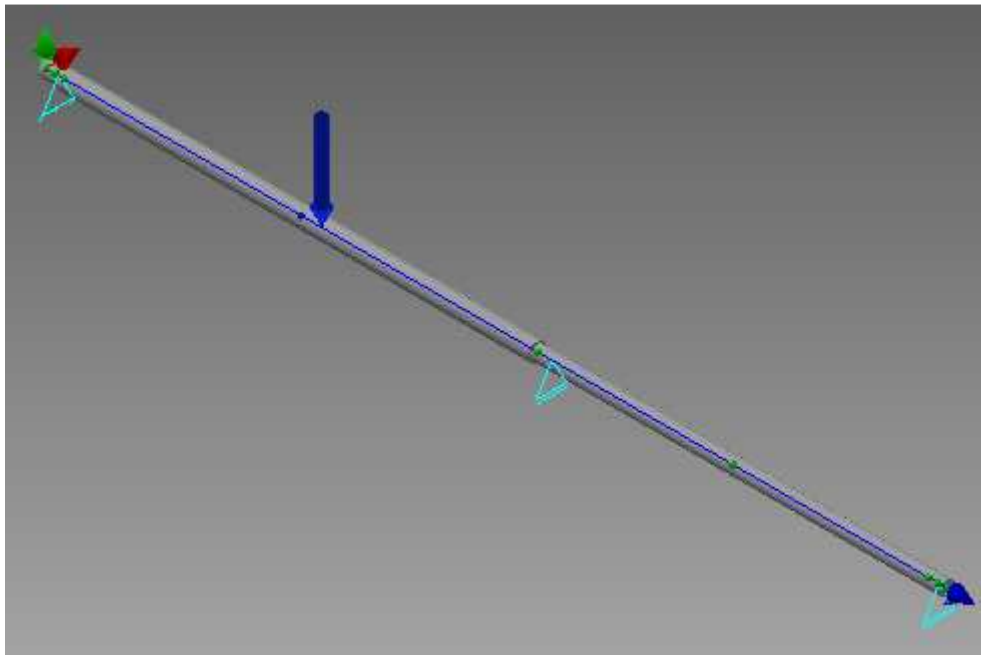


Figura 2.22 Representación espacial del diagrama de cuerpo libre del eje (mediante ordenador).

Fuente: Propia

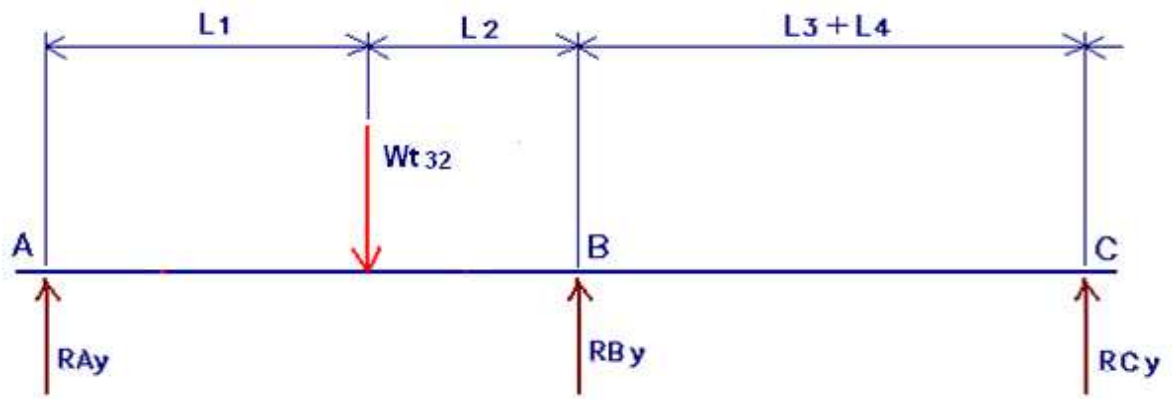


Figura 2.23 Representación del diagrama de cuerpo libre en el plano XY

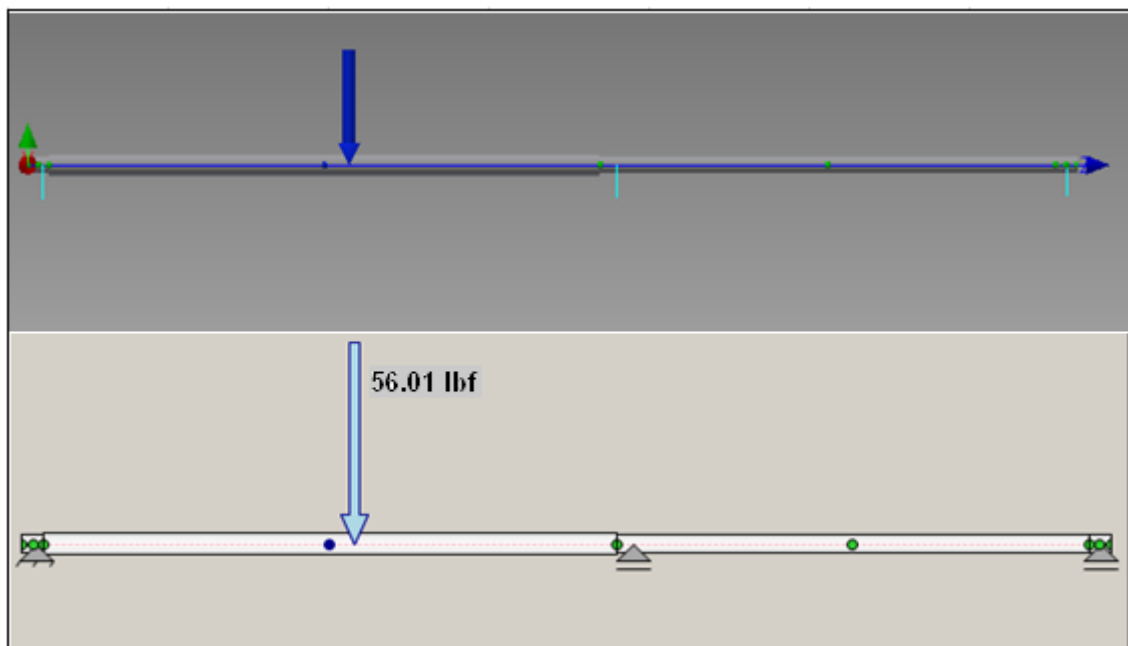
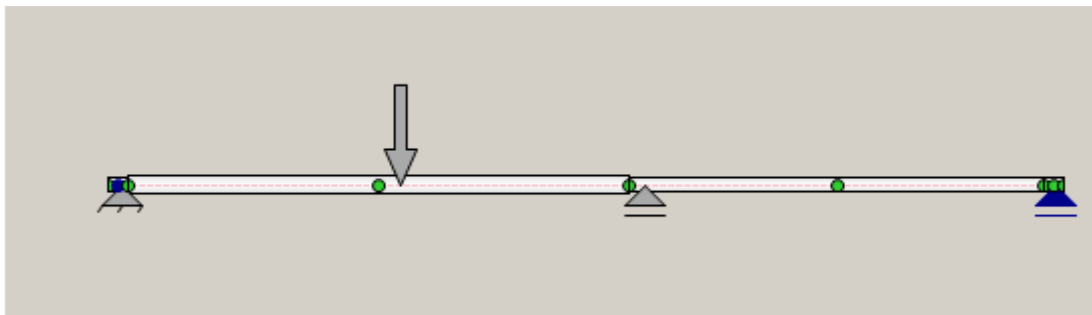
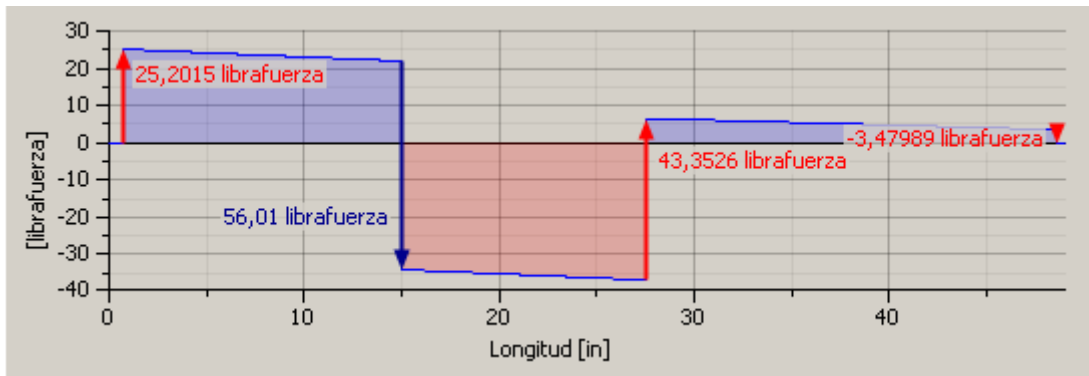


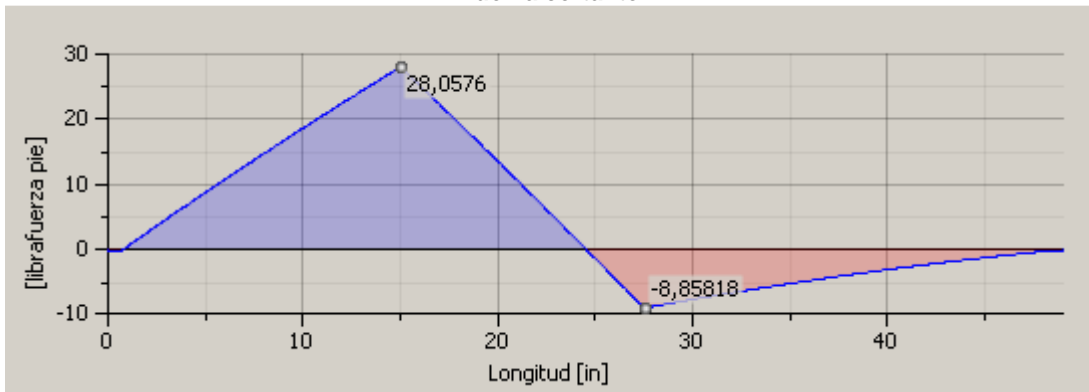
Figura 2.24 Representación del diagrama de cuerpo libre del eje en ordenador (plano XY)

Diagramas de fuerza cortante, Momento flector y Flexión (plano XY)

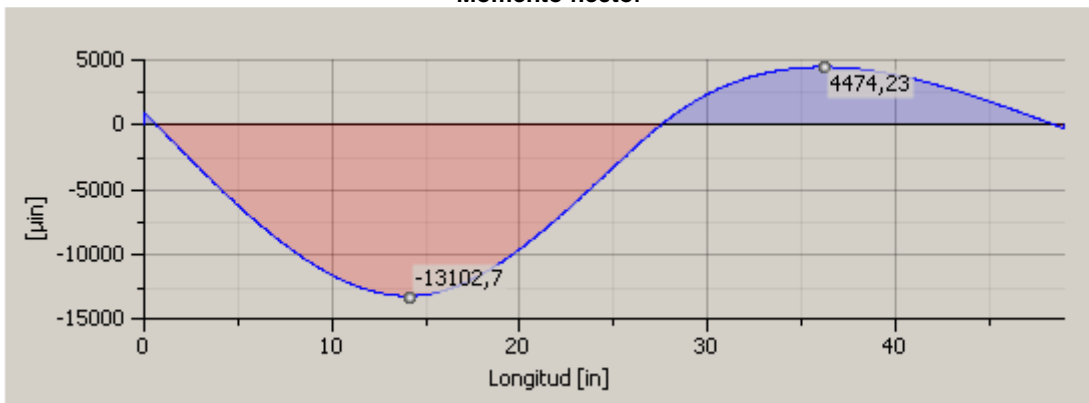




Fuerza cortante



Momento flector



Flexión

Resultados obtenidos:

Tabla 2.15
Resultados obtenidos en el eje mediante ordenador (Plano XY)

Denominación	Símbolo	Magnitud	Unidades	Datos
Longitud	L	121,92	cm	Programa INVENTOR
Masa	m	4,12	Kg	
Tensión de plegado máximo	σb	23,66	Mpa	
Tensión de corte máxima	τS	0,51	Mpa	
Tensión de torsión máxima	τ	0	Mpa	
Tensión máxima	σT	0	Mpa	
Tensión reducida máxima	$\sigma_{red.}$	23,67	Mpa	
Flexión máxima	$f_{m\acute{a}x}$	0,3328	mm	
Ángulo de torsión	\emptyset	0	grados	
Carga tangencial en el piñón				
Flexión en el eje y	f_y	-0,3303	mm	
Flexión en el eje x	f_x	0	mm	
Soporte A				
Fuerza de soporte en el eje z	RA_z	0	Kg	
Fuerza de soporte en el eje y	RA_y	11,455	Kg	
Fuerza de soporte en el eje x	RA_x	0	Kg	
Soporte B				
Fuerza de soporte en el eje z	RB_z	0	Kg	
Fuerza de soporte en el eje y	RB_y	19,705	Kg	
Fuerza de soporte en el eje x	RB_x	0	Kg	
Soporte C				
Fuerza de soporte en el eje z	RC_z	0	Kg	
Fuerza de soporte en el eje y	RC_y	1,591	Kg	
Fuerza de soporte en el eje x	RC_x	0	Kg	

Análisis en el plano XZ

Al realizar el análisis en este plano, se presentan dos cargas presentes en la zona del piñón y en la zona del motor en su respectiva dirección y sentido:

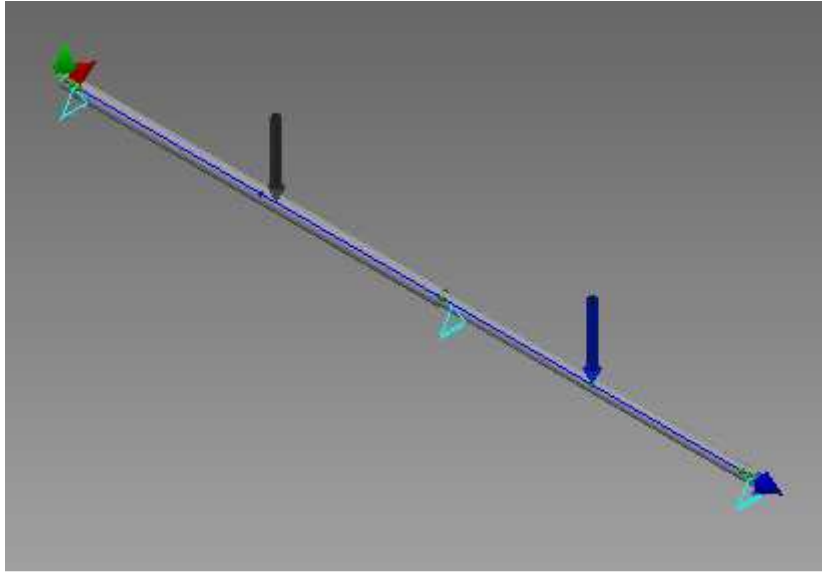


Figura 2.25 Representación espacial del diagrama de cuerpo libre del eje (mediante ordenador)

Fuente: Propia

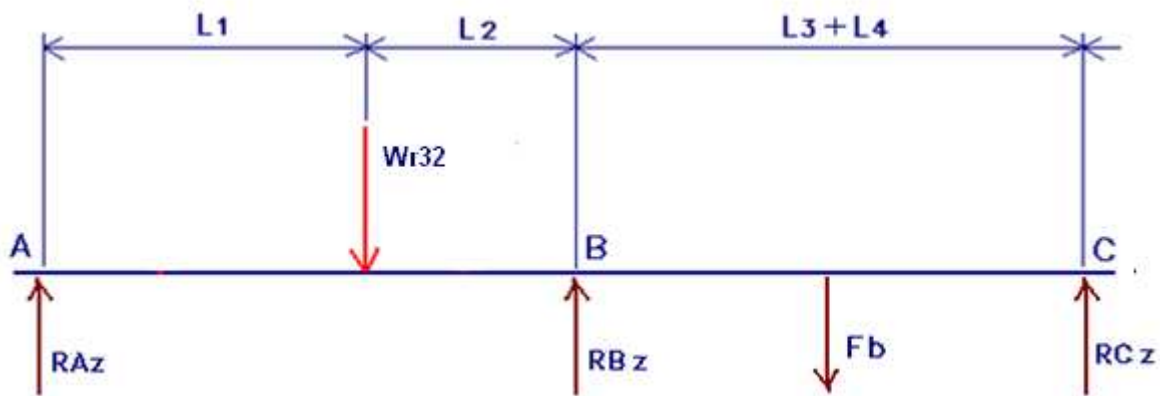


Figura 2.26 Representación del diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ

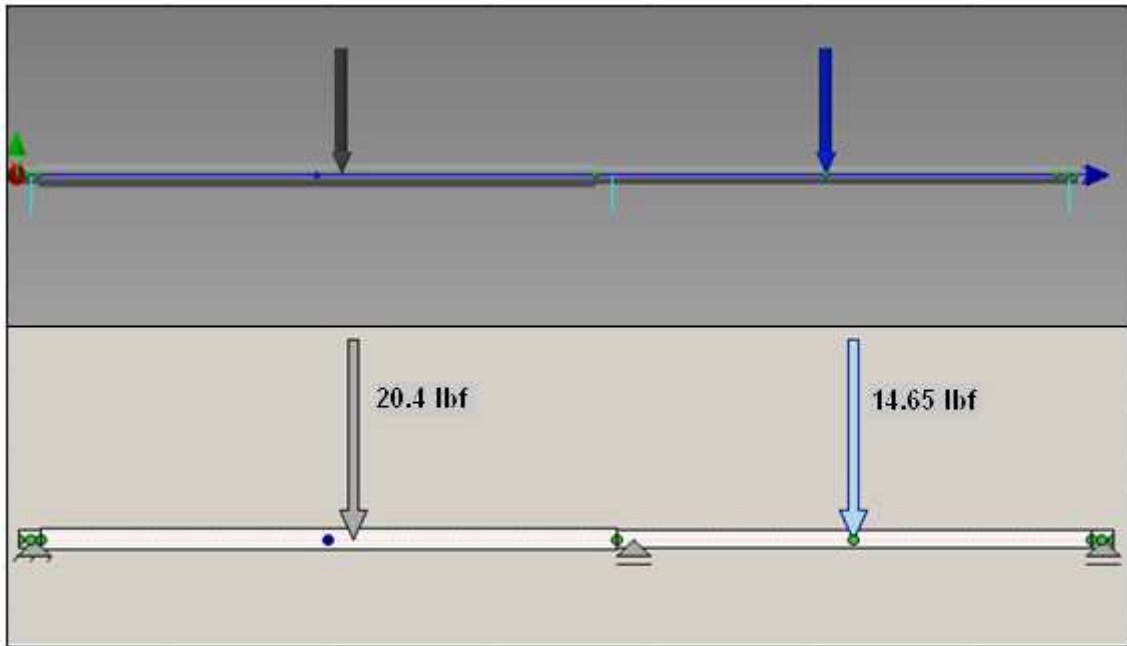
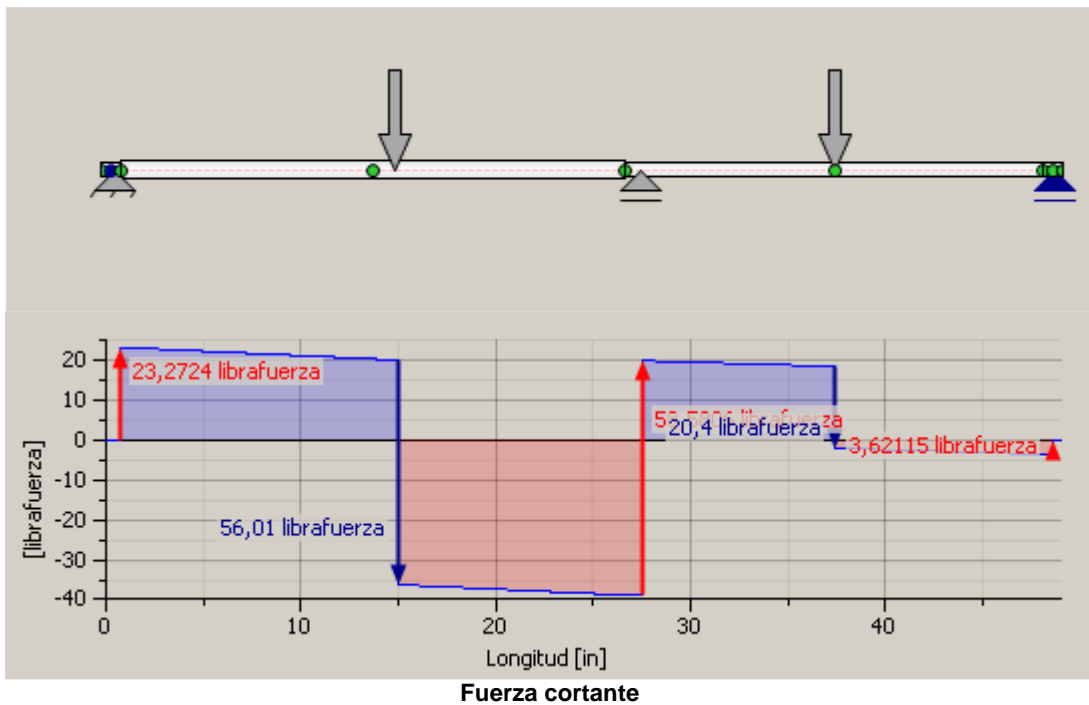
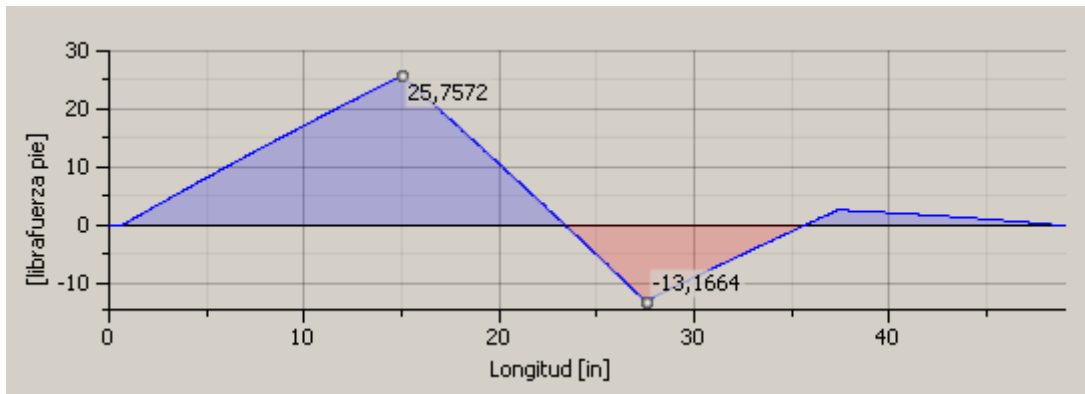
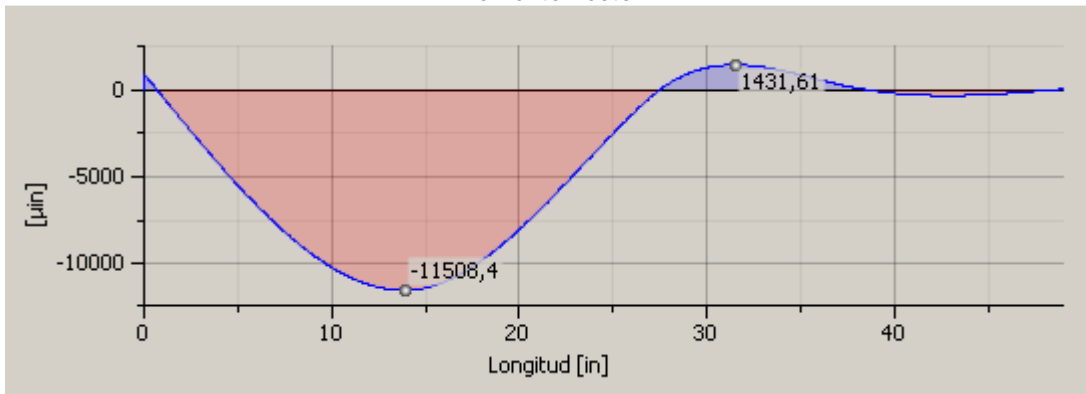


Figura 2.27 Representación del diagrama de cuerpo libre del eje en ordenador (plano XZ)

Diagramas de fuerza cortante, Momento flector y Flexión (plano XZ)



**Momento flector****Flexión**

Resultados Obtenidos:

Tabla 2.16
Resultados obtenidos en el eje 1 mediante ordenador (Plano XZ)

Denominación	Símbolo	Magnitud	Unidades	Datos
Longitud	L	121,92	cm	Programa INVENTOR
Masa	m	4,118	Kg	
Tensión de plegado máximo	σb	21,72	Mpa	
Tensión de corte máxima	τS	0,53	Mpa	
Tensión de torsión máxima	τ	0	Mpa	
Tensión máxima	σT	0	Mpa	
Tensión reducida máxima	$\sigma_{red.}$	21,73	Mpa	
Flexión máxima	$f_{m\acute{a}x}$	0,292	mm	
Ángulo de torsión	\emptyset	0	grados	
Carga radial en el piñón				
Flexión en el eje y	f_y	-0,289	mm	
Flexión en el eje x	f_x	0	mm	
Soporte A				
Fuerza de soporte en el eje z	RA_z	10,577	Kg	
Fuerza de soporte en el eje y	RA_y	0	Kg	
Fuerza de soporte en el eje x	RA_x	0	Kg	
Soporte B				
Fuerza de soporte en el eje z	RB_z	26,627	Kg	
Fuerza de soporte en el eje y	RB_y	0	Kg	
Fuerza de soporte en el eje x	RB_x	0	Kg	
Soporte C				
Fuerza de soporte en el eje z	RC_z	1,645	Kg	
Fuerza de soporte en el eje y	RC_y	0	Kg	
Fuerza de soporte en el eje x	RC_x	0	Kg	

Resultados para el eje de transmisión

Los resultados en el eje obtenidos a continuación, se los obtuvieron mediante iteraciones con los valores calculados y los valores constantes para el diseño del eje:

Tabla 2.17
Resultados obtenidos para el diseño del eje

Eje						
Denominación	Símbolo	Igualdad	Magnitud		Unidades	Observaciones
			Zona Rodillos	Zona Polea		
Diámetro interno	d	-	2,12	1,63	cm	
Momento flector máximo	M	-	527,63	69,27	Kg.cm	
Resistencia última a la Tracción	S_{ut}	-	475,74		Mpa	
Factor de superficie	k_a	$2,7 \cdot (S_{ut})^{-0,265}$	0,87			a y b maq. o lam. en frío
Factor de tamaño	k_b	$0,879 \cdot d^{-0,107}$	0,88	0,91		0,2794 < d < 5,08 cm.
Factor de carga	k_c	-	1,00			
Factor de temperatura	k_d	-	1,00			
Factor de confiabilidad	k_e	-	0,897			confiabilidad 90%
Límite de resistencia a la fatiga probeta	S_e'	0.5x	237,87			$S_{ut} < 1378,95$ Mpa
Límite de resistencia a la fatiga elemento	S_e	$S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f$	164,03	168,30	Mpa	$k_f=1$
Diámetro externo	D	-	2,55	1,95	cm	
Radio de la ranura	r	-	0,38	0,10	cm	
Relación D externo/ D interno	D/d	-	1,20	1,20		
Relación r ranura/ D interno	r/d	-	0,18	0,06		
F. teórico de conc. del esfuerzo (flexión)	K_t	-	1,50	2,50		D/d y r/d
F. teórico de conc. del esfuerzo (torsión)	K_{ts}	-	1,25	1,70		D/d y r/d
Sensibilidad a la muesca: flexión inversa	q	-	0,80	0,65		r y S_{ut}
Sens. m. de materiales a torsión inversa	q_s	-	0,95	0,88		r y BH < 200
F. concen. del esf. fatiga para flexión	K_f	$1 + q(K_t - 1)$	1,40	1,98		
F. concen. del esf. fatiga para torsión	K_{fs}	$1 + q_s(K_{ts} - 1)$	1,24	1,62		
Torque medio	T_m	$\frac{P_{motor}}{N_{eje}}$	84,63	214,86	Kg.cm	
Factor de seguridad	n	$\frac{d^3}{\frac{16}{\pi} \left(\frac{2 \cdot K_f \cdot M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \cdot K_{fs} \cdot T_m}{S_{ut}} \right)}$	2,04	2,98		Goodman: $M_m = 0 = T_a$

2.2.11.2.2 Conclusiones de los resultados obtenidos en el diseño del eje

Como se puede apreciar en los cálculos obtenidos para el aspecto del diseño de ejes, se ha obtenido un factor de seguridad o diseño aceptable para el presente caso, se debe tener la referencia de factores cercanos a 2.5 y como se puede apreciar, los resultados fueron aproximados a este valor.

2.2.12 SELECCIÓN DEL PRODUCTO A ELABORAR

El producto a elaborarse, como ya se conoce, es un tubo, el cual poseerá las características de elementos fundidos o incluso chatarra después de ser sometidos al proceso de colado por centrifugado.

2.2.12.1 Características del material a fundirse

El material a fundirse, consisten en un conjunto de lingotes de aluminio, de 200x90x70 aproximadamente, los cuales se encuentran disponibles en el Laboratorio de Fundición, estos deberán permanecer en el horno a una temperatura aproximada de 300°C y durante un tiempo cercano a una hora.

El material una vez que sale del horno, no debe permanecer expuesto por mucho tiempo al aire libre, debe introducirse en el equipo previamente calentado lo más apresurado posible.

2.2.13 DISEÑO DEL ALIMENTADOR PARA EL COLADO.

El alimentador es un elemento esencial durante el momento de colado, ya que de este depende en parte el estado final del tubo obtenido.

Se deben tomar en cuenta parámetro tales como:

- La altura del alimentador.
- El diámetro del alimentador.
- La inclinación existente del tubo de alimentación a la entrada al molde, etc.

Las medidas establecidas para el diseño del alimentador son las siguientes:

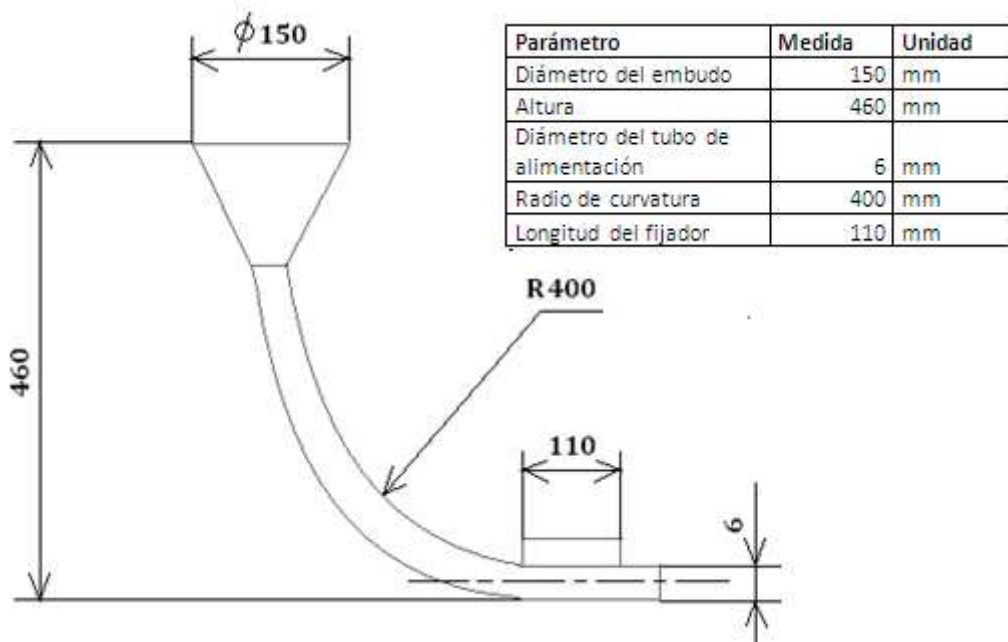


Figura 2.28 Esquema del sistema de alimentación

Fuente: Propia

2.2.14 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

2.2.14.1 CONSIDERACIONES

Un cojinete, también denominado rodamiento o ruliman, es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, sirviéndole de apoyo y facilitando su desplazamiento.

De acuerdo al tipo de contacto que exista entre las piezas, este es principalmente de rodadura.

El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación pueden ser: bolas, rodillos o agujas.

Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, los hay radiales, axiales, y axiales-radiales.

Un rodamiento radial es el que soporta cargas radiales, que son cargas de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta cargas en la dirección de su eje, ejemplo de axial-radial, es generada por ejes que contienen engranes helicoidales.

2.2.14.2 Duración de los rodamientos

La vida

Es el número total de revoluciones u horas de trabajo a una velocidad constante requeridas para que se desarrollen los criterios de falla.

La norma de asociación de fabricantes de cojinetes de rodamiento AFBMA establece que el criterio de falla es la primera manifestación de la fatiga.

Según C. Timken la picadura de una área (agrietamiento o descascarado de una superficie), de 0.01 pulg² es la manifestación para indicar que ha fallado el cojinete, sin embargo la vida útil puede ser algo mayor.

Vida Nominal

El concepto autorizado por AFBMA de vida nominal, es el número de horas de trabajo o (número de rpm) a una velocidad constante que pueda completar el 90% del grupo de cojinetes antes que se desarrolle el criterio de falla (área de 0.01 pulg²), también se le define como la vida mínima o vida L_{10} .

Mischke establece la confiabilidad con la fórmula:

$$R = e^{-\left(\frac{L}{6.84 L_{10}}\right)^{1.17}} \quad \text{Ec.3.82}$$

Donde:

R Confiabilidad en decimal

L Vida requerida para el diseño

L_{10} Vida nominal con la confiabilidad del 90%

2.2.14.3 Cargas en los cojinetes

Mediante pruebas para dos grupos idénticos de cojinetes probados con cargas F_1 y F_2 tienen vidas L_1 y L_2

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^a \quad \text{Ec.3.83}$$

$a = 3$, si es cojinete de bolas

$a = \frac{10}{3}$, si es cojinete de rodillos

2.2.14.4 Resistencia en los cojinetes

Si C es la capacidad básica de carga radial, y se define como la carga radial constante que puede soportar un grupo de cojinetes, aparentemente idénticos, para una vida nominal de un millón de revoluciones del anillo interior (carga estacionaria y anillo exterior fijo).

Relación de la resistencia con las cargas y la vida de diseño

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^a \times 10^6 \quad \text{Ec.3.84}$$

$L = L_1$ Vida deseada $F_1 = F$

$L_2 = 10^6$ Ciclos (Fatiga) $F_2 = C$

Si L en millones de revoluciones:

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^a \rightarrow C = F \cdot L^{1/a}$$

Los fabricantes acostumbran a especificar la carga radial nominal o capacidad básica de carga de un cojinete en correspondencia con una cierta velocidad (RPM) o cierta vida L_{10} en horas.

Timken tabula las capacidades de carga a $L_{10} = 3000$ horas y $n = 500$ rpm. A continuación se indica las ecuaciones para calcular la capacidad de carga, con la cual se va al catálogo de Timken para seleccionar el cojinete adecuado, la ecuación 3.57 posee la confiabilidad del 90%, en la ecuación 3.58 la confiabilidad se puede mejorarla a partir del 90%.

$$C_R = F \left(\frac{L_D}{L_R} \times \frac{n_D}{n_R} \right)^{1/a} \quad \text{Ec.3.85}$$

Ecuación con 90% confiabilidad

$$C_R = F \left(\frac{L_D}{L_R} \times \frac{n_D}{n_R} \times \frac{1}{6.84} \right)^{1/a} \cdot \frac{1}{\left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1.17 a}} \quad \text{Ec.3.86}$$

Ecuación para mayor de 90% confiabilidad

A las ecuaciones anteriores se les puede mejorar al considerar la carga F como una carga equivalente radial y aplicar un factor de diseño que a continuación se indica:

$$C_R = n \cdot F_e \left(\frac{L_D}{L_R} \times \frac{n_D}{n_R} \right)^{1/a} \quad \text{Ec.3.87}$$

Donde:

C_R Capacidad de carga radial

L_R Vida nominal = 3000 horas

n_R Velocidad = 500 rpm

L_D Vida nominal en horas para el diseño

n_D Velocidad en rpm para el diseño

F_e Fuerza radial equivalente

n Factor de diseño (T 11-7 SHIGLEY)

La siguiente ecuación se utiliza para mejorar la confiabilidad, a partir del 90%:

$$C_R = n \cdot F_e \left(\frac{L_D}{L_R} \times \frac{n_D}{n_R} \times \frac{1}{6.84} \right)^{1/a} \cdot \frac{1}{\left[\ln \left(\frac{1}{R} \right) \right]^{1.17 a}} \quad \text{Ec.3.88}$$

Donde:

R Confiabilidad en decimal

2.2.14.5 Selección de cojinetes de bolas y de rodillos

Cojinetes de Bolas y Rodillos Cilíndricos

Para definir la carga radial equivalente F_e , las cargas radial y axial que tengan los cojinetes y que den el mismo efecto, la AFBMA recomienda las fórmulas siguientes en el caso de cojinetes de bolas y de rodillos:

$$F_e = V \cdot F_r \quad \text{Ec.3.89}$$

$$F_e = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Ec.3.90}$$

Donde:

F_e Carga equivalente

F_r Carga radial aplicada

F_a Carga axial aplicada

X Factor radial

Y Factor de empuje axial

X e Y dependen de la configuración geométrica del cojinete, esto es: número de bolas y diámetros de estas, en la T11-2 de SHIGLEY se obtiene los valores de X e Y para cojinetes de bolas, se usa el par que dá la mayor carga equivalente.

$$V = \text{Factor de rotación} \begin{cases} V=1 & \text{Anillo interior rotatorio} \\ V=1.2 & \text{Anillo exterior rotatorio} \\ V=1 & \text{Para coj. autoalineantes} \end{cases}$$

Los cojinetes se designan con códigos o llamado clave o símbolo de series de dimensiones, que cada fabricante establece según su criterio, Shigley trae un extracto de las tablas de Timken para cojinetes de bolas y de rodillos cilíndricos y rodillos cónicos

Cojinetes de Rodillos Cónicos

Para determinar la carga equivalente F_e en los cojinetes de rodillos cónicos, primero se establece un estudio previo de estos cojinetes que soportan cargas radiales o axiales o la combinación de las dos, estos cojinetes aún cuando no actúe ninguna carga externa de empuje, la carga radial induce una reacción de empuje dentro del cojinete a causa de la conicidad, por lo tanto para evitar la separación entre pistas y rodillos debido a este empuje tiene que haber otra fuerza opuesta, es así que se monta los ejes con pares de cojinetes de rodillo cónico, a continuación se indica el montaje de estos cojinetes.

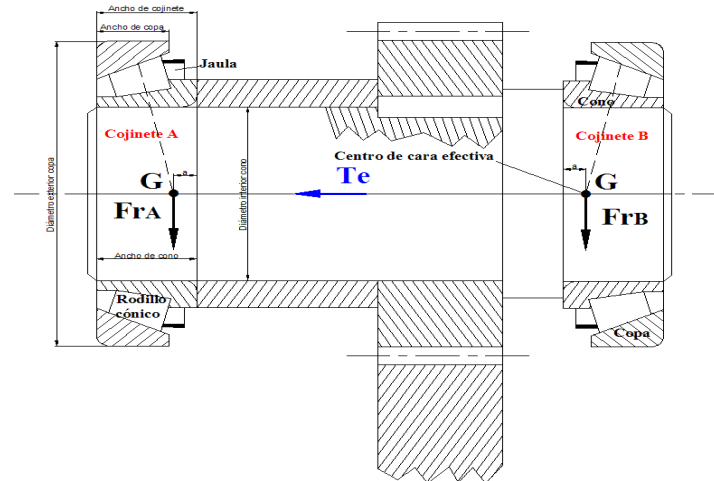


Figura 2.29 Esquema de la disposición de rodamientos en un eje ³²

En la figura anterior se indica el montaje de los cojinetes de rodillo cónico donde se distingue el Cojinete A y el Cojinete B, en este caso, el Cojinete A soporta la carga radial “ F_{rA} ” y la carga de empuje “ T_e ” que son originadas por el engrane helicoidal de dicho eje, en cambio el Cojinete B únicamente está cargado por la carga radial “ F_{rB} ”, en los cojinetes de rodillo cónico la carga radial induce a una carga axial dentro del cojinete $F_a = \frac{0.47 F_r}{K}$, donde 0.47 es la suma de los componentes de empuje de los rodillos, K toman valores de 1.5 y 0.75, normalmente se usan el $K=1.5$ y para cojinetes de gran ángulo $K=0.75$, los valores de K se usan en el cálculo preliminar para verificar si corresponden a los valores exactos, se contrasta con el valor de K de la Fig.11-11.

F_{rA} y F_{rB} se ubican en el diagrama de cuerpo libre en el centro de carga efectivo “G” a una distancia “a” del frente del cojinete como se indica en la figura. De esta manera se obtienen las cargas equivalentes radiales para la figura indicada.

$$F_{eA} = 0.4 F_{rA} + K_A \left(\frac{0.47 F_{rB}}{K_B} + T_e \right) \quad \text{Ec.3.91}$$

³² SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

$$F_{eB} = 0.4 F_{rB} + K_B \left(\frac{0.47 F_{rA}}{A} - T_e \right) \quad \text{Ec.3.92}$$

Donde:

F_{eA} Carga radial equivalente del cojinete A

F_{eB} Carga radial equivalente del cojinete B

F_{rA} Carga radial exterior del cojinete A

F_{rB} Carga radial exterior del cojinete B

T_e Carga axial exterior dirigida al cojinete A

$K_A = K_B = 1.5$ ó 0.75 para el cálculo preliminar

Luego de determinar las cargas radiales equivalentes se procede a determinar la capacidad básica de carga " C_R " para luego con este valor entrar en la Fig.11-11 (shigley) y determinar el cono y la copa.

Selección de Cojinetes según el catalogo 41 250 SA de la FAG

Según el catálogo de la FAG para determinar el tamaño de cojinete en las tablas se debe previamente determinar la capacidad de carga estática si el rodamiento va a estar en reposo o ejecuta movimientos muy lentos y/o la capacidad de carga dinámica si el cojinete va a estar sometido a movimientos rápidos.

Rodamientos solicitados estáticamente

El tamaño del rodamiento se calcula mediante la fórmula:

$$C_o = f_s \cdot P_o \text{ (Kg)} \quad \text{Ec.3.93}$$

Donde:

C_o Capacidad de carga estática (kg). Indicada en las tablas para cada rodamiento. Esta es, en los rodamientos radiales una carga radial, en los axiales, una carga axial tal, que la deformación permanente producida en los puntos de

contacto en los cuerpos rodantes y los caminos de rodadura se igual a 1/10.000 del diámetro de dichos cuerpos rodantes.

f_s Factor de esfuerzos estáticos. Los valores usuales son:

f_s 1.2-2.5 para solicitaciones elevadas

f_s 0.8-1.2 para solicitaciones normales

f_s 0.5-0.8 para solicitaciones pequeñas

P_o Carga estática equivalente (Kg). Esta, es en los rodamientos radiales, una carga radial ficticia, en los rodamientos axiales, una carga axial ficticia que, referida a la deformación permanente, tiene el mismo efecto que la carga real que actúa sobre el rodamiento.

Se calcula mediante la fórmula:

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \text{ (Kg)} \quad \text{Ec.3.94}$$

Donde:

F_r Carga radial (kg)

F_a Carga axial (kg)

X_o Factor radial, ver tablas (catálogo FAG)

Y_o Factor axial, ver tablas (catálogo FAG)

Rodamientos solicitados dinámicamente

El tamaño de un rodamiento se determina con ayuda de la fórmula:

$$C = \frac{f_L}{f_n f_H} \cdot P \text{ (kg)} \quad \text{Ec.3.95}$$

Donde:

C Capacidad de carga dinámica (Kg), que se indica para cada rodamiento en las tablas.

f_L Factor de esfuerzos dinámicos. Si reinan condiciones de servicio análogas a la de un banco de pruebas y se conocen exactamente las cargas que actúan, puede deducirse de este factor el tiempo probable de funcionamiento a la fatiga. Para los diversos casos de aplicación práctica, este factor tiene que incluir la seguridad necesaria y tener en cuenta las características propias de la máquina. (pág. 262 y 263 del catálogo FAG)

f_n Factor de velocidad. Este factor depende únicamente del número de revoluciones, pero es distinto para rodamientos de bolas (pág. 264 del catálogo FAG) y para rodamientos de rodillos (pág. 265 del catálogo FAG).

f_H Factor de dureza, que depende de la temperatura de servicio (pág. 249 del catálogo FAG)

P Carga dinámica equivalente (Kg). Esta carga es, en los rodamientos radiales, una carga radial ficticia, en los rodamientos axiales, una carga axial ficticia, que produce los mismos efectos respecto a la fatiga que la carga combinada. La carga dinámica equivalente se determina con ayuda de la fórmula:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \text{ (Kg)} \quad \text{Ec.3.96}$$

Donde:

F_r Carga radial (Kg)

F_a Carga axial (Kg)

X Factor radial, ver tablas (catálogo FAG)

Y Factor axial, ver tablas (catálogo FAG)

Si en un eje van montados dos rodamientos de bolas de contacto angular o dos rodamientos de rodillos cónicos y está cargado radialmente, aparecen fuerzas axiales de reacción que han de tenerse en cuenta al calcular la carga dinámica equivalente. Para el cálculo, se denomina con A el rodamiento que absorbe la carga axial exterior, con B el otro rodamiento. Y_A es el factor axial del rodamiento A, Y_B el del rodamiento B. Se toma:

Para rodamientos de bolas de contacto angular de la serie 173: $Y = 0.87$

Para rodamientos de bolas de contacto angular de las series 72B y 73B: $Y = 0.57$

Para rodamientos de rodillos cónicos: Y , según tablas (catálogo FAG)

2.2.14.6 Selección de cojinetes para el molde y el eje

$$Fr = \sqrt{RM_y^2 + RM_z^2}$$

$$Fr = \sqrt{33.61^2 + 12.24^2}$$

$$Fr = 35.76 \text{ lb}$$

Para carga dinámica

$$C = \frac{f_L}{f_n f_H} P \text{ [kg]}$$

- ***Punto M***

$$Fr = 35.76 \text{ lb} = 16.25 \text{ kg}$$

$$Fa = 10 \text{ lb} = 4.53 \text{ kg}$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{4.53}{16.25} = 0.28$$

$$C_o = f_s P_o \text{ [kg]}$$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0.8$$

$$P_o = Fr$$

$$P_o = 16.25 \text{ kg}$$

$$C_o = 1,2 \times 16,25 = 19,5 \text{ [kg]}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{4,53}{19,5} = 0,23 \quad \rightarrow \quad e = 0,31 \quad ; \quad Y = 1,4$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = F_r = 16,25 \text{ Kg}$$

$$f_L = 5,5$$

$$f_H = 1 \quad 300 \text{ }^\circ\text{C aprox.}$$

$$f_n = 0,322 \text{ para (1150 rpm)}$$

$$C = \frac{5,5}{0,307 \times 0,6} 16,25 = 485,20 \text{ [kg]}$$

Resumen de resultados:

Tabla 2.18
Resultados para la selección del cojinete M

COJINETE M		
Símbolo	Unidades	Magnitud
TIPO		Rígidos de bolas
d	mm	110,00
Co	Kg	19,55
C		485,20
Fa/Co		0,23
Fa/Fr		0,28
e		0,31
X		1
Y		0
P	Kg	16,25
na	rpm	1160
fn		0,322
fL		9,61
LH		443992,37

Para carga dinámica

$$C = \frac{f_L}{f_n f_H} P \text{ [kg]}$$

- **Punto N**

$$F_r = 14.70 \text{ lb} = 6.68 \text{ kg}$$

$$F_a = 10 \text{ lb} = 4.53 \text{ kg}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4.53}{6.68} = 0.67$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8$$

$$P_o = F_r$$

$$P_o = 6.68 \text{ kg}$$

$$C_o = 1,2 \times 6.68 = 8.01 \text{ [kg]}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{4.53}{8.01} = 0.56 \quad \rightarrow \quad e = 0,44 ; Y = 1.0$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e$$

$$P = 0,56 F_r + Y F_a$$

$$P = 0,56 \times 6.68 + 1 \times 4.53$$

$$P = 8.27 \text{ kg}$$

$$f_L = 5.5$$

$$f_H = 1 \quad 300 \text{ }^\circ\text{C aprox.}$$

$$f_n = 0,322 \text{ para (1150 rpm)}$$

$$C = \frac{5.5}{0.307 \times 0.6} 8.27 = 247 \text{ [kg]}$$

Resumen de resultados:

Tabla 2.19
Resultados para la selección del cojinete N

COJINETE N		
Símbolo	Unidades	Magnitud
TIPO		Rígidos de bolas
d	mm	110,00
Co	Kg	7,55
C		247,00
Fa/Co		0,60
Fa/Fr		0,68
e		0,44
X		0,56
Y		1
P	Kg	8,29
na	rpm	1160
fn		0,405
fL		12,07
LH		879409,27

Selección de cojinetes para el eje

- **Punto A**

$$Fr = 34.3 \text{ lb} = 15.6 \text{ kg}$$

$$Fa = 10 \text{ lb} = 4.53 \text{ kg}$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{4.53}{15.6} = 0.3$$

$$\frac{Fa}{Fr} \leq 0.8$$

$$P_o = Fr$$

$$P_o = 15.6 \text{ kg}$$

$$C_o = 1,2 \times 15,6 = 18,72 \text{ [kg]}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{4,53}{18,72} = 0,24 \quad \rightarrow \quad e = 0,31 \quad ; \quad Y = 1,4$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = F_r$$

$$P = 15,6 \text{ kg}$$

$$f_L = 5,5$$

$$f_H = 1 \quad 300 \text{ }^\circ\text{C} \text{ aprox.}$$

$$f_n = 0,322 \text{ para (1150 rpm)}$$

$$C = \frac{5,5}{0,307 \times 0,6} 15,6 = 465,8 \text{ [kg]}$$

Resumen de resultados:

Tabla 2.20
Resultados para la selección del cojinete A

COJINETE A		
Símbolo	Unidades	Magnitud
TIPO		Rígidos de bolas
d	mm	25,40
Co	Kg	18,72
C		465,80
Fa/Co		0,24
Fa/Fr		0,29
e		0,31
X		1
Y		0
P	Kg	15,59
nb	rpm	1750
fn		0,693
fL		20,70
LH		4437528,23

- **Punto B**

$$F_r = 72.87 \text{ lb} = 33.12 \text{ kg}$$

$$F_a = 10 \text{ lb} = 4.53 \text{ kg}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4.53}{33.12} = 0.13$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq 0.8$$

$$P_o = F_r$$

$$P_o = 33.12 \text{ kg}$$

$$C_o = 1.2 \times 33.12 = 39.74 \text{ [kg]}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{4.53}{39.74} = 0.11 \quad \rightarrow \quad e = 0.27 ; Y = 1.6$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = F_r$$

$$P = 33.12 \text{ kg}$$

$$f_L = 5.5$$

$$f_H = 1 \quad 300 \text{ }^\circ\text{C aprox.}$$

$$f_n = 0.322 \text{ para (1150 rpm)}$$

$$C = \frac{5.5}{0.307 \times 0.6} 33.12 = 989 \text{ [kg]}$$

Resumen de resultados:

Tabla 2.21
Resultados para la selección del cojinete B

COJINETE B		
Símbolo	Unidades	Magnitud
TIPO		Rígidos de bolas
d	mm	25,40
Co	Kg	39,74
C		989,00
Fa/Co		0,11
Fa/Fr		0,14
e		0,27
X		1
Y		0
P	Kg	33,12
nb	rpm	1750
fn		0,693
fL		20,69
LH		4429761,22

- **Punto C**

$$Fr = 5.03 \text{ lb} = 2.28 \text{ kg}$$

$$Fa = 10 \text{ lb} = 4.53 \text{ kg}$$

$$\frac{Fa}{Fr} = \frac{4.53}{2.28} = 1.98$$

$$\frac{Fa}{Fr} > 0.8$$

$$P_o = 0.6F_r + 0.5F_a$$

$$P_o = 0.6(2.28) + 0.5(4.53)$$

$$P_o = 3.63 \text{ kg}$$

$$C_o = 1,2 \times 3.63 = 4.35 \text{ [kg]}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{4.53}{4.35} = 1.04 \quad \rightarrow e = 0,44 ; Y = 1.0$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e$$

$$P = 0,56 F_r + Y F_a$$

$$P = 0,56 \times 2.28 + 1 \times 4.53$$

$$P = 5.8 \text{ kg}$$

$$f_L = 5.5$$

$$f_H = 1 \quad 300 \text{ }^\circ\text{C aprox.}$$

$$f_n = 0,322 \text{ para (1150 rpm)}$$

$$C = \frac{5.5}{0.307 \times 0.6} 5.8 = 173.18 \text{ [kg]}$$

Resumen de resultados:

Tabla 2.22
Resultados para la selección del cojinete C

COJINETE C		
Símbolo	Unidades	Magnitud
TIPO		Rígidos de bolas
d	mm	25,40
Co	Kg	4,35
C		173,18
Fa/Co		1,04
Fa/Fr		1,99
e		0,44
X		0,56
Y		1
P	Kg	5,83
nc	rpm	1750
fn		1,19
fL		35,37
LH		22133341,93

Fuente: Todos los cálculos anteriores fueron basados en el Catálogo 41250 SA de la FAG.

2.2.15 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Como el proyecto consiste en la construcción del equipo, se ha procedido a buscar el tipo de perfil adecuado y los costos del mismo en las diferentes industrias de venta de acero en el distrito y de acuerdo a esto, se realizará el diseño de las vigas y columnas mediante la utilización de características del acero A36 encontradas en catálogos proporcionados por la empresa DIPAC.

Para el presente diseño, se tomaron en cuenta las dos principales vigas que soportan todo el peso del sistema, el mismo proceso se aplicará para el caso de las columnas.

2.2.15.1 Diseño de las vigas

Mediante ordenador, se establece el adecuado análisis incluso la simulación de la viga respecto a las cargas provenientes de los rodamientos, los cuales a su vez, como todo proceso de diseño, dependen de las cargas provenientes del molde y motor eléctrico.

Tipo de viga utilizada

GB/T 9787- 40 x40 x5

Tabla 2.23
Características del perfil utilizado para la construcción del equipo

Características físicas para las vigas y columnas				
Denominación	Símbolo	Magnitud	Unidades	Datos
Límite de elasticidad	Sy	303,37	Mpa	Valores obtenidos mediante ordenador y catálogos
Módulo de elasticidad	E	204774,34	Mpa	
Densidad	ρ	7,882	gr/cm ³	
Longitud	L	49,479	cm	
Anchura	a	3,988	cm	
Altura	H	3,988	cm	
Área	A	3,794	cm ²	
Inercia x	Ix	5,536	cm ⁴	
Inercia y	Iy	5,536	cm ⁴	
Momento polar de inercia	J	0,333	cm ⁴	

Fuente: Propia

Diseño de la viga 1

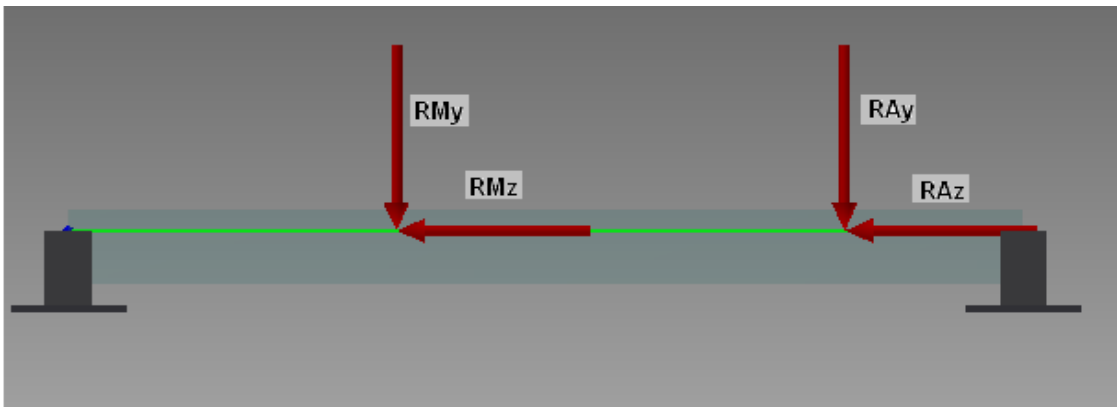
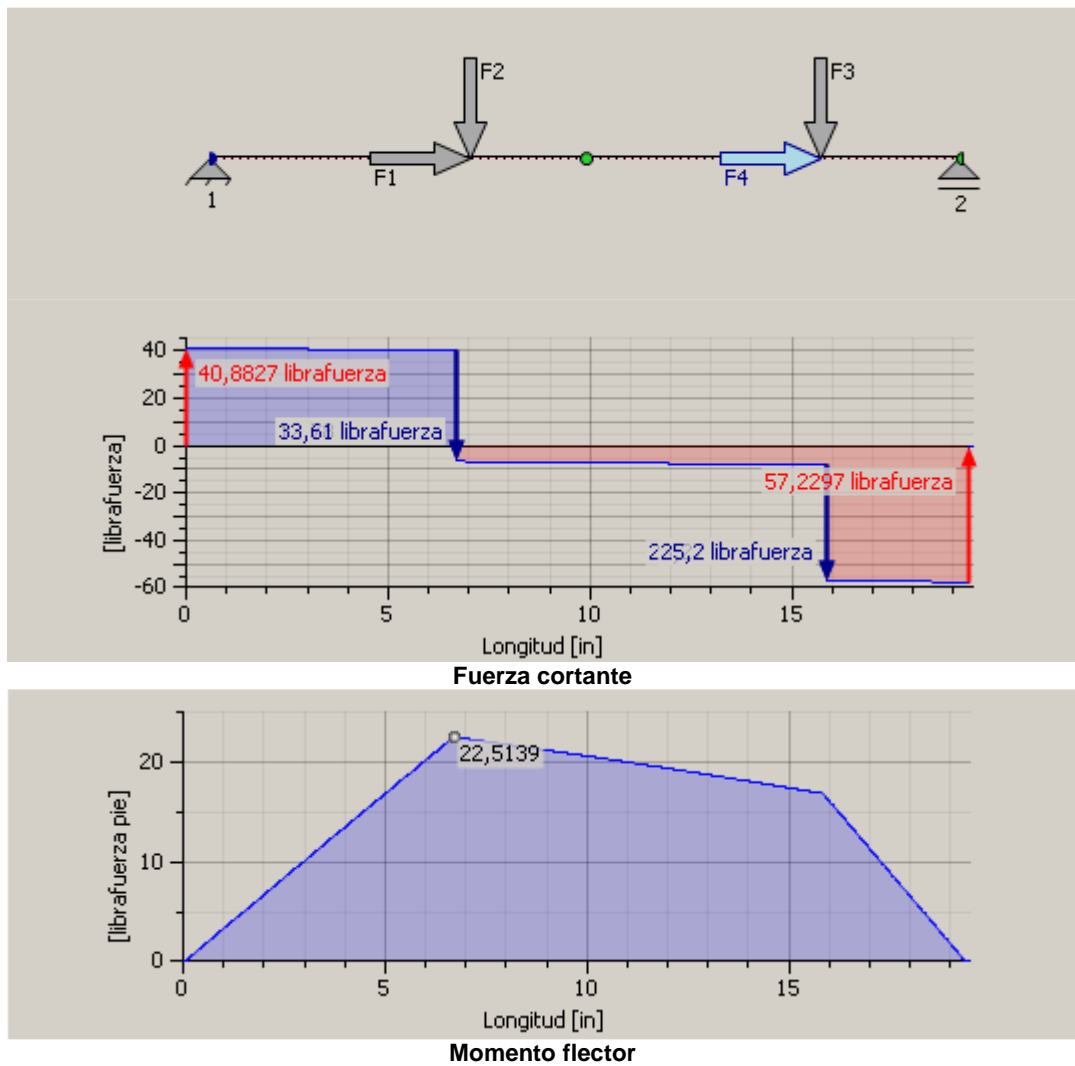


Figura 2.30 Representación del diagrama de cuerpo libre de la viga en ordenador (Viga1)

Diagramas de fuerza cortante y Momento flector (Viga 1)

- *Plano YZ*



Resultados Obtenidos:

Tabla 2.24
Resultados obtenidos para el caso de la viga 1

Resultados viga 1				
Denominación	Símbolo	Magnitud	Unidades	Datos
Restricción fija 1	R1y	18,58	Kgf	Valores obtenidos mediante ordenador
Restricción fija 2	R2y	26,01	Kgf	
Momento máximo	Mmáx.	311,87	Kgf*cm	
Tensión normal máxima	Smáx	1,19	Mpa	
Tensión de corte máxima	Tmáx	1,02	Mpa	
Tensión reducida máxima	Sred.	16,79	Mpa	

Cálculo del factor de seguridad para la viga 1

$$n = \frac{S_y}{S_{adm}} \quad \text{Ec.3.69}$$

Donde.

n Factor de seguridad o diseño

S_y Límite de elasticidad

S_{adm} Esfuerzo admisible en el material

Por lo tanto

$$n = \frac{S_y}{S_{adm}} = \frac{303.8 \text{ MPa}}{1.19 \text{ MPa}}$$

$$n = 255.16$$

Diseño de la viga 2

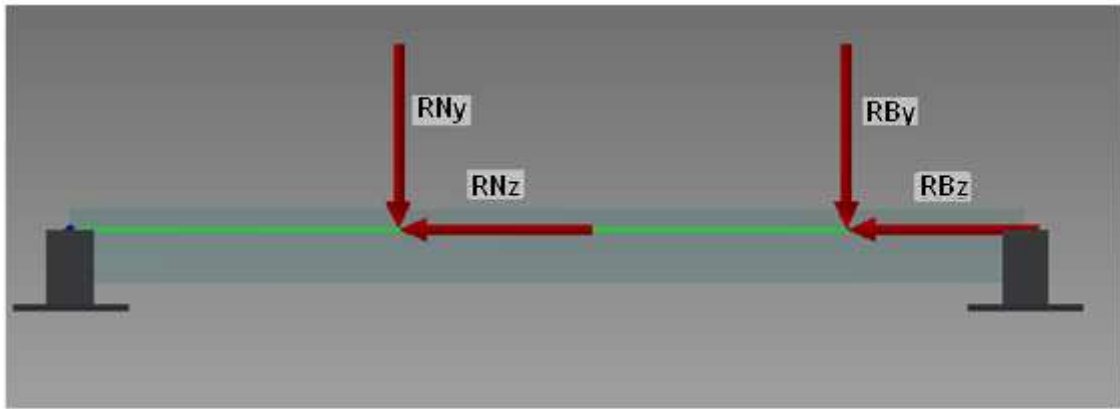
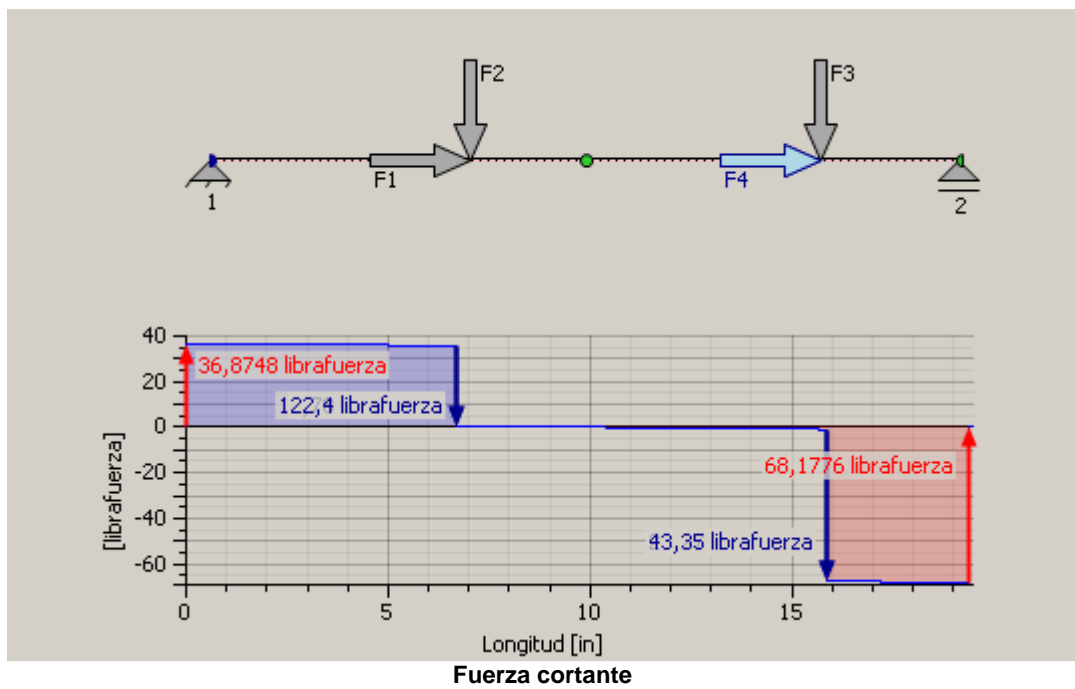


Figura 2.31 Representación del diagrama de cuerpo libre de la viga en ordenador (Viga 2)

- *Plano XY*



Resultados obtenidos:

Tabla 2.25
Resultados obtenidos para el caso de la viga 2

Resultados viga 2				
Denominación	Símbolo	Magnitud	Unidades	Datos
Restricción fija 1	R1y	16,76	Kgf	Valores obtenidos mediante ordenador
Restricción fija 2	R2y	30,99	Kgf	
Momento máximo	Mmáx.	281,94	Kgf*cm	
Tensión normal máxima	Smáx	1,56	Mpa	
Tensión de corte máxima	Tmáx	1,45	Mpa	
Tensión reducida máxima	Sred.	15,61	Mpa	

Cálculo del factor de seguridad para la viga 2

En base a los resultados obtenidos y sustituyendo los valores respectivos en la ecuación la ecuación 3.69:

$$n = \frac{S_y}{S_{adm}} = \frac{303.8 \text{ MPa}}{1.56 \text{ MPa}}$$

$$n = 194.74$$

3.2.16.1.1 Simulación de las vigas

Análisis en la viga 1

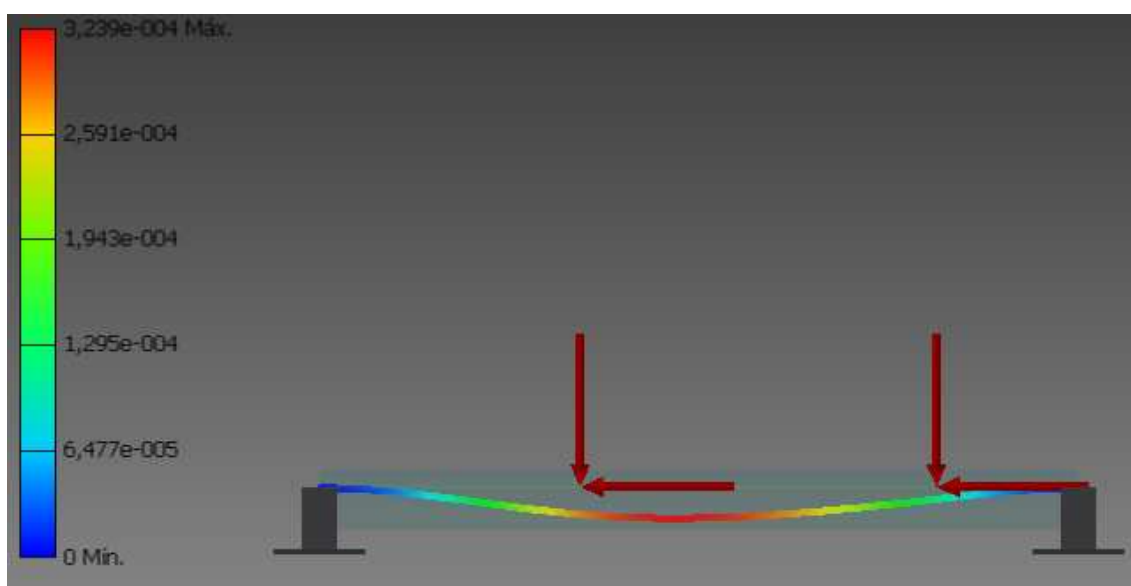


Figura 2.32 Simulación de desplazamientos de la viga 1

Análisis en la viga 2

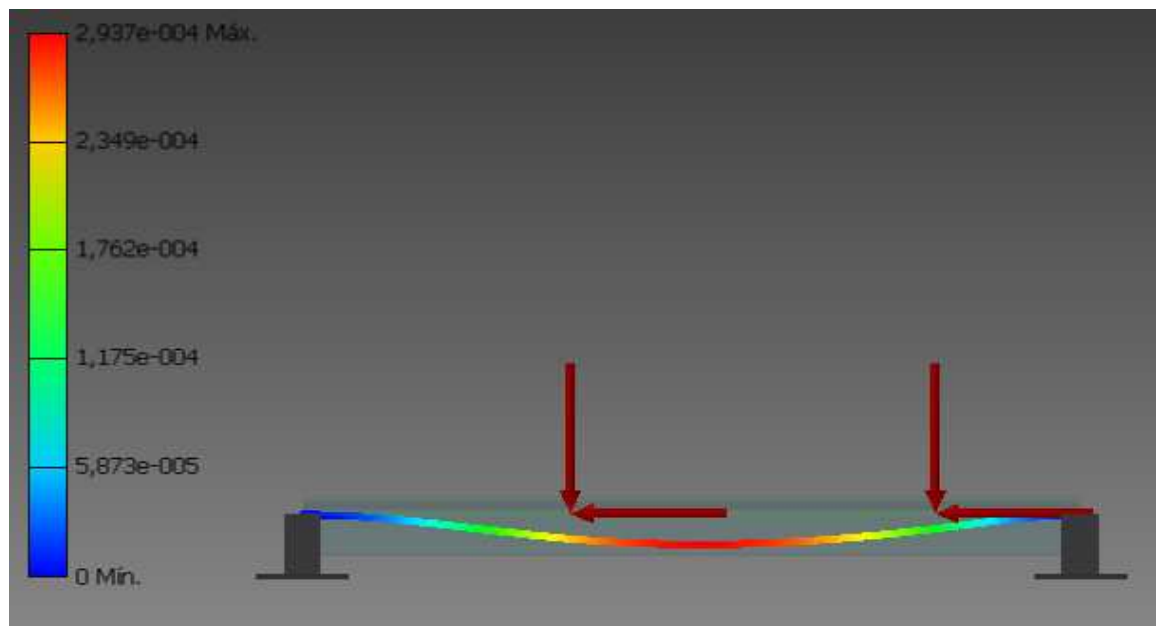


Figura 2.33 Simulación de desplazamientos de la viga 2

Conclusión de la simulación de vigas

En este presente caso, los datos de diseño ingresados al ordenador, son aceptables ya que los resultados de la simulación ratifican la presencia de pequeños desplazamientos, lo cual es aceptable si se toma en cuenta la teoría del análisis numérico y de los elementos finitos.

2.2.15.2 Diseño de columnas

2.2.15.2.1 Consideraciones y diseño

El diseño de columnas se basa en ecuaciones empíricas que reflejan los resultados de número de pruebas de laboratorio.

Durante el último siglo, muchas columnas de acero han sido probadas aplicándoles una carga axial céntrica e incrementando la carga hasta producir la falla donde para una de muchas pruebas, se ha marcado un punto con la ordenada igual al esfuerzo normal S_{cr} de falla y su abscisa igual al valor correspondiente de la relación efectiva de esbeltez L_c/r . Aunque hay considerable

dispersión en los resultados, se observan regiones correspondientes a tres tipos de falla.

Para columnas largas, donde L_c/r es grande, la falla se puede predecir con exactitud mediante la fórmula de Euler, y el valor de S_{cr} depende del módulo de elasticidad E del acero utilizado, pero no del límite de fluencia S_Y . Para columnas muy cortas y bloques a compresión, la falla ocurre esencialmente como un resultado de la fluencia, y tenemos $S_{cr} \approx S_Y$. Las columnas de longitud intermedia comprenden los casos en donde la falla depende de S_Y y E . en este rango, la falla de la columna es un fenómeno complejo y se han usado datos de laboratorio para guiar el desarrollo de ecuaciones de diseño y especificaciones.

Las ecuaciones empíricas que expresan esfuerzos permisibles o esfuerzos críticos en función de la relación efectiva de esbeltez se introdujeron hace más de un siglo y han experimentado un proceso continuo de refinamiento y mejora. Algunas ecuaciones empíricas típicas, utilizadas para aproximar datos de laboratorio. Como una sola ecuación no es adecuada para todos los valores de L_c/r se han desarrollado ecuaciones diferentes, cada una con un rango de aplicabilidad.

Diseño del esfuerzo permitido

Las ecuaciones más usadas para el diseño de columnas de acero bajo una carga céntrica se encuentran en las especificaciones del American Institute of Steel Construction. Como se verá, una expresión parabólica se usa para predecir S_{perm} en las columnas de longitudes cortas e intermedias y una relación de tipo Euler se utiliza para columnas largas, estas relaciones se desarrollan en dos pasos:

1 Primero se obtiene una curva que representa la variación de S_{cr} contra L_c/r (Figura). es importante observar que esta curva no incorpora ningún factor de seguridad. La porción AB de la curva es un arco de parábola definido por una ecuación de la forma:

$$S_{cr} = S_o - k \left(\frac{L}{r} \right)^2 \quad \text{Ec.3.70}$$

Mientras la porción BE es parte de la curva de Euler DBE definida por la ecuación:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L}{r} \right)^2} \quad \text{Ec.3.71}$$

Note que como $\sigma_{cr} \approx S_Y$ para $L/r=0$, la constante S_o en la Ec.3.70 debe ser S_Y . Por otra parte, en las especificaciones de la AISC, se supone que en el punto B donde la parábola se une a la curva de Euler, el esfuerzo crítico es igual a la mitad del esfuerzo de fluencia. Llamando C_c al valor de L/r en ese punto, la Ec.3.70 da por tanto:

$$\frac{1}{2} S_Y = S_Y - K C_c^2 \quad \text{Ec.3.72}$$

$$K = \frac{S_Y}{2 C_c^2} \quad \text{Ec.3.73}$$

Sustituyendo para S_o y k en la ecuación (A), se halla que:

Para $L/r \leq C_c$:

$$S_{cr} = S_Y \left[1 - \frac{\left(\frac{L}{r} \right)^2}{2 C_c^2} \right] \quad \text{Ec.3.74}$$

y recordando a partir de la Ec.3.71 que

Para $L/r \geq C_c$:

$$S_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L}{r} \right)^2} \quad \text{Ec.3.75}$$

Haciendo $S_{cr} = \frac{1}{2}S_y$ y $L/r = C_c$ en la Ec.3.75, se halla que:

$$C_c^2 = \frac{2 \pi^2 E}{S_y} \quad \text{Ec.3.76}$$

2 Se debe introducir un factor de seguridad para obtener las ecuaciones de diseño de la AISC que definen el S_{perm} como función de L/r . Para $L/r \geq C_c$, esto es para columnas largas, se usa un factor de seguridad constante de 1.92. Dividiendo el valor obtenido en la Ec.3.73, para S_{cr} por este factor de seguridad y observando que las especificaciones de la AISC establecen que L/r no debe pasar de 200, se escribe:

Para $L/r \geq C_c$;

$$S_{perm} = \frac{\pi^2 E}{1.92 (L/r)^2} \quad \text{Ec.3.77}$$

Para columnas cortas e intermedias, se utiliza la siguiente expresión para determinar el factor de seguridad:

$$n = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{L/r}{C_c} - \frac{1}{8} \left(\frac{L/r}{C_c} \right)^3 \quad \text{Ec.3.78}$$

Dividiendo la expresión obtenida en 3.74 para S_{cr} por este factor de seguridad, se escribe:

Para $L/r < C_c$;

$$S_{perm} = \frac{S_y}{n} \left[1 - \frac{(L/r)^2}{2C_c^2} \right] \quad \text{Ec.3.79}$$

Al igual que en el diseño de las vigas, para el diseño de las columnas, se utiliza el modelo de cálculo mediante ordenador, y se toman en cuenta las cuatro

principales columnas que soportan en su mayoría el peso del sistema, y como éstas poseen geometrías y cargas puntuales iguales respecto a cada viga, se diseñará solo dos, es decir se diseñará dos columnas por cada viga.

Cálculo del factor de seguridad o diseño de las columnas.

$$C_c^2 = \frac{2 \pi^2 E}{S_y} \quad \text{Ec.3.80}$$

Donde:

S_y Límite de fluencia o límite de elasticidad

$\frac{L_c}{r}$ Relación de esbeltez

L Longitud de la columna

L_c Longitud corregida

n Coeficiente de condiciones finales

r Radio de giro del perfil

$$C_c^2 = \frac{2 \pi^2 29700000 \text{Psi}}{44000 \text{Psi}}$$

$$C_c^2 = 13323.96$$

$$C_c = 115.42$$

Coefficiente de condiciones finales

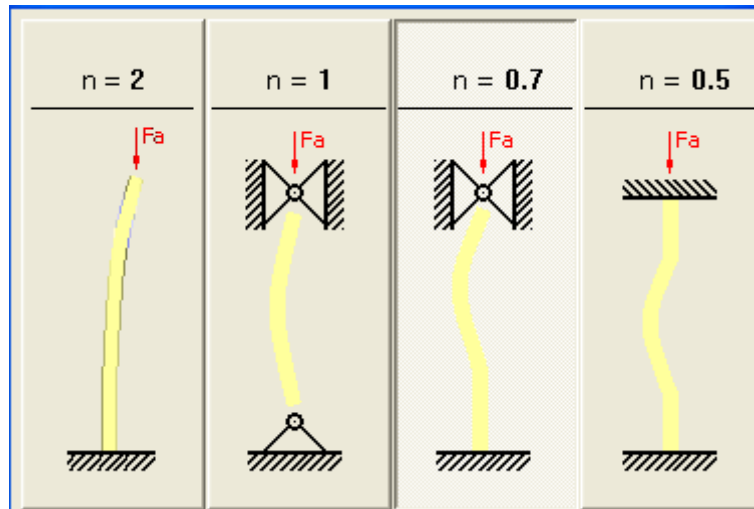


Figura 2.34 Coeficiente de condiciones finales para columnas

Fuente: Propia

$n = 0.7$

$L = 2.36$ pulg.

Se aplicará la ecuación siguiente:

$$n = \frac{L_c}{L} \quad \text{Ec.3.81}$$

Donde:

L_c Longitud corregida de la columna

L Longitud original de la columna

Despejando y sustituyendo valores, se tiene:

$$L_c = n L = (0.7)(2.36 \text{ pulg.})$$

$$L_c = 1.652 \text{ pulg.}$$

Mediante la ecuación:

$$I = A r^2 \quad \text{Ec.3.82}$$

Donde:

A Área transversal de la columna

r Radio de giro

Despejando y sustituyendo valores, para hallar el radio de giro, se tiene:

$$r^2 = I/A$$

$$r^2 = \frac{0.133 \text{ pulg.}^4}{0.351 \text{ pulg.}^2}$$

$$r = 0.378 \text{ pulg.}$$

$$\frac{L_c}{r} = \frac{1.652 \text{ pulg.}}{0.378 \text{ pulg.}} = 4.37$$

Y para el caso de columnas cortas e intermedias, se sabe que el factor de seguridad está dado por la Ec.3.78:

$$n = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{L/r}{C_c} - \frac{1}{8} \left(\frac{L/r}{C_c} \right)^3$$

Por lo tanto:

$$n = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left(\frac{12}{115.42} \right) - \frac{1}{8} \left(\frac{12}{115.42} \right)^3$$

$$n = 1.68$$

Conclusión del diseño de columnas

De acuerdo a los resultados provenientes de la simulación en el programa INVENTOR, el cual utilizando el método de los elementos finitos, proporcionó los

resultados de los pandeos que tendría la columna y como se observa en las dos figuras anteriores, estos desplazamientos o pandeos son mínimos, con lo cual el modelo de perfil y sus características físicas y mecánicas son aceptables para soportar el peso de la máquina

Conclusión del diseño de la estructura:

De acuerdo a la disposición de las vigas y los respectivos análisis en las partes que soportarán la mayor cantidad de peso, se establece que la estructura es aceptable para poder soportar los sistemas anteriormente diseñados así como también soportar el peso del motor eléctrico.

La estructura diseñada, tendrá la siguiente apariencia final:

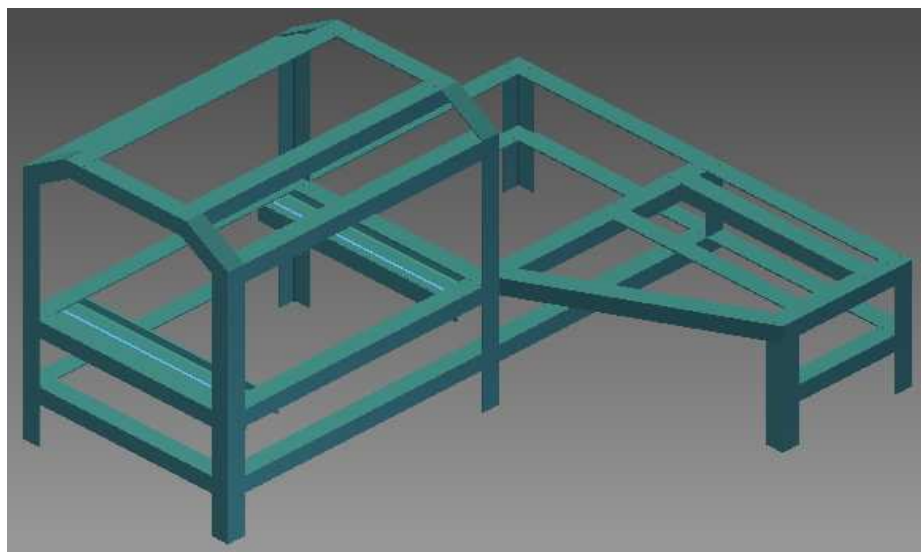


Figura 2.35 Aspecto final de la estructura previo a su construcción

Fuente: Propia

2.2.16 DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Se ha estudiado que la relación entre la temperatura inicial del molde y la estructura de la fundición resultante varía de acuerdo al espesor de la pared de la

barra que se va a fundir y al espesor del molde, es decir afecta el tamaño de grano, afinándolo, por ello la resistencia mecánica es mejor.

Se llega a la temperatura apropiada del molde que se encuentra en un valor nominal entre 150 a 500 °C.

El sistema de calentamiento tendrá la siguiente forma

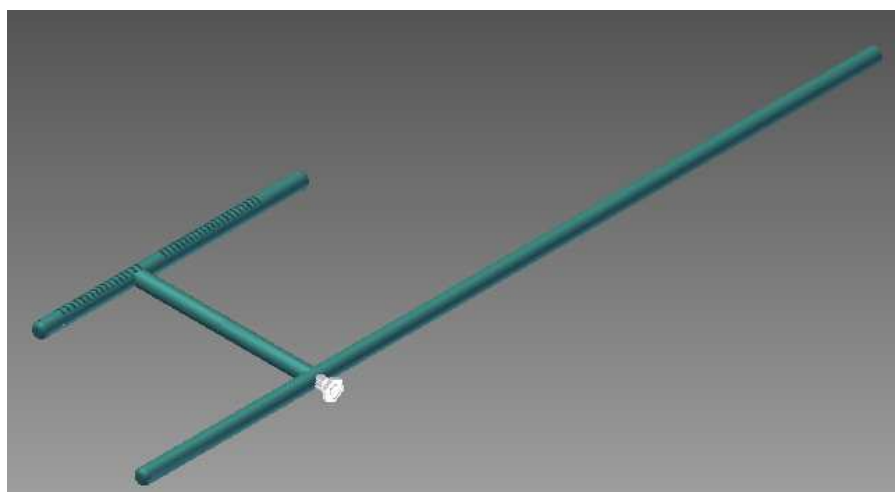


Figura 2.36 Aspecto final del sistema de calentamiento previo a su construcción

Fuente: Propia

La ubicación del quemador debe ser la adecuada para que se dé un calentamiento uniforme en la parte interna de todo el molde.

El equipo posee un quemador que combustión a base a gas propano para poder precalentar el molde. Además se encenderá el quemador que se encuentra en el extremo final del molde el cual será responsable de generar una llama que haga posible llevar a un intervalo de temperatura al molde cuya finalidad será disminuir el choque térmico entre el metal fundido y el molde.

2.2.17 DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Para ser más eficientes en la parte de enfriamiento del molde es conveniente que se pongan mecanismos de enfriamiento forzado ya sea ventiladores, aspersores de agua, en algunos casos aletas para que exista una mayor área de convección.

2.2.18 Razón de enfriamiento.

Se desarrollara un modelo de transferencia de calor que permitirá además de describir el perfil térmico del molde ayudara a interpretar si el coeficiente de convección generado por la velocidad rotacional es capaz de disipar el calor en un tiempo propuesto de diseño.

Un vertido más lento puede compensar alguna magnitud de incremento de temperatura. Es decir, la velocidad de rotación mínima para la fundición será más baja al usar una razón de vertido lenta. Por ello se ha definido una tasa fija de entrega de material fundido (independiente a la dimensión de la fundición), para poder determinar si la tasa de transferencia de calor es la idónea y pueda cumplir con los requisitos de mantener el metal en el arco generado.

CAPITULO III.

3. CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO

3.1 MODIFICACIÓN DE LA COQUILLA

3.1.1 MAQUINADO DE LA COQUILLA

La parte interna del molde, se maquina, a través de un proceso de rectificado, esto debido a las exigencias del acabado superficial en el tubo a elaborarse.

Además, se debe tener en cuenta que el tubo a elaborarse debe tener una considerable uniformidad en cuanto a distribución y espesor, por esta razón, la parte rectificada del molde, es cubierta por aceite.

3.1.2 CONSTRUCCIÓN DE LAS TAPAS DE LA COQUILLA

De acuerdo al funcionamiento del equipo, teniendo en cuenta el grosor del tubo a elaborarse, se construyeron dos tapas, las cuales tenían la característica de entrar bajo presión a los respectivos extremos del molde o coquilla y además poseen ciertos tornillos para poder extraerlos en el momento que termine todo el proceso de colado. El material utilizado fue Acero A36.

3.2 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Primeramente después de calcular, seleccionar y adquirir la máquina impulsora, engranes, rodamientos, poleas y la banda, se procedió a ensamblarlos a través del eje de transmisión.

3.2.1 ENSAMBLAJE DE ENGRANES AL MOLDE

Una vez calculado el sistema de engranes, a través de la potencia del motor, las revoluciones del molde, se procedió a ensamblar los engranes a la coquilla y al

eje, teniendo en cuenta la relación existente entre dichos engranes, además se tuvo en cuenta la ubicación del engrane mayor en un punto adecuado en la longitud del molde para una adecuada transmisión de movimiento



Figura 3.1 Elementos mecánicos solidarios al molde

Fuente: Propia

Con el fin de disminuir los valores de las cargas axiales en el molde, se eligieron engranes rectos.

3.2.2 ENSAMBLAJE DEL MOLDE, ENGRANES, EJE, POLEAS Y RODAMIENTOS

Finalmente, después de la compra de los elementos necesarios, se procedió a ensamblarlos.

Posteriormente se construyeron un par de chumaceras para los rodamientos de rodillos que soportaría y darían movimiento al molde, estos a su vez tienen la característica de ser lubricados, esto debido al ruido que producen durante el funcionamiento de la máquina, ya que ésta gira a considerables revoluciones, el ensamblaje entre el molde y las dos chumaceras mencionadas, es fijo,

convirtiéndose en un solo sistema de funcionamiento, es por esta razón que se debe tener un especial cuidado con los rodamientos del molde ya que se encuentran ensamblados a éste sin posibilidad de extraerlos.

Una vez ensamblado el sistema anterior, se procede a crear el sistema formado por el engrane menor, poleas y eje.



Figura 3.2 Sistema de transmisión en donde se puede observar el motor acoplado a la estructura para transmitir movimiento al molde a través del eje de transmisión

Fuente: Propia

Igualmente se procede a ubicar el eje a una distancia prudencial de la estructura y también de acuerdo a los diámetros calculados de los engranes para definir la distancia eje – molde, el eje se lo ubica de igual manera con un grupo de tres rodamientos pequeños, los cuales se ubican a lo largo de la estructura.

Posteriormente se ensambla los dos sistemas anteriores, que a su vez se los conecta al motor o máquina impulsora por medio de las poleas y la banda.

3.3 CONSTRUCCIÓN DEL ALIMENTADOR

Para la construcción del alimentador para el colado, se tuvo en cuenta las revoluciones del molde y la cantidad de colada que ingresaría, así como su temperatura.

Se construyó un sistema de una altura considerable, con el fin de que el material fundido cubra toda la longitud del molde ya que la colada ganaría energía desde el momento de su ingreso.



Figura 3.3 Imagen del sistema de alimentación

Fuente: Propia

El alimentador, se construyó a través de una plancha de acero, con la cual se obtuvo la forma curvilínea del cuello del alimentador así como su forma tubular.

De manera similar se construyó el embudo para el ingreso de la colada.

3.4 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

El sistema de calentamiento se lo construyó a través de un tubo de $\frac{1}{2}$ pulgada, ubicado en la parte inferior y cercano al molde.

Este tubo por el cual circulará el gas para el calentamiento del molde, posee dos grupos de agujeros, a través de los cuales se generará la llama que calentará al molde.



Figura 3.4 Sistema en donde se puede observar el mecanismo de calentamiento únicamente al molde y no a los engranes

Fuente: Propia

Dichos agujeros se los creó en un lugar adecuado del tubo de gas, de tal modo que caliente al molde y no a los engranes.

Este sistema a su vez se encuentra conectado a una manguera y dos válvulas para el control del gas doméstico utilizado.



Figura 3.5 Manguera perteneciente al sistema de calentamiento la cual se conecta al tanque de gas para generar la llama

Fuente: Propia

3.5 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Para el caso del sistema de enfriamiento, se tiene en cuenta la existencia de la convección natural a través del aire natural y la convección forzada a través de un ventilador doméstico

3.6 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA

Para la construcción de la estructura, se tuvo en cuenta la cantidad de espacio que ocupaba los sistemas anteriormente construidos y ensamblados



Figura 3.6 Estructura previamente diseñada en proceso de construcción

Fuente: Propia

3.6.1 SOLDADURA DE VIGAS

Se procedió a ensamblar a través de soldadura la parte delantera de la estructura, debido a que esta es la que ocupa más espacio. Se creó una especie de caja dentro de la cual se encuentra alojado el molde y los engranes, el objetivo de crear la caja, fue que ésta sería soldada a una plancha de acero para fines de seguridad.

Igualmente en la zona en donde se encuentra el motor, se procedió a establecer un adecuado ensamblaje de los perfiles, con el fin de que resistan el peso del motor el cual es considerable.

Una vez que la estructura estuvo ensamblada, se procedió a esmerilar las zonas de soldadura en donde existía exceso de material, para finalmente proceder al lijado y pintado del ensamblaje total.

CAPITULO IV.

4. PROTOCOLO DE PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. PROTOCOLO DE PRUEBAS

Como se sabe, el objetivo principal del equipo es la obtención del tubo en condiciones aceptables.

Durante la primera prueba realizada con el equipo, se pudo observar y comprobar algunos aspectos faltantes del mismo, lo cual terminó con un problema durante el colado, en donde la colada ingresó a los rodamiento, impidiendo de esta manera la continuidad del proceso, durante esta primera prueba, se pudo comprobar la importancia de algunos factores tales como la velocidad de ingreso de la colada al molde, la temperatura de la colada y la altura del sistema de alimentación.



Figura 4.1 Producto obtenido como resultado de la primera prueba

Fuente: Propia

En este modelo obtenido después de la fallida primera prueba, se pueden observar la presencia de varias juntas frías, las cuales se formaron en el momento

en que la máquina se detuvo, debido a la salida de la colada por la tapa delantera y la inserción de la misma en los rodamientos.

Estas juntas frías se pueden observar en la siguiente figura:



Figura 4.2 Presencia de juntas frías en el primer modelo obtenido

Fuente: Propia

Posteriormente en la segunda prueba realizada, se obtuvo el modelo definitivo del tubo que se debe obtener por este método de fundición.

Este tubo se lo obtuvo después de asegurar de mejor manera las tapas en las partes anterior y posterior de la coquilla, mediante la presencia de pernos.

En la segunda y definitiva prueba, se obtuvo el siguiente modelo:



Figura 4.3 Modelo definitivo del tubo sin costura fabricado por el método de colado por centrifugado horizontal.

Fuente: propia

4.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Finalmente cuando se obtuvo el producto requerido, se procedió a analizar el estado superficial del mismo.

Como se puede observar en la figura, el tubo posee una superficie aceptable, con las huellas que indican que la colada se distribuyó adecuadamente por el molde o coquilla.



Figura 4.4 Superficie final del modelo resultante de la segunda prueba

Fuente: propia

Se puede notar que debido a las revoluciones que fueron calculadas para el diseño de la máquina, se obtiene un tubo con un espesor uniforme y que demuestra la efectividad de este método:



Figura 4.5 Ancho del tubo y distribución interna uniforme del material para formar el tubo

Fuente: propia

Existe la presencia de juntas frías al final del mismo, esto se debe a que el material ya se solidificó al llegar al extremo del tubo en donde se encontraba el ventilador para el enfriamiento. Estas se las puede observar en la siguiente figura:



Figura 4.6 Juntas frías presentes al final del tubo

Fuente: propia

Finalmente, se puede afirmar que la característica del tubo es aceptable, para el presente caso, mediante la fundición de aluminio y con el equipo de colado por centrifugado horizontal.



Figura 4.7 Equipo de colado por centrifugado horizontal y el producto obtenido

Fuente: Propia

4.3 COSTO DEL EQUIPO

Para tener el costo de la construcción del equipo de colado por centrifugado horizontal, se tomarán en cuenta y por separado solo los dos tipos de costos que se encuentran presentes en este tipo de análisis y de ahí que el primer tipo de costos son directos y el otro indirectos.

4.3.1 Costos Directos

En estos costos se describen aquellos que intervienen vitalmente en la construcción, dentro de ellos podemos decir que se encuentran los materiales, elementos de máquinas elaborados, el diseño, los costos de investigación, la mano de obra, el costo de las máquinas herramientas.

Tabla 4.1
Costos directos relacionados con el molde o coquilla

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
		(USD)	(USD)
Coquilla			
Molde de hierro fundido	1	50	50
Rectificado interior de la coquilla	1	200	200
Tapas de la coquilla	2	30	60
Subtotal 1			310

Tabla 4.2

Costos directos relacionados con los sistemas motrices, de transmisión y eléctrico

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
		(USD)	(USD)
Sistema motriz de la coquilla			
Rodamientos de cilindros cónicos Timken 942	2	235	470
Construcción tipo chumacera para los rodamientos.	2	58	106
Engrane de acero de alto carbono de 45 dientes.	1	130	130
Engrane de acero de medio carbono de 23 dientes.	1	46	46
Subtotal 2			752
Sistema de trasmisión			
Eje de acero inoxidable AISI SAE-304 de diámetro 1"	8Kg(2m)	6.57	52.56
Chumaceras con rodamientos KDF para eje de 1" de diámetro.	3	10.5	31.5
Polea doble de aluminio.	1	12	12
Polea simple de acero de bajo carbono.	1	25	25
Banda A-85	1	8	8
Subtotal 3			129.06
Sistema eléctrico			
Motor eléctrico de 1720 rpm, 3hp, 110v o 220v.	1	270	270
Breaker de 40 A.	1	15	15
Cable gemelo.	2.5m	1.5	3.75
Enchufe.	1	.75	.75
Subtotal 4			289.5

Tabla 4.3

Costos directos relacionados con la estructura y el sistema de alimentación

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
		(USD)	(USD)
Estructura			
Angulo de hierro negro de 40x6mm.	3	27.8	83.4
Plancha de acero de 0.9mm de espesor.	1	23.2	23.2
Plancha corrugada.	1	28.7	28.7
Platina de 1/2pulg. de espesor	1	16.2	16.2
Pernos 3/8" con tuercas.	4	.25	1.00
Pernos 7/16" con tuercas	6	.30	1.8
Pernos de 1/2" con tuercas.	4	.49	1.96
Bisagras.	2	.78	1.56
Esmalte sintético.	1gal.	21.65	21.65
Tinner.	2lt.	.90	1.8
Subtotal 5			181.27
Sistema de alimentación			
Tubo de acero de 2" de diámetro.	1	24.31	24.31
Pedazo de plancha de acero de 1.2mm.	.25	23.2	5.8
Manija.	1	3.4	3.4
Subtotal 6			33.51

Tabla 4.4
Costos directos totales

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
		(USD)	(USD)
Sistema de calentamiento			
Quemador en T.	1	24.3	24.3
Llaves para gas.	1	2.75	2.75
Manguera para gas.	2.5m	1.6	4
Válvula industrial.	1	3.25	3.25
Tubería para gas.	1.2m	4.22	5.07
Subtotal 7			39.37
Mano de obra y otros.			
Corte, doblado, limado, taladrado, torneado, taladrado, pintado, soldadura, roscado, etc.			450
Uso de internet			50
Compra de libros.			90
Subtotal 8			590
TOTAL COSTOS DIRECTOS (La suma de los 8 subtotales)			2324.71

4.3.2 Costos Indirectos

En este tipo de costos se encuentran aquellos que se generan de acuerdo al proceso de realización del proyecto de titulación.

Tabla 4.5
Costos indirectos totales

DESCRIPCIÓN	VALOR TOTAL
	(USD)
Transporte.	150
Alimentación.	70
Gasolina.	60
Energía eléctrica	50
Varios	100
Imprevistos.	50
Pruebas.	50
TOTAL COSTOS INDIRECTOS	530

4.3.3 Costo total del proyecto:

El costo total aproximado del proyecto se deduce de unir los costos directos con los indirectos y tener un resultado global y definitivo.

Tabla 4.6
Costo total del equipo

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
	(USD)
TOTAL COSTOS DIRECTOS	2324.71
TOTAL COSTOS INDIRECTOS	530
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	2854.71

CAPITULO V.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Por este método de colado, se pueden obtener tubos sin costura de alta calidad, lo cual fue comprobado por los análisis realizados en el laboratorio, permitiendo además la continuación del análisis de estos tubos para proyectos subsiguientes.
- El proceso para la obtención de tubos sin costura de aluminio por el método del colado centrífugo horizontal, requiere de un amplio control de las características del equipo, tales como son las revoluciones, cantidad de material a colarse, velocidad de ingreso de la colada al molde y altura del sistema de alimentación.
- Todo equipo experimental posterior a los cálculos para el diseño del mismo, no siempre funcionará tal como se espera, se debe tener en cuenta que en la práctica se deben corregir ciertos aspectos que no se tomaron en cuenta en los cálculos.
- Los parámetros a tomarse en cuenta para el equipo diseñado, son la velocidad de ingreso al molde y la temperatura de precalentamiento del molde en sí y del sistema de alimentación.
- Todos los rodamientos seleccionados para un determinado trabajo con procesos de fundición, deben estar totalmente protegidos, ya que se encuentran en constante peligro a que la colada ingrese en los rodillos o bolas y se presenten problemas como el ocurrido en las primeras pruebas del equipo construido.

5.2 RECOMENDACIONES

- Durante el proceso de colado, tener en cuenta las características que solicita este proceso de colado, tales como la velocidad de ingreso de la colada al molde, el tiempo de calentamiento del molde y sus revoluciones.
- Proteger de manera adecuada los rodamientos de rodillos que existen en las chumaceras del molde, ya que si existe un inadecuado colado, debido a razones de presión, la colada regresa al sistema de alimentación y puede ingresar a través de las chumaceras hacia estos rodamientos y puede producir serios problemas que afecten al proceso.
- Durante el proceso de colado, tomar todas las medidas de protección ya que existen parámetros y elementos tales como el gas, que en el caso de colarse de manera inadecuada, pueden ser causa de accidentes e incendios.

BIBLIOGRAFÍA

- ANDREW, PYTEL; Resistencia de Materiales; México; 1994
- ASTIGARRAGA U, J; Hornos industriales de Resistencias, Mc-Graw Hill; España; 1995; Sexta Edición.
 - BAUMISTER, TIM y AVALLONE, EDGARD; MARK'S; Manual de Ingeniero Mecánico. 8va Edición; McGraw-Hill; New York
 - CALDAS MOLINA, M; Preparación y Evaluación de Proyectos – Manual Práctico; Centro de Investigaciones Económicas – Universidad Tecnológica Equinoccial; Quito; 1997; 3era Edición.
 - CENGEL, Yunus; BOLES, Michael; Termodinámica; Cuarta Edición; Mc Graw Hill, 2004, México
 - DISEÑO PRELIMINAR Y CONSTRUCCIÓN DE UN HORNO BASCULANTE PARA CRISOL QUE PERMITA FUNDIR HIERROS COLADOS UTILIZANDO DIESEL; Tesis de Ingeniería Mecánica; EPN, Quito, Ecuador, 1992
 - D. M. STEFANESCU, ASTM International, The Materials Information Company, Volume 15 of the 9th Edition METALS HANDBOOK.
 - DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA COLADO CENTRÍFUGO; Sanz, M; Tesis de Ingeniería Mecánica; EPN, Quito, Ecuador, 1993.
 - GOYOS, LEONARDO; Tecnología en la Fundición; Tomo II; ISPJAE.
 - INCROPERA, FRANK P; Fundamentos en la Transferencia de Calor; 4ta Edición; Prentice Hall, México; 1999.
 - KALPAKJIAN, S; Manufactura Ingeniería y Tecnología; Cuarta Edición. México. Editorial Pearson Educación. 2002.
 - LIBRO BLANCO PARA LA MINIMIZACIÓN DE RESIDUOS Y EMISIONES - ARENAS DE MOLDEO EN FUNDICIONES FÉRREAS, Departamento de Ordenación del Territorio, Vivienda y Medio Ambiente, ESPAÑA, 2008
 - SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica; 4ta Edición; México DF; McGraw-Hill; 1985.
 - TITOV, STEPANOV; Tecnología de los Procesos de Fundición, Editorial Mir, 1981.

ANEXOS

ANEXO A

Tablas con gráficas, factores y valores específicos para el diseño de
bandas

TYPICAL SERVICE FACTORS						
DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
<p>Driven Machine Types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below.</p> <p>IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR.</p> <p>Idler on slack side (inside) .None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2</p>	<p>ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque <i>Torque Motor</i> Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines</p>			<p>ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound</p>		
	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

Figura A-1 Factores de servicio típicos para distintos tipos de maquinarias

Fuente: Catálogo de Good Year

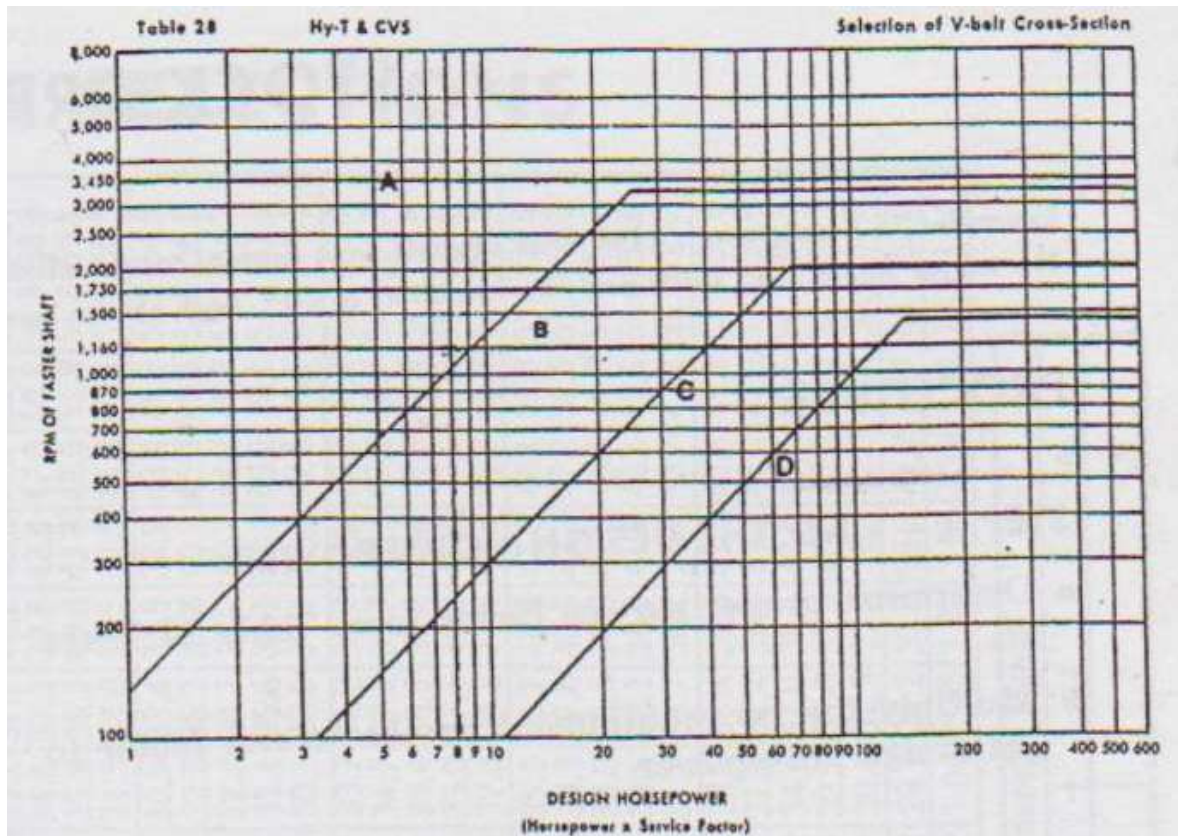


Figura A-2 Tipos de bandas tomando en cuenta la potencia y las rpm a las cuales estarán sometidas

Fuente: Catálogo de Good Year

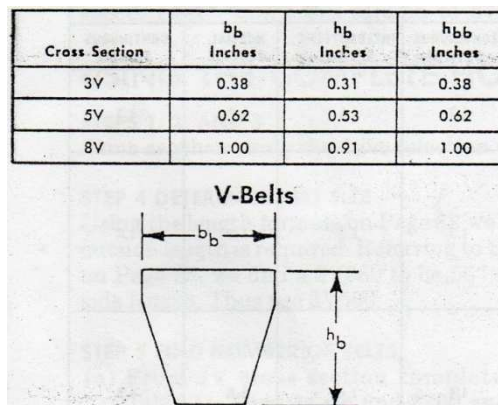


Figura A-3 Dimensiones nominales de la banda tipo V

Fuente: Catálogo de Good Year

Arc Correction Factor "G"		
$\frac{D-d}{C}$	Approximate Arc of Contact on Small Sheave	Factor "G"
.00	180	1.00
.10	174	.99
.20	169	.97
.30	163	.96
.40	157	.94
.50	151	.93
.60	145	.91
.70	139	.89
.80	133	.87
.90	127	.85
1.00	120	.82
1.10	113	.80
1.20	106	.77
1.30	99	.73
1.40	91	.70
1.50	83	.65

Figura A-4 Factor de corrección de arco

Fuente: Catálogo de Good Year

Length Correction Factors			
Belt Length	3V	5V	8V
25	0.83		
28	0.85		
31.5	0.87		
35.5	0.89		
40	0.92		
45	0.94		
50	0.96	0.85	
56	0.98	0.87	
63	1.00	0.89	
71	1.02	0.91	
80	1.04	0.93	
90	1.07	0.95	
100	1.09	0.96	0.87
112	1.11	0.98	0.88
125	1.13	1.00	0.90
140	1.15	1.02	0.92
160		1.04	0.94
180		1.06	0.95
200		1.08	0.97
224		1.09	0.98
250		1.11	1.00
280		1.13	1.02
315		1.15	1.03
355		1.17	1.05
400			1.07
450			1.09

Figura A-5 Factor de corrección de longitud

Fuente: Catálogo de Good Year

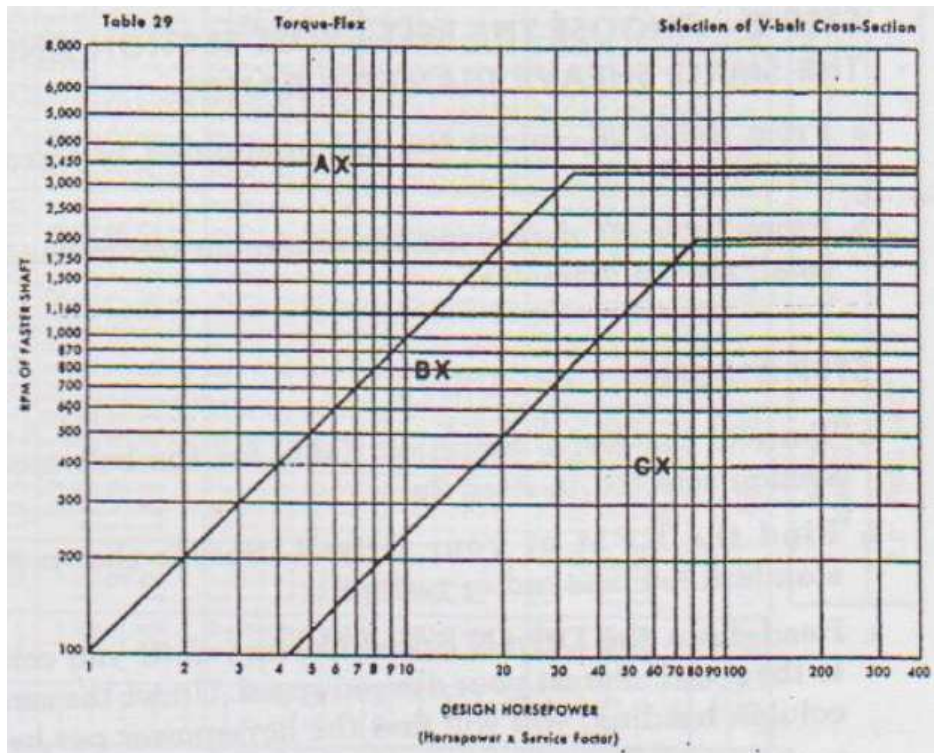


Figura A-6 Tipo de banda seleccionada en base a las revoluciones y potencia

Fuente: Catálogo de Good Year

MINIMUM RECOMMENDED SHEAVE DIAMETERS FOR ELECTRIC MOTORS

MOTOR HORSE-POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
*30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

Figura A-7 Diámetro mínimo recomendado para bandas

Fuente: Catálogo de Good Year

Speed Ratio	Sheave Pitch Diameters (Inches)		Driven Speeds and HP Per Belt at 1.0 Service Factor (Including Allowance for Speed Ratio)												Multiple V-Belt Number and Center Distance (Inches)																					
			3500 RPM Driven				1750 RPM Driven				1160 RPM Driven				MULTIPLY HORSEPOWER PER BELT BY COMBINED ARC AND LENGTH CORRECTION FACTOR SHOWN BELOW CENTER DISTANCE SELECTED																					
			Driven		HP Per Belt		Driven		HP Per Belt		Driven		HP Per Belt		A26	A31	A35	A38	A42	A46	A51	A55	A60	A66	A75	A80	A85	A90	A96	A105	A112	A120	A128			
			RPM	CVS	Hy-T	TF	RPM	CVS	Hy-T	TF	RPM	CVS	Hy-T	TF																						
1.47	3.4	5.0	2381	3.60	4.00	4.85	1190	2.23	2.56	3.23	789	1.61	1.88	2.45	7.0	9.5	11.5	13.0	15.0	17.0	19.5	21.5	24.0	28.0	31.6	34.0	36.6	39.1	42.1	46.6	50.1	54.1	58.1			
1.47	3.8	5.5	2381	4.31	4.79	5.86	1190	2.68	3.05	3.86	789	1.92	2.24	2.90	—	8.7	10.7	12.2	14.3	16.3	18.8	20.8	23.3	27.3	30.8	33.3	35.8	38.3	41.3	45.8	49.3	53.3	57.3			
1.50	3.2	4.8	2333	3.24	3.60	4.34	1167	2.01	2.31	2.92	773	1.45	1.71	2.22	7.3	9.8	11.9	13.4	15.4	17.4	19.9	21.9	24.4	28.4	31.9	34.4	36.9	39.4	42.4	46.9	50.4	54.4	58.4			
1.50	4.0	6.0	2333	4.66	5.17	6.35	1167	2.90	3.30	4.17	773	2.08	2.41	3.12	—	8.2	10.3	11.8	13.8	15.8	18.3	20.3	22.8	26.8	30.3	32.8	35.3	37.8	40.8	45.3	48.8	52.8	56.8			
1.50	6.0	9.0	2333	7.27	8.16	10.40	1167	4.97	5.59	7.04	773	3.59	4.08	5.23	—	—	—	—	—	—	11.8	14.3	16.3	18.8	22.8	26.3	28.8	31.3	33.8	36.8	41.4	44.9	48.9	52.9		
1.51	7.0	10.6	—	—	—	—	1159	5.90	6.62	8.36	768	4.30	4.88	6.22	—	—	—	—	—	—	12.2	14.2	16.7	20.8	24.3	26.8	29.3	31.8	34.8	39.3	42.8	46.8	50.8			
1.52	4.2	6.4	2303	4.99	5.54	6.82	1151	3.12	3.54	4.47	763	2.24	2.59	3.34	—	—	9.8	11.3	13.3	15.3	17.8	19.8	22.3	26.3	29.8	32.3	34.8	37.3	40.3	44.8	48.3	52.3	56.3			
1.52	4.6	7.0	2303	5.60	6.23	7.72	1151	3.55	4.02	5.07	763	2.55	2.93	3.77	—	—	9.0	10.5	12.5	14.5	17.0	19.0	21.5	25.5	29.0	31.5	34.0	36.5	39.5	44.0	47.5	51.5	55.5			
1.53	3.0	4.6	2288	2.87	3.18	3.81	1144	1.78	2.06	2.60	758	1.29	1.53	1.99	7.6	10.1	12.2	13.7	15.7	17.7	20.2	22.2	24.7	28.7	32.2	34.7	37.2	39.7	42.7	47.2	50.7	54.7	58.7			
1.53	3.4	5.2	2288	3.62	4.02	4.87	1144	2.24	2.56	3.24	758	1.61	1.89	2.45	—	—	9.4	11.4	12.9	14.9	16.9	19.4	21.4	23.9	27.9	31.4	33.9	36.4	38.9	41.9	46.4	49.9	53.9	57.9		
1.56	3.2	5.0	2244	3.26	3.61	4.35	1122	2.01	2.32	2.93	744	1.46	1.71	2.23	7.2	9.7	11.5	13.2	15.2	17.2	19.7	21.7	24.2	28.2	31.7	34.2	36.7	39.2	42.2	46.7	50.2	54.2	58.2			
1.56	3.6	5.6	2244	3.99	4.43	5.38	1122	2.46	2.82	3.56	744	1.77	2.07	2.68	—	—	8.9	10.9	12.4	14.4	16.4	18.9	20.9	23.4	27.4	30.9	33.4	35.9	38.4	41.4	45.9	49.4	53.4	57.4		
1.58	3.8	6.0	2215	4.34	4.82	5.88	1108	2.69	3.07	3.87	734	1.93	2.24	2.90	—	—	8.4	10.4	11.9	13.9	15.9	18.4	20.4	22.9	26.9	30.4	32.9	35.4	37.9	40.9	45.4	48.9	52.9	56.9		
1.58	5.2	8.2	2215	6.42	7.16	8.97	1108	4.18	4.71	5.94	734	3.00	3.44	4.41	—	—	—	—	—	—	11.0	13.1	15.6	17.6	20.1	24.1	27.6	30.1	32.6	35.1	38.1	42.6	46.1	50.1	54.1	
1.60	3.0	4.8	2188	2.88	3.20	3.82	1094	1.79	2.06	2.61	725	1.30	1.53	2.00	7.5	10.0	12.0	13.5	15.5	17.5	20.0	22.0	24.5	28.5	32.0	34.5	37.0	39.5	42.5	47.0	50.5	54.5	58.5			
1.60	4.0	6.4	2188	4.68	5.20	6.37	1094	2.91	3.31	4.18	725	2.09	2.42	3.13	—	—	9.9	11.4	13.4	15.4	17.9	19.9	22.4	26.5	30.0	32.5	35.0	37.5	40.5	45.0	48.5	52.5	56.5			
1.61	5.6	9.0	2174	6.89	7.71	9.73	1087	4.59	5.16	6.51	720	3.30	3.77	4.83	—	—	—	—	—	—	12.1	14.6	16.6	19.1	23.1	26.6	29.1	31.6	34.1	37.1	41.6	45.1	49.2	53.2		
1.63	3.2	5.2	2147	3.27	3.63	4.36	1074	2.02	2.32	2.93	712	1.46	1.71	2.23	7.0	9.5	11.5	13.0	15.0	17.0	19.5	21.5	24.0	28.0	31.5	34.0	36.5	39.0	42.0	46.5	50.0	54.0	58.0			
1.64	5.0	8.2	2134	6.18	6.88	8.59	1067	3.98	4.49	5.66	707	2.86	3.28	4.20	—	—	—	—	—	—	11.2	13.2	15.7	17.7	20.2	24.2	27.7	30.2	32.7	35.2	38.2	42.8	46.3	50.3	54.3	
1.65	3.4	5.6	2121	3.64	4.04	4.89	1061	2.25	2.58	3.25	703	1.62	1.90	2.46	—	—	9.0	11.0	12.5	14.5	16.5	19.0	21.1	23.6	27.6	31.1	33.6	36.1	38.6	41.6	46.1	49.6	53.6	57.6		
1.66	6.4	10.6	2108	7.64	8.60	11.05	1054	5.37	6.03	7.59	699	3.89	4.42	5.64	—	—	—	—	—	—	12.6	14.6	17.2	21.2	24.7	27.2	29.7	32.2	35.2	39.7	43.2	47.3	51.3			
1.67	3.0	5.0	2096	2.89	3.21	3.83	1048	1.79	2.07	2.61	695	1.30	1.54	2.00	7.3	9.8	11.8	13.3	15.3	17.4	19.9	21.9	24.4	28.4	31.9	34.4	36.9	39.4	42.4	46.9	50.4	54.4	58.4			
1.67	3.6	6.0	2096	4.01	4.45	5.40	1048	2.48	2.83	3.57	695	1.78	2.07	2.69	—	—	8.5	10.6	12.1	14.1	16.1	18.6	20.6	23.1	27.1	30.6	33.1	35.6	38.1	41.1	45.6	49.1	53.1	57.1		
1.67	4.2	7.0	2096	5.02	5.57	6.85	1048	3.14	3.56	4.49	695	2.25	2.60	3.35	—	—	—	—	—	—	9.3	10.8	12.8	14.8	17.3	19.3	21.8	25.8	29.3	31.8	34.3	36.8	39.8	44.3	47.8	51.8
1.68	3.8	6.4	2083	4.36	4.84	5.90	1042	2.70	3.08	3.88	690	1.94	2.25	2.91	—	—	8.0	10.1	11.6	13.6	15.6	18.1	20.1	22.6	26.6	30.1	32.6	35.1	37.6	40.6	45.1	48.6	52.6	56.6		
1.71	4.8	8.2	2047	5.92	6.58	8.18	1023	3.78	4.27	5.38	678	2.71	3.11	4.00	—	—	—	—	—	—	9.3	11.3	13.3	15.8	17.9	20.4	24.4	27.9	30.4	32.9	35.4	38.4	42.9	46.4	50.4	54.4
1.71	7.0	12.0	—	—	—	—	1023	5.92	6.64	8.38	678	4.31	4.89	6.23	—	—	—	—	—	—	13.0	15.5	19.6	23.1	25.6	28.1	30.6	33.6	38.2	41.7	45.7	49.7	—	—	—	
1.73	3.0	5.2	2023	2.90	3.22	3.84	1012	1.80	2.07	2.62	671	1.30	1.54	2.01	7.1	9.7	11.7	13.2	15.2	17.2	19.7	21.7	24.2	28.2	31.7	34.2	36.7	39.2	42.2	46.7	50.2	54.2	58.2			
1.73	5.2	9.0	2023	6.45	7.19	9.00	1012	4.19	4.73	5.95	671	3.01	3.45	4.42	—	—	—	—	—	—	10.3	12.4	14.9	16.9	19.4	23.4	26.9	29.4	31.9	34.4	37.4	41.9	45.4	49.4	53.4	
1.75	3.2	5.6	2000	3.29	3.65	4.38	1000	2.03	2.33	2.94	663	1.47	1.72	2.24	—	—	9.2	11.2	12.7	14.7	16.7	19.2	21.2	23.7	27.7	31.2	33.7	36.2	38.7	41.7	46.2	49.7	53.7	57.7		
1.75	4.0	7.0	2000	4.71	5.22	6.39	1000	2.92	3.32	4.19	663	2.10	2.43	3.13	—	—	—	—	—	—	9.4	10.9	12.9	14.9	17.5	19.5	22.0	26.0	29.5	32.0	34.5	37.0	40.0	44.5	48.0	52.0
1.76	3.4	6.0	1989	3.66	4.06	4.91	994	2.26	2.58	3.26	659	1.63	1.90	2.47	—	—	8.7	10.7	12.2	14.2	16.2	18.7	20.7	23.2	27.2	30.8	33.3	35.8	38.3	41.3	45.8	49.3	53.3	57.3		
1.77	6.0	10.6	1977	7.32	8.21	10.44	989	4.99	5.61	7.07	655	3.60	4.10	5.24	—	—	—	—	—	—	12.9	14.9	17.5	21.5	25.0	27.5	30.0	32.5	35.5	40.1	43.6	47.6	51.6			
1.78	3.6	6.4	1966	4.02	4.46	5.42	983	2.48	2.83	3.58	652	1.78	2.08	2.69	—	—	8.2	10.2	11.7	13.7	15.7	18.2	20.3	22.8	26.8	30.3	32.8	35.3	37.8	40.8	45.3	48.8	52.8	56.8		
1.78	4.6	8.2	1966	5.64	6.27	7.76	983	3.57	4.04	5.09	652	2.56	2.94	3.79	—	—	—	—	—	—	9.4	11.5	13.5	16.0	18.0	20.5	24.5	28.0	30.5	33.1	35.6	38.6	43.1	46.6	50.6	54.6
1.80	5.0	9.0	1944	6.20	6.90	8.61	972	3.99	4.50	5.67	644	2.86	3.28	4.21	—	—	—	—	—	—	10.5	12.5	15.0	17.0	19.6	23.6	27.1	29.6	32.1	34.6	37.6	42.1	45.6	49.6	53.6	
1.84	3.8	7.0	1902	4.38	4.85	5.92	951	2.71	3.08	3.89	630	1.94	2.26	2.92	—	—	9.5	11.1	13.1	15.1	17.6	19.6	22.1	26.1	29.6	32.1	34.6	37.1	40.1	44.7	48.2	52.2	56.2			
1.87	3.0	5.6	1872	2.97	3.23	3.86	936	1.81	2.08	2.63	620	1.31	1.54	2.01	—	—	9.3	11.3	12.8	14.8	16.9	19.4	21.4	23.9	27.9	31.4	33.9	36.4	38.9	41.9	46.4	49.9	53.9	57.9		
1.88	3.2	6.0	1862	3.30	3.66	4.39</																														

Complete Measuring Conditions Using Diameter Over Balls Sheave Inspection

Cross Section	Outside Diameter (Inches) ±0.005	Pitch Circumference (Inches)	Groove Angle (Degrees) ±0°20'	Groove Top Width (Inches) (Reference)	Ball Or Rod Diameter (Inches) ±0.0005	Diameter Over Balls Or Rods (Inches) ±0.005	Groove Depth (Inches) (Minimum)	Total Force Per Belt (Pounds)	Maximum Ride, Position Of Belt With Respect To Top Of Groove (Inches)	
									V-belts	Torque-Team V-belts
A	4.138	12.214	34	0.494	0.4375	4.456	0.490	50	+0.06	—
B	5.730	16.902	34	0.637	0.5625	6.133	0.580	65	+0.06	+0.20
C	7.958	23.744	34	0.879	0.7812	8.536	0.780	165	+0.06	+0.25
D	12.732	38.114	34	1.259	1.1250	13.587	1.050	300	+0.06	+0.28
E	19.099	57.488	36	1.527	1.3438	20.092	1.300	400	+0.06	—

Note: Grooves of Master Inspection Sheaves shall be machined to tolerances shown in Table 63, treated to resist wear, and checked periodically for wear and damage. Other sheave diameters may be used providing the above groove dimensions are maintained. See Table 64 for appropriate diameter ranges for the above groove angles.

Figura A-9 Características geométricas de bandas tipo V

Fuente: Catálogo de Good Year

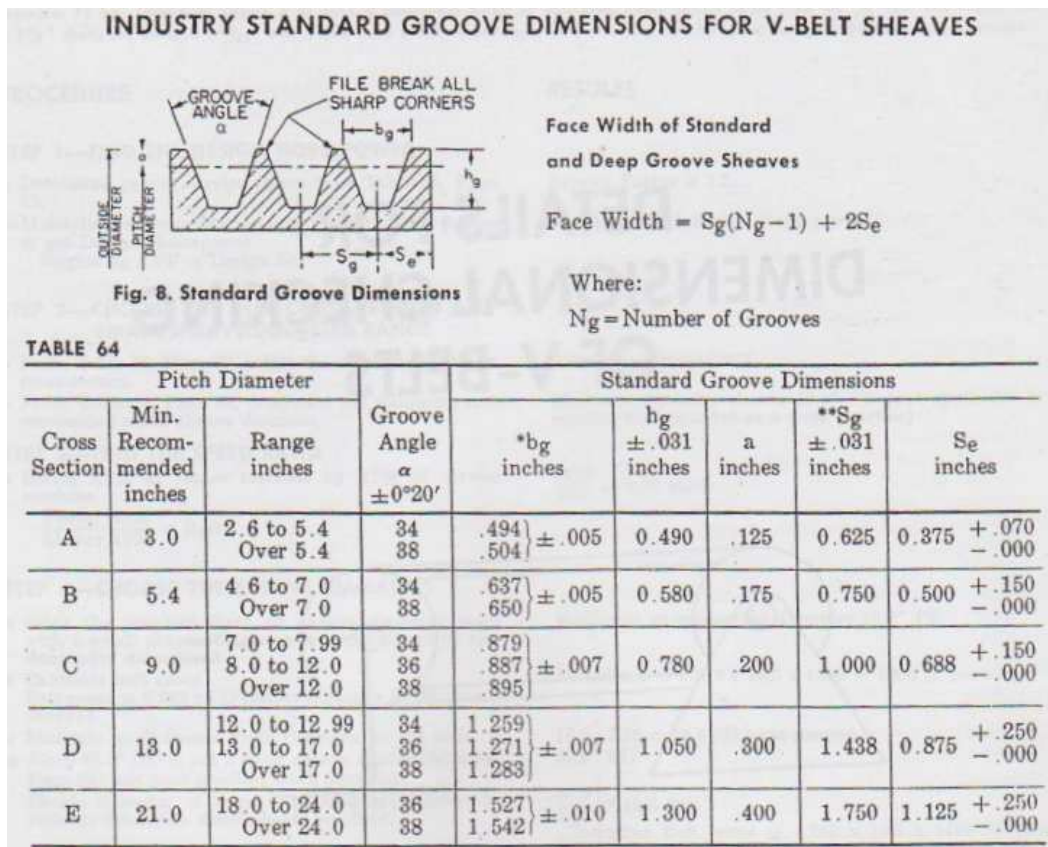


Figura A-10 Dimensiones y tolerancias de bandas tipo V

Fuente: Catálogo de Good Year

ANEXO B

Tablas con gráficas, factores y valores para el diseño de engranes y ejes

SISTEMAS DE DIENTES AGMA Y ESTÁNDARES ANSI PARA ENGRANES RECTOS			
Concepto	Paso burdo* (hasta 20 P) altura completa		Paso fino (20 P o mayor) altura completa
	Ángulo de presión ϕ	20°	25°
Adendo a	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$	$\frac{1.000}{P}$
Dedendo b	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.250}{P}$	$\frac{1.200}{P} + 0.002$ pulg
Altura de trabajo h_a	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$	$\frac{2.000}{P}$
Altura total h_t (mín)	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.200}{P} + 0.002$ pulg
Grueso del diente (circular) t	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{\pi}{2P}$	$\frac{1.5708}{P}$
Radio de entalle en la cremallera básica r_f	$\frac{0.300}{P}$	$\frac{0.300}{P}$	No estandarizado
Holgura básica c (mín)	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.250}{P}$	$\frac{0.200}{P} + 0.002$ pulg
Holgura (dientes cepillados o esmerilados) c	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.350}{P}$	$\frac{0.3500}{P} + 0.002$ pulg
Número mínimo de dientes del piñón	18	12	18
Número mínimo de dientes por par	36	24	
Ancho mínimo del tope de diente t_0	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	No estandarizado

Figura B-1 Sistemas de dientes AGMA y estándares ANSI para engranes rectos

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

PASOS DIAMETRALES DE USO COMÚN	
Paso burdo	2, 2½, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16
Paso fino	20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200

Figura B-2 Pasos diametrales de uso común

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

VALORES DEL FACTOR DE FORMA Y DE LEWIS, DE LA AGMA*

Número de dientes	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$	$\phi = 25^\circ$
	$a = 0.800$ $b = 1.000$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.250$	$a = 1.000$ $b = 1.350$
12	0.335 12	0.229 60	0.276 77	0.254 73
13	0.348 27	0.243 17	0.292 81	0.271 77
14	0.359 85	0.255 30	0.307 17	0.287 11
15	0.370 13	0.266 22	0.320 09	0.301 00
16	0.379 31	0.276 10	0.331 78	0.313 63
17	0.387 57	0.285 08	0.342 40	0.325 17
18	0.395 02	0.293 27	0.352 10	0.335 74
19	0.401 79	0.300 78	0.360 99	0.345 46
20	0.407 97	0.307 69	0.369 16	0.354 44
21	0.413 63	0.314 06	0.376 71	0.362 76
22	0.418 83	0.319 97	0.383 70	0.370 48
24	0.428 06	0.330 56	0.396 24	0.384 39
26	0.436 01	0.339 79	0.407 17	0.396 57
28	0.442 94	0.347 90	0.416 78	0.407 33
30	0.449 02	0.355 10	0.425 30	0.416 91
34	0.459 20	0.367 31	0.439 76	0.433 23
38	0.467 40	0.377 27	0.451 56	0.446 63
45	0.478 46	0.390 93	0.467 74	0.465 11
50	0.484 58	0.398 60	0.476 81	0.475 55
60	0.493 91	0.410 47	0.490 86	0.491 77
75	0.503 45	0.422 83	0.505 46	0.508 77
100	0.513 21	0.435 74	0.520 71	0.526 65
150	0.523 21	0.449 30	0.536 68	0.545 56
300	0.533 48	0.463 64	0.553 51	0.565 70
Cremallera	0.544 06	0.478 97	0.571 39	0.587 39

Figura B-3 Valores del factor de forma y de Lewis de la AGMA

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

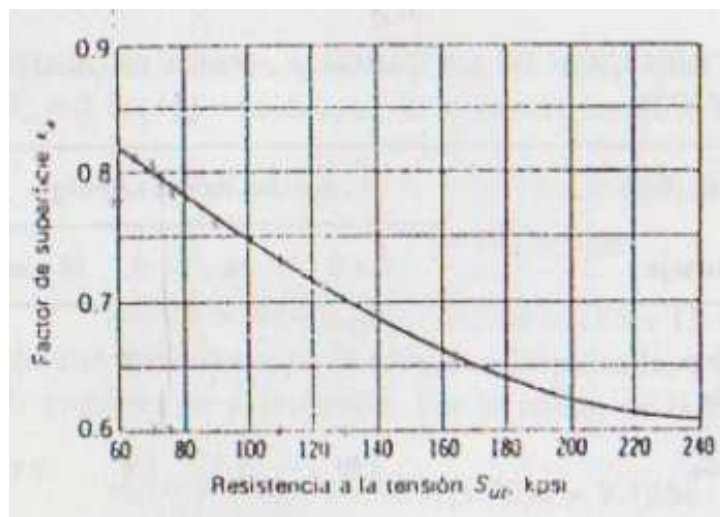


Figura B-4 Factores de acabado superficial para dientes de engranes cerrados, cepillados y esmerilados

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

FACTORES DE TAMAÑO PARA DIENTES DE ENGRANES RECTOS			
Paso P	Factor k_s	Paso P	Factor k_b
2	0.832	6	0.925
$2\frac{1}{2}$	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.951
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

Figura B-5 Factores de tamaño para dientes de engranes rectos

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

FACTORES DE CONFIABILIDAD						
Confiabilidad R	0.50	0.90	0.95	0.99	0.999	0.9999
Factor k_c	1.000	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702

Figura B-6 Factores de confiabilidad para engranes rectos

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

FACTORES DE EFECTOS DIVERSOS PARA FLEXIÓN EN UN SOLO SENTIDO					
Resistencia a la tensión S_{ut} , kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor k_f	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

Figura B-7 Factores de efectos diversos para flexión en un solo sentido para engranes rectos.

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

FACTOR DE CORRECCIÓN POR SOBRECARGA K_o			
Características de impulso de la máquina motriz	Características de la carga impulsada		
	Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

Figura B-8 Factor de corrección por sobrecarga

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Características de montaje	Ancho de cara, pulg			
	0 a 2	6	9	16 o más
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara.	Mayor que 2.2			

Figura B-9 Factor de distribución de la carga para engranes cilíndricos rectos

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

FACTORES DE MODIFICACIÓN DE VIDA Y CONFIABILIDAD			
Ciclos de vida	Factor de vida C_L	Confiabilidad R	Factor de confiabilidad C_R
10^7	1.5	Hasta 0.99	0.80
10^8	1.3	0.99 a 0.999	1.00
10^9	1.1	0.999 o más	1.25 o más
10^6 o más	1.0		

Figura B-10 Factores de modificación de vida y confiabilidad

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

VALORES DEL COEFICIENTE ELÁSTICO C_p PARA ENGRANES RECTOS Y HELICOIDALES CON CONTACTO NO LOCALIZADO Y PARA $\mu = 0.30$.

Piñón*	Engrane			
	Acero	Hierro fundido	Bronce de aluminio	Bronce de estaño
Acero, $E = 30$	2300	2000	1950	1900
Hierro fundido, $E = 19$	2000	1800	1800	1750
Bronce de aluminio, $E = 17.5$	1950	1800	1750	1700
Bronce de estaño, $E = 16$	1900	1750	1700	1650

Figura B-11 Valores del coeficiente elástico para engranes rectos y helicoidales con contacto no localizado.

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

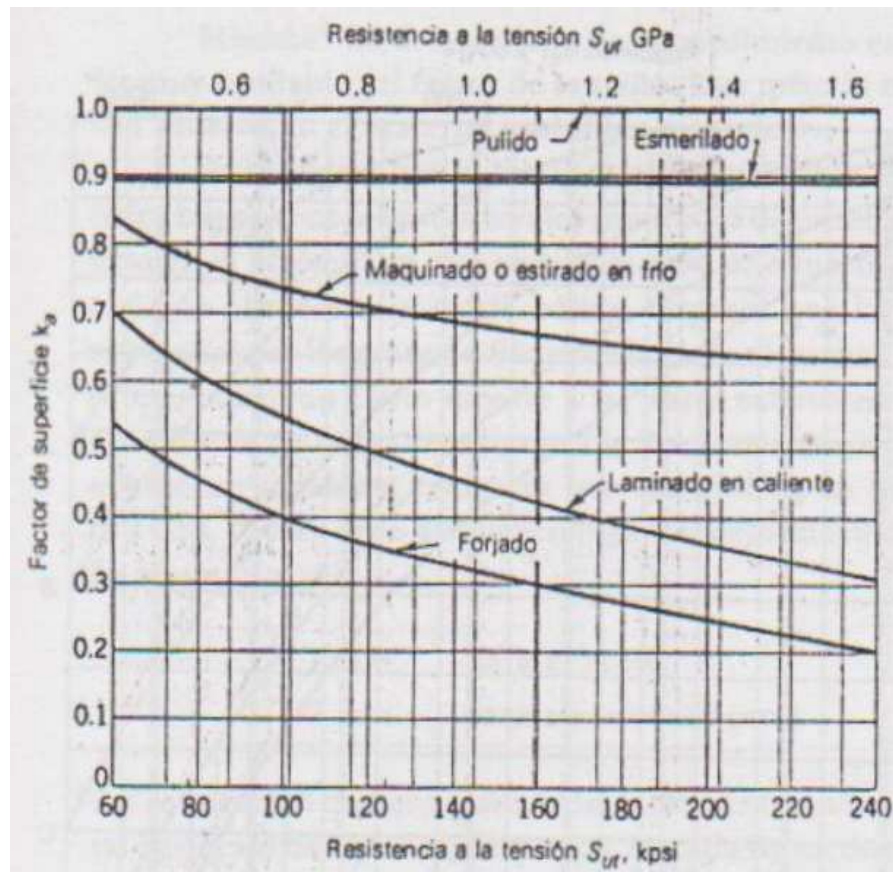


Figura B-12 Factores de modificación del acabado superficial para el acero

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Figura B-13 Factor superficial. K_a

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

En este caso el eje va hacer maquinado por lo que escogemos los siguientes factores:

$$a = 2,70 \text{ y } b = -0,265$$

$$k_b = \begin{cases} 0.869d^{-0.097} & 0.3 \text{ pulg} < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1 & d \leq 0.3 \text{ pulg o bien } d \leq 8 \text{ mm} \\ 1.189d^{-0.097} & 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Figura B-14 Factor K_b en base a los diámetros posibles del eje

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Reliability, %	Transformation Variate z_σ	Reliability Factor k_σ
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura B-15 Factores de confiabilidad K_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

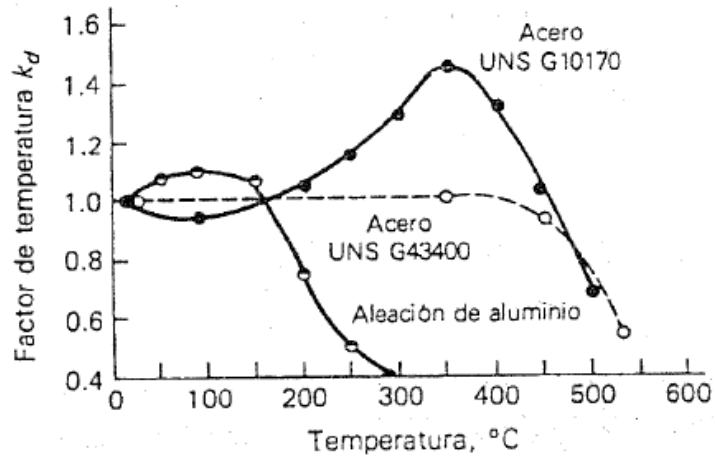


Figura B-16 Gráfica del factor de temperatura para dos aceros forjados y una aleación de Aluminio del tipo forjado

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

$$k_d = \begin{cases} 1.0 & T \leq 450^\circ\text{C} \ (840^\circ\text{F}) \\ 1 - 5.8(10)^{-3}(T - 450) & 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \\ 1 - 3.2(10)^{-3}(T - 840) & 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{cases}$$

Figura B-17 Factor K_d en base a la temperatura que soportará el eje en sus respectivas partes longitudinales

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

	Bending	Torsional	Axial
Shoulder fillet—sharp ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Shoulder fillet—well rounded ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
End-mill keyseat ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Sled runner keyseat	1.7	—	—
Retaining ring groove	5.0	3.0	5.0

Figura B-18 Determinación de factores K_f y K_f s

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

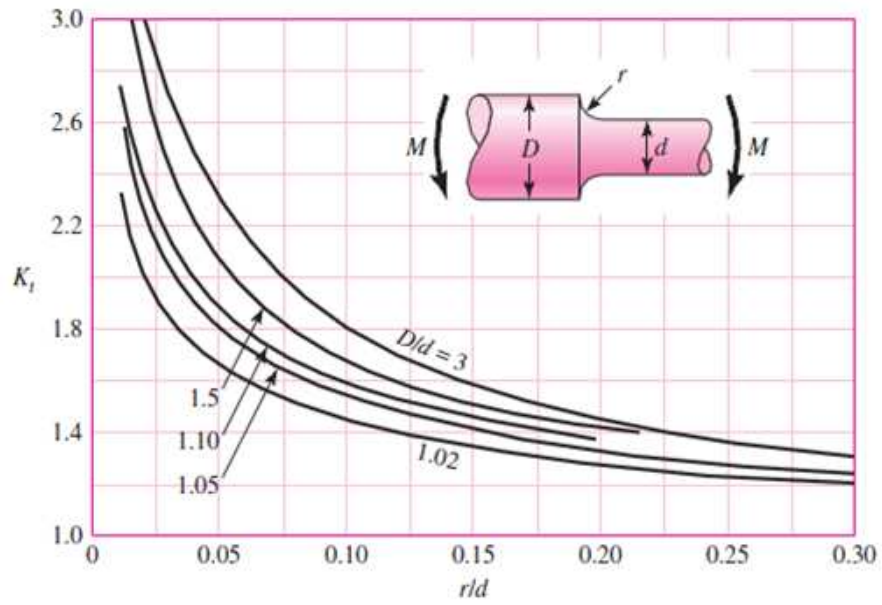


Figura B-19 Determinación del factor K_t en base a la relación de diámetros interno y externo y el radio de acuerdo

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

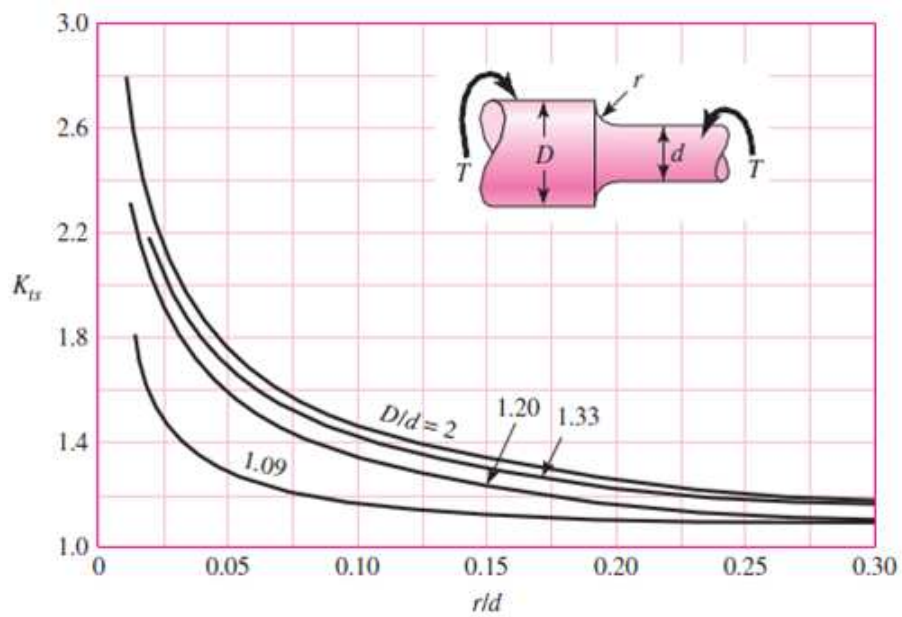


Figura B-20 Determinación del factor K_{ts} en base a la relación de diámetros interno y externo y el radio de acuerdo

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

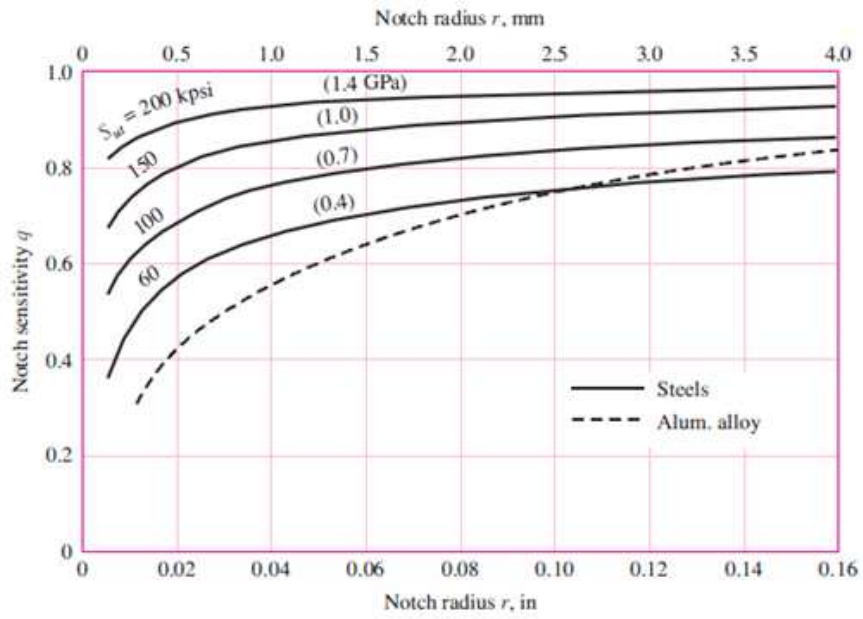


Figura B-21 Determinación del factor q en base al radio de acuerdo y la resistencia última a la tracción.

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

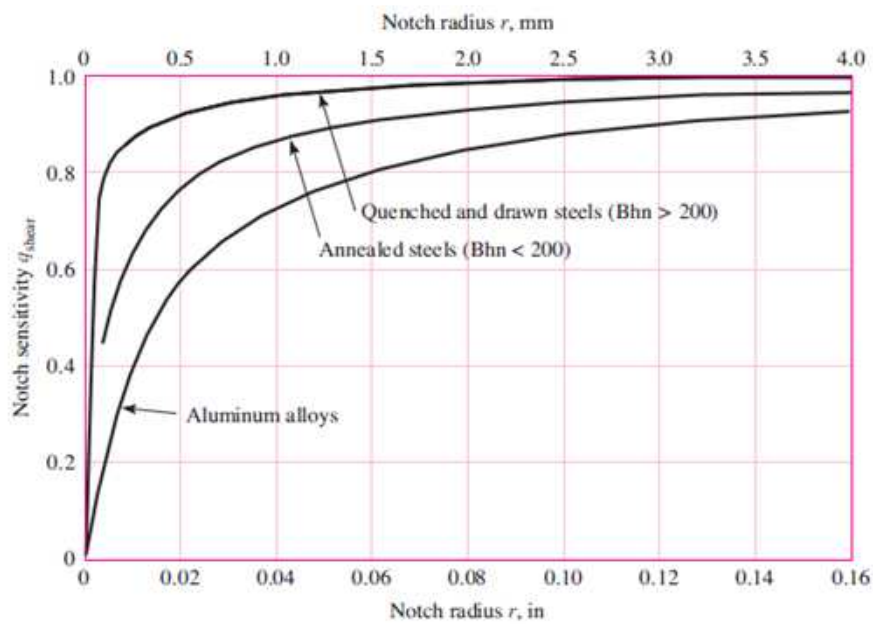


Figura B-22 Determinación del factor q_s en base al radio de acuerdo y la resistencia última a la tracción.

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

ANEXO C

Tablas con valores para la selección de cojinetes

DIMENSIONES Y CAPACIDAD BÁSICA DE CARGA DE COJINETES DE BOLAS DE LA SERIE 02

DI, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio de filete, mm	Diámetros al hombro, mm		Capacidad básica de carga, kN
				d_s	d_H	
10	30	9	0.6	12.5	27	3.58
12	32	10	0.6	14.5	28	5.21
15	35	11	0.6	17.5	31	5.87
17	40	12	0.6	19.5	34	7.34
20	47	14	1.0	25	41	9.43
25	52	15	1.0	30	47	10.8
30	62	16	1.0	35	55	14.9
35	72	17	1.0	41	63	19.8
40	80	18	1.0	46	72	22.5
45	85	19	1.0	52	77	25.1
50	90	20	1.0	56	82	26.9
55	100	21	1.5	63	90	33.2
60	110	22	1.5	70	99	40.3
65	120	23	1.5	74	109	44.1
70	125	24	1.5	79	114	47.6
75	130	25	1.5	86	119	50.7
80	140	26	2.0	93	127	55.6
85	150	28	2.0	99	136	64.1
90	160	30	2.0	104	146	73.9
95	170	32	2.0	110	156	83.7

Figura C-1 Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bolas de la serie 02.

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

DIMENSIONES Y CAPACIDAD BÁSICA DE CARGA DE COJINETES DE BOLAS DE LA SERIE 05

DI, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio de filete, mm	Diámetros al hombro, mm		Capacidad básica de carga, kN
				d_s	d_H	
10	35	11	0.6	12.5	31	6.23
12	37	12	1.0	16	32	7.48
15	42	13	1.0	19	37	8.72
17	47	14	1.0	21	41	10.37
20	52	15	1.0	25	45	12.24
25	62	17	1.0	31	55	16.2
30	72	19	1.0	37	63	21.6
35	80	21	1.5	43	70	25.6
40	90	23	1.5	49	80	31.4
45	100	25	1.5	54	89	40.5
50	110	27	2.0	62	97	47.6
55	120	29	2.0	70	106	55.2
60	130	31	2.0	75	116	62.7
65	140	33	2.0	81	125	71.2
70	150	35	2.0	87	134	80.1
75	160	37	2.0	93	144	87.2
80	170	39	2.0	99	153	94.8
85	180	41	2.5	106	161	101.9
90	190	43	2.5	111	170	110.8
95	200	45	2.5	117	179	117.9

Figura C-2 Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bolas de la serie 05.

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

Series	D	Dc	Dc	Dc	Dc	Dc	Dc	Dc	Dc	Dc	CODE				CODE					
											Numero de		R	B	Distancia		f	C	Distancia	
											de	de			d _h	d _s			D _h	D _s
1.2500	2.3125	0.5781	1280	1040	1.23	-0.05	88125	88231	0.04	0.5937	1.48	1.42	0.04	0.4219	2.05	2.17				
1.2500	2.3180	0.6250	1560	1110	1.42	-0.12	*LM67048	LM67010	Spec.	0.6000	1.67	1.42	0.05	0.4650	2.05	2.20				
1.2500	2.4404	0.8250	1580	1110	1.42	-0.12	*LM67048A	LM67014	0.03	0.6800	1.46	1.42	0.05	0.4650	2.12	2.24				
1.2500	2.4408	0.7150	1990	1190	1.67	-0.19	15123	15245	Spec.	0.7500	1.67	1.44	0.05	0.5625	2.17	2.28				
1.2500	2.4408	0.7500	1990	1190	1.67	-0.15	15125	15245	0.14	0.8125	1.67	1.44	0.05	0.5528	2.17	2.28				
1.2500	2.4409	0.7500	1990	1190	1.67	-0.23	15126	15245	0.03	0.8125	1.67	1.44	0.05	0.5528	2.17	2.28				
1.3125	3.0000	1.1563	3880	3630	1.67	-0.22	HM88444	HM88417	0.15	1.1250	2.00	1.75	0.03	0.9063	2.54	2.67				
1.3125	3.4843	1.0000	3180	4250	0.75	0.09	44131	44348	0.08	0.9330	2.01	1.89	0.06	0.4875	2.95	3.31				
1.3750	2.5625	0.7100	2140	1380	1.55	-0.15	*LM48548	LM48510	Spec.	0.7200	1.81	1.37	0.05	0.5100	2.28	2.40				
1.3750	2.5625	0.8300	2140	1380	1.55	-0.15	*LM48548A	LM48511A	0.03	0.7200	1.59	1.46	0.06	0.6700	2.28	2.40				
1.3750	2.6250	0.8125	2570	1570	1.66	-0.22	M32548	M32510	0.14	0.8125	1.83	1.57	0.09	0.6343	2.28	2.54				
1.3750	2.6875	0.8125	2530	1410	1.66	-0.23	14385	14525	0.14	0.8125	1.81	1.57	0.09	0.6250	2.32	2.48				
1.3750	2.7148	0.7813	2180	1420	1.53	-0.17	14137A	14274a	0.06	0.7710	1.85	1.57	0.13	0.6250	2.32	2.58				
1.3750	2.7148	0.7813	2180	1420	1.53	-0.17	14138A	14274a	0.14	0.7710	1.81	1.57	0.13	0.6250	2.32	2.58				
1.3750	2.8434	1.0000	3190	2980	1.07	-0.18	HM88448	HM88410	0.09	1.0000	1.91	1.89	0.09	0.7812	2.36	2.72				
1.3750	2.8750	0.8750	2670	2030	1.29	-0.15	02877	02829	0.14	0.8750	1.91	1.85	0.13	0.6875	2.44	2.58				
1.3750	2.8750	0.8750	2670	2030	1.29	-0.15	02878	02828	0.03	0.8750	1.67	1.85	0.13	0.6875	2.44	2.58				

Figura C-3 Parte de las tablas de cojinetes TS tomada de Timkem Engineering Journal, sección 1. La página original tiene las equivalencias en unidades SI, debajo de los valores en unidades inglesas.(para mayor utilidad en esta versión se indican los nombres traducidos)

Fuente: SHIGLEY J. Edward; Diseño en Ingeniería Mecánica; México; 4ªEd.; McGraw-Hill; 1989

