

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**PONTIFICIA  
UNIVERSIDAD  
CATÓLICA  
DEL PERÚ**

**DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO DE ROTACIÓN BIAxIAL  
DE UN EQUIPO DE MOLDEO ROTACIONAL PARA  
LABORATORIO**

**Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,**

**que presenta el bachiller:**

**JOSÉ LUIS PAREDES YAÑEZ**

**ASESORES:**

**Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán**

**Mg. Ing. Walter Tupia Anticona**

**Lima, septiembre del 2015**





© 2015, José Luis Paredes Yañez

Ninguna parte de la tesis puede reproducirse o transmitirse bajo ninguna forma o procedimiento, sin el permiso escrito otorgado por el autor.

## Resumen

En la actualidad, los diversos procesos industriales generan grandes cantidades de residuos sólidos que, en su mayoría, no son reciclados y ocasionan daños irremediables al medio ambiente. En respuesta a esta problemática, la Pontificia Universidad Católica del Perú, financiada por el Fondo para la Innovación, Ciencia y Tecnología (FINCyT), desarrolla un proyecto de investigación que estudia el sinterizado de plásticos reciclados y madera recuperada para obtener materiales compuestos útiles para la industria.

Como parte de este estudio, en el presente trabajo se diseña el sistema mecánico de rotación biaxial de un equipo de moldeo rotacional para laboratorio que, en conjunto con los sistemas de calentamiento y enfriamiento, elabora productos huecos de este material compuesto con forma cilíndrica o prismática rectangular. Este sistema mecánico sujeta los moldes, proporciona los giros necesarios para el moldeo durante el calentamiento y enfriamiento del material, y los transporta hacia las otras estaciones para cumplir con todas las etapas del proceso.

El diseño óptimo fue el resultado de la aplicación de la metodología según la norma VDI 2221 y se siguieron las etapas especificadas para el diseño hasta obtener una solución óptima: Comprensión de la solicitud, concepción de la solución, evaluación de posibles alternativas, y desarrollo del proyecto óptimo definitivo.

Se realizaron los cálculos necesarios para determinar y estimar las fuerzas dinámicas y estáticas que se ejercen en la operación. De esta manera, se verificó la resistencia de los materiales a los esfuerzos que se generan y se dimensionaron los componentes del sistema mecánico de rotación biaxial para cumplir su función.

Como resultado, se obtuvo un brazo mecánico cuyos elementos expuestos al calor soporten una temperatura superficial de 300°C. El giro principal lo proporciona un motorreductor de 0,55 kW y el secundario, otro motorreductor de 0,37 kW. Ambas velocidades de rotación son reguladas por un variador de frecuencia de control vectorial. Además, el sistema trabaja con una carga máxima de 70kg y la traslada hacia la estación de calentamiento o enfriamiento según se requiera sobre rieles antivoltaje.

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios y a mi familia por su apoyo incondicional.

Agradezco a mis asesores Walter Tupia y Julio Acosta por su apoyo durante todo el recorrido de la tesis y por invitarme a formar parte de su proyecto de moldeo rotacional. Al profesor Julio le agradezco por sus enseñanzas y por la comprensión brindada cuando más lo necesitaba. Al profesor Walter le agradezco por toda el apoyo brindado y su carisma a pesar de los contratiempos. Ambos han forjado en mí actitudes que me servirán durante toda mi vida profesional.

Gracias a los miembros de mi jurado, Miguel Álvarez y Dante Elías, que me recibieron para resolver consultas de la tesis y a todos los profesores que me apoyaron durante lo largo de mi carrera.

Agradezco a mis amigos que me dieron ánimos para no rendirme en el camino, y a Karen por su paciencia y buen humor en todo momento, sobre todo en los más difíciles.

## ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: PARÁMETROS DE DISEÑO .....	3
1.1. Información del proyecto global.....	4
1.2. Ventajas y desventajas del proceso de moldeo rotacional.....	4
1.3. Materiales empleados para moldeo rotacional .....	6
1.4. Etapas del proceso de moldeo rotacional .....	8
1.4.1. Carga de los materiales .....	9
1.4.2. Calentamiento de los materiales.....	9
1.4.3. Enfriamiento de los materiales .....	10
1.4.4. Descarga del producto .....	11
1.5. Descripción de los cambios en el material durante el proceso .....	11
1.6. Equipos de moldeo rotacional .....	14
1.6.1. Equipo tipo vaivén o “ <i>rock and roll</i> ” .....	14
1.6.2. Equipo tipo carrusel .....	15
1.6.3. Equipo tipo cofre o “ <i>clamshell</i> ” .....	16
1.7. Consideraciones para el diseño de los moldes.....	17
1.8. Definición de los parámetros de diseño.....	18
1.8.1. Descripción del producto .....	18
1.8.2. Temperatura de trabajo.....	20
1.8.3. Velocidades de giro de los ejes .....	21
1.8.4. Duración de los ciclos de trabajo .....	22
1.8.5. Modo de enfriamiento .....	22
1.9. Resumen de los parámetros de diseño.....	23
1.10. Lista de exigencias.....	23

CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO.....	25
2.1. Descripción del proyecto definitivo óptimo .....	25
2.2. Diseño de los moldes .....	27
2.2.1. Dimensiones .....	27
2.2.2. Ducto de ventilación.....	27
2.2.3. Presión al interior .....	28
2.3. Diseño del arreglo de moldes .....	29
2.3.1. Perfiles metálicos .....	30
2.3.2. Elementos del arreglo de moldes .....	30
2.3.3. Distribución de los moldes .....	31
2.4. Análisis cinemático y cinético .....	31
2.4.1. Análisis cinemático tridimensional .....	32
2.4.2. Análisis cinético tridimensional .....	34
2.5. Diseño del sistema de rotación biaxial .....	37
2.5.1. Propiedades mecánicas a la temperatura de diseño.....	37
a. Módulo de elasticidad.....	38
b. Módulo de Poisson .....	38
c. Módulo de corte .....	38
d. Resistencia a la fluencia y resistencia a la rotura .....	38
2.5.2. Diseño de los elementos del sistema de rotación secundario.....	40
a. Diseño de los engranajes cónicos de dientes rectos.....	41
b. Diseño del eje Secundario S3 .....	44
c. Diseño del eje interior secundario S2 .....	58
d. Selección y análisis del sistema motriz secundario .....	61
2.5.3. Diseño de elementos del sistema de rotación principal: .....	69
a. Diseño del eje tubular .....	71

b. Selección y análisis del sistema motriz primario.....	76
2.5.4. Cálculos de las uniones atornilladas.....	78
2.5.5. Análisis de transferencia de calor.....	82
2.5.6. Cálculo de la dilatación en los componentes .....	85
2.5.7. Diseño de la estructura metálica.....	86
2.5.8. Verificación de vibraciones.....	90
CAPÍTULO 3: PLANOS Y COSTOS DE FABRICACIÓN .....	94
3.1 Planos de fabricación.....	94
3.2 Costos de fabricación.....	95
3.2.1 Costos de diseño.....	95
3.2.2 Costos de insumos y materiales .....	95
3.2.3 Costos de manufactura .....	96
CONCLUSIONES.....	98
BIBLIOGRAFÍA .....	99

### Lista de Símbolos

Símbolo	Descripción	Unidades
$A_{Ax,y,z}$	: Componente x, y ó z de la aceleración del punto A	[m/s <sup>2</sup> ]
$\vec{a}_{CMA}$	: Aceleración del centro de masa del arreglo en el lado A	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{Mr}$	: Ancho de la muestra prismática rectangular	[mm]
$b$	: Ancho del diente	[mm]
$C$	: Capacidad de carga dinámica del rodamiento	[kN]
$C_0$	: Capacidad de carga estática del rodamiento	[kN]
$c_{cS}$	: Distancia entre centros del sistema de cadenas secundario	[mm]
$c_f$	: Coeficiente de elasticidad del eje secundario S3	[N/mm]
$C_{Req}$	: Capacidad dinámica requerida del rodamiento	[kN]
$C_{oReq}$	: Capacidad de carga estática requerida del rodamiento	[kN]
$C_{plac}$	: Rigidez de las placas	[N/mm]
$C_{tor}$	: Rigidez del tornillo	[N/mm]
$CM_{Aarreg}$	: Centro de masa del arreglo de moldes "A"	
$d_{1F}$	: Diámetro mínimo del eje tubular S1 por fluencia	[mm]
$d_{1f\ int}$	: Diámetro interior del eje tubular S1 por flexión	[mm]
$d_{1f\ ext}$	: Diámetro exterior del eje tubular S1 por flexión	[mm]
$d_{2F}$	: Diámetro mínimo del eje secundario S2 por fluencia	[mm]
$d_{3F}$	: Diámetro mínimo del eje secundario S3 por fluencia	[mm]
$d_3$	: Diámetro del eje secundario S3	[mm]
$d_{3f}$	: Diámetro mínimo del eje secundario S3 por flexión	[mm]
$d_{m1,2}$	: Diámetro primitivo en la mitad del diente piñón o rueda	[mm]
$d_{vent}$	: Diámetro del ducto de ventilación	[mm]
$D_{cu}$	: Diámetro de cubo del disco para cadenas del sistema primario	[mm]
$D_{extMc}$	: Diámetro exterior de la muestra cilíndrica	[mm]
$d_{extrod}$	: Diámetro de la pista exterior del rodamiento	[mm]
$e$	: Factor de cálculo para los rodamientos	
$e_{Mc}$	: Espesor de la muestra cilíndrica	[mm]
$e_{Mr}$	: Espesor de la muestra prismática rectangular	[mm]
$E$	: Módulo de elasticidad	[N/mm]
$f_0$	: Factor de cálculo de los rodamientos	
$f_{1S}$	: Factor dinámico para el cálculo de cadenas	
$f_{2S}$	: Factor del número de dientes para el cálculo de cadenas	
$f_{a,S,P}$	: Factor de aceleración de masas secundario o primario	
$f_{B,S,P}$	: Factor de servicio secundario o primario	
$f_{BSges}$	: Factor de servicio para motoredutores de tornillo	
$f_{B1S,P}$	: Factor temperatura de ambiente motoreductor secundario o primario	
$f_{B2S,P}$	: Factor duración cíclica del motoreductor secundario o primario	
$f_{BSEW}$	: Factor de servicio SEW	
$f_{Ms,p}$	: Frecuencia del motor secundario o primario	[Hz]
$f_T$	: Factor de temperatura para los rodamientos	
$f_Z$	: Factor de corrección para motoreductor por transmisión empleada	
$F_{a1,2}$	: Fuerza axial en el engranaje piñón o rueda	[N]
$F_{as}$	: Fuerza de asentamiento	[N]
$F_{cax'}$	: Componente en el eje X' de la fuerza en cadena secundaria	[N]
$F'_{cax'}$	: Componente en el eje X' de la fuerza en cadena primaria	[N]
$F_{caz'}$	: Componente en el eje Z' de la fuerza en cadena secundaria	[N]
$F'_{caz'}$	: Componente en el eje Z' de la fuerza en cadena primaria	[N]
$\vec{F}_{cj}$	: Vector fuerza en la caja para engranajes	[N]
$F_{ext/t}$	: Fuerza externa sobre el tornillo	[N]

$F_{ext/p}$	: Fuerza externa sobre las placas	[N]
$F_{r1,2}$	: Fuerza radial en el engranaje piñón o rueda	[N]
$F_s$	: Frecuencia de salida del motor	[Hz]
$F_{s\ max}$	: Frecuencia de salida máxima del motor	[Hz]
$F_{t1,2}$	: Fuerza tangencial en el engranaje piñón o rueda	[N]
$F_{u1,2}$	: Fuerza de desbalance del arreglo de moldes 1 ó 2	[N]
$\vec{F}_A$	: Fuerza vectorial en el eje secundario S3	[N]
$\vec{F}_B$	: Fuerza vectorial en la brida del arreglo de moldes	[N]
$\vec{F}_{CMA}$	: Fuerza externa del centro de masa del arreglo en el lado A	[N]
$F_{Mmax}$	: Fuerza de montaje máxima	[N]
$F_{Mmin}$	: Fuerza de montaje mínima	[N]
$\vec{F}'_{nA}$	: Fuerza normal a la brida del eje secundario S3	[N]
$\vec{F}'_{tA}$	: Fuerza tangencial a la brida del eje secundario S3	[N]
$FS_R$	: Factor de seguridad	
$FS_{fa}$	: Factor de seguridad a la fatiga	
$G(T)$	: Módulo de corte a la temperatura T	[N/mm <sup>2</sup> ]
$h_{aleta}$	: Coeficiente de convección de la aleta	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{caja}$	: Coeficiente de convección de la caja de forma cuadrada	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_{cS}$	: Distancia vertical entre los ejes del sistema de cadenas sec.	[mm]
$h_{Mc}$	: Altura de la muestra cilíndrica	[mm]
$h_{Mr}$	: Altura de la muestra prismática rectangular	[mm]
$i_e$	: Relación de reducción en el par de engranajes cónicos	
$i_g$	: Radio de giro del perfil metálico	[mm]
$i_{cS,p}$	: Relación de reducción de la cadena secundaria o primaria	
$i_{MRS}$	: Relación de reducción del motoreductor secundario	
$I_A$	: Corriente de arranque	[A]
$I_N$	: Corriente nominal	[A]
$I_{xg,yg,zg}$	: Momento de inercia con respecto a los ejes del centro de masa	[mm <sup>4</sup> ]
$I_{x',y',z'}$	: Momento de inercia trasladado a los ejes X', Y', Z'	[mm <sup>4</sup> ]
$I_{xx,yy,zz}$	: Inercia del cuerpo con respecto a los ejes X, Y, Z	[mm <sup>4</sup> ]
$I_{x'y'}$	: Productos de inercia trasladados a los ejes X', Y' y Z'	[mm <sup>4</sup> ]
$I_{xy,yz,xz}$	: Productos de inercias del cuerpo	[mm <sup>4</sup> ]
$J_{MOT\_BE_S}$	: Momento de inercia del motor y freno secundario	[kg.m <sup>2</sup> ]
$J_{X_S}$	: Inercias del sistema secundario reducidas al motor	[kg.m <sup>2</sup> ]
$k_{acero}$	: Coeficiente de conducción del acero	[W/mK]
$K_p$	: Constante de rigidez de la carga en voladizo	[N/mm]
$K_J$	: Factor momento de inercia para el motor	
$K_M$	: Factor par de carga durante el arranque para el motor	
$K_S$	: Factor aumento de potencia del motor	
$l_{Mr}$	: Largo de la muestra prismática rectangular	[mm]
$L_3$	: Distancia entre los centros de masa de los arreglos de moldes	[m]
$L_{cS}$	: Largo de la cadena secundaria	[unid.]
$L_{ef}$	: Longitud efectiva de la chaveta	[mm]
$L_p$	: Longitud de pandeo para los perfiles	[mm]
$L_{S1}$	: Longitud del eje tubular S1	[m]
$L_{S2}$	: Longitud del eje secundario S2	[m]
$L_{S3}$	: Longitud del eje secundario S3	[m]
$m_e$	: Módulo exterior normalizado	[mm]
$m_{rueda}$	: Masa de la rueda del par de engranajes	[kg]
$m_{MRS,p}$	: Masa total el motoreductor secundario o primario	[kg]
$m_{S1}$	: Masa del eje tubular S1	[kg]
$m_{S2}$	: Masa del eje secundario S2	[kg]

$m_{S3}$	:	Masa del eje secundario S3	[kg]
$M_a$	:	Momento o par a la salida del motoreductor	[N.m]
$M_{ajuste}$	:	Momento de ajuste en el montaje	[N.m]
$M_{aRz'}$	:	Momento flector en la rueda al trasladar la fuerza axial	[N.m]
$M_{aPz'}$	:	Momento flector en el piñón al trasladar la fuerza axial	[N.m]
$\vec{M}_{cj}$	:	Vector momento flector en la caja para engranajes	[N.m]
$M_{f y'}$	:	Momento flector en el plano X'Z'	[N.m]
$M_{f R}$	:	Momento flector resultante	[N.m]
$M_{f z'}$	:	Momento flector en el plano X'Y'	[N.m]
$M_{ms\ carga}$	:	Torque en el eje del motor secundario debido a la carga	[N.m]
$M_{ms\ prom}$	:	Torque promedio del motor secundario	[N.m]
$M_{tx'}$	:	Momento torsor en el eje X'	[N.m]
$M_{tPy'}$	:	Momento torsor en el piñón al trasladar la fuerza tangencial	[N.m]
$M_{tM}$	:	Momento torsor de ajuste	[N.m]
$M_{tRx'}$	:	Momento torsor en la rueda al trasladar la fuerza tangencial	[N.m]
$M_{x'}$	:	Torque de arranque alrededor del eje X' - secundario	[N.m]
$M_{y'}$	:	Torque de arranque alrededor del eje Y' - primario	[N.m]
$\vec{M}_A$	:	Momento flector vectorial que en el eje secundario S3	[N.m]
$M_{A\ máx S}$	:	Torque máximo permitido a la salida del motoreductor	[N.m]
$M_{B\ máx S}$	:	Torque máximo del frenado	[N.m]
$M_{H\ mot S}$	:	Torque máximo del motor secundario	[N.m]
$M_{N\ mot S}$	:	Torque máximo permitido del reductor secundario	[N.m]
$M_{Ox,y,z}$	:	Momento en el punto "O" con respecto a los ejes x, y o z	[N.m]
$M_T$	:	Masa total de la carga en voladizo	[kg]
$\vec{M}'_A$	:	Momento vectorial en el centro de masa del arreglo de moldes	[N.m]
$\vec{M}'_B$	:	Momento vectorial trasladado a la brida del arreglo	[N.m]
$M'_{x'}$	:	Torque de diseño del par de engranajes	[N.m]
$n_a$	:	Velocidad de giro a la salida del eje del motoreductor	[rpm]
$N_{MS}$	:	Velocidad de giro variada del motor secundario	[rpm]
$N_{NS}$	:	Velocidad nominal del motor secundario	[rpm]
$N_P$	:	Velocidad de giro del sistema primario	[rpm]
$N_S$	:	Velocidad de giro del sistema secundario	[rpm]
$N_{S1}$	:	Velocidad de giro del eje tubular S1	[rpm]
$N_{S1\ mín}$	:	Velocidad mínima de giro del eje tubular S1	[rpm]
$N_{S2}$	:	Velocidad de giro del eje secundario S2	[rpm]
$N_{S3}$	:	Velocidad de giro del eje secundario S3	[rpm]
$N_{S3\ mín}$	:	Velocidad mínima de giro del eje secundario S3	[rpm]
$N_{S3r}$	:	Velocidad real del eje secundario S3	[rpm]
$N_{SM_S}$	:	Velocidad síncrona del motor secundario	[rpm]
$p_{CS}$	:	Paso de la cadena secundaria seleccionada	[mm]
$p_{Ms}$	:	Número de polos del motor secundario	
$P$	:	Carga dinámica equivalente en los rodamientos	[kN]
$P_0$	:	Carga estática equivalente	[kN]
$P_{prim}$	:	Potencia requerida del sistema primario	[kW]
$P_{sec}$	:	Potencia requerida del sistema secundario	[kW]
$P_N$	:	Potencia nominal del motor	[kW]
$P_S$	:	Presión al interior del molde	[kPa]
$P_{CD_S}$	:	Factor de tamaño para el cálculo de cadenas	
$Q_r$	:	Calor teórico requerido para calentar cuerpos al interior del horno	[W]
$\dot{Q}_r$	:	Flujo de calor recibido por los cuerpos al interior del horno	[W]

$\vec{r}_{P/A}$	:	Vector posición del punto P con respecto al punto A	[m]
$R_{arr}$	:	Radio del espacio ocupado por el arreglo de moldes	[m]
$R_t$	:	Posición del tornillo en la unión empernada	[mm]
$S_{MR}$	:	Factor modo de funcionamiento del motoreductor según SEW	
$S_{Req}$	:	Factor de servicio para rodamientos de alta temperatura	
$t_1$	:	Altura del canal chavetero en el eje	[mm]
$t_{arran}$	:	Tiempo de arranque del equipo	[s]
$t_{cal}$	:	Tiempo de calentamiento	[s]
$t_{ciclo}$	:	Tiempo total de duración del ciclo de moldeo rotacional	[s]
$t_{pms}$	:	Tiempo de puesta en marcha del motor secundario	[s]
$t_{pM}$	:	Espesor de la pared del molde	[mm]
$T_{amb}$	:	Temperatura ambiente	[°C]
$T_{car}$	:	Tipo de carga según empresa SEW	
$T_d$	:	Temperatura de degradación	[°C]
$T_D$	:	Temperatura de diseño del sistema mecánico	[°C]
$T_g$	:	Temperatura de transición vítrea	[°C]
$T_m$	:	Temperatura de fusión para polímeros	[°C]
$T_{MRs}$	:	Temperatura de trabajo del motoreductor secundario	[°C]
$T_{sc}$	:	Temperatura superficial de los cuerpos en el horno	[°C]
$T_{scm}$	:	Temperatura superficial promedio de los cuerpos en el horno	[°C]
$U$	:	Energía de deformación	[J]
$\vec{v}_A$	:	Vector velocidad absoluta del punto A	[m/s]
$\vec{v}_P$	:	Vector velocidad absoluta del punto P	[m/s]
$V_{CadSmax}$	:	Velocidad de cadena máxima	[rpm]
$V_{CadSmin}$	:	Velocidad de cadena mínima	[rpm]
$V_{lim}$	:	Velocidad límite del rodamiento de alta temperatura	[rpm]
$Z_1$	:	Número de dientes del piñón	
$Z_2$	:	Número de dientes de la rueda	
$Z_8$	:	Número de dientes del piñón para cadena secundaria	
$Z_c$	:	Frecuencia de conexión permitida	
$Z_o$	:	Factor de arranque en vacío del motor	
$\%V_p$	:	Reducción de la velocidad secundaria	[%]
$\alpha$	:	Coefficiente de dilatación térmica	[1/°C]
$\alpha_1$	:	Aceleración angular relativa del giro primario	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\alpha_2$	:	Aceleración angular relativa del giro secundario	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\alpha_A$	:	Factor de ajuste	
$\alpha_e$	:	Ángulo de presión del engranaje	[°]
$\alpha_{motor}$	:	Aceleración angular del motor	[rad/s]
$\delta$	:	Deformación transversal por flexión	[mm]
$\delta_{1,2}$	:	Semi-ángulo del cono primitivo piñón o rueda	[°]
$\delta_{as}$	:	Asentamiento de la unión atornillada	[mm]
$\delta_{Admx}$	:	Deflexión máxima admisible en la posición "x"	[mm]
$\delta_x$	:	Deformación transversal en el perfil metálico	[mm]
$\Delta L$	:	Elongación axial	[mm]
$\eta_{cad}$	:	Rendimiento de la transmisión por cadenas	[%]
$\eta_e$	:	Eficiencia de transmisión por engranajes	[%]
$\eta_{MRs}$	:	Eficiencia del motoreductor secundario	[%]
$\theta_2$	:	Ángulo de posición del eje secundario con la horizontal (eje X)	[°]
$\theta_{dm}$	:	Ángulo para el desmolde	[°]
$\lambda_e$	:	Grado de esbeltez del perfil metálico	
$\lambda_s$	:	Relación de velocidades de resonancia y operación	
$\rho_{plas}$	:	Densidad de los plásticos	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_F(T)$	:	Esfuerzo límite a la fluencia a temperatura T	[N/mm <sup>2</sup> ]

$\sigma_{Fpe}$	:	Esfuerzo de fluencia del perno a emplear	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{FALT}$	:	Resistencia a la fatiga en flexión alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_1$	:	Esfuerzo radial en recipiente de pared delgada	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_2$	:	Esfuerzo longitudinal en recipiente de pared delgada	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{Adm}$	:	Esfuerzo normal máximo admisible	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{cm}$	:	Esfuerzo cortante medio	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{ca}$	:	Esfuerzo cortante alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{eq}$	:	Esfuerzo normal equivalente	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_f$	:	Esfuerzo normal máximo debido a la flexión	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fa}$	:	Esfuerzo flector alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fm}$	:	Esfuerzo flector medio	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{FN}$	:	Tensión nominal en la raíz del diente	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{FP}$	:	Tensión permisible del material	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{HN}$	:	Tensión nominal en el punto de rodadura del piñón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{HP}$	:	Tensión permisible del material	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{meq}$	:	Esfuerzo normal equivalente estático	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{na}$	:	Esfuerzo normal alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{nm}$	:	Esfuerzo normal medio	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma'_{fa}$	:	Esfuerzo normal real de flexión alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma'_{aeq}$	:	Esfuerzo normal real alternante equivalente	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\Sigma$	:	Ángulo entre ejes del par de engranajes	[°]
$\tau_t$	:	Esfuerzo cortante máximo debido a la torsión	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{ta}$	:	Esfuerzo cortante torsor alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{tALT}$	:	Resistencia a la fatiga en torsión alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_{tm}$	:	Esfuerzo cortante torsor medio	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\nu(T)$	:	Módulo de Poisson a la temperatura T	
$\varphi$	:	Desplazamiento angular	[°]
$\Omega_r$	:	Relación de velocidades entre el sistema primario y secundario	[rpm]
$\bar{\omega}$	:	Vector velocidad angular del sistema mecánico	[rad/s]
$\omega_1$	:	Velocidad angular relativa de giro primario	[rad/s]
$\omega_2$	:	Velocidad angular relativa de giro primario	[rad/s]
$\omega_{nat\,sist}$	:	Frecuencia de resonancia del sistema mecánico	[rad/s]
$\omega_{ns}$	:	Velocidad de resonancia del sistema secundario	[rpm]

## Introducción

En la actualidad, los procesos industriales alrededor de todo el mundo generan enormes cantidades de residuos sólidos. En muchos países aún no se elimina de manera adecuada los desechos sólidos o inclusive se desechan aquellos que pudieron ser reciclados, ocasionando así daños irremediables al medio ambiente.

En nuestro país, el notable crecimiento económico e industrial existente, trae consigo el incremento en la generación de grandes cantidades de residuos sólidos. Tal como indica el Ministerio del Ambiente del Perú (MINAM) a través del Informe Nacional de Residuos Sólidos Municipales y No Municipales del período 2014, en el Perú se genera un total de diecinueve mil toneladas de residuos sólidos por día, donde, luego de los residuos orgánicos, los plásticos son los residuos sólidos que más se generan (10%). Asimismo, la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (FAO) afirma que en el Perú, los residuos agrícolas y forestales son recursos que actualmente no son explotados comercialmente, y prueba de ello es la gran cantidad de residuos madereros generados en la fabricación de productos de carpintería que no son empleados más que para aplicaciones secundarias de bajo valor agregado tales como el aserrín.

En respuesta a esta problemática, la Pontificia Universidad Católica del Perú, financiada por el Fondo para la Innovación, Ciencia y Tecnología (FINCyT), desarrolla un proyecto de investigación que estudia el sinterizado de plásticos reciclados y madera recuperada para obtener materiales compuestos útiles para la industria. Este proyecto denominado “Estudio y desarrollo de procesos de sinterizado en materiales compuestos de plástico reciclado y madera recuperada para la fabricación de piezas de formas diversas, económicamente viable para la industria” considera la necesidad de implementar un equipo de moldeo rotacional para el Laboratorio de Investigación N°4: Polímeros y Materiales Compuestos de la PUCP. Este equipo se empleará para estudiar el proceso de moldeo rotacional para el sinterizado de plástico y madera recuperada para obtener muestras huecas de este material compuesto y posteriormente, estudiar sus propiedades mecánicas.

Por ello, se requiere diseñar el sistema mecánico de rotación biaxial de un equipo de moldeo rotacional para laboratorio que, en conjunto con los sistemas de calentamiento y enfriamiento, permita elaborar productos huecos de material compuesto por plástico reciclado y madera recuperada. Este sistema mecánico deberá sujetar los moldes, proporcionar los giros necesarios para un adecuado moldeo durante el calentamiento y enfriamiento del material, y transportarlos hacia las otras estaciones para cumplir con todas las etapas del proceso.

El objetivo principal del presente trabajo es diseñar el sistema mecánico de rotación biaxial de un equipo de moldeo rotacional de laboratorio para elaborar muestras huecas mediante el sinterizado de partículas de madera recuperada y plástico reciclado. Para llevar a cabo el objetivo principal, se consideran los siguientes objetivos específicos:

- Identificar las exigencias del diseño y definir los parámetros del sistema mecánico en base a los requisitos del cliente.
- Diseñar el molde y el arreglo de moldes.
- Diseñar el sistema mecánico de rotación biaxial.
- Diseñar la estructura soporte.
- Documentar el diseño para la fabricación: planos de ensamble, despiece y fabricación.
- Realizar el costeo del equipo.

Este documento se ha dividido en tres capítulos: en el primer capítulo se describe el proceso de moldeo rotacional y el comportamiento de los polímeros durante cada etapa del proceso. Del mismo modo, se detalla información de las alternativas de equipos comerciales para posteriormente especificar los parámetros de diseño que definen la forma del producto. En el segundo capítulo, se emplean los parámetros de diseño previamente definidos para encontrar el diseño óptimo del sistema mecánico de rotación biaxial empleando la metodología del diseño VDI 2221 y diseñar o seleccionar todos los componentes requeridos. Finalmente, en el tercer capítulo se enumeran los planos de fabricación elaborados de todos los componentes del sistema y se muestran los costos de los mismos.

## CAPÍTULO 1

### PARÁMETROS DE DISEÑO

El moldeo rotacional o rotomoldeo es un proceso que se lleva a cabo a altas temperaturas y bajas presiones para fabricar diversos productos plásticos de forma hueca y en una sola pieza mediante la rotación biaxial. El proceso consiste en introducir un polímero en forma de polvo al interior de unos moldes, a estos se les proporciona la rotación alrededor de dos ejes perpendiculares entre sí mientras son calentados hasta una temperatura de fusión establecida. Una vez transcurrido el tiempo requerido en la etapa de calentamiento, donde el material adquiere el espesor y la forma adecuada, el producto se enfría hasta una temperatura adecuada para su desmolde, momento en el cual el sistema mecánico de rotación biaxial finalmente se detiene. El objetivo principal de la presente tesis es diseñar el sistema mecánico de rotación biaxial correspondiente al proceso; para ello, es indispensable determinar ciertos valores característicos denominados parámetros de diseño que delimitarán las características de todo el equipo y se emplearán para el dimensionamiento y selección de los componentes requeridos.

El presente capítulo describe las ventajas y desventajas del moldeo rotacional, las etapas del proceso y el comportamiento de los polímeros durante cada una de ellas. También proporciona información de las tecnologías relacionadas a los sistemas mecánicos de moldeo rotacional empleados en los equipos comerciales disponibles y finalmente, se determinan los valores de los parámetros de diseño en función de los conocimientos teóricos desarrollados hasta la actualidad.

### **1.1. Información del proyecto global**

La Pontificia Universidad Católica del Perú viene desarrollando un proyecto de investigación que estudia el proceso de sinterizado de plásticos reciclados y madera recuperada para obtener materiales compuestos útiles para la industria y cuenta con el auspicio del Fondo para la Innovación, para la Ciencia y la Tecnología (FINCyT). Una parte de este proyecto denominado “Estudio y desarrollo de procesos de sinterizado en materiales compuestos de plástico reciclado y madera recuperada para la fabricación de piezas económicamente viables para la industria” está enfocada en estudiar el sinterizado de ambos materiales mediante el proceso de moldeo rotacional.

El objetivo del proyecto es estudiar las propiedades mecánicas del material compuesto obtenido por sinterizado de plástico con madera reciclada por lo cual se emplearán probetas de dimensiones normalizadas según la norma ASTM D638 según el ensayo a realizar. Los ensayos serán realizados por participantes del equipo de investigación de Ingeniería de Materiales Compuestos pero se requiere el diseño del equipo de moldeo rotacional que consta de un sistema de calentamiento, un sistema de enfriamiento y un sistema mecánico de rotación biaxial cuyo diseño es el objetivo de la presente tesis.

### **1.2. Ventajas y desventajas del proceso de moldeo rotacional**

El moldeo rotacional es un proceso de manufactura que se emplea para la fabricación de productos plásticos huecos y conformados por una sola pieza. Este proceso se emplea en la industria como alternativa a otros métodos ya conocidos para la fabricación de productos plásticos debido a una serie de características particulares que lo distinguen, como por ejemplo, la facilidad de fabricar piezas de gran tamaño tales como tanques o contenedores libres de esfuerzos residuales con espesores de pared uniformes en todo el producto. Adicionalmente, mediante el moldeo rotacional se fabrican piezas o productos de PVC de formas complejas tales como juguetes de plástico con rostros humanos o con forma de animales, inclusive artículos de múltiples capas intermedias de distintos materiales. En la Tabla 1.1 se lista algunos de los artículos industrialmente fabricados mediante este proceso y en la Figura 1.1 se muestran algunos de los productos típicos fabricados por moldeo rotacional.



Figura 1.1: Diversos productos obtenidos por moldeo rotacional [Rotomachinery,2014].

Tabla 1.1: Artículos fabricados por moldeo rotacional según su uso [Crawford, 2002]

Productos domésticos	Productos industriales	Productos para entretenimiento
Mesas de picnic y sillas, cajas de herramientas, tachos de basura, etc.	Cabinas telefónicas, sanitarios, tanques para almacenamiento de químicos, tanques sépticos. Flotadores para muelles, parachoques, etc.	Kayaks, lanchas, muñecas y partes de juguetes.

Actualmente, las mejoras en el control de los parámetros del proceso y el desarrollo de nuevos materiales para rotomoldeo han contribuido en aumentar la utilización de este proceso de fabricación a nivel mundial permitiendo a las industrias fabricar una gran variedad de productos en ciclos de trabajo cada vez más cortos y de mejor calidad. En el moldeo rotacional, a diferencia de otras técnicas de transformación de material, el calentamiento y enfriamiento del material se realiza sin emplear una presión de trabajo al interior del molde. A continuación, se detallan las ventajas de este proceso con respecto a otras técnicas de transformación:

- El producto final puede ser fabricado en una sola pieza hueca y libre de esfuerzos residuales, se obtienen espesores de pared uniformes
- Permite fabricar productos de varias capas de distinto material o espumados.
- Los moldes empleados son simples y relativamente baratos debido a que no están sometidos a cargas de presión elevadas.

- Artículos de gran tamaño o de geometría complicada pueden ser moldeadas con facilidad.
- No existe desperdicio del material debido a que la totalidad del mismo se emplea en la distribución uniforme alrededor de las paredes del molde.

Por otro lado, el proceso presenta limitaciones que serán superadas de acuerdo al avance tecnológico de las máquinas empleadas. Las principales desventajas son:

- El coste de los materiales es relativamente alto debido a que se debe de transformar el plástico en granza a polvos muy finos. Esta molienda encarece el proceso.
- El proceso no es recomendable para la producción de grandes cantidades de artículos pequeños debido al gran consumo de energía que implica la etapa de calentamiento de los moldes hasta la temperatura de trabajo para posteriormente ser enfriados en su totalidad.

### **1.3. Materiales empleados para moldeo rotacional**

El proceso de moldeo rotacional emplea exclusivamente polímeros para la producción de piezas y partes en la industria. De la totalidad de plásticos producidos a nivel mundial, el 80% son termoplásticos y el 20% restante son termoestables. En cuanto a las características generales de ambas clasificaciones, los materiales termoestables poseen su estructura molecular tridimensional la cual una vez solidificada, no se puede volver a ablandar el material mediante el recalentamiento; por ello, no pueden reutilizados o reciclados. Los termoestables más conocidos son el Poliuretano, los Poliésteres y las resinas fenólicas. Por otro lado, la estructura molecular de los termoplásticos, luego de su procesamiento, es muy similar a la estructura molecular del plástico original. Por esta razón, estos plásticos pueden ser calentados repetidas veces hasta determinada temperatura sin que se dañe o modifique la estructura molecular del polímero. Esta propiedad convierte a los termoplásticos en materiales reusables y moldeables ideales para el proceso de moldeo rotacional.

Todos los polímeros poseen tres valores importantes de temperatura a las cuales el plástico se comporta de distintas maneras. En primer lugar, se encuentra la temperatura

de fusión ( $T_m$ ) donde los polímeros, al sobrepasar esta temperatura, presentan un comportamiento fluido. Esto se debe principalmente a que los enlaces entre cadenas poliméricas son débiles. La debilidad es tal que si se le aplica una fuerza al polímero, las cadenas deslizan una respecto a la otra y el polímero fluye sin deformarse. En segundo lugar, se encuentra la temperatura de transición vítrea ( $T_g$ ) a la cual la estructura molecular permite el desplazamiento de las macromoléculas del plástico; en otras palabras, se define como el valor a la cual la estructura molecular del plástico pasa de un comportamiento rígido y duro a uno fluido similar a un sólido gomoso. En tercer lugar, está la temperatura de degradación ( $T_d$ ) punto en el cual la temperatura es tan alta que los enlaces del polímero son destruidos y el material se carboniza.

En cuanto a los materiales termoplásticos a utilizar para el producto a fabricar en el equipo de moldeo rotacional, el equipo de investigación estableció un listado de posibles polímeros a emplear en los diversos ensayos de sinterizado que han de realizarse en el proyecto. Para la selección de estos materiales se empleó el criterio de disponibilidad de los plásticos que actualmente son los que son más fáciles de ser separados del resto de desechos para un posterior reciclaje. Entre estos se encuentran: Polietileno de Alta Densidad (HDPE), Policloruro de Vinilo (PVC), Polietileno de Baja Densidad (LDPE) y el Polipropileno (PP).

Una vez seleccionados los polímeros, se recopila información de sus propiedades termodinámicas. Estas propiedades son necesarias para el diseño del sistema mecánico debido a que se establecen parámetros de diseño del sistema mecánico de moldeo rotacional. En la Tabla 1.2 se proporciona la información más actualizada para los valores de temperatura de fusión ( $T_m$ ) y las temperaturas de transición vítrea ( $T_g$ ) para los cuatro polímeros previamente mencionados.

El tamaño de las partículas de polvo plástico también influye en la transmisión de calor puesto que menor sea el tamaño de la partícula, existirá mayor transmisión del calor por conducción. Sin embargo, estas no deben ser excesivamente finas ya que los equipos de molienda afectarían las propiedades de la partícula e incluso degradarlas. También, las partículas finas pueden producir la aglomeración del material interrumpiendo así la

distribución uniforme del plástico al interior del molde. Por las razones anteriores, los autores Beltrán y Crawford coinciden en que el tamaño de la partícula de polvo plástico está en el rango de 150 y 500  $\mu\text{m}$ .

Tabla 1.2: Propiedades térmicas de los polímeros seleccionados y observaciones.

Material	Propiedades			Observaciones
	$\rho_{plas}$ [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	$T_g$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$T_m$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	
LDPE	0,92	90 - 125	98 a 115	Ramificados
HDPE	0,96	-133 a - 113	130 a 137	Lineales
PVC	1,4	75 a 105	175 a 212	Mayor punto de fusión
PP	0,9	-25 a -20	160 a 180	-

Fuente: Ciencia e Ingeniería de los Materiales [Askeland, 2012]

Con respecto a la madera, se conoce que el tamaño de las partículas a emplear están el rango de 0 a 150  $\mu\text{m}$  ó de 150 a 500  $\mu\text{m}$ . Este tamaño es especificado en la publicación científica “*Natural Fiber Reinforced Thermoplastics Processed by Rotomolding*” ya que este tamaño permite una adecuada distribución de las partículas de madera en el contenido plástico y una adecuada transferencia de calor entre el plástico y la madera, tal como se explica más adelante en la sección 1.5. Cabe mencionar que la madera no se carboniza hasta aproximadamente 280 $^{\circ}\text{C}$  [FAO, 1983] por lo que durante el proceso de moldeo rotacional, la madera conserva su estado. Esta madera servirá como material de refuerzo para incrementar la resistencia del plástico, al formarse un material compuesto cuyas propiedades serán investigadas en el proyecto global.

#### 1.4. Etapas del proceso de moldeo rotacional

El proceso de moldeo rotacional consta principalmente de cuatro etapas claramente diferenciadas: carga, calentamiento, enfriamiento (ambas se llevan a cabo durante la rotación del molde en torno a dos ejes perpendiculares), y la descarga; tal como se muestra en la Figura 1.2.

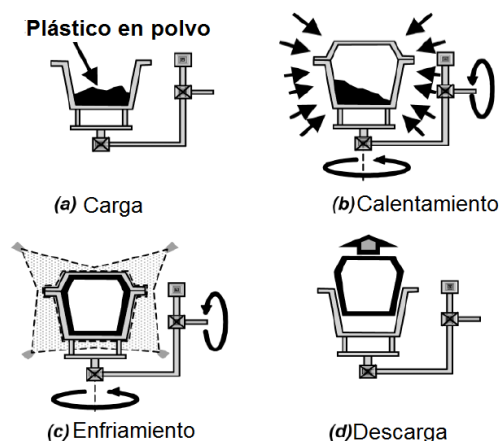


Figura 1.2: Etapas del proceso de moldeo rotacional [Crawford, 2002].

#### 1.4.1. Carga de los materiales

Durante la etapa de carga, se insertan ambos materiales en polvo dentro del molde, en cantidades previamente calculadas por el operario del equipo según el espesor deseado a obtener (Figura 1.3). El molde se cierra y se fija al brazo de manera que este le proporcione los movimientos de rotación perpendiculares entre sí.

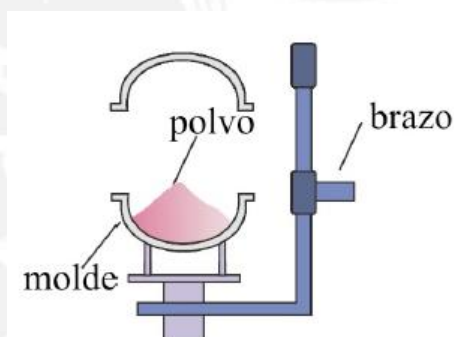


Figura 1.3: Carga del plástico en polvo al molde [Beltrán, 1998].

#### 1.4.2. Calentamiento de los materiales

Una vez que la rotación en ambos ejes inicia, todo el conjunto se traslada, manteniendo la rotación en ambos ejes, hasta el sistema de calentamiento. En la Figura 1.4 se observan curvas que representan la variación de temperaturas durante las diversas etapas del proceso de moldeo rotacional. La curva de color rojo representa la temperatura del aire al interior del horno, la curva de color azul representa la temperatura superficial en el molde y la curva de color negro representa la temperatura del aire al interior del molde. Analizando esta curva, se observa que la temperatura del aire al interior del molde se

incrementa de manera casi constante hasta el punto A donde el polvo y el molde están lo suficientemente calientes para que el polvo empiece a adherirse a la pared. Esta etapa se denomina *inducción*. A medida que la temperatura al interior del molde empieza a aumentar, capas sucesivas del material empiezan a adherirse a la superficie interior del molde por lo que el material actúa como aislante térmico; esto, en conjunto con la constante absorción de calor por parte del polímero para su fundido, ocasiona que el incremento de temperatura al interior del molde no sea muy pronunciado en el tramo A-B. Esta etapa es conocida con el nombre de *sinterización*. En el punto B, todo el polvo se ha adherido al interior del molde pero la superficie interna del producto que aún está en contacto con el aire al interior del molde aún contiene granos de polvo. Entre los puntos B y C la temperatura aumenta consolidando el plástico fundido a la vez que se disuelven las burbujas de aire atrapadas al interior del plástico logrando así una superficie plástica suave. El valor de temperatura en el punto C depende de la temperatura del horno y del tiempo que permanece el producto en su interior. Beltrán indica que las propiedades mecánicas desarrolladas por el producto final están directamente relacionadas con este valor de temperatura máxima alcanzada en el punto C.

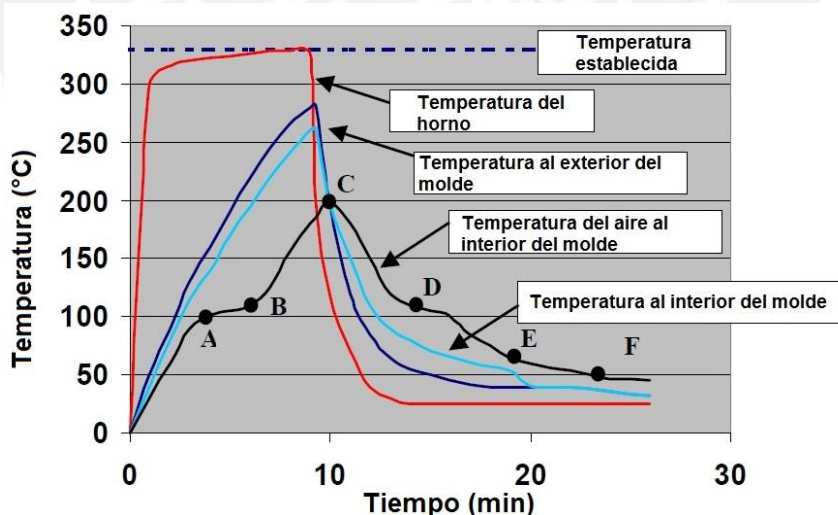


Figura 1.4: Perfil típico de temperatura del aire al interior del molde [Crawford, p. 84, 2002].

### 1.4.3. Enfriamiento de los materiales

El enfriamiento de los moldes en la industria se realiza con aire forzado por ventiladores o agua pulverizada mediante aspersores según la velocidad de enfriamiento requerida. Si la velocidad de enfriamiento es demasiado rápida, se presentan deformaciones no

deseadas en las piezas; sin embargo, si es demasiado lenta, el proceso en su totalidad no resulta rentable económicamente. En el tramo CD de la Figura 1.4 el plástico es enfriado mientras aún se forman capas de material fundido que cubren el interior del molde. En los polímeros cristalinos, como por ejemplo el polietileno, en el tramo DE ocurre un proceso denominado *cristalización* del material donde el calor latente absorbido por el plástico durante la fusión es liberado del producto manteniendo la temperatura del aire al interior del molde casi constante por un periodo de tiempo. Después de la solidificación del material, continúa el enfriamiento del producto hasta que pueda ser extraído del molde. Casi al final del proceso, en el punto F, el producto se separa de la pared del molde por lo que se forma una capa de aire entre ellos que actúa como aislante térmico adicional por lo que el enfriamiento es más lento.

#### 1.4.4. Descarga del producto

Una vez que el molde ha sido enfriado hasta la temperatura adecuada para el contacto directo con el operario, se detiene la rotación biaxial y se descarga los productos de los moldes (Figura 1.5).



Figura 1.5: Etapa de descarga del producto [Rotoline, 2012].

#### 1.5. Descripción de los cambios en el material durante el proceso

El polímero al interior del molde, una vez iniciada la rotación biaxial, presenta un comportamiento particular: el polvo se adhiere a las paredes interiores del molde siendo arrastrado para girar con este, a una misma velocidad, hasta la zona de caída, donde el polvo se desprende por efecto de la gravedad y cae hasta el extremo opuesto tal como se

representa en la Figura 1.6. Al caer, las partículas de polvo calientes se mezclan con el resto homogeneizando la temperatura del conjunto.

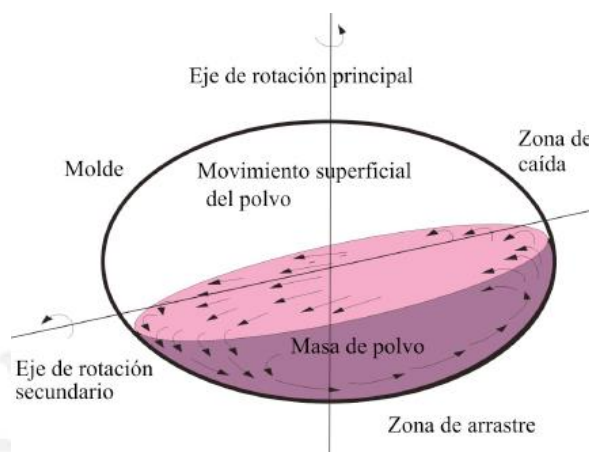


Figura 1.6: Movimiento del polvo al interior del molde [Beltrán, 1998].

En la Figura 1.7 se ilustra los cambios que se producen en el material al interior del molde. Conforme incrementa la temperatura, las partículas más pequeñas empiezan a fundirse y se adhieren a la superficie del molde. A medida que el molde va rotando, las partículas de plástico se adhieren entre sí formando una especie de telaraña con espacios de aire caliente en su interior y al mismo tiempo, se adhiere a la pared interior del molde formando capas uniformes del material. Conforme incrementa la temperatura, la telaraña colapsa y da lugar a la formación de burbujas de aire atrapadas en el interior del producto dando por finalizado la etapa de sinterización.

Luego del sinterizado, se da lugar la etapa de densificación donde las burbujas de aire son eliminadas del plástico fundido para finalmente obtener un material fundido homogéneo. Las burbujas de aire desaparecen como consecuencia de la disolución de estas en el polímero y por la oxidación a altas temperaturas. A mayor temperatura del fundido, menor será la cantidad de burbujas y poros contenidas en el interior de la pieza mejorando sus propiedades mecánicas.

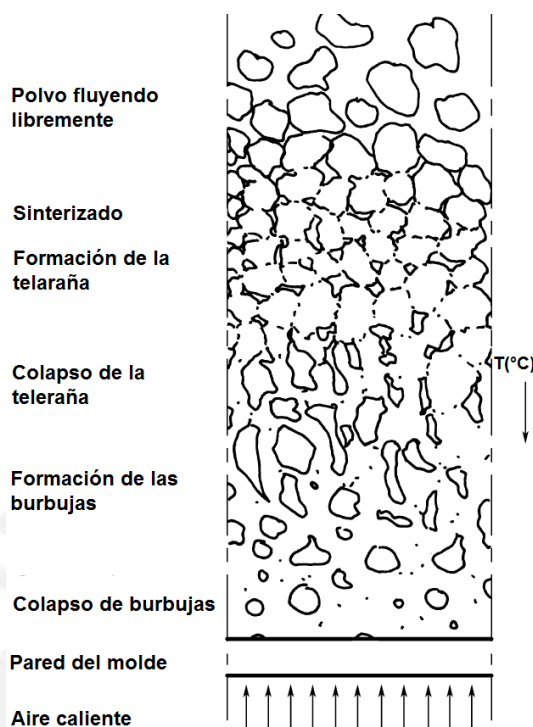


Figura 1.7: Cambios en el material al interior del molde [Crawford, 2002].

Finalmente, la etapa de enfriamiento conlleva a distintos efectos dependiendo si el plástico a emplear es cristalino o amorfo. Los materiales plásticos cristalinos como el polietileno (PE) se caracterizan por poseer una mayor resistencia al impacto y a la tracción a diferencia de los materiales amorfos como el policloruro de vinilo (PVC).

Si el material es cristalino, la velocidad del enfriamiento afecta significativamente en las propiedades del material. Con una velocidad baja de enfriamiento, se produce un incremento en la densidad del producto al pasar al estado sólido, pero si se tiene velocidades de enfriamiento rápidas se obtiene un producto con bajo grado de cristalinidad. En la Figura 1.8 se grafica la influencia de la velocidad de enfriamiento del producto en el grado de cristalinidad y las propiedades mecánicas de la pieza.

Por otro lado, si el material es amorfo las condiciones de enfriamiento no afectan mucho a las propiedades del material ya que la variación de la densidad es prácticamente independiente de la velocidad de enfriamiento.

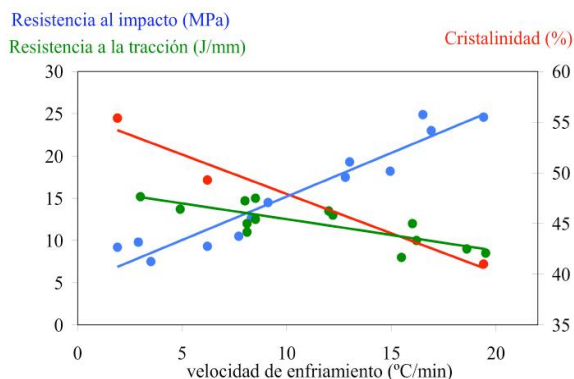


Figura 1.8: Efecto de la velocidad de enfriamiento sobre el grado de cristalinidad y sus propiedades mecánicas [Beltrán, 1998].

## 1.6. Equipos de moldeo rotacional

Todos los equipos de moldeo rotacional se caracterizan por cumplir con las funciones de carga del material, proporcionar rotaciones biaxiales en torno a dos ejes perpendiculares a los moldes, calentamiento y enfriamiento de los mismos. Debido a la gran variedad de dimensiones de las piezas que se fabrican mediante este proceso, clasificar a las máquinas de moldeo rotacional no es una labor sencilla. Sin embargo, se las puede distinguir por el principio de funcionamiento que emplean. Además, las distintas máquinas de moldeo rotacional empleadas industrialmente difieren principalmente en la disposición de las zonas por las que está compuesta la máquina y la forma de transferir los moldes de un área a otra. Entre aquellos equipos más comerciales para moldeo rotacional, se puede encontrar los listados a continuación:

### 1.6.1. Equipo tipo vaivén o “rock and roll”

Este equipo fue una de las primeras máquinas en empleadas para el proceso de moldeo rotacional. Presenta un sistema de giro vaivén “Rock and Roll”, es decir, un giro oscilatorio de  $\pm 45^\circ$  con respecto a la horizontal hacia ambos sentidos, (eje primario) y un movimiento de giro completo (eje secundario) tal como se observa en la Figura 1.9. Los moldes se calientan directamente con mecheros de gas y se enfrían mediante aire o agua pulverizada.

Como ventajas de este tipo de máquina se encuentra que tiene un diseño simple y permite acceder al molde de manera directa. Además, tal como indica Crawford en su libro, la distribución de espesores dentro del molde es más uniforme tanto para piezas simétricas

y no simétricas; por ello, esta máquina es empleada para la producción unitaria de grandes piezas.

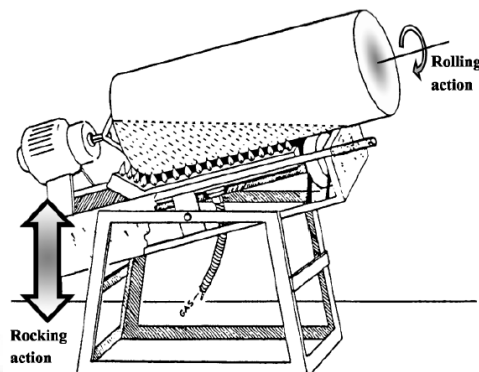


Figura 1.9: Ejes de giro de la máquina "Rock and Roll" con llama directa expuesta. [Crawford, 2002].

### 1.6.2. Equipo tipo carrusel

A diferencia del primer tipo, esta máquina consigue una rotación completa en torno a dos ejes perpendiculares. Este equipo consiste en un brazo en voladizo que realiza un movimiento circunferencial tipo carrusel para transportar los moldes a las estaciones de calentamiento o enfriamiento según corresponda tal como se representa en la Figura 1.10. Actualmente, debido a la posibilidad de añadirle dos o más brazos adicionales, permite trabajar con varios conjuntos de moldes a la vez ya que, mientras uno de ellos está en la zona de calentamiento, otro estará en la zona de enfriamiento y el tercero en la zona de carga/descarga. Además, este equipo puede utilizar un sistema de brazos independientes que independiza la duración de cada proceso optimizando así la duración de los ciclos de trabajo. Sin embargo, este equipo resulta ser más caro a comparación del resto debido a la mayor cantidad de partes mecánicas requeridas para su correcto funcionamiento. Es por ello que para grandes volúmenes de producción se prefiere emplear máquinas tipo carrusel pues resultan altamente productivas y son muy efectivas en cuanto a optimización de tiempos del ciclo.

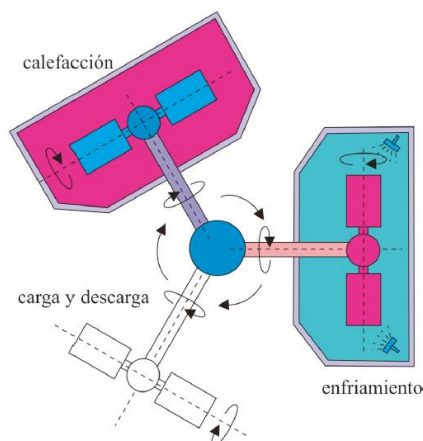


Figura 1.10: Esquema de una máquina de moldeo rotacional tipo carrusel [Groover,1997]

### 1.6.3. Equipo tipo cofre o “clamshell”

Este tipo de máquina se caracteriza por la disposición de un horno estático que encierra el molde similar a un cofre tal como se observa en la Figura 1.11. Este equipo ocupa poco espacio, permite el giro completo en torno a dos ejes perpendiculares de los moldes y además tiene la ventaja de que el eje horizontal se apoye en ambos extremos evitando así deflexiones excesivas del componente en comparación con un eje en voladizo. Luego de cerrar la puerta del horno, se calienta el aire en el interior hasta alcanzar la temperatura deseada. Finalmente, se retiran los moldes para realizar el enfriamiento. La desventaja principal de este tipo de equipo es que consume una gran cantidad de energía en la etapa de calentamiento debido a que al abrir el horno estático se pierde una gran cantidad de aire caliente por lo que para el siguiente ciclo de trabajo, se debe recalentar el aire al interior.



Figura 1.11: Máquina de moldeo rotacional tipo almeja [Ferry Industries,2014].

### 1.7. Consideraciones para el diseño de los moldes

Los moldes constituyen una parte importante en el diseño del equipo, sobre todo si el producto a fabricar tiene formas complejas o son piezas de gran tamaño. Por ello, en la presente sección se describe algunas consideraciones importantes recomendadas por la bibliografía referida.

La densidad de los polímeros aumenta conforme su temperatura disminuye y según el tipo de plástico procesado. Como el peso del producto es constante, y depende de la relación directa entre la densidad y el volumen del producto, el incremento de la densidad del polímero se ve compensado con una reducción del volumen de la pieza al culminar la etapa de enfriamiento con respecto al instante en que inicia su solidificación y adhesión a las paredes internas del molde. En la Tabla 1.3 se indica el encogimiento lineal porcentual (contracción) de los polímeros seleccionados.

Tabla 1.3: Valores de contracción lineal para polímeros fabricados por moldeo rotacional [Crawford, p. 340, 2002].

Polímero	Rango de contracción lineal (%)	Valor recomendado (%)
LDPE	1,6 – 3,0	3,0
HDPE	3,0 – 3,5	3,5
PP	1,5 – 2,2	2,2
PVC	0,8 – 2,5	1,5

Debido a que el cliente, Coordinador del proyecto de experimentación, proporcionará las medidas finales requeridas de los productos a fabricar se tendrá en cuenta esta reducción volumétrica del producto final para dimensionar los moldes.

Adicionalmente, para facilitar el retiro del producto del molde, se recomienda un ángulo determinado de desmolde. En la Tabla 1.4 se muestran los valores que recomienda Crawford para facilitar el desmolde del producto rotomoldeado.

Tabla 1.4: Valores para ángulos de desmolde en moldeo rotacional. [Crawford, 2002]

Polímero	Ángulo exterior de desmolde (grados)	Ángulo interior de desmolde (grados)
LDPE	0 – 1	1 – 2
HDPE	0 – 1,5	1 – 2,5
PP	0 – 1,5	1 – 2
PVC	1 – 1,5	1 – 2

Las condiciones de trabajo del equipo de moldeo rotacional requieren que los moldes posean determinadas características tales como:

- Resistencia a la corrosión: Debido a que el proceso de enfriamiento de los moldes se llevará a cabo en un sistema de enfriamiento que emplea agua como refrigerante.
- Facilidad para transferir calor: El proceso de calentamiento se llevará a cabo a través de la transferencia de calor por convección forzada y conducción.
- Resistencia a altas temperaturas de trabajo: Debido a que todo el sistema mecánico trabaja a altas temperaturas, el material del molde debe de resistir los diversos esfuerzos a los que estará sometido teniendo en cuenta la disminución de sus propiedades mecánicas.
- Rigidez: El molde debe de poseer la rigidez necesaria para su manipulación.

### 1.8. Definición de los parámetros de diseño

Los parámetros de diseño establecen los requerimientos operativos del sistema mecánico de rotación biaxial y se usarán a lo largo del capítulo 2 para dimensionar y/o seleccionar los componentes del sistema mecánico. Los parámetros fundamentales que se emplean en el diseño del sistema mecánico de rotación biaxial son: geometría, tamaño y material de los productos a fabricar, temperatura de calentamiento, tiempo de duración del ciclo, y las velocidades de rotación en cada uno de los ejes de giro (primario y secundario).

#### 1.8.1. Descripción del producto

Se desea fabricar mediante el proceso de moldeo rotacional dos tipos de productos o también denominados muestras: uno en forma de cilindro hueco y otro en forma de prisma rectangular tal como se muestra en la Figura 1.12a y Figura 1.12b respectivamente. Las dimensiones finales de cada producto se especifican en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5: Dimensiones especificadas por el equipo de investigación.

Muestra cilíndrica			Muestra prismática rectangular			
Altura ( $h_{Mc}$ ) [mm]	Diámetro exterior ( $D_{extMc}$ ) [mm]	Espesor ( $e_{Mc}$ ) [mm]	Altura ( $h_{Mr}$ ) [mm]	Ancho ( $a_{Mr}$ ) [mm]	Largo ( $l_{Mr}$ ) [mm]	Espesor ( $e_{Mr}$ ) [mm]
175	188	5	175	77	190	5

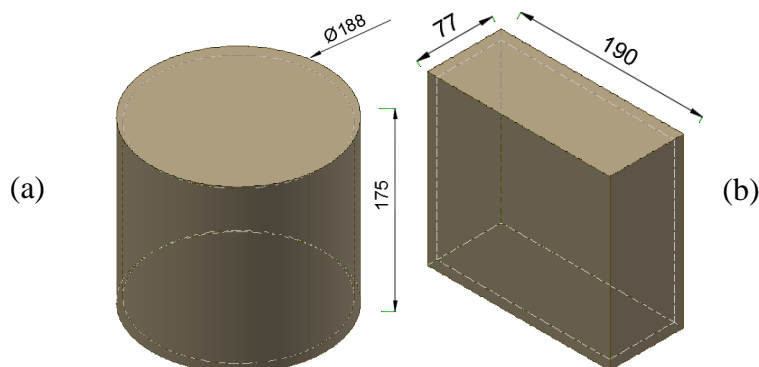


Figura 1.12: Dimensiones y forma de los productos a fabricar:  
(a) Molde cilíndrico y (b) Molde prismático rectangular

Las dimensiones de ambos productos fueron especificadas por el cliente para satisfacer la necesidad de obtener probetas para los ensayos de propiedades mecánicas del material compuesto basándose en la norma ASTM D638. Por ejemplo, en la Tabla 1.6 se especifica las dimensiones requeridas para una probeta de tracción. El equipo de investigación especificó las medidas de los productos cilíndricos y prismáticos rectangulares que permitan extraer probetas, tanto del cuerpo como de las tapas, que se emplearán para el ensayo de tracción. Con respecto a la cantidad necesaria, el equipo determinó que el número mínimo requerido de muestras por ciclo de operación del equipo es de 5; sin embargo, para poder distribuir la carga de manera simétrica alrededor de los ejes de giro, se fabrican 6 muestras cilíndricas ó 6 muestras de forma prismática rectangular todas bajo las mismas condiciones de operación según se requiera.

Tabla 1.6: Dimensiones de la probeta del ensayo de tracción según ASTM D638.

Ensayo	Dimensión a especificar [mm]		
	Ancho (b)	Largo (h)	Espesor (e)
Tracción	19	165	5

Se busca determinar también la influencia de la forma del producto en las propiedades mecánicas de la probeta. Por un lado, un producto cilíndrico hueco presenta un espesor de pared uniforme debido a la mejor distribución del material en la superficie interna del mole; sin embargo, al realizar el corte del cuerpo según el tamaño requerido de la probeta, esta quedará algo curva (Figura 1.13). Por otro lado, un producto de forma prismática rectangular hueca permite extraer probetas planas de las caras laterales, pero existirá una acumulación de material en las esquinas del producto por lo que espesor no será del todo

uniforme. En la Tabla 1.7 se presenta un cuadro comparativo entre las características de ambos productos.

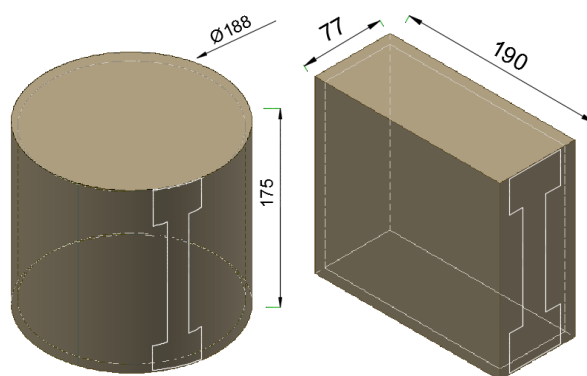


Figura 1.13: Ejemplo de ubicación de la probeta a cortar.

Tabla 1.7: Cuadro comparativo entre el producto cilíndrico hueco y el prismático rectangular.

<b>Muestra circular</b>		<b>Muestra prismática rectangular</b>	
<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Esesor uniforme debido a la geometría del cuerpo.	Probeta final de forma levemente curva.	Probeta final plana al obtenerlas de las caras del molde.	No presenta uniformidad de espesor en las esquinas.

### 1.8.2. Temperatura de trabajo

Un parámetro muy importante para considerar es la temperatura crítica de trabajo del sistema mecánico o también denominada temperatura de diseño ( $T_D$ ). Un sistema mecánico trabaja con diversos elementos mecánicos ya sea de transmisión o estructurales cuyas resistencias mecánicas disminuye conforme incrementa su temperatura. Adicionalmente, el proceso de sinterizado de dos materiales por moldeo rotacional se lleva a cabo a temperaturas cercanas, pero menores, al punto de fusión de los plásticos. Por ello, se consideró para el diseño del sistema mecánico al material que requiera una mayor temperatura de trabajo, en este caso, el PVC con 200 °C en promedio para su temperatura de fusión (Tabla 1.2) es la condición crítica.

Se determina una temperatura de diseño ( $T_D$ ) a la cual se diseñarán los componentes, ésta debe ser estimada teniendo en cuenta ciertos parámetros de referencia como por ejemplo, la temperatura máxima de la superficie del molde y la temperatura del aire al interior del molde. Crawford presenta un gráfico del estudio de temperaturas típicas para un ciclo de

moldeo rotacional en la Figura 1.4 de la sección 1.4.2. En esta gráfica, el punto C indica el máximo valor de temperatura que el aire al interior del molde debe de alcanzar para asegurar que el plástico haya alcanzado su temperatura de fusión ( $T_C = 200^\circ\text{C}$ ). Como el PVC trabaja con el mismo valor de temperatura de fusión sin sobrepasar este valor, se puede emplear esta gráfica de comportamiento empírico del proceso para estimar la temperatura en la superficie de los moldes como el valor máximo en la gráfica de color azul de la misma Figura 1.4 cuyo valor es  $T_S = 290^\circ\text{C}$  y se redondea este valor a una temperatura de diseño  $T_D = 300^\circ\text{C}$ .

Como se explicó anteriormente, este valor de temperatura es en la superficie de los moldes expuestos al aire caliente circulando dentro del horno por lo que las temperaturas en el resto de superficies restantes del equipo que ingresarán al horno, no sobrepasará este valor.

### 1.8.3. Velocidades de giro de los ejes

El proceso de moldeo rotacional trabaja con velocidades de rotación bajas y constantes para ambos ejes de giro durante toda la duración del ciclo de operación del equipo. La uniformidad en el espesor del producto depende directamente de las velocidades de rotación en ambos ejes de giro. Además, el sistema mecánico de rotación biaxial se diseña de tal manera que la carga a rotar esté distribuida simétricamente para que el centro de gravedad coincida con los ejes de rotación y evitar así el exceso de vibraciones.

Tal como se explicó anteriormente, el sistema mecánico de rotación biaxial consta de dos giros, uno primario y otro secundario, cuyos ejes de rotación son perpendiculares entre sí. Existen relaciones de velocidades entre los ejes de giro primario y secundario ( $\Omega_r$ ) recomendada por los fabricantes según el tipo de producto que se desea fabricar detallada en la Tabla 1.8. Esta relación de velocidades es calculada con la siguiente expresión:

$$\Omega_r = \frac{N_p}{N_s - N_p}$$

Donde:

$N_p$ : Velocidad de giro del eje primario.       $N_s$ : Velocidad de giro del eje secundario.

Tabla 1.8: Razón de velocidades recomendada según el producto a fabricar [Crawford, 2002].

Relación de velocidades ( $\Omega_r$ )	Productos a fabricar
5:1	Ductos
4:1	Formas simétricas y regulares.
3:1	Pelotas, cajas rectangulares.
2:1	Llantas, o formas planas.
1:3	Tanques de almacenamiento

Sin embargo, esto no implica que las velocidades de giro estarán restringidas a cumplir con esta proporción, puesto que es importante brindar independencia en la velocidad de giro a cada eje de rotación y así “permitir al operario controlar la uniformidad del espesor de la pared de las piezas según la geometría de las mismas” [Beltrán, 1998].

En acuerdo con el cliente y basado en los ensayos realizados en los artículos científicos de Ward, N. y Torres, F., las velocidades de giro del eje primario ( $N_p$ ) y del eje secundario ( $N_s$ ) deben estar en el rango de 4 y 50 RPM. Según la información técnica consultada de los equipos empleados en ensayos de moldeo rotacional documentados en los denominados artículos científicos, y en coordinación con el coordinador de proyecto, la variación admisible de velocidad de giro es de  $\pm 0,5$  RPM con respecto al valor establecido por el operario para el sistema en el rango especificado.

#### 1.8.4. Duración de los ciclos de trabajo

Tanto la rotación primaria y secundaria debe mantenerse desde el inicio de la etapa de calentamiento hasta el final de la etapa de enfriamiento. El equipo de investigación estimó un tiempo total de duración del ciclo de rotomoldeo ( $t_{ciclo}$ ) igual a 25 minutos.

#### 1.8.5. Modo de enfriamiento

En la sección 1.5 se explicó la influencia de la velocidad de enfriamiento en los materiales cristalinos y amorfos. Por ello, el equipo de moldeo rotacional emplea un sistema de enfriamiento por convección forzada de aire y aspersores de agua según se requiera. De esta manera, se garantiza un enfriamiento rápido empleando agua cuando se fabriquen productos de materiales amorfos como el PVC y un enfriamiento lento cuando se fabriquen productos de materiales cristalinos como el Polietileno. Este ambiente de

trabajo implica que los elementos expuestos directamente al contacto con el agua sean fabricados con materiales resistentes a la corrosión.

### 1.9. Resumen de los parámetros de diseño

La Tabla 1.9 muestra un resumen de los parámetros de diseño a emplear para el diseño.

Tabla 1.9: Resumen de los parámetros de diseño.

Parámetro	Valor
Materiales a emplear	Partículas entre 150 y 500 $\mu\text{m}$ de: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Polietileno de baja densidad (LDPE)</li> <li>- Polietileno de alta densidad (HDPE)</li> <li>- Policloruro de Vinil (PVC)</li> <li>- Polipropileno (PP)</li> </ul> Madera recuperada de pino y capirona en tamaños de 0 a 150 $\mu\text{m}$
Tamaño y forma del producto a obtener	Muestra cilíndrica: <ul style="list-style-type: none"> <li>Díámetro exterior: <math>\phi 188\text{mm}</math></li> <li>Altura: 175 mm</li> <li>Espesor: 5 mm</li> </ul> Muestra prismática rectangular: <ul style="list-style-type: none"> <li>Largo: 190 mm</li> <li>Ancho: 77 mm</li> <li>Altura: 175 mm</li> <li>Espesor: 5 mm</li> </ul>
Cantidad de productos a fabricar	6 muestras cilíndricas ó 6 muestras prismáticas rectangulares
Temperatura de diseño	$T_D = 300^\circ\text{C}$
Modo de enfriamiento de moldes	Aire forzado y aspersores
Velocidades de giro del sistema primario	$N_P \in [4 - 50] \text{rpm}$
Velocidades de giro del sistema secundario	$N_S \in [4 - 50] \text{rpm}$
Duración total del ciclo	25 minutos

### 1.10. Lista de exigencias

Se recopilan las exigencias que debe cumplir el diseño del sistema mecánico de rotación biaxial y se muestran a continuación.

- La función principal del equipo es rotar moldes cargados con material plástico y madera recuperada en su interior a velocidades de giro regulables entre 4 y 50 RPM para cada uno de los dos ejes de giro independientes y perpendiculares entre sí.

- La carga es transportada a las estaciones de calentamiento y enfriamiento sin detener el giro biaxial.
- El equipo debe de resistir las cargas a la temperatura de diseño ( $T_D$ ) de 300°C y debe contar con un sistema de parada en caso de emergencia.
- Asimismo, su funcionamiento debe de ser simple y de mantenimiento sencillo.

La lista de exigencias detallada se encuentra en el Anexo 1.



## CAPÍTULO 2

### DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO

El sistema mecánico de rotación proporciona los giros alrededor de dos ejes perpendiculares a los moldes y su contenido durante el proceso de moldeo rotacional. Además, debe transportar los moldes a las estaciones de calentamiento y enfriamiento respectivamente. Se emplean los parámetros de diseño y la lista de exigencias especificada en las secciones 1.8.5 y 1.9 para el diseño del equipo. Es por esto que se formula un concepto de solución óptimo, factible técnica y económicamente, para diseñar el sistema mecánico de rotación biaxial ideal. La metodología de diseño a seguir es la propuesta por la recomendación VDI 2221: “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”. Esta recomendación indica que la etapa de diseño atraviesa cuatro fases: Comprensión de la solicitud, Concepción de la Solución, Elaboración del Proyecto y Elaboración de detalles. Asimismo, se realizan los cálculos requeridos para el diseño y selección de componentes del sistema de rotación biaxial.

#### 2.1. Descripción del proyecto definitivo óptimo

Se obtiene el proyecto definitivo óptimo como resultado de la metodología según la VDI 2221. El proceso llevado a cabo para este resultado se detalla en los Anexos 2, 3 y 4. Los materiales particulados son introducidos manualmente por el operario al interior de los moldes y estos se tapan mediante planchas circulares empernadas. Los moldes se empernan también al arreglo agrupando 3 moldes en cada uno, resultando ser de igual forma y tamaño, distribuyendo la carga de manera simétrica con respecto a los ejes de giro secundario y primario. Estos arreglos de moldes son acoplados al sistema mecánico de rotación biaxial empleando una unión bridada.

En cuanto a la disposición de los sistemas del equipo de moldeo rotacional, se empleará un sistema de transporte lineal donde el área de carga y descarga sirve también como el área donde se realiza el enfriamiento. El sistema de giro para el proceso cuenta con un brazo mecánico tubular en voladizo que proporciona el giro principal a los arreglos y en su interior se encuentra un eje que proporciona el giro secundario, cambiando el sentido de giro en  $90^\circ$  perpendicular al eje de giro principal mediante engranajes cónicos.

El sistema mecánico estará apoyado sobre rieles que evitan el volteo del equipo (apoyos empotrados) pero permiten el movimiento lineal. Una vez el arreglo de moldes posea la velocidad de giro deseada, el operario realizará el traslado del sistema en línea recta hacia la estación de calentamiento empleando los rieles como guía (ver Figura 2.1).

Luego de transcurrido el tiempo establecido para la etapa de calentamiento, el operario traslada el sistema mecánico al sistema de enfriamiento de manera manual. Una vez transcurrido el tiempo destinado para el enfriamiento, se realiza la descarga del producto rotomoldeado de manera manual.

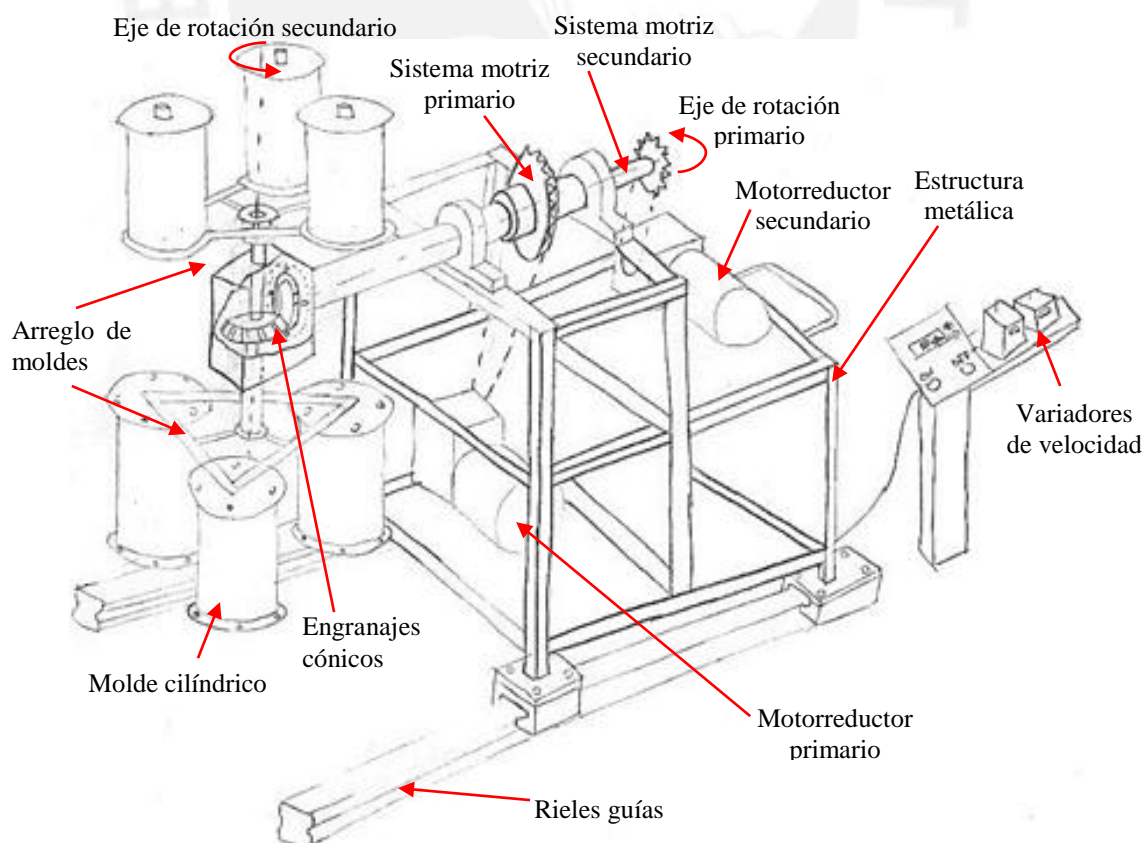


Figura 2.1: Dibujo a mano alzada del proyecto definitivo óptimo.

## 2.2. Diseño de los moldes

Debido a la alta temperatura de trabajo y al contacto continuo con el agua, los moldes son de acero inoxidable AISI 316L. Estos moldes representan la carga de diseño del sistema mecánico de rotación biaxial. En la Figura 2.2 se señalan las partes de los dos moldes diseñados. La descripción de sus partes se encuentra en el Anexo 5 y en esta sección se presentan los resultados obtenidos para el diseño de los moldes.

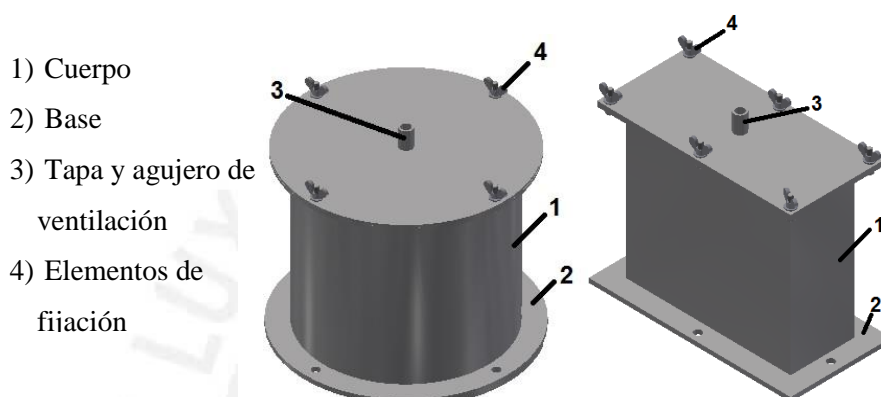


Figura 2.2: Los moldes y sus partes. Molde cilíndrico (izquierda), Molde prismático rectangular (derecha).

### 2.2.1. Dimensiones

Se tomó en cuenta la contracción lineal del producto para dimensionar el molde (Tabla 1.3) y el ángulo necesario para el desmolde ( $\theta_{dm}$ ) (Tabla 1.4) del capítulo 1; las medidas finales se muestran en el plano de despiece de los moldes en los planos 8 y 10. Además, de la Tabla 1 del Anexo 5, que presenta una comparación de masas, se obtiene que el producto cilíndrico de PVC dentro del molde respectivo es más pesado a comparación del resto de combinaciones, por lo que este molde y el producto representan la carga de diseño.

### 2.2.2. Ducto de ventilación

El ducto de ventilación, señalado en la Figura 2.2 con el número 3, consiste en cubrir con lana de vidrio un tubo pequeño de manera que la lana permita el ingreso y salida del aire del interior del molde y mantener el valor de la presión interna cercana a la presión atmosférica.

Se emplea la Ley de Charles [Cengel, 2011] y el procedimiento explicado por Crawford para dimensionar el ducto de ventilación. Una explicación de lo ocurrido al interior del molde se detalla en el Anexo 6. Además, los cálculos para dimensionar el diámetro del ducto de ventilación ( $d_{vent}$ ) se encuentran en el Anexo 7 y se obtiene:

$$d_{vent} = 4 \text{ mm}$$

### 2.2.3. Presión al interior

Se analiza el caso donde el agujero de ventilación es obstruido y la presión al interior del molde aumenta. En caso esto suceda, el espesor del molde debe ser lo suficiente para evitar la distorsión o falla del mismo. La presión al interior del molde ( $P_S$ ) a la temperatura de diseño ( $T_D$ ) de 300°C se calcula en el Anexo 8 y es igual a 196,2 kPa.

Se calcula el esfuerzo en las paredes del molde como recipiente de pared delgada asumiendo un espesor de pared para el molde ( $t_{pM}$ ) igual a 1/8". Se obtienen los esfuerzos radial ( $\sigma_1$ ) y longitudinal ( $\sigma_2$ ) en las paredes internas del recipiente mediante las ecuaciones [2. 1] y [2. 2] extraídas del libro de Hibbeler.

$$\sigma_1 = \frac{P_S * \left(\frac{D'_{intM}}{2}\right)}{t_p} \quad [2. 1]$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_1}{2} \quad [2. 2]$$

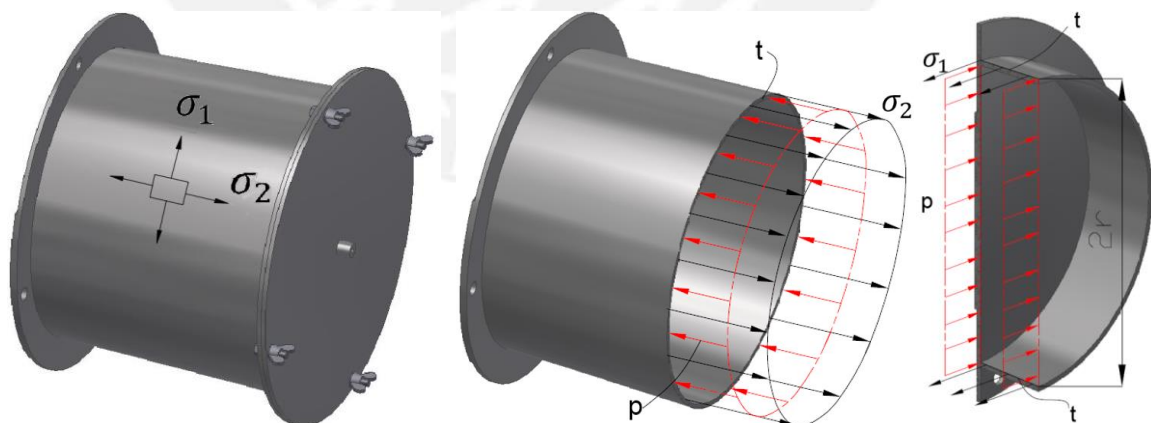


Figura 2.3: Diagrama de esfuerzos en el molde debido a la presión interior.

Se emplea el criterio de von Mises (ecuación [2. 3]) para un estado biaxial de esfuerzos [Rodríguez, 2012], y se compara este valor, tal como se indica en la ecuación [2. 4], con

el esfuerzo de fluencia del AISI316L a la temperatura de diseño ( $\sigma_F(T_D)$ ) con un factor de seguridad ( $FS$ ) igual a 4.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \quad [2.3]$$

$$\sigma_{eq} < \frac{\sigma_F(T_R)}{FS} \quad [2.4]$$

Reemplazando los valores de la ecuación [2.4], se obtiene:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} \leq \frac{\sigma_F(T_R)}{FS} = 5,6 \text{ MPa} \leq 34,5 \text{ MPa}$$

El espesor de pared seleccionado de 1/8" sí resiste los esfuerzos de presión en el molde.

### 2.3. Diseño del arreglo de moldes

Se toma como parámetros de diseño del arreglo de moldes las siguientes condiciones del entorno: alta temperatura de trabajo y enfriamiento mediante contacto directo con agua pulverizada; además, debe contar con la rigidez necesaria para alojar 3 moldes circulares o rectangulares con los productos respectivos soportando una carga total de 25 kg. En la Figura 2.4 se aprecia la disposición final del arreglo de moldes que acopla tanto los moldes cilíndricos como los prismáticos rectangulares. El plano de despiece para el arreglo es el número 7. Finalmente, se calcula que la masa total de cada arreglo de moldes es de 35 kg incluyendo la masa de los productos en su interior.

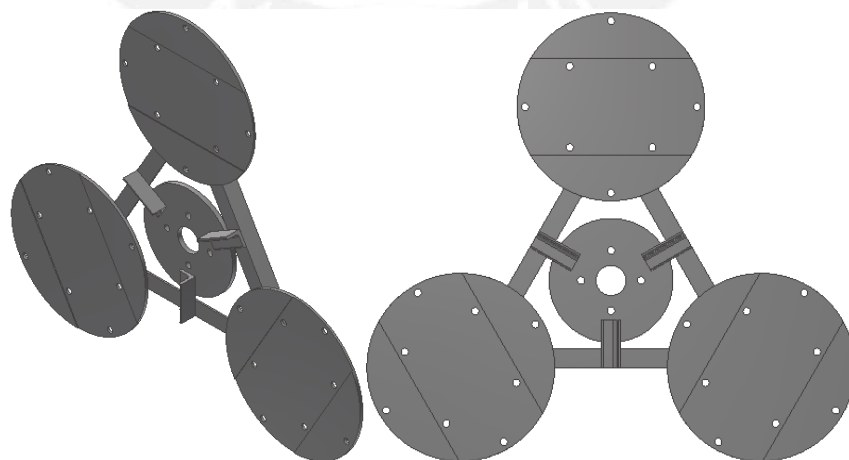


Figura 2.4: Vista isométrica (izquierda) y superior (derecha) del arreglo de moldes.

### 2.3.1. Perfiles metálicos

El arreglo de moldes será liviano, económico y permitirá un ensamble sencillo al emplear perfiles metálicos. Los perfiles a emplear son de AISI 316L. La sección de los perfiles a emplear son del tipo L de alas iguales de 1" y espesor de 3/16". Mayor información sobre los perfiles metálicos, tal como dimensiones comerciales o peso de los perfiles se encuentran en el Anexo 9.

### 2.3.2. Elementos del arreglo de moldes

En la Figura 2.5 se observa la manera de acoplar el molde cilíndrico al arreglo de moldes mediante pernos. Los moldes (1) están unidos mediante pernos (2) a un disco ranurado mostrado en la Figura 2.6. Este disco ranurado permite acoplar ambos moldes al arreglo de moldes según se requiera.

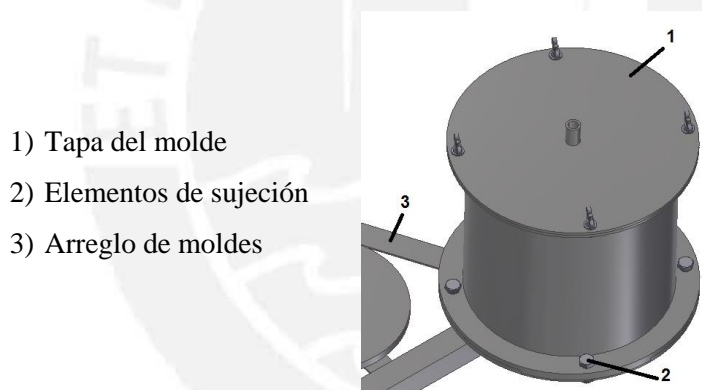


Figura 2.5: Acople del molde cilíndrico al arreglo de moldes.

El arreglo de perfiles metálicos (3) sirve como base rígida para colocar los moldes y además une todos los elementos empleados en el arreglo con el sistema mecánico de moldeo rotacional a través de un elemento de unión denominado disco brida en el centro del arreglo (Figura 2.4). Este disco estará soldado a los perfiles para garantizar así el comportamiento de todo el conjunto de moldes como un solo cuerpo rígido.

Todos los elementos del arreglo de moldes son de acero inoxidable AISI 316L para así garantizar la resistencia a la corrosión por el contacto continuo con el agua.

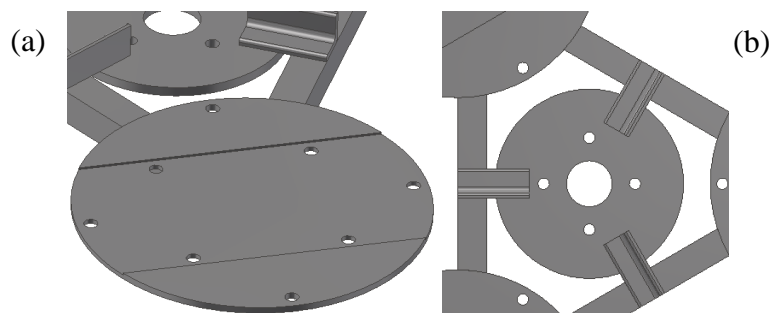


Figura 2.6: (a) Disco ranurado para el montaje de moldes y (b) disco brida para el acople del arreglo de moldes al sistema mecánico de rotación.

### 2.3.3. Distribución de los moldes

Se encuentra la distribución óptima mediante la evaluación de tres alternativas detalladas en el anexo 9 según el espacio ocupado y los costos de fabricación requeridos por cada tipo de arreglo de moldes. Se determina que la mejor manera de distribuir los 3 moldes cilíndricos o prismáticos rectangulares es en un arreglo de forma triangular (Figura 2.4).

### 2.4. Análisis cinemático y cinético

Los arreglos de moldes representan la carga de diseño del sistema mecánico. Mediante el análisis cinemático, se determina los valores de aceleración y velocidad en distintos puntos del equipo mientras que mediante el análisis cinético, se calcula las fuerzas y momentos externos que se generan sobre el sistema mecánico debido al giro biaxial.

De estos análisis, se obtiene que los valores de momento y fuerzas para la etapa de arranque del equipo adquieren valores críticos que pueden generar deflexiones excesivas sobre los elementos de transmisión mecánica, a comparación del análisis para el régimen de giro estacionario a la máxima velocidad de giro.

Se establece un sistema de coordenadas de referencia generales para todo el sistema mecánico, los sentidos de giro de la rotación primaria y secundaria, la distancia aproximada de espaciamiento entre ambos arreglos de moldes y los puntos críticos a analizar, indicados en la Figura 2.7 y Figura 2.8.

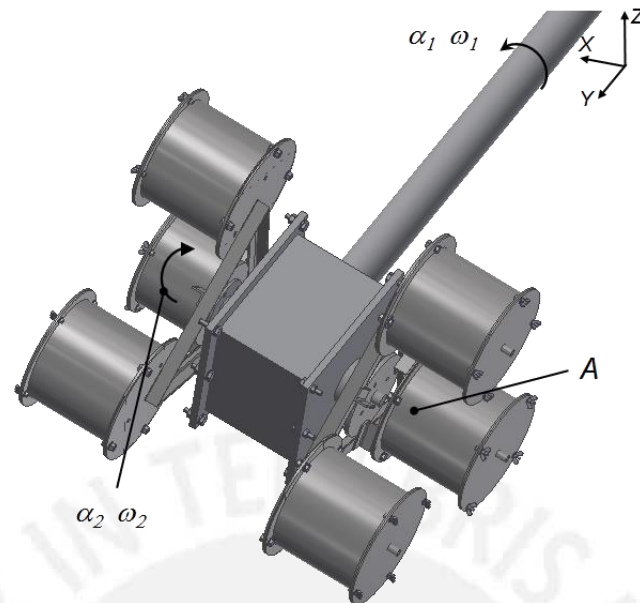


Figura 2.7: Condiciones preliminares para el análisis cinemático y cinético del sistema.

Se tiene en la Figura 2.8:

$$L_3 = 0,5 \text{ m.}$$

$$R_{arr} = 0,23 \text{ m.}$$

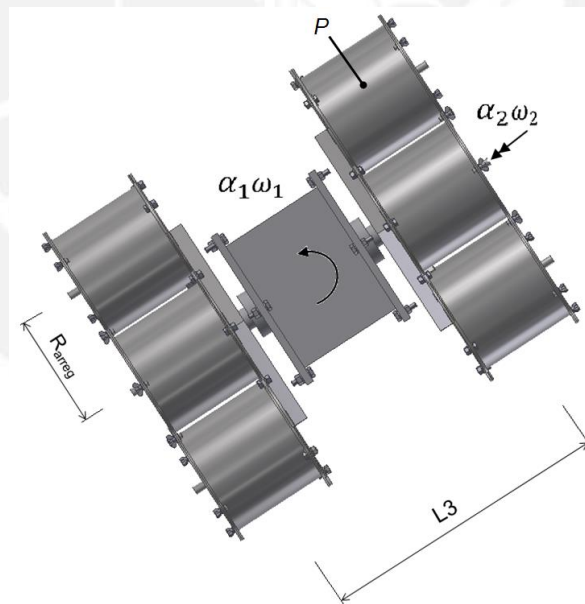


Figura 2.8: Vista frontal con condiciones preliminares para el análisis cinemático.

#### 2.4.1. Análisis cinemático tridimensional

Se emplea la teoría del movimiento general del sólido rígido [Bedford, 2011] para calcular la velocidad y aceleración absoluta del punto P perteneciente al cuerpo rígido mediante las ecuaciones [2.5] y [2.6].

$$\vec{v}_P = \vec{v}_A + \vec{\omega} \times \vec{r}_{P/A} \quad [2.5]$$

$$\vec{a}_P = \vec{a}_A + \vec{\alpha} \times \vec{r}_{P/A} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{P/A}) \quad [2.6]$$

De los parámetros de diseño especificados en la sección [1.8.5], se emplea el mayor valor de velocidad angular  $\omega_1 = \omega_2 = 50 \text{ rpm}$ . Asumiendo un tiempo de arranque del equipo ( $t_{arran}$ ) de 2 segundos se calcula  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$  con la ecuación [2.7].

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\omega_1}{t_{arran}} \quad [2.7]$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\omega_1}{t_{arran}} = \frac{5,236 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}} = 2,618 \text{ rad/s}^2$$

El sistema mecánico de rotación biaxial partirá del reposo en cada ciclo desde la posición vertical representada en la Figura 2.9.

Se establece como momento crítico el instante donde el sistema aún posee aceleración angular  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$ , y a su vez, alcanza la máxima velocidad de giro tanto en el eje de rotación primario como secundario:  $\omega_1 = \omega_2 = 50 \text{ rpm}$ . Para este instante, se calcula el ángulo de posición del eje secundario con respecto a la horizontal ( $\theta_2$ ). Los cálculos para el ángulo de posición crítica se muestran en el Anexo 10 y se obtiene  $\theta_2 = 30^\circ$  graficada en la Figura 2.10.



Figura 2.9: Posición de inicio de las rotaciones.

Se calculan los vectores aceleración y velocidad de los puntos A y P de la Figura 2.7 y Figura 2.8 respectivamente. El cálculo y los vectores obtenidos se detallan en el Anexo

11. En la Tabla 2.1 se tabulan los resultados obtenidos de aceleración en el punto A y los resultados para el punto P en la Tabla 2.2 del Anexo 12.

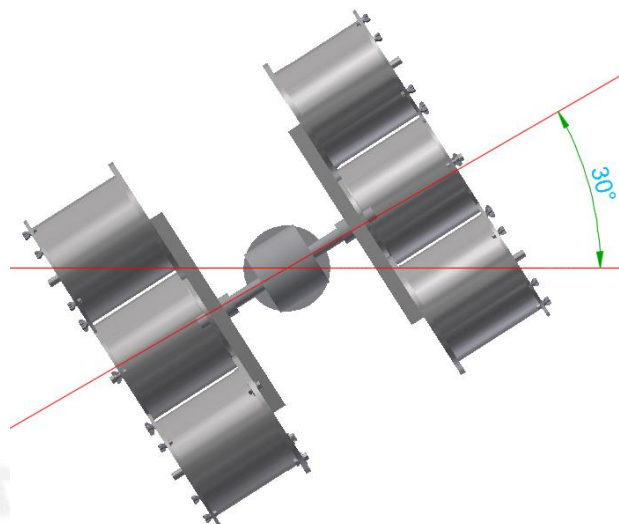


Figura 2.10: Posición crítica para diseño.

Tabla 2.1: Valores de aceleración para posiciones del punto A.

Dato de entrada					Aceleración (m/s <sup>2</sup> )		
$\alpha_1$ (rad/s <sup>2</sup> )	$\alpha_2$ (rad/s <sup>2</sup> )	$\omega_1$ (rad/s)	$\omega_2$ (rad/s)	$\theta_2$ (°)	$A_{Ax}$	$A_{Ay}$	$A_{Az}$
0	0	5,24	5,24	0	6,854	0	0
				30	5,936	0	-3,427
				90	0	0	-6,854
2,62	2,62	0	0	0	6,854	0	0,655
				30	6,263	0	-2,86
				90	0,655	0	0

#### 2.4.2. Análisis cinético tridimensional

En la presente sección se calculan los momentos o pares requeridos para iniciar los giros del arreglo de moldes trasladando las inercias a los centros de rotación primario y secundario según se requiera. Para ello, se emplean las Ecuaciones de Euler [Bedford, 1996] respecto a un punto fijo “O”. Las ecuaciones se aplican para el cálculo de los momentos en el respectivo sentido de cada eje del sistema: la ecuación [2. 8] para el eje “X”, la [2. 9] para el eje “Y” y la [2. 10] para el eje “Z”.

$$\sum M_{Ox} = I_{xx} \frac{d\omega_x}{dt} - I_{xy} \frac{d\omega_y}{dt} - I_{xz} \frac{d\omega_z}{dt} - \Omega_z(-I_{yx} \cdot \omega_x + I_{yy} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z) + \Omega_y(-I_{zx} \cdot \omega_x - I_{zy} \cdot \omega_y + I_{zz} \cdot \omega_z) \quad [2. 8]$$

$$\sum M_{Oy} = -I_{yx} \frac{d\omega_x}{dt} + I_{yy} \frac{d\omega_y}{dt} - I_{yz} \frac{d\omega_z}{dt} + \Omega_z(I_{xx} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{xz} \cdot \omega_z) - \Omega_x(-I_{zx} \cdot \omega_x - I_{zy} \cdot \omega_y + I_{zz} \cdot \omega_z) \quad [2. 9]$$

$$\sum M_{Oz} = -I_{zx} \frac{d\omega_x}{dt} - I_{zy} \frac{d\omega_y}{dt} + I_{zz} \frac{d\omega_z}{dt} - \Omega_y(I_{xx} \cdot \omega_x - I_{xy} \cdot \omega_y - I_{xz} \cdot \omega_z) + \Omega_x(-I_{yx} \cdot \omega_x + I_{yy} \cdot \omega_y - I_{yz} \cdot \omega_z) \quad [2. 10]$$

Donde:

$I_{xx,yy,zz}$ : Inercia del cuerpo que se le proporciona el giro con respecto a los ejes X, Y, Z.

$I_{xy,yz,xz}$ : Producto de inercias del cuerpo.

$\Omega_{x,y,z}$ : Es la velocidad angular de giro del sistema de coordenadas ubicado en el punto de referencia ("O").

El cálculo de los momentos de inercia con respecto al punto "O" indicado en la Figura 2.11 se realiza rotando los ejes X, Y y Z hasta la posición crítica  $\theta_2 = 30^\circ$  obteniendo así los ejes rotados X', Y' y Z', luego, para trasladar los momentos de inercia centroidales al punto de rotación "O", se aplica el teorema de los ejes paralelos de Steiner [Bedford, 2011] mediante las ecuaciones [2. 11] y [2. 12].

Los momentos de inercia centroidales del arreglo de moldes (ejes  $X_g$ ,  $Y_g$  y  $Z_g$  mostrados en la Figura 2.11) se muestran en la Tabla 2.2. Los valores para las inercias trasladadas se indican en la Tabla 2.3 y el cálculo respectivo en el Anexo 13.

Tabla 2.2: Momentos de inercia centroidales para el arreglo de moldes.

Momento de inercia respecto al centro de masa (kg.m <sup>2</sup> )	
$I_{xg}$	1,541
$I_{yg}$	0,94
$I_{zg}$	0,94
$I_{xg.yg} = I_{yg.zg} = I_{xg.zg}$	0

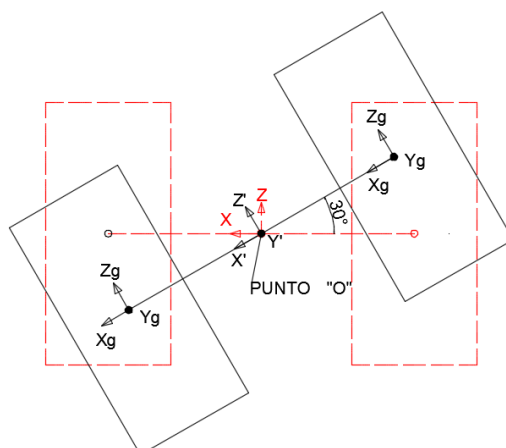


Figura 2.11: Esquema de rotación y traslado de inercias eje Y'.

Tabla 2.3: Momentos de inercia trasladados a los ejes X', Y' y Z'.

Momentos de inercia con respecto al punto O (kg.m <sup>2</sup> )	
$I_{x'}$	1,541
$I_{y'}$	3,128
$I_{z'}$	3,128
$I_{x'y'} = I_{y'z'} = I_{x'z'}$	0

Además, se descompone los vectores velocidad angular del sistema ( $\bar{\omega}$ ) y aceleración angular ( $\bar{\alpha}$ ) en componentes paralelas a los ejes X', Y' y Z':  $\bar{\omega}'$  y  $\bar{\alpha}'$ . De esta manera, se aplican las ecuaciones de Euler para encontrar los momentos con respecto a estos ejes rotados. Las fórmulas para el cálculo de estos vectores se encuentran en el Anexo 13 y los resultados en la Tabla 2.4.

$$I_{x'} = I_{xg} + m \cdot d^2 \quad [2.11]$$

$$I_{x'y'} = I_{xgyg} + m \cdot (x_g * y_g) \quad [2.12]$$

Tabla 2.4: Velocidades y aceleraciones angulares de giro del cuerpo rígido.

Con respecto a ejes XYZ	Con respecto a ejes X'Y'Z'
$\bar{\omega} = 4,535 \hat{i} + 5,236 \hat{j} - 2,618 \hat{k}$	$\bar{\omega}' = 5,236 \hat{i}' + 5,236 \hat{j}'$
$\bar{\alpha} = -11,441 \hat{i} + 2,618 \hat{j} - 25,052 \hat{k}$	$\bar{\alpha}' = 2,618 \hat{i}' + 2,618 \hat{j}' - 27,416 \hat{k}'$

Finalmente, reemplazando los valores en las ecuaciones [2. 8], [2. 9] y [2. 10], se calculan los torques de arranque necesarios para el giro secundario y primario, ( $M_{x'}$ ) y ( $M_{y'}$ ). El cálculo se especifica en el Anexo 14 y se obtiene:

$$\begin{aligned} M_{x'} &= 8,1 \text{ N.m} \\ M_{y'} &= 19,94 \text{ N.m} \end{aligned}$$

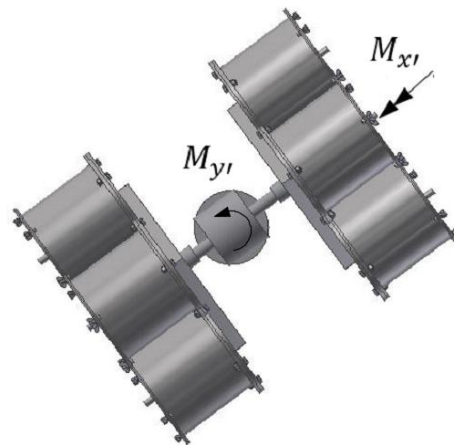


Figura 2.12: Esquema de los arreglos de molde y sus torques de giro.

## 2.5. Diseño del sistema de rotación biaxial

Se emplean los valores torques del giro primario ( $M_{y'}$ ) y secundario ( $M_{x'}$ ) requeridos para iniciar los giros para diseñar los componentes del sistema de giro primario y secundario. Como se indica en la sección 1.8.2, la elevada temperatura de trabajo debilita los componentes que ingresan al horno por lo que se calcula la variación de las propiedades mecánicas de los materiales a la temperatura de diseño ( $T_D$ )

### 2.5.1. Propiedades mecánicas a la temperatura de diseño

Las propiedades mecánicas empleadas para el cálculo y diseño del sistema son: Módulo de elasticidad ( $E$ ), esfuerzo de fluencia ( $\sigma_F$ ), esfuerzo de rotura ( $\sigma_B$ ), módulo de Poisson ( $\nu$ ) y módulo de corte ( $G$ ). Se asume que el material es isotrópico y se calculan las propiedades a la temperatura de diseño ( $T_D$ ) de 300°C empleando las ecuaciones empíricas de un artículo científico basado en los Documentos Técnicos Unificados (D.T.U.: “*Documents Techniques Unifié*”) y el Eurocódigo 3 (ANCAS, 2004).

### a. Módulo de elasticidad

El valor del módulo de elasticidad del acero varía en trabajos a alta temperatura según la ecuación [2. 13].

$$E(T_D) = E(T_{AMB}) \left[ 1 + \frac{T_D}{2000 \ln(T_D/1100)} \right], \forall T_R \in [20, 600] \text{ } ^\circ\text{C} \quad [2. 13]$$

La temperatura ambiente ( $T_{AMB}$ ) es  $19^\circ\text{C}$  y el módulo de elasticidad a temperatura ambiente ( $E(T_{AMB})$ ) es  $2,10 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ ; entonces, se calcula que el módulo de elasticidad a la temperatura de diseño ( $E(T_D)$ ) es  $1,86 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ .

### b. Módulo de Poisson

El módulo de Poisson ( $\nu(T)$ ) se calcula con la ecuación [2. 14].

$$\nu(T_D) = 3,780 \cdot 10^{-5} T_D + 0,283, \forall T \in [0, 450] \text{ } ^\circ\text{C} \quad [2. 14]$$

Entonces, el módulo de Poisson a la temperatura de diseño ( $\nu(T_D)$ ) es 0,296.

### c. Módulo de corte

El módulo de corte ( $G(T_D)$ ) también es afectado por el aumento de temperatura y su variación se calcula con la ecuación [2. 15].

$$G(T_D) = \frac{E(T_D)}{2(1 + \nu(T_D))}, \forall T \in [20, 450] \text{ } ^\circ\text{C} \quad [2. 15]$$

El valor de módulo de corte a la temperatura de diseño ( $G(T_D)$ ) es  $0,69 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ .

### d. Resistencia a la fluencia y resistencia a la rotura

Se determina el valor de la resistencia mecánica a la temperatura de referencia ( $\sigma(T_D)$ ), con la ecuación [2. 16].

$$\sigma(T_D) = \sigma(T_{AMB}) \left[ 1 + \frac{T_D}{900 \ln(T_D/1750)} \right], \forall T \in [20, 600] \text{ } ^\circ\text{C} \quad [2. 16]$$

La Tabla 2.5 muestra el valor de las propiedades mecánicas de los materiales a emplear en el diseño y sus propiedades modificadas a la temperatura de diseño ( $T_D$ ).

Tabla 2.5: Propiedades mecánicas modificadas a la temperatura de diseño  $T_D$  de los materiales a emplear en el diseño.

Descripción	Símbolo	Unid.	Valor					
			Acero VCN <sup>[1]</sup> - DIN 34CrNiMo6	Acero ECN <sup>[2]</sup> - Din 18CrNi6	Ovako 280 <sup>[3]</sup> - Din 20MnV6 (**)	AISI 316 <sup>[4]</sup>	AISI 304 <sup>[4]</sup>	AISI 316L <sup>[4]</sup>
Material	-	-						
Diámetro	( $\phi$ )	mm	$\Phi$ 16 – 40	$\Phi$ 68 a más	> 25 mm	-	-	-
Espesor	(e)							
Resistencia a la fluencia	$\sigma_F(T_{AMB})$	N/mm <sup>2</sup>	885	550	576,4	205	205	170
Resistencia a la tracción	$\sigma_B(T_{AMB})$	N/mm <sup>2</sup>	1080	800	627,8	515	515	485
Resistencia a la fatiga en flexión alternante <sup>[*]</sup>	$\sigma_{f ALT}(T_{AMB})$	N/mm <sup>2</sup>	500	600	314	-	-	-
Resistencia a la fatiga en torsión alternante <sup>[*]</sup>	$\tau_{t ALT}(T_{AMB})$	N/mm <sup>2</sup>	290	350	188,4	-	-	-
Resistencia a la fluencia	$\sigma_F(T_D)$	N/mm <sup>2</sup>	717,727	446	467,5	166	166	137,8
Resistencia a la tracción	$\sigma_B(T_D)$	N/mm <sup>2</sup>	875,87	648,8	509,14	417	417	393,3
Resistencia a la fatiga en flexión alternante	$\sigma_{f ALT}(T_D)$	N/mm <sup>2</sup>	405,5	486,6	255	-	-	-
Resistencia a la fatiga en torsión alternante	$\tau_{t ALT}(T_D)$	N/mm <sup>2</sup>	235,2	283,8	153	-	-	-
[1]: Aceros Boehler del Perú. Anexo 15.			[3]: Aceros del Perú. Anexo 15.					
[2]: Aceros Boehler del Perú. Anexo 15.			[4]: Aceros Otero.					
[*]: Propiedades de resistencia a la fatiga extraídas del libro de Resistencia de Materiales 2 [Reitor – Hohmann, 1977].								

### 2.5.2. Diseño de los elementos del sistema de rotación secundario

El sistema de giro secundario proporciona el movimiento de rotación a ambos arreglos de moldes alrededor del eje X' indicado en la Figura 2.11. Se conocen los parámetros de diseño: rango de velocidades de rotación de este sistema [sección 1.8.5], la masa total de los moldes agrupados en el arreglo de moldes [sección 2.4] y las distancias de distribución o posiciones preliminares para las cargas (Figura 2.8). En la presente sección se calculan las dimensiones de los elementos de máquinas que conforman en este sistema. Se muestra en la Figura 2.13 un esquema representativo de los componentes que serán empleados.

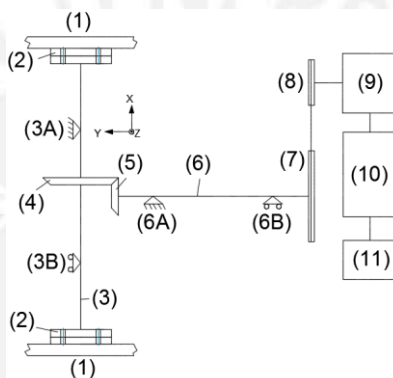


Figura 2.13: Diagrama de componentes del sistema de rotación secundario.

El arreglo de moldes (1) está unido a una brida empernada (2) la cual le proporciona el torque necesario para que el arreglo inicie el giro secundario. Las bridas (2) están montadas en ambos extremos del denominado eje secundario S3 (3) que a su vez está montado en dos apoyos, uno fijo axialmente (3A) y el otro móvil (3B). El eje S3 recibe el momento torsor necesario para iniciar el giro secundario y vencer las inercias de los arreglos a través de la rueda del par de engranajes cónicos (4) que a su vez, recibe potencia del piñón cónico (5). El piñón cónico se coloca en un extremo del denominado eje interior secundario S2 (6) que está montado sobre dos apoyos, uno fijo (6A), el más cercano al piñón, y el otro móvil (6B). En el extremo opuesto al piñón se monta la rueda del sistema secundario de transmisión por cadenas (7) que recibe potencia del piñón de cadena (8). Se emplea un motorreductor (9) que reduce la velocidad de giro del motor asíncrono (10) hasta 50 RPM. Finalmente, para disminuir y regular la velocidad de giro del sistema de giro secundario en conjunto con el motorreductor, se empleará un variador de frecuencia (11) y obtener así la velocidad de giro mínima de 4 RPM.

El sistema motriz secundario debe suministrar la potencia requerida por el equipo además de reducir la velocidad desde la velocidad nominal del motor, hasta la velocidad de rotación del sistema de rotación secundario deseada ( $N_{S3} = 50 \text{ RPM}$ ). Para lograr esta reducción se emplea un motorreductor de la Empresa SEW-Eurodrive con una reducción ( $i_{MRs}$ ) igual a 10,91 [sección 2.6.3b] acoplado a un motor eléctrico AC de 4 polos con opción para freno electromagnético en caso de emergencia o según se requiera. En la salida del motorreductor se monta un piñón de cadena que transmite la potencia mediante una cadena hasta el disco de cadena ubicado en un extremo del eje interior secundario (S2) reduciendo su velocidad con una relación de reducción ( $i_{Cs}$ ) de 1,52. Adicionalmente, para reducir aún más la velocidad de giro y a la vez cambiar la dirección del giro secundario en  $90^\circ$ , se emplea un par de engranajes cónicos de dientes rectos cuya relación de transmisión ( $i_e$ ) es igual a 2,05. Finalmente, se emplea un variador de frecuencia de control vectorial (VFW) para regular la velocidad de giro del motor y reducir así la velocidad mínima de giro del eje secundario ( $N_{S3_{\min}}$ ) a 4 RPM.

El valor real de las relaciones de reducción y la velocidad de giro final del eje S3 será calculado una vez se seleccionen los componentes en la sección 2.6.2d, teniendo en cuenta que el rango admisible de velocidad de giro especificado en la sección 1.8.3, se tiene que  $N_{S3} = 50 \pm 0,5 \text{ RPM}$ . Es importante diseñar el sistema de tal manera que la distribución de la carga esté balanceada alrededor de los ejes de giro y evitar alteraciones en la velocidad de giro nominal durante la operación del mismo.

#### **a. Diseño de los engranajes cónicos de dientes rectos**

En la presente sección se especifica la geometría de los engranajes cónicos para calcular las fuerzas que se transmiten hacia el eje secundario S3. Luego, se verifica que los engranajes no fallen por esfuerzos de flexión ni por esfuerzos de contacto empleando la guía del curso de Elementos de Máquinas 2 basada en la norma DIN 3990.

#### **Cálculo de la Geometría**

El cálculo de la geometría se realiza empleando los datos de la Tabla 2.6 a continuación.

Tabla 2.6: Datos para el cálculo de la geometría de los engranajes.

Descripción	Símbolo	Valor	Unid.
Eficiencia de la transmisión	$\eta_e$	98	%
Torque de diseño	$M'_{x'}$	8,3	N.m
Ángulo entre ejes	$\Sigma$	90	°
Máxima velocidad de giro del eje	$N_{S3}$	50	Rpm
Modulo exterior [DIN 780]	$m_e$	4	mm
Número de dientes del piñón	$Z_1$	21	-
Material	DIN 18CrNi6 – Acero ECN		

En la Tabla 1 del anexo 16 se especifica las relaciones geométricas y dimensiones finales de los engranajes cónicos de dientes rectos. En el mismo anexo también se justifican los valores asumidos del ángulo de presión del engranaje ( $\alpha_e$ ) y los números de dientes del piñón ( $Z_1$ ) y la rueda ( $Z_2$ ).

Un resumen de las características geométricas para el par de engranajes cónicos se muestra en la Tabla 2.7 y el despiece de los engranajes en los planos A3-20 y A3-21.

Tabla 2.7: Dimensiones características del par de engranajes cónicos.

Descripción	Unid.	Sím.	Ecuación	Piñón	Rueda
Diámetro del círculo que pasa por la mitad del diente, en el cono primitivo.	mm	$d_m$	$d - b \sin \delta$	70,4	144,14
Ancho del diente	mm	$b$	$R_e/3 \leq b$	31,00	
Relación de reducción	-	$i_e$	-	2,05	

### Cálculo de Fuerzas

Se emplean las ecuaciones de [2. 17] a [2. 20] para calcular las fuerzas: tangencial ( $F_{t2}$ ), radial ( $F_{r2}$ ) y axial ( $F_{a2}$ ), ejercidas sobre la rueda al entrar en contacto con el diente del piñón y por el principio de acción reacción se obtienen las fuerzas para el piñón. Los cálculos se detallan en el Anexo 16, los resultados se muestran en la Tabla 2.8; y en la Figura 2.14 se representa el sentido de las fuerzas calculadas.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot M'_{x'}}{d_{m2}} \quad [2. 17]$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan(\alpha_e) \cdot \cos(\delta_2) \quad [2. 18]$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan(\alpha_e) \cdot \text{seno}(\delta_2) \quad [2. 19]$$

$$F_{t1} = F_{t2}; F_{r1} = F_{a2}; F_{a1} = F_{r2} \quad [2. 20]$$

Tabla 2.8: Tabla de fuerzas en los engranajes cónicos.

Tipo de fuerza	Piñón (N)		Rueda (N)
Tangencial	$F_{t1} = F_{t2}$ ;	115	115
Radial	$F_{r1} = F_{a2}$	37,5	18,3
Axial	$F_{a1} = F_{r2}$	18,3	37,5

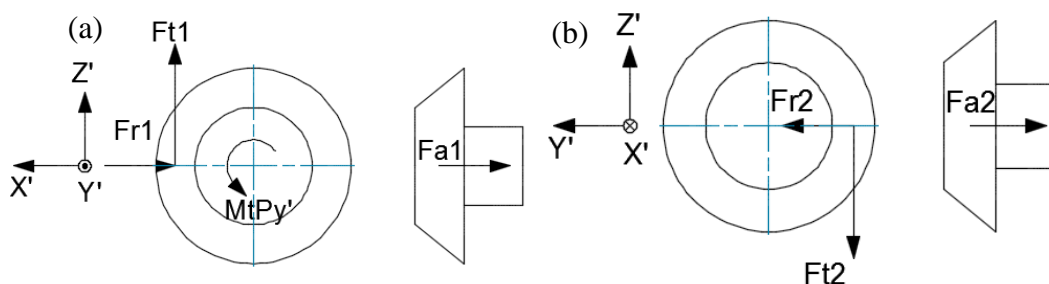


Figura 2.14: (a) Vista frontal del piñón y (b) de la rueda.

Además, se calculan los momentos generados al trasladar las fuerzas en los engranajes al eje de rotación respectivo. La explicación del origen de estas fuerzas se encuentra en el anexo 16, la dirección y sentido de estos momentos se indican en los DCL del eje secundario S3 y del eje interior secundario S2 en las Figura 2.16 y Figura 2.28, respectivamente. Los resultados se expresan en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9: Momentos generados por las fuerzas del par de engranajes.

Símbolo	Fórmula	Valor (N.m)
$M_{tRx'}$	$0,5 d_{m2} \cdot F_{t2}$	8,3
$M_{aRz'}$	$0,5 d_{m2} \cdot F_{a2}$	2,7
$M_{aPz'}$	$0,5 d_{m1} \cdot F_{a1}$	0,645
$M_{tPy'}$	$0,5 d_{m1} \cdot F_{t1}$	4,04

### Verificación por resistencia a la fatiga

La verificación se realiza para el piñón debido a que al tener el menor número de dientes, estos trabajarán con más frecuencia que los dientes de la rueda y por lo tanto presentarán el mayor desgaste. Para trabajar con esta norma se requieren los engranajes cilíndricos equivalentes a los cónicos de dientes rectos correspondientes al cono complementario en la mitad del diente (Figura 12 del anexo 16). Se verifica la resistencia a la fatiga por

flexión en la raíz del diente y la resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente (presión de Hertz). Los factores empleados según el caso a analizar se especifican en el Anexo 16, Tablas de la 4 a la 9, y se comprueba su resistencia mediante las siguientes desigualdades:

$$\sigma_{FN} = 3,3 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP} = 491,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HN} = 118,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 1086,8 \text{ MPa}$$

Donde:

$\sigma_{FN}$ : Tensión nominal en la raíz del diente.                       $\sigma_{FP}$ : Tensión permisible del material.  
 $\sigma_{HN}$ : Tensión nominal en el punto de rodadura.                       $\sigma_{HP}$ : Tensión permisible del material.

### b. Diseño del eje Secundario S3

Se dimensiona el eje secundario S3, se realizan verificaciones de resistencia a la fluencia, se evalúan las deflexiones máximas admisibles y la resistencia a la fatiga.

El procedimiento para obtener las fuerzas y momentos externos aplicados en el eje secundario S3 debido a la carga del arreglo de moldes girando se resume en el siguiente párrafo. El cálculo de traslado de fuerzas y momentos, así como la nomenclatura referida en este procedimiento se especifican en el Anexo 17.

Con la aceleración en el centro de masa del arreglo en el lado A ( $\vec{a}_{CMA}$ ) [sección 2.5.1] se calcula la fuerza externa ( $\vec{F}_{CMA}$ ) aplicando la primera Ley de Newton (ecuación 2.12 del anexo 17), luego, se aplican las Ecuaciones de Euler (ecuaciones [2. 8] a [2. 10]) en el centro de masa del arreglo de moldes ( $CM_{Arreg}$ ) y se calcula el momento vectorial ( $\vec{M}'_A$ ) en ese punto. Los resultados para la fuerza externa y el momento mencionados se presentan en la Tabla 2.10. Después, se trasladan las fuerzas y los momentos obtenidos del centro de masa a la unión bridada entre el eje secundario y el arreglo de moldes obteniendo así el momento ( $\vec{M}'_B$ ) y la fuerza  $\vec{F}_B$  en la brida. Finalmente, por el principio de acción reacción en la brida, se calcula el momento  $\vec{M}_A$  y la fuerza  $\vec{F}_A$  aplicados sobre el eje S3. Las componentes de estos vectores son expresados en la Tabla 2.11.

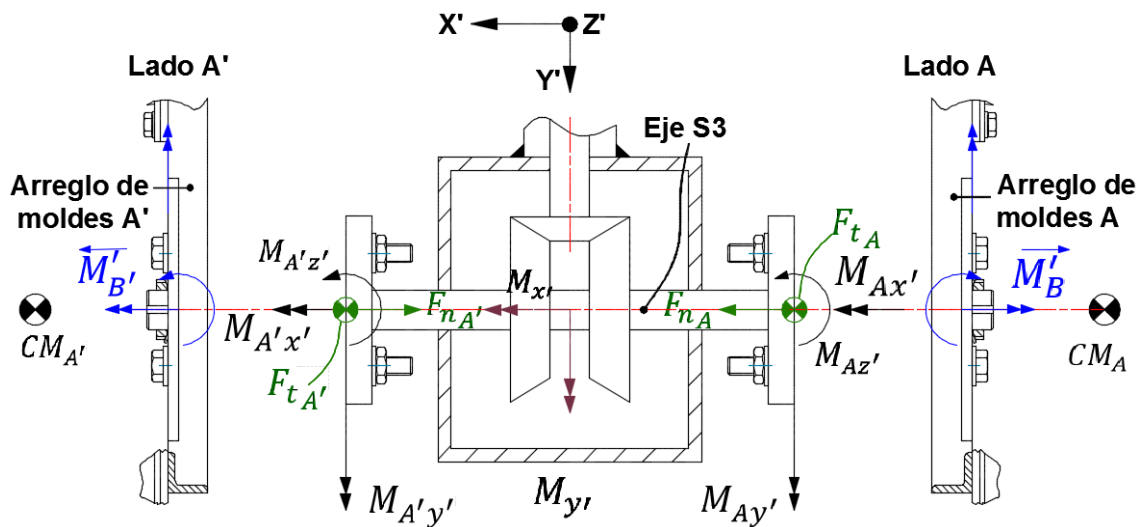


Figura 2.15: Esquema de momentos trasladados al Eje Secundario S3.

Tabla 2.10: Fuerzas en el centro de masa del arreglo de moldes en el lado A.

Nombre	Símb.	Unid.	Arreglo A
Aceleración en el centro de masa	$\vec{a}_{CM}$	m/s <sup>2</sup>	(6,263; 0; -2,86)
Fuerza en el centro de masa	$\vec{F}_{CM}$	N	(-219,2; 0; 243,25)
Momento en el centro de masa	$\vec{M}'_A$	N.m	(4,03; 2,46; -42,25)

Tabla 2.11: Fuerzas y momentos trasladados a la brida de acople y al eje S3 en el lado A.

Nombre	Símb.	Unid.	Arreglo A
Momento trasladado a la brida del arreglo.	$\vec{M}'_B$	N.m	(4,03; 28,082; -42,25)
Componente x' del momento en el eje S3	$M_{Ax'}$	N.m	-4,03
Componente y' del momento en el eje S3	$M_{Ay'}$	N.m	-28,082
Componente z' del momento en el eje S3	$M_{Az'}$	N.m	42,25
Fuerza tangencial a la brida del eje	$\vec{F}'_{tA}$	N	320,26
Fuerza normal a la brida del eje	$\vec{F}'_{nA}$	N	68,21

De la misma manera, se calculan los momentos en el arreglo del lado A'. El cálculo y los resultados se especifican en el Anexo 17 en las Tablas 9 y 10.

### Diagrama de cuerpo libre, cálculo de fuerzas y diagrama de fuerzas internas

Se presenta el DCL del eje secundario S3 a analizar en la Figura 2.16. Además, ya se conoce el valor de todas las fuerzas y momentos externos representados en esa figura con excepción de las reacciones en los apoyos. Los valores de longitud efectiva del eje

secundario S3 ( $L_{S3}$ ) y la distancia entre los apoyos ( $2 \cdot a$ ) son  $L_{S3} = 0,35 \text{ m}$  y  $a = 0,10 \text{ m}$ . La masa aproximada de la barra ( $m_{S3}$ ) es 3,5 kg, tal como se calcula en el Anexo 17.

Adicionalmente, se tiene las longitudes de las distancias entre los puntos indicados en el DCL de la Figura 2.16 expresadas en la Tabla 2.12:

Tabla 2.12: Longitud de los tramos en el eje secundario S3.

Tramo	$\overline{C_1A_1}$	$\overline{A_1R}$	$\overline{RO}$	$\overline{OB_1}$	$\overline{B_1D_1}$
Valor (mm)	75	65	35	100	75

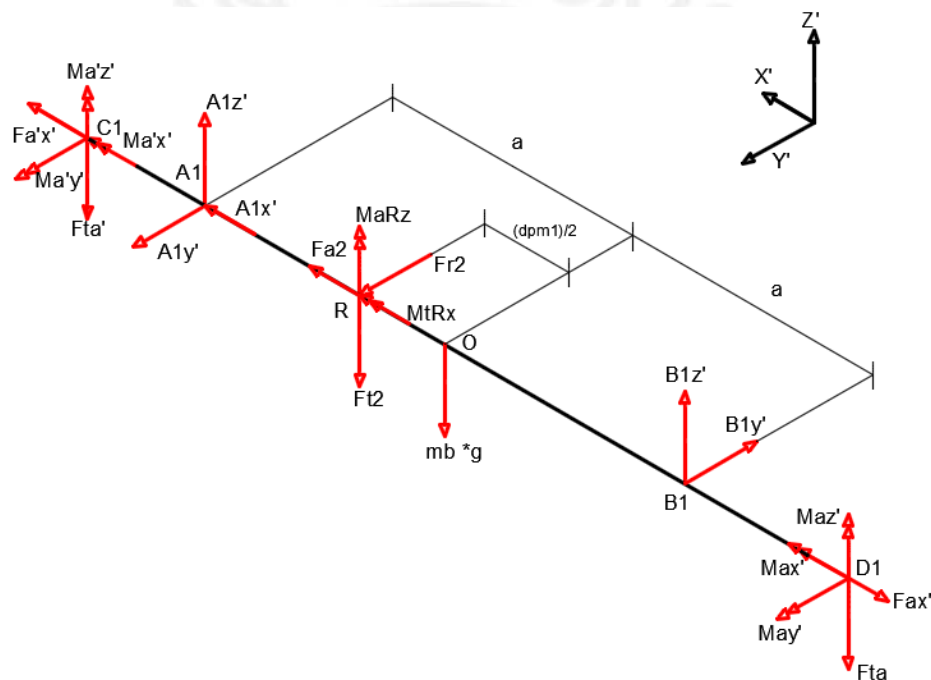


Figura 2.16: Diagrama de cuerpo libre del eje S3.

Se plantearon las ecuaciones [2.21] a la [2.25] para el equilibrio dinámico y calcular las reacciones en los apoyos A y B:

$$\Sigma F_{x'} = 0: A_{1x'} + F_{A'x'} + F_{a2} - F_{Ax'} = 0 \quad [2.21]$$

$$\Sigma F_{y'} = 0: A_{1y'} + F_{r2} - B_{1y'} = 0 \quad [2.22]$$

$$\Sigma F_{z'} = 0: A_{1z'} - F_{tA} + B_{1z'} - m_{S3} \cdot g \cdot \cos(\theta_2) - F_{t2} - F_{tA'} = 0 \quad [2.23]$$

$$\Sigma M_{y'_o} = I_{S3} \cdot \alpha'_{y'}: M_{Ay'} - F_{tA} \cdot \frac{LS3}{2} + F_{tA'} \cdot \frac{LS3}{2} + \frac{d_{m1}}{2} \cdot F_{t2} - a \cdot A_{1z'} + a \cdot B_{1z'} + M_{A'y'} - I_{S3} \cdot \alpha'_{y'} = 0 \quad [2.24]$$

$$\Sigma M_{z'_o} = I_{S3} \cdot \alpha'_{z'}: M_{Az'} + a \cdot A_{1y'} + \frac{d_{m1}}{2} \cdot F_{r2} + a \cdot B_{1y'} + M_{A'z'} + M_{aRz} - I_{S3} \cdot \alpha'_{z'} = 0 \quad [2.25]$$

Resolviendo, se obtiene los valores para las fuerzas en los apoyos  $A_1$  y  $B_1$ :

$$\bar{A}_1 = (A_{1x'}, A_{1y'}, A_{1z'}) = (-306,74; -401,4; 155,1) \text{ N}$$

$$\bar{B}_1 = (B_{1x'}, B_{1y'}, B_{1z'}) = (0; -419,3; 354,5) \text{ N}$$

Dado que ya se conocen los valores de todas las fuerzas externas al eje S3, se dibujan los diagramas de fuerzas internas del elemento S3 en los planos  $X'Z'$  y  $X'Y'$  en las Figura 2.17 y Figura 2.18.

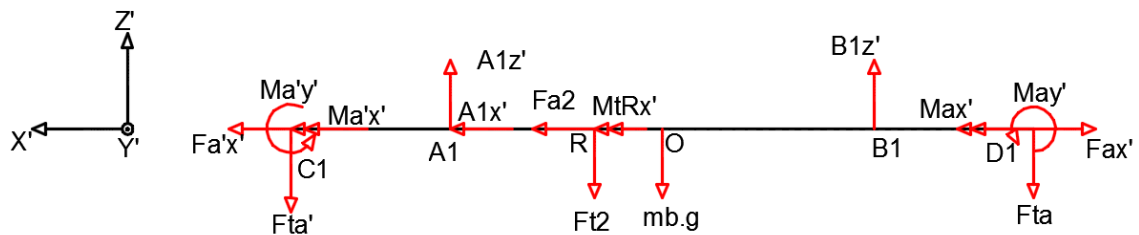


Figura 2.17: Fuerzas en el plano  $X'Z'$  del eje secundario.

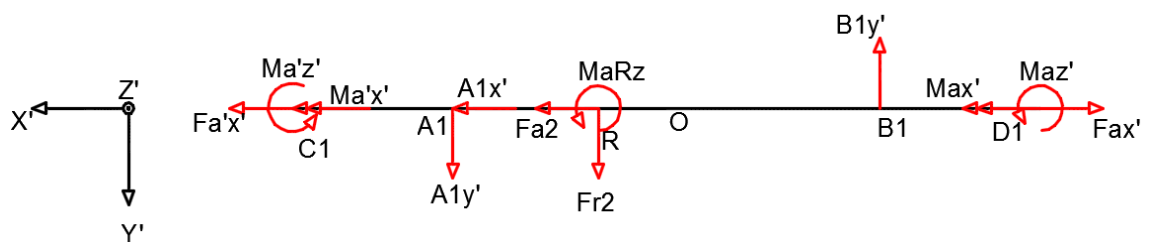


Figura 2.18: Fuerzas en el plano  $X'Y'$  del eje secundario.

De la Figura 2.19 a la Figura 2.24 se muestran los Diagramas de Fuerzas Internas.

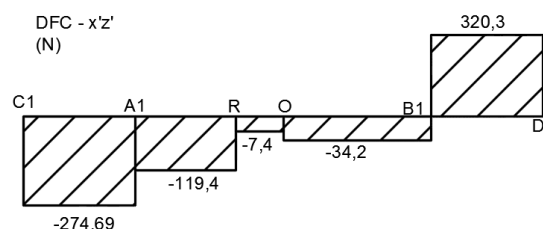


Figura 2.19: Diagrama de fuerzas cortantes en plano  $X'Z'$  del eje S3.

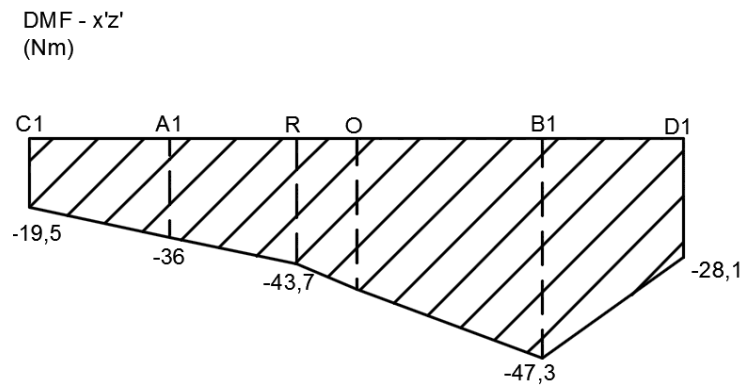


Figura 2.20: Diagrama de momentos flectores en dirección  $Y'$  del eje  $S3$ .

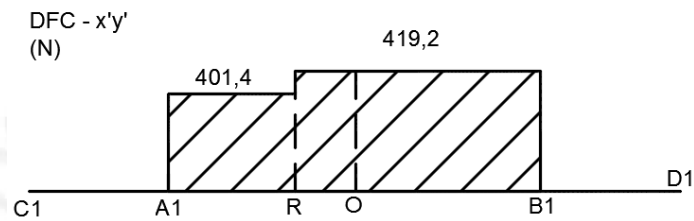


Figura 2.21: Diagrama de fuerzas cortantes en plano  $X'Y'$  del eje  $S3$ .

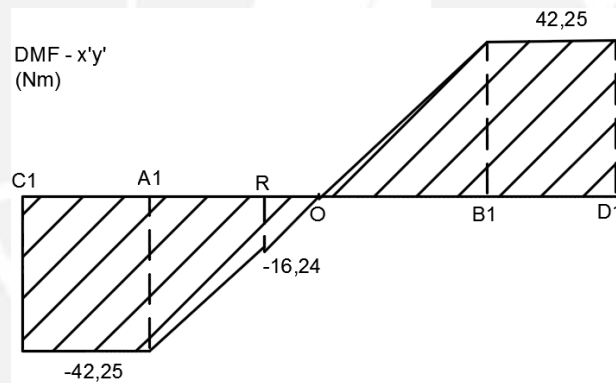


Figura 2.22: Diagrama de momentos flectores en dirección  $Z'$  del eje  $S3$ .

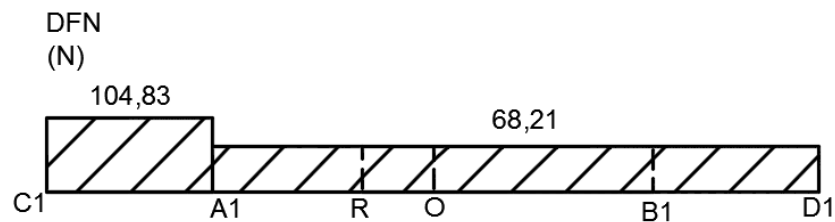


Figura 2.23: Diagrama de fuerzas normales en el eje  $S3$ .

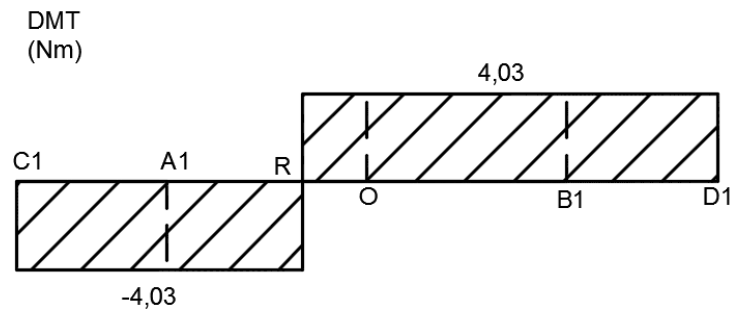


Figura 2.24: Diagrama de momento torsor en el eje S3.

Se emplearon los valores de momento flector y torsor máximos resumidos en la Tabla 2.13 para los cálculos de la resistencia del eje.

Tabla 2.13: Valores máximos de momentos flectores para el eje S3.

Descripción	Símbolo	Valor (N.m)
Máximo momento flector X'Z'	$M_{f_{y'}}$	-47,3
Máximo momento flector X'Y'	$M_{f_{z'}}$	42,25
Máximo momento torsor	$M_{t_{x'}}$	4,03

Por otro lado, debido a que la fuerza axial más grande que reciben los rodamientos se da en la posición vertical, que es la posición desde donde arranca el equipo, es importante determinar la magnitud de las fuerzas en los apoyos ya que con estos valores de carga axial se seleccionan los rodamientos.

Al igual que se realizó para la posición crítica, se calculan las fuerzas y momentos externos aplicados en el eje secundario S3 para esta. El procedimiento realizado y los cálculos se explican en el anexo 18. La Figura 15 del mismo anexo muestra el DCL del eje S3 en posición vertical y se resuelven las ecuaciones planteadas para calcular las reacciones en A y B en la posición vertical ( $\bar{A}_{1-v}$ ) y ( $\bar{B}_{1-v}$ ).

$$\bar{A}_{1-v} = (A_{1x'-v}, A_{1y'-v}, A_{1z'-v}) = (0; 422,5; 717,7) \text{ N}$$

$$\bar{B}_{1-v} = (B_{1x'-v}, B_{1y'-v}, B_{1z'-v}) = (0; -422,5; 0) \text{ N}$$

### Cálculo por resistencia a la fluencia del eje S3

Se calcula el diámetro mínimo del eje por resistencia a la fluencia ( $d_{3F}$ ), para ello, se empleará el valor del esfuerzo de fluencia del material y un factor de seguridad recomendado entre 4 y 6 [Steinhilper, 1996]. Los datos requeridos para el dimensionamiento se expresan en la Tabla 2.14 y empleando la Teoría de la Máxima

Energía de Distorsión, a través de las ecuaciones [2.26] y [2.27], [Von Mises, 1913] se calcula el diámetro mínimo requerido para que el elemento no falle por fluencia. El resultado se encuentra en la Tabla 2.15.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \quad [2.26]$$

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm} \quad [2.27]$$

Tabla 2.14: Datos para el dimensionamiento por fluencia del eje S3.

Descripción	Símbolo	Valor (N.m)
Material	DIN 34CrNiMo6	-
Resistencia a la fluencia	$\sigma_F(T_R)$	717,7
Resistencia a la fatiga en flexión alternante	$\sigma_{f\ ALT}(T_R)$	405,5
Factor de seguridad	$FS_R$	5
Máximo momento flector plano X'Z'	$M_{f\ y'\ max}$	-47,3
Máximo momento flector plano X'Y'	$M_{f\ z'\ max}$	42,25
Máximo momento torsor	$M_{t\ x'}$	4,03

Tabla 2.15: Esfuerzos y diámetro mínimo por fluencia para el eje S3.

Descripción	Símb.	Fórmula	Valor (N/mm <sup>2</sup> )
Esfuerzo normal máximo debido a la flexión	$\sigma_f$	$\frac{32 \sqrt{(M_{f\ y'\ max})^2 + (M_{f\ z'\ max})^2}}{\pi (d_{3F})^3}$	$\frac{723,94 * 10^3}{(d_{3F})^3}$
Esfuerzo cortante máximo debido a la torsión	$\tau_t$	$\frac{16 M_{t\ x'\ max}}{\pi (d_{3F})^3}$	$\frac{18,84 * 10^3}{(d_{3F})^3}$
Esfuerzo normal máximo admisible	$\sigma_{Adm}$	$\frac{\sigma_F(T_R)}{FS_R}$	143,4
Esfuerzo normal equivalente	$\sigma_{eq}$	$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$	$\frac{725 * 10^3}{(d_{3F})^3}$
Diámetro mínimo por fluencia	$d_{3F}$	$d_{3f} \geq \sqrt[3]{\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{Adm}}}$	17,2 $\cong$ 18

### Cálculo por deformación transversal y angular

En esta sección se realiza el cálculo por rigidez del eje S3. Deformaciones mayores a las recomendadas originan desalineamientos y vibraciones del equipo, por ello, los valores máximos admisibles de deformación transversal por flexión ( $\delta$ ) y de desplazamiento angular ( $\varphi$ ) se especifican en el Anexo 19.

Para encontrar el valor de las deformaciones transversales, se determina la ecuación de la elástica partiendo de la ecuación [2. 28] e integrando dos veces:

$$\delta(x) = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{E(T_D) * I(x)} \quad [2. 28]$$

Donde  $\delta(x)$  representa a la deformación transversal en la sección,  $M(x)$  representa el valor del momento flector en determinada sección,  $E(T_D)$  representa el módulo de elasticidad a la temperatura de diseño e  $I(x)$  representa el momento de inercia.

Debido a que los momentos flectores tienen valores distintos según el tramo al que pertenecen, para encontrar los valores de deformación transversal se establece la condición de continuidad en los apoyos y cualquier punto en los tramos de análisis. El cálculo consiste en lo siguiente

Se encuentra las ecuaciones de los momentos flectores en los planos X'Z' y X'Y' en función de la posición (x) y se detallan en las Tabla 2.16 y Tabla 2.17.

Tabla 2.16: Ecuación del momento flector interno en el plano X'Z'.

N°	Momento flector	Tramo	Rango	Ecuación
1	$M_{f_{y'}}(x)$	$\overline{C_1 A_1}$	$0 \leq x \leq 0,075$	$-19,5 - 274,44x$
2		$\overline{A_1 R}$	$0,075 \leq x \leq 0,14$	$-28,8 - 119,4x$
3		$\overline{R O_1}$	$0,14 \leq x \leq 0,175$	$-42,8 - 7,4x$
4		$\overline{O_1 B_1}$	$0,175 \leq x \leq 0,275$	$-38,4 - 34,2x$
5		$\overline{B_1 D_1}$	$0,275 \leq x \leq 0,35$	$-130,6 + 320,3x$

Tabla 2.17: Ecuación del momento flector interno en el plano X'Y'.

N°	Momento flector	Tramo	Rango	Ecuación
1	$M_{f_{z'}}(x)$	$\overline{C_1 A_1}$	$0 \leq x \leq 0,075$	$-42,25$
2		$\overline{A_1 R}$	$0,075 \leq x \leq 0,14$	$-66,33 + 401,4x$
3		$\overline{R O_1}$	$0,14 \leq x \leq 0,175$	$-65,92 + 419,3x$
4		$\overline{O_1 D_1}$	$0,175 \leq x \leq 0,275$	$-66,76 + 419,3x$
5		$\overline{B_1 D_1}$	$0,275 \leq x \leq 0,35$	$42,25$

Se emplean las ecuaciones a continuación:

Plano X'Z' (I)	
$\varphi_I(x) = \int \frac{64M_{f_{y'}}(x)}{E\pi d^4} dx$	$\delta_I(x) = \iint \frac{64M_{f_{y'}}(x)}{E \cdot \pi d^4} dx$
Plano X'Y' (II)	
$\varphi_{II}(x) = \int \frac{64M_{f_{z'}}(x)}{E\pi d^4} dx$	$\delta_{II}(x) = \iint \frac{64M_{f_{z'}}(x)}{E \cdot \pi d^4} dx$

Se integra una vez para encontrar la ecuación del desplazamiento angular ( $\varphi(x)$ ) y se establecen las ecuaciones en cada plano con su respectiva constante en las Tabla 2.18 y Tabla 2.19. Luego, se integra una vez más para obtener las ecuaciones de las Tabla 2.20 y la Tabla 2.21. Se planteó el sistema de ecuaciones de continuidad en el Anexo 21 y se encuentra el valor de las constantes expresadas en la Tabla 2.22.

Tabla 2.18: Desplazamiento angular en el plano X'Z'.

Símbolo	N°	Integral	Ecuación
$\int M_{f_{y'}}(x)$	1	$\int -19,5 - 274,44x$	$-19,5x - 137,22x^2 + C_1$
	2	$\int -28,8 - 119,4x$	$-28,8x - 59,68x^2 + C_2$
	3	$\int -42,8 - 7,4x$	$-42,8x - 3,7x^2 + C_3$
	4	$\int -38,4 - 34,2x$	$-38,4x - 17,1x^2 + C_4$
	5	$\int -130,6 + 320,3x$	$-130,6x + 160,13x^2 + C_5$

Tabla 2.19: Desplazamiento angular en el plano X'Y'.

Símbolo	N°	Integral	Ecuación
$\int M_{f_{z'}}(x)$	1	$\int -42,25$	$-42,25x + C'_1$
	2	$\int -66,33 + 401,4x$	$-66,33 + 200,7x^2 + C'_2$
	3	$\int -65,92 + 419,3x$	$-65,92 + 209,6x^2 + C'_3$
	4	$\int -66,76 + 419,3x$	$-66,76 + 209,6x^2 + C'_4$
	5	$\int 42,25$	$42,25x + C'_5$

Tabla 2.20: Deformación transversal en el plano X'Z'.

Símbolo	N°	Integral	Ecuación
$\iint M_{f_{y'}}(x)$	1	$\int -19,5x - 137,22x^2 + C_1$	$-9,75x^2 - 45,74x^3 + C_1x + C_6$
	2	$\int -28,8x - 59,68x^2 + C_2$	$-14,4x^2 - 19,9x^3 + C_2x + C_7$
	3	$\int -42,8x - 3,7x^2 + C_3$	$-21,4x^2 - 1,23x^3 + C_3x + C_8$
	4	$\int -38,4x - 17,1x^2 + C_4$	$-19,2x^2 - 5,7x^3 + C_4x + C_9$
	5	$\int -130,6x + 160,13x^2 + C_5$	$-65,28x^2 + 53,38x^3 + C_5x + C_{10}$

Tabla 2.21: Deformación transversal en el plano X'Y'.

Símbolo	Nº	Integral	Ecuación
$\iint M_{f_z'}(x)$	1	$\int -42,25x + C'_1$	$-21,12x^2 + C'_1x + C'_6$
	2	$\int -66,33 + 200,7x^2 + C'_2$	$-33,17x^2 + 66,9x^3 + C'_2x + C'_7$
	3	$\int -65,92 + 209,6x^2 + C'_3$	$-32,96x^2 + 69,88x^3 + C'_3x + C'_8$
	4	$\int -66,76 + 209,6x^2 + C'_4$	$-33,38x^2 + 69,88x^3 + C'_4x + C'_9$
	5	$\int 42,25x + C'_5$	$21,12x^2 + C'_5x + C'_{10}$

Tabla 2.22: Valores de las constantes de las ecuaciones de deformación transversal y desplazamiento angular.

Plano X'Z'				Plano X'Y'			
Cte.	Valor	Cte.	Valor	Cte.	Valor	Cte.	Valor
$C_1$	5,845	$C_6$	-0,306	$C'_1$	3,95	$C'_6$	-0,161
$C_2$	6,124	$C_7$	-0,311	$C'_2$	4,67	$C'_7$	-0,175
$C_3$	6,996	$C_8$	-0,348	$C'_3$	4,48	$C'_8$	-0,16
$C_4$	6,64	$C_9$	-0,328	$C'_4$	4,614	$C'_9$	-0,171
$C_5$	18,621	$C_{10}$	-1,367	$C'_5$	-9,557	$C'_{10}$	1,057

En este eje, la posición de la rueda del par de engranajes ( $x = 0,14m$ ) limita la deflexión máxima admisible  $\delta_{Adm}$ . De la tabla 11 del Anexo 19, se tiene:

$$\delta_{Adm_{x=0,14m}} = 0,01 * 3,352 = 0,03352mm$$

Entonces, se calcula el diámetro mínimo del eje S3 ( $d_{3f_{x=0,14}}$ ) para esta sección con la ecuación [2. 29]:

$$d_{3f_{x=0,14}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 10^9 \sqrt{(\iint M_{f_z'}(x))^2 + (\iint M_{f_y'}(x))^2}}{185755,9 * \pi * \delta_{Adm}}} \quad [2. 29]$$

$$d_{3f_{x=0,14}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 10^9 (\sqrt{(0,021)^2 + (0,19)^2})}{185755,9 * \pi * 0,03352}} = 28 \text{ mm}$$

De la misma manera, para cada tramo del eje se obtiene los diámetros mínimos requeridos según la deformación transversal máxima admisible para árboles de transmisión con

$\delta_{Adm} = 0,5 * L_{S3}$ . Los resultados se muestran en la Tabla 2.23 y en la Figura 2.25 se aprecia la deflexión del eje S3 y los puntos de mayor flexión para  $d_{3f} = 25\text{mm}$ . Cabe mencionar que la verificación por fatiga se realiza luego de la selección de los rodamientos.

Tabla 2.23: Resumen de diámetros mínimos por deflexión para el eje S3.

	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4	Tramo 5
<b>Diámetro mínimo</b>	22	29			23

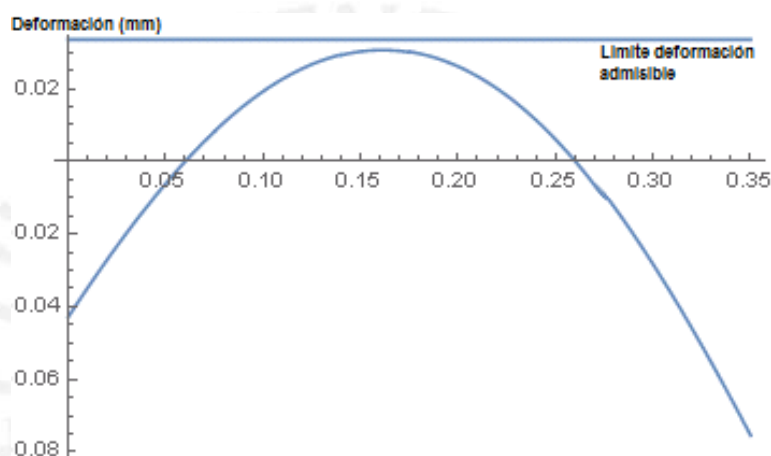


Figura 2.25: Gráfica de deflexión en el eje secundario para  $d_3 = 25\text{mm}$ .

### Verificación dinámica

La masa de la rueda del engranaje ( $m_{rueda}$ ) es igual a 3,9 kg, la deformación transversal en ese punto ( $\delta_{Adm_{x=0,14m}}$ ) es igual a 0,034 mm y la fuerza externa en ese punto ( $F_{t2}$ ) es igual a 112,5 N. Con estos valores, se calcula la velocidad de resonancia del sistema secundario ( $\omega_{nS}$ ) con las ecuaciones [2. 30] y [2. 31]

$$c_f = \frac{F_{t2}}{\delta_{Adm_{x=0,14m}}} \quad [2. 30]$$

$$\omega_{nS} = \sqrt{c_f / m_{rueda}} \quad [2. 31]$$

Donde:

$c_f$ : Coeficiente de elasticidad del eje secundario S3.

La velocidad de resonancia del sistema ( $\omega_{nS}$ ) es igual a 280rpm, el eje S3 gira a 50 rpm, por lo que la relación de velocidades ( $\lambda_S$ ) es 0,2 y pertenece al lado subcrítico [Curso E.M.1]. La verificación por deformación torsional se realiza en el Anexo 20.

### Selección de chavetas normalizadas

Se seleccionan las chavetas empleando la guía “Uniones entre eje y cubo” del curso de Elementos de Máquinas 1 basada en la norma DIN 6685. Esta norma indica las dimensiones de la sección transversal correspondiente a la sección del eje. La longitud efectiva de la chaveta ( $L_{ef}$ ) se calcula empleando la ecuación [2. 32] y el cálculo en detalle se encuentra en el Anexo 22. Por otro lado, los diámetros recomendados para el cubo se muestran en la Tabla 16 del mismo Anexo.

$$L_{ef} \geq \frac{2M_{tRx'}}{d(h - t_1)p_{Adm}} \quad [2. 32]$$

Los resultados obtenidos según el diámetro de la sección del eje se encuentran en la Tabla 2.24 a continuación.

Tabla 2.24: Dimensiones y longitud mínima de las chavetas del eje secundario S3.

$\varnothing 25$	$\varnothing 35$
10x8 – 18mm	10x8 – 22mm

### Selección de rodamientos $A_1$ y $B_1$

La selección de rodamientos del eje secundario S3 se realiza en base a la condición crítica de trabajo a elevada temperatura ( $T_D = 300^\circ\text{C}$ ) por lo que se emplean rodamientos SKF especiales con lubricación seca “DryLube” para trabajos a elevadas temperaturas.

Una explicación de las principales características del producto se encuentra en el Anexo 23. El procedimiento para la selección del rodamiento se especifica este mismo Anexo y la verificación se resume en la Tabla 2.25. Se selecciona el rodamiento rígido de bolas para alta temperatura de código SKF 6005 2Z/C5S3VA208.



Figura 2.26: Rodamiento para altas temperaturas SKF.

Tabla 2.25: Resumen de verificación para rodamientos de alta temperatura SKF DryLube.

Descripción	Simb.	Ecuación	Valor	Und.
Diámetro interno	d	[DryLube, p. 22]	25	mm
Diámetro externo	D	[DryLube, p. 22]	47	mm
Ancho	B	[DryLube, p. 22]	12	mm
Capacidad de carga dinámica	C	[DryLube, p. 22]	11,9	kN
Capacidad de carga estática	Co	[DryLube, p. 22]	6,55	kN
Velocidad límite	-	[DryLube, p. 22]	420	rpm
Factor de cálculo	$f_o$	[C. G., p. 327, 2013]	14	
Fuerza radial	$F_r$	$\sqrt{A_{1y'}^2 + A_{1z'}^2}$	430,3	N
Fuerza axial	$F_a$	$A_{1z'-v}$	717,7	N
Carga estática equivalente [C.G., p. 316]	$P_o$	$0,6 * F_r + 0,5 * F_a$	0,774	kN
Factor de temperatura	$f_T$	[DryLube, tabla 3]	0,6	
Capacidad de carga estática requerida	$C_{oReq}$	$\geq \frac{2 * P_o}{f_T}$	2,88	kN
Relación	-	$f_o * F_a / C_o$	1,462	
Factor de cálculo "e"	e	Tabla 8, p. 315	1	
Carga dinámica equivalente	P	Si: $F_a / F_r < e \rightarrow P = F_r$ , $P = X * F_r + Y * F_a$	0,7175	kN
Factor de servicio	$S_{Req}$	[DryLube, p.16, tabla 4]	5	-
Capacidad de carga dinámica requerida [DryLube, p.16]	$C_{Req}$	$\geq \frac{S_{Req} * P}{f_T}$	6	kN
Velocidad límite	$V_{lim}$	[DryLube, tabla1]	130	Rpm
Verificación		$C = 11,9 \text{ kN} \geq 6 \text{ kN}$ ¡Cumple! $C_o = 6,55 \geq 2,9 \text{ kN}$ ¡Cumple! $F_a \leq 0,15 * C_o = F_a \leq 0,15 * 6,55$ $= 0,684 \leq 0,983$ ¡Cumple! $N_{S3} = 50 < V_{lim} = 130$ ¡Cumple!		

### Verificación por fatiga del eje secundario S3

Se establecen los puntos críticos para verificar el elemento por fatiga. Luego, se identifica la naturaleza de las fuerzas según el funcionamiento del equipo, se establecen los factores de concentración de esfuerzos y los coeficientes de fatiga según las condiciones de trabajo. Finalmente, se calcula el factor de seguridad para la fatiga en la sección y se verifica que sea mayor que el valor de seguridad recomendado 1,2 a 1,8 [Steinhilper – Röper, 1996]. Los coeficientes de fatiga fueron obtenidos del libro del curso de Resistencia de Materiales 2.

Se emplean los valores de momentos y fuerzas empleadas en la presente sección para el análisis y se determina la naturaleza de los esfuerzos según el funcionamiento del equipo durante su ciclo de trabajo.

En la Figura 2.27 se muestra la forma final del eje secundario luego de su compatibilización geométrica y se encierran en círculo los concentradores de esfuerzo. De estos, se analizan por fatiga las secciones afectadas por el mayor momento flector resultante y que tengan en su cercanía un concentrador de esfuerzos. Por ello, se escogen para el análisis la sección 5 con el valor de momento flector en  $B_1$  y la sección  $R_1$  donde existe un canal chavetero.

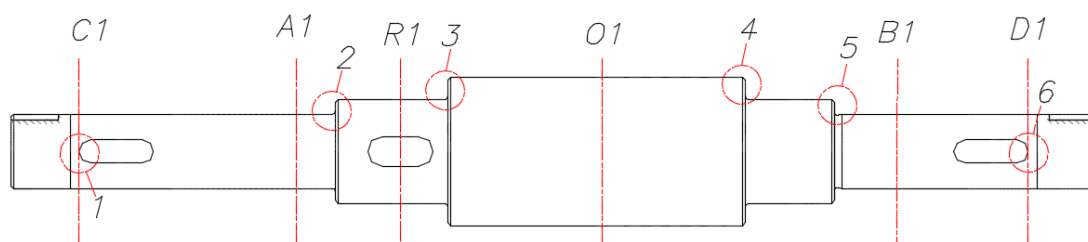


Figura 2.27: Disposición del eje S3 para análisis por fatiga.

En la Tabla 2.26 se especifica la naturaleza de las fuerzas que soporta el eje secundario S3. Cabe mencionar que estos valores son máximos determinados luego del análisis en todas las posiciones de giro tanto en estado estacionario como en el arranque. Además, en la Tabla 2.27 se indican los valores respectivos de esfuerzos para estas secciones. Cabe mencionar que la sección 4 también soporta un valor notable de momento flector; sin embargo, debido a que la relación de diámetros  $D/d$  es la misma que para sección B1, se escoge B1 porque soporta mayor momento flector resultante.

Tabla 2.26: Naturaleza de las fuerzas durante el funcionamiento del equipo.

Carga	Símb.	Valor		Tipo de variación	Un.
		B1 – $\phi 25$	R – $\phi 35$		
Fuerza normal (posición vertical)	$F_n$	583,4	103,5	Alternante puro	N
Fuerza cortante (posición horizontal)	$F_c$	430,32	426,9	Alternante puro	N
Momento flector (arranque)	$M_f$	63,42	46,6	Alternante puro	N.m
Momento torsor (arranque)	$M_t$	4,03	4,03	Estático	N.m

Tabla 2.27: Resultados de los valores de esfuerzo.

Esfuerzo	Tipo de esfuerzo	Símb.	Ecuación		Valor		Unid.
			E. medio	E. Alternante	B1	R	
Normal	Medio	$\sigma_{nm}$	$\frac{4F_{nm}}{\pi d_{S3}^2}$	$\frac{4F_{na}}{\pi d_{S3}^2}$	-	-	MPa
	Alternante	$\sigma_{na}$			1,2	0,2	MPa
Cortante	Medio	$\sigma_{cm}$	$\frac{4F_{cm}}{\pi d_{S3}^2}$	$\frac{4F_{ca}}{\pi d_{S3}^2}$	-	-	MPa
	Alternante	$\sigma_{ca}$			0,9	0,87	MPa
Flector	Medio	$\sigma_{fm}$	$\frac{32M_{fm}}{\pi d_{S3}^3}$	$\frac{32M_{fa}}{\pi d_{S3}^3}$	-	-	MPa
	Alternante	$\sigma_{fa}$			41,3	11,1	MPa
Torsor	Medio	$\tau_{tm}$	$\frac{16M_{tm}}{\pi d_{S3}^3}$	$\frac{16M_{ta}}{\pi d_{S3}^3}$	1,3	0,5	MPa
	Alternante	$\tau_{ta}$			-	-	MPa

Se desprecian los esfuerzos de fuerza normal y cortante porque son esfuerzos pequeños a comparación del momento flector. Finalmente, empleando los coeficientes para fatiga de la Tabla 18 del Anexo 24, se verifican las secciones críticas en la Tabla 2.28.

Tabla 2.28: Verificación de resistencia a la fatiga.

Descripción	Ecuación	B1	R	Unid.
Esfuerzo normal real de flexión alternante	$\sigma'_{fa} = \frac{\beta_k}{C_s C_t C_T C_{Ca} C_c} \sigma_{fa}$	190,3	101,5	MPa
Esfuerzo normal real alternante equivalente	$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3\tau'_{ta}{}^2}$	190,3	101,5	MPa
Esfuerzo normal equivalente estático	$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}{}^2 + 3\tau_{tm}{}^2}$	2,1	1,2	MPa
Factor de seguridad a la fatiga	$FS_{fa} = \left( \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} \right)^{-1}$	2,1	4	-
¡Cumplen!				

Finalmente, luego de las verificaciones por fatiga y el dimensionamiento por deflexión, se obtienen los diámetros mínimos finales para el eje S3 en la Tabla 2.29.

Tabla 2.29: Diámetros mínimos finales por tramo para el eje S3.

	$\overline{C_1 A_1}$	$\overline{A_1 R}$	$\overline{RO}$	$\overline{OB_1}$	$\overline{B_1 D_1}$
<b>Diámetro mínimo</b>	25		28		25

### c. Diseño del eje interior secundario S2

Se calculan el valor y la dirección de las fuerzas que soportará el eje S2 en el extremo de la rueda para cadena ( $F_{cax'}$  y  $F_{caz'}$ ). Estos valores dependen del tamaño final de la rueda y el piñón de la cadena y se obtiene:

$$F_{cax'} = 31,2 \text{ N}$$

$$F_{caz'} = 59,7 \text{ N}$$

### Diagrama de cuerpo libre, cálculo de fuerzas y diagrama de fuerzas internas

Se presenta el DCL del Eje S2 a analizar en la Figura 2.28. Además, ya se conoce el valor de todas las fuerzas y momentos externos mencionados en esa figura. La longitud del eje secundario S2 ( $L_{S2}$ ) y la distancia de los apoyos A2 y B2 son asumidas tal que  $L_{S2} = 1,2\text{ m}$ ,  $b = 0,05\text{ m}$ ,  $c = 0,15\text{ m}$ . La masa aproximada de la barra es ( $m_{S2} = 9,5\text{ kg}$ ). Las distancias entre puntos y las ecuaciones de equilibrio para calcular las reacciones en los apoyos  $A_2$  y  $B_2$  se especifican en el Anexo 25. De estas ecuaciones, se obtienen los valores de las fuerzas en los apoyos  $A_2$  y  $B_2$ :

$$\bar{A}_2 = (A_{2x'}, A_{2y'}, A_{2z'}) = (-44,032; 17,73; -92,5)\text{ N}$$

$$\bar{B}_2 = (B_{2x'}, B_{2y'}, B_{2z'}) = (36,885; 0; 132,467)\text{ N}$$

Se representan los diagramas de fuerzas internas del elemento S2 en los planos  $Y'Z'$  y  $X'Y'$  en el anexo 25, y en la Tabla 2.30 los valores de los momentos máximos.

Tabla 2.30: Valores máximos de momentos flectores para el eje S2.

Descripción	Símbolo	Valor (N.m)
Máximo momento flector $Y'Z'$	$M_{f_{x'}}$	13,134
Máximo momento flector $X'Y'$	$M_{f_{z'}}$	4,373
Máximo momento torsor	$M_{t_{y'}}$	-3,91

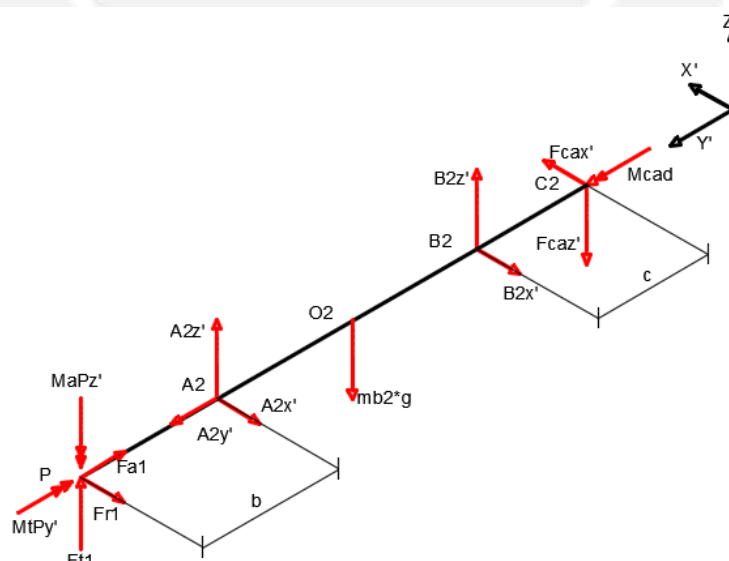


Figura 2.28: Diagrama de cuerpo libre del eje S2.

### Cálculo por resistencia a la fluencia del eje S2

Se calcula el diámetro mínimo del eje por resistencia a la fluencia ( $d_{2F}$ ) de igual manera que se realizó para el eje S3. Se emplea el mismo material que el eje S3 (DIN 34CrNiMo6) y los momentos a emplear son tomados de la Tabla 2.30. El cálculo se especifica en la Tabla 19 del Anexo 25 y se obtiene:

$$d_{2F} = 11 \text{ mm}$$

### Cálculo del eje S2 por deformación transversal y angular

De la misma manera, se calcula el diámetro mínimo del eje S2 limitado por la máxima deformación transversal y desplazamiento angular obteniendo los resultados de la Tabla 2.31. El detalle del cálculo se especifica en el Anexo 25.

Tabla 2.31: Resultados del diámetro mínimo por deformación transversal y angular.

	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4	Tramo 5
<b>Diámetro mínimo</b>	27	20			16

### Selección de rodamientos A2 y B2

El rodamiento A2 entrará al horno en conjunto con los moldes por lo que al igual que el rodamiento seleccionado para el apoyo A1 del eje secundario S3, debe ser un rodamiento para trabajo a altas temperaturas. En base a los cálculos detallados en la Tabla 29 del Anexo 26, se selecciona el rodamiento 6006 2Z/C5 S3 VA208.

Por otro lado, el apoyo B2 solo soportará carga radial por lo que el tipo de rodamiento es uno rígido de bolas. El rodamiento seleccionado es el 6006-2Z. La verificación de este rodamiento considera el aumento de temperatura por conducción de calor calculado en la sección 2.6.5 y se calcula la vida del mismo en la Tabla 30 del Anexo 26.

### Selección de chavetas normalizadas

De igual manera, se emplea la norma DIN 6685 para seleccionar las chavetas del eje S2. En la tabla 31 del anexo 26 se especifica el cálculo y los resultados en la Tabla 2.32

Tabla 2.32: Chavetas seleccionadas para el eje S2.

Ø30	Ø20
10x8 – 18mm	6x6 – 14mm

### Verificación por fatiga

Se verifica la resistencia a la fatiga en dos puntos:  $O_2$  y  $B_2$  (ver Figura 2.28). Los esfuerzos y coeficientes de fatiga empleados para este cálculo se detallan en el Anexo 27. Los resultados se indican en la Tabla 2.33.

Tabla 2.33: Verificación por fatiga del eje S2.

Descripción	Ecuación	O2	B2	Unid.
Esfuerzo normal real de flexión alternate	$\sigma'_{fa} = \frac{\beta_k}{C_s C_t C_T C_{Ca} C_c} \sigma_{fa}$	6,6	17,5	MPa
Esfuerzo normal real alternante equivalente	$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3\tau'_{ta}{}^2}$	6,6	17,5	MPa
Esfuerzo normal equivalente estático	$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}{}^2 + 3\tau_{tm}{}^2}$	0,8	1,3	MPa
Factor de seguridad a la fatiga	$FS_f = \left( \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} \right)^{-1}$	50	22	-
		¡Cumplen!		

#### d. Selección y análisis del sistema motriz secundario

El requerimiento de potencia del sistema secundario ( $P_{sec}$ ) considerando el rendimiento de la transmisión por cadenas ( $\eta_{cad} = 97\%$ ), los valores de torque ( $M'_{xr}$ ) y la velocidad en el eje interior secundario S2 ( $N_{S2}$ ) es:

$$N_{S2} = 102,5 \text{ RPM}$$

$$M'_{xr} = 4,03 \text{ N.m}$$

$$P_{sec} = 44,6 \text{ W}$$

#### Selección de cadena secundaria

Se emplea la “Guía del diseñador” proporcionada por la empresa Renold para la selección de cadenas y ruedas de cadena. Se asume un número mínimo de dientes para el piñón de cadena ( $Z_8$ ) de 25 dientes.

Se seleccionan los elementos indicados en la Tabla 2.34 para el sistema de transmisión del giro secundario por cadenas.

Tabla 2.34: Elementos seleccionados del sistema de transmisión por cadenas secundario.

Descripción	Código
Cadena BS estándar	132 eslabones 3/8"
Piñón para cadena simple – ISO 606	Paso 3/8" – 25T- Tipo B
Rueda para cadena simple– ISO 606	Paso 3/8" – 38T – Tipo B
Relación de transmisión por cadenas del sistema secundario ( $i_{CS}$ )	1,52

El procedimiento de selección de la cadena se detalla en la Tabla 2.35 y el cálculo de su longitud en la Tabla 2.36. Además, las gráficas y tablas empleadas para la selección se encuentran en el Anexo 28.

Tabla 2.35: Cálculo definitivo de la cadena secundaria.

Descripción	Símb.	Ecuación	Valor
Número de dientes	Z	-	Piñón: 25   Disco: 38
Relación de transmisión	$i_{cS}$	$Z_7/Z_8$	1,52
Factor dinámico	$f_{1S}$	[Tabla 2, p.102]	1,4
Factor número de dientes	$f_{2S}$	[Sección 2, p.102]	0,76
Momento torsor en el eje secundario S2	$M'_{x'}$	[Sección 2.6.2]	4,03 N.m
Velocidad del eje interior secundario S2	$N_{S2}$	[Sección 2.6.2]	102,5 rpm
Eficiencia de la cadena	$\eta_{cad}$		97%
Potencia de selección	$P_{selS}$	$f_{1S}f_{2S} \frac{\pi N_{S2} M'_{x'}}{30 \eta_{cad}}$	47,5 W
Velocidad de giro a la salida del motorreductor	$n_a$	[Tabla 2.34]	156 rpm
Paso de la cadena seleccionada (*)	$p_{cS}$	Cadena Simple 3/8"	
Factor de tamaño	$PCD_S$	Piñón: 7,979 - Disco: 12,11	
Diámetro primitivo	$d_{pcS}$	Piñón: 76mm, Disco: 115,3 mm	
Código de pedido		Piñón: paso 3/8" – 25T, Disco: paso 3/8" – 38T.	

Tabla 2.36: Cálculo del largo de la cadena secundaria a emplear

Largo de la cadena	$L_{cS}$	$\frac{Z_7 + Z_8}{2} + \frac{2c_{cS}}{p_{cS}} + \frac{Z_8 - Z_7}{p_{cS}} \frac{x p_{cS}}{C}$	132 eslabones
Distancia entre centros	$c_{cS}$	$\frac{P}{8} \left[ 2L - Z_8 - Z_7 + \sqrt{(2L - Z_8 - Z_7)^2 - \frac{p}{3,88} (Z_8 - Z_7)^2} \right]$	478 mm
Distancia entre ejes	$h_{cS}$	$h_{cS} = c_{cS} * \text{seno}(60^\circ)$	414 mm
Código de pedido	-	ISO 606: Cadena Simple 132 eslabones,	

### Selección del motorreductor

La selección se realiza según lo especificado en el catálogo de SEW-Eurodrive cuyas tablas y figuras de selección se encuentran en el Anexo 29. El procedimiento consiste en realizar iteraciones para reducir la velocidad de giro del motor hasta la velocidad deseada para el eje secundario mediante un reductor que sea compatible con el motor adecuado, un sistema de transmisión por cadenas y un par de engranajes cónicos. En la Tabla 2.37

se realiza la verificación del reductor seleccionado para que funcione de manera adecuada con las condiciones de trabajo establecidas para el sistema.

Tabla 2.37: Verificación del motorreductor.

Descripción	Símb.	Fórmula	Valor	Un.
Torque máximo permitido a la salida del motorreductor	$M_{AmaxS}$	[C. MR. SEW, p. 619,2009]	45	N.m
Relación de reducción	$i_{MRs}$	[Anexo 29]	10,91	-
Eficiencia del motorreductor	$\eta_{MRs}$	[Anexo 29]	86	%
Torque máximo permitido del reductor	$M_{NmotS}$	$M_{NmotS} = \frac{M_{Amax}}{i_{MRs} \cdot \eta_{MRs}}$	4,8	N.m
Torque máximo del motor	$M_{HmotS}$	$M_{HmotS} = 1,9 * 2,1$	4	N.m
Verificación		$M_{NmotS} > M_{HmotS}$	4,8 > 4	
Torque máximo de frenado	$M_{BmaxS}$	$M_{BmaxS} \leq 200\%M_{NmotS}$	9,6	N.m
Inercias reducidas al motor	$J_{XS}$	$J_{XS} = \sum_{n=1}^9 J_{nS} \cdot \left(\frac{N_{nS}}{N_{NS}}\right)^2$	$2,83 \cdot 10^{-3}$	kg. m <sup>2</sup>
Momento de inercia del motor y freno	$J_{MOT\_BEs}$	[Anexo 29]	$6,2 \cdot 10^{-4}$	kg. m <sup>2</sup>
Factor de aceleración de masas	$f_{aS}$	$f_{aS} = \frac{J_{XS}}{J_{MOT\_BEs}}$	4,6	-
Tipo de carga	$T_{car}$	[SEW, p. 43,2009]	Tipo III	
Frecuencia de conexión	$Z$	$Z = N^{\circ}conexiones/hora$	4,8	-
Factor de servicio	$f_{BS}$	$f(T_{car}, Z)$	1,4	-
Factor de servicio SEW	$f_{BSEW}$	[Anexo 29]	2,2	-
Temperatura ambiente	$T_{MRs}$	-	30	°C
Factor por temperatura del ambiente	$f_{B1S}$	[Anexo 29]	1,1	-
Factor por duración cíclica	$f_{B2S}$	[Anexo 29]	1	-
Factor de servicio para motorreductores de tornillo	$f_{BSges}$	$f_{BS} * f_{B1S} * f_{B2S}$	1,54	-
Verificación		$f_{BSges} < f_{BSEW}$	1,54 < 2,2	
Factor de corrección por elemento de transmisión	$f_{Zs}$	[Anexo 29]	1,25	-
Diámetro de piñón de cadena	$d_8$	[Tabla 2.34]	76	mm
Torque de carga del piñón	$M'_8$	$M'_8 = \frac{P_{sec}}{N_{S2} \cdot i_{CS}} * \frac{30}{\pi}$	2,7	N.m
Fuerza radial eje secundario	$F_{RaS}$	$F_{RaS} = \frac{M'_8 \cdot 2000}{d_8} \cdot f_{Zs}$	87,3	N
Fuerza radial máxima admisible	$F_{RamaxS}$	$F_{RaS} < F_{RamaxS}$	2,2	kN

### Selección del motor

Asimismo, la selección del motor del sistema secundario se realiza según el procedimiento especificado en la guía de planificación de motores CA – SEW. Para ello, se calcula la máxima frecuencia de conexión permitida y se verifica que no exceda el valor recomendado. La verificación se detalla en la Tabla 2.38.

Tabla 2.38: Verificación del motor secundario.

Descripción	Símb.	Referencia	Valor
Modo de funcionamiento	$S_{MR}$	[Anexo 29]	S2
Factor de aumento de potencia	$K_S$	[Anexo 29]	1,2
Verificación que potencia requerida sea menor que la potencia proporcionada	$P_N > K_S * P_{sec} = 0,37kW > 0,052 kW$ ¡Cumple!		
Frecuencia de arranque en vacío	$Z_o$	[Anexo 29]	4800
Factor en función del momento de inercia adicional	$K_J$	[Anexo 29, p. 38 catálogo]	0,2
Factor en función par de carga durante al arranque	$K_M$	[Anexo 29]	0,6
Factor en función de la potencia estática y	$K_P$	[Anexo 29]	1
Frecuencia de conexión permitida	$Z_c$	$Z_c = Z_o K_J K_M K_P$	576 [1/h]

En resumen, se detallan las especificaciones técnicas y características del motorreductor seleccionado para el sistema secundario en la Tabla 2.39 y en la Tabla 2.40 para el motor correspondiente.

Tabla 2.39: Características del motorreductor seleccionado.

Descripción	Símb.	Ref.	Valor	Unid.
Modelo seleccionado	-	S37 DRS71S4		
Potencia nominal del motor	$P_N$	[p. 559]	0,5	HP
Velocidad de salida del motorreductor	$n_a$	[p. 559]	156	rpm
Torque a la salida del motorreductor	$M_a$	[p. 559]	20,34	N.m
Reducción del motorreductor	$i_{MRs}$	[p. 559]	10,91	-
Factor de servicio SEW	$f_{BSEWS}$	[p. 559]	2,2	-
Masa total del conjunto	$m_{MRs}$	[p. 559]	20	Kg
Rendimiento del motorreductor tipo S	$\eta_{MRs}$	$f(i, n_N)$ [p. 619]	86	%
Número de etapas	-	[p. 125]	2	-
Donde S: Reductor de tornillo sin fin-corona en versión con patas; 37: Tamaño del reductor; DRS71S4: modelo del motor; BE05/HR: modelo del freno con palanca de desbloqueo; /V: sistema de ventilación forzada.				

Tabla 2.40: Características del motor seleccionado.

Descripción	Símb.	Ref.	Valor	Unid.
Modelo seleccionado	-	DRS71S4 (trifásico)		
Potencia nominal	$P_N$	[p. 690]	0,5	HP
Número de polos del motor secundario	$p_{M_S}$	[p. 690]	4	polos
Torque nominal del motor secundario	$M_{N_S}$	[p. 690]	2,1	N.m
Velocidad nominal de giro	$N_{N_S}$	[p. 690]	1700	Rpm
Corriente nominal a 230V	$I_N$	[p. 690]	1,84	A
Factor de potencia	$FP$	[p. 690]	0,69	-
Rendimiento del motor	$\eta_{M_S}$	[p. 690]	74	%
Relación corriente de arranque entre corriente nominal	$I_A/I_N$	[p. 690]	4,2	-
Relación torque de arranque ( $M_A$ ) y torque máximo ( $M_H$ ) entre torque nominal	$M_A/M_N$ $M_H/M_N$	[p. 690]	1,9	-
Modelo del freno		BE 05		
Inercia del motor junto con el freno	$J_{MOT\_BE_S}$	[p. 691]	$6,2 \cdot 10^{-4}$	kg.m <sup>2</sup>

### Verificación del tiempo de arranque

Es muy importante verificar que el tiempo de arranque sea menor al 80% del tiempo máximo permitido con rotor bloqueado de lo contrario, el motor se sobrecalentará debilitando el aislamiento o inclusive quedando inoperativo. En la Tabla 2.41 se detalla el procedimiento de verificación del tiempo de arranque del motor.

En primer lugar, se calcula el torque de carga en el sistema secundario ( $M_{ms\text{carga}}$ ). En segundo lugar, se calcula el torque promedio del motor secundario ( $M_{ms\text{prom}}$ ). Para ello, se emplea como referencia la gráfica de torque vs velocidad de giro del motor Figura 2.29 y se emplea la ecuación [2.33].

$$M_{ms\text{prom}} = \frac{0.85^2 (M_{H\text{mot}_S} + M_{A\text{mot}_S})}{2} \quad [2.33]$$

Donde:

0.85: Factor porcentaje de caída de tensión en el arranque [Vargas-Machuca, 1990].

$M_{H\text{mot}_S}$ : Torque máximo del motor ( $C_{max}$  en la Figura 2.29).

$M_{A\text{mot}_S}$ : Torque de arranque del motor ( $C_p$  en la Figura 2.29).

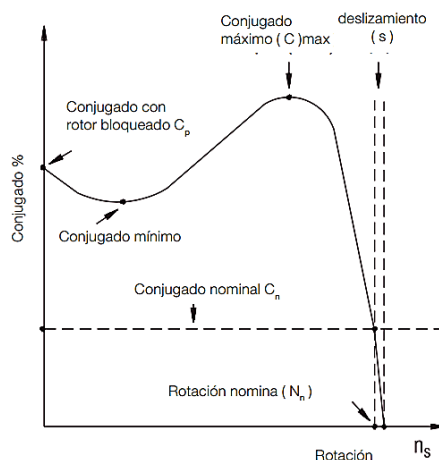


Figura 2.29: Gráfica de torque vs velocidad de giro, donde se indica los torques característicos [WEG, 2014].

En tercer lugar, se calcula la inercia total de la carga a rotar ( $J_{X_S}$ ) y se le suma la del motorreductor ( $J_{MOT\_BE_S}$ ). El cálculo de la inercia de la carga a rotar ( $J_{X_S}$ ) se encuentra en el Anexo 29. Se emplea la ecuación [2. 34] para calcular la aceleración angular del motor secundario ( $\alpha_{motor}$ ).

$$\alpha_{motor} = \frac{M_{msprom} - M_{mscarga}}{J_{MOT\_BE_S} + J_{X_S}} \quad [2. 34]$$

Finalmente, se verifica que el tiempo de arranque del rotor ( $t_{pms}$ ) no exceda el 80% del tiempo máximo permitido.

Tabla 2.41: Verificación del tiempo de arranque del motor secundario.

Descripción	Símb.	Referencia	Valor
Torque en el eje del motor secundario debido a la carga	$M_{mscarga}$	$M'_{x'} * \frac{N_{S2}}{N_{N_S}}$	0,24 N.m
Torque promedio del motor secundario	$M_{msprom}$	$\frac{0.85^2 (M_{Hmot_S} + M_{Amot_S})}{2}$	2,88 N.m
Aceleración angular del motor secundario	$\alpha_{motor}$	$\frac{M_{msprom} - M_{mscarga}}{J_{MOT\_BE_S} + J_{X_S}}$	765,2 rad/s <sup>2</sup>
Tiempo de puesta en marcha del motor secundario	$t_{pms}$	$t_{pms} = \frac{\pi}{30} * \frac{N_{N_S}}{\alpha_{motor}}$	0,23 s
Verificación		$0,23s < 0,8 \times 6 = 4,8s$	

Se elige método de arranque directo ya que la potencia es menor a 5kW [Vargas-Machuca, 1990]. Además, el motor será conectado a la red de 380V en estrella.

### Cálculo de la velocidad real de giro del sistema secundario

Se calcula la velocidad real de giro del eje secundario S3 empleando las relaciones de velocidad ya calculadas. El resultado se muestra en la Tabla 2.42.

Tabla 2.42: Cálculo de la velocidad real de giro del eje secundario S3.

Descripción	Símbolo	Valor
Velocidad nominal del motor secundario (rpm)	$N_{NS}$	1700 rpm
Relación de reducción del motorreductor secundario	$i_{MRS}$	10,91
Velocidad de giro a la salida del reductor secundario	$n_a$	156 rpm
Relación de reducción por las cadenas	$i_{CS}$	1,52
Velocidad de giro del eje interior secundario S2	$N_{S2}$	102,5
Relación de reducción por el par de engranajes cónicos	$i_e$	2,05
Velocidad real del eje secundario (rpm)	$N_{S3r} = \frac{N_{NS}}{i_{MRS} \cdot i_{CS} \cdot i_e}$	50,01

Adicionalmente, se calcula el porcentaje de reducción de velocidad secundaria ( $\%V_p$ ) con respecto a la velocidad real de giro ( $N_{S3r}$ ). Este porcentaje de reducción está en función a la geometría del piñón según su número de dientes [Roloff, 2013]. Las gráficas empleadas para el cálculo se muestran en el Anexo 28.

$$\%V_{pS} = \left(1 - \cos\left(\frac{180}{Z_g}\right)\right) * 100\% = 0,789\%$$

Entonces, se calcula la variación de la velocidad transmitida por la cadena:

$$V_{Cad_{S_{m\acute{a}x}}} = 50,01 \text{ rpm} \quad V_{Cad_{S_{m\acute{i}n}}} = V_{Cad_{m\acute{a}x}} * \%V_p = 49,62 \text{ rpm}$$

Esta variación de velocidad se encuentra dentro del rango límite permisible  $\pm 0,5 \text{ rpm}$ .

### Selección del variador de frecuencia

Se emplea la guía “Selección y aplicación de variadores de velocidad” de la empresa WEG para la selección del variador [37]. Tal como se indica en este artículo, se requiere conocer las condiciones de trabajo y requerimientos del variador de frecuencia. Uno de los requerimientos es conocer el rango de velocidades de trabajo para el motor y calcular así el rango de frecuencias requerido para el variador.

Se calcula el rango de variación de la velocidad de giro del motor mediante la ecuación [2. 35]:

$$N_{MS} = N_{S3r} \cdot i_{MRS} \cdot i_{CS} \cdot i_e \quad [2. 35]$$

Donde:

$N_{MS}$ : Velocidad de giro variada del motor secundario.

$N_{S3r}$ : Velocidad de giro real del eje secundario S3 y varía de 4 a 50rpm.

$i_e$ : Relación de reducción mediante el par de engranajes cónicos.

$i_{CS}$ : Relación de reducción por la transmisión por cadenas.

$i_{MRS}$ : Relación de reducción por el motorreductor secundario.

Además, se emplea la ecuación [2.36] para calcular el rango de frecuencias requerido para el variador. Mediante esta ecuación se calcula la velocidad síncrona del motor. Se puede emplear la velocidad nominal para calcular la frecuencia de trabajo del variador debido a que el rango obtenido será mayor.

$$N_{SM_S} = 120 * \frac{f_{MS}}{p_{MS}} \quad [2.36]$$

Donde:

$N_{SM_S}$ : Velocidad síncrona del motor secundario.

$f_{MS}$ : Frecuencia del motor secundario.

$p_{MS}$ : Número de polos del motor secundario.

Los requerimientos referidos anteriormente son listados en la Tabla 243. El catálogo correspondiente al variador de frecuencia seleccionado se encuentra en el Anexo 31.

Tabla 243: Información requerida para la selección del variador de frecuencia.

Descripción	Fuente o fórmula	Resultado
Tipo de carga según función	Tipos de torque – WEG. Anexo 30.	Torque hiperbólico.
Rango de variación de velocidad del motor	Ecuación [2. 35].	De 135 a 1700 rpm
Rango mínimo de frecuencia	Ecuación [2.36].	De 4,5 a 60 Hz
¿Se requiere control del torque?	-	Sí, debido a las bajas RPM. Control vectorial Sensorless (Lazo abierto)
Datos nominales del motor	[Tabla 2.40]	Potencia: 0,5 HP Tensión: 220 V Corriente: 1,84 A Frecuencia: 60 Hz Velocidad: 1700 RPM

Adicionalmente, el catálogo del variador de frecuencia muestra una tabla para selección de variadores de frecuencia (Figura 2.30) de tal manera que éste pueda suministrar como mínimo la corriente nominal del motor igual a 1,84A.

**Tensión del Motor 220Vca / 230Vca:**

Alimentación	Modelo	Corriente Salida A	IEC		
			50Hz 220V 230V kW	60Hz 220V 230V HP	
200-240 V	10	CFW080016S2024	1.6	0.25	0.33
		CFW080026S2024	2.6	0.55	0.5
		CFW080040S2024	4	0.75	1
	10 / 30	CFW080016B2024	1.6	0.25	0.33
		CFW080026B2024	2.6	0.55	0.5
		CFW080040B2024	4	0.75	1
		CFW080073B2024	7.3	1.5	2
		CFW080100B2024	10	2.2	3

Figura 2.30: Tabla de selección de variadores de frecuencia según corriente del motor [WEG, 2009].

Finalmente, el variador de frecuencia seleccionado es el modelo CFW08 0026B 2024 de la empresa WEG cuyas principales características se muestran en la Tabla 2.44. Cabe mencionar que la serie CFW08 es el de menor rango de frecuencia por lo que la selección se realizó en base a la corriente de salida del variador. Además, el variador posee un potenciómetro externo como accesorio para regular la frecuencia de salida.

Tabla 2.44: Principales especificaciones del variador seleccionado para el sistema secundario.

Descripción	Valor
Tipo de control	Control Vectorial Sensorless (Lazo abierto)
Rango de frecuencia de salida ( $F_s$ )	0 – 300 Hz
Resolución de frecuencia	Analógica: 0,1% de $F_{s\ max}$
Accesorios	Potenciómetro externo

### 2.5.3. Diseño de elementos del sistema de rotación principal:

El sistema de giro primario proporciona el movimiento de rotación a los arreglos de moldes alrededor del eje Y'. Se conoce el rango de velocidades de rotación, las fuerzas y momentos que soportará el sistema. Este sistema sirve como soporte o alojamiento para el sistema secundario por lo que sus dimensiones están relacionados con el sistema secundario. Se muestra en la Figura 2.31 un esquema representativo de los componentes que serán empleados para este sistema.

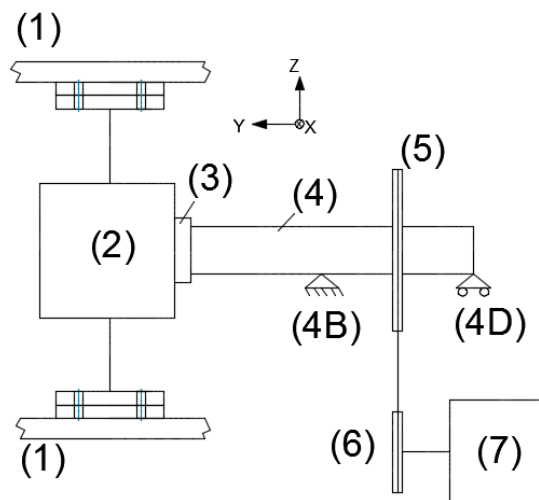


Figura 2.31: Esquema de los elementos del sistema de transmisión primario.

La carga que representa el arreglo de moldes (1) y todas fuerzas y momentos externos calculados en la sección 2.6.2.b generadas por la rotación del sistema secundario, se transmiten a una caja de engranajes cónicos (2) a través de los apoyos  $A_1$  y  $B_1$  alojados en ella. A través de una de sus caras se inserta el eje tubular (4) que se fija a la caja de engranajes mediante una unión tipo disco con pernos y pines (3) para transmitir el giro primario alrededor del eje Y a los arreglos de moldes asegurando una alineación adecuada. Esta caja también protege del entorno húmedo al sistema de transmisión por engranajes en su interior. El eje tubular S1 está montado en dos apoyos: uno fijo axialmente (4B) y otro móvil (4D). La rueda de la catalina (5) está ubicada entre ambos soportes del eje y recibe potencia del piñón de cadena (6). Este piñón está montado a la salida del motorreductor que emplea un variador de frecuencia para variar la frecuencia del motor asíncrono (7) y alcanzar las velocidades mínimas de giro.

El sistema motriz primario debe suministrar la potencia requerida por el equipo además de reducir la velocidad desde la velocidad nominal del motor, hasta la velocidad de rotación del sistema de rotación primario deseada ( $N_{S1} = 50 \text{ RPM}$ ). Para lograr esta reducción se emplea un motorreductor con una reducción ( $i_{MRs}$ ) igual a 20,33 acoplado a un motor eléctrico AC de 4 polos que posee un freno electromagnético. En la salida del motorreductor se coloca un piñón de cadena que transmite potencia empleando cadenas hacia el disco de cadena ubicado en un extremo del eje interior secundario (S2) reduciendo su velocidad con una reducción ( $i_{cp}$ ) de 1,65. Finalmente, se emplea un

variador de frecuencia de control vectorial para regular la velocidad de giro del motor y reducir así la velocidad mínima de giro del sistema primario ( $N_{S1_{min}}$ ) a 4 RPM.

El valor real de las relaciones de reducción y la velocidad de giro final del eje S1 será calculado luego de seleccionar los componentes, teniendo en cuenta que, al igual con el sistema secundario, la desviación admisible es de  $N_{S1} = 50 \pm 0,5 \text{ RPM}$ .

### a. Diseño del eje tubular

En el análisis cinético tridimensional, se obtuvo el valor del momento requerido para iniciar el giro del sistema alrededor del eje  $Y'$  ( $M_{y'}$ ) igual a 16 Nm [sección 2.5.2].

Se requiere calcular las fuerzas tangenciales y la dirección que soportará el eje en la sección donde se ubica la rueda de la cadena. Al igual que se realizó para el eje S3, en la sección 2.5.3.b se calcula el valor las fuerzas a las que está sometida el disco de la cadena primaria  $F'_{cax'}$  y  $F'_{caz'}$  obteniendo:

$$F'_{cax'} = 112,15 \text{ N} \qquad F'_{caz'} = 64,7 \text{ N}$$

### Diagrama de cuerpo libre, cálculo de fuerzas y diagrama de fuerzas internas

Se analizan las fuerzas y momentos que son trasladados al extremo del tubo que se unirá a la caja de engranajes tal como se indica en la Figura 2.32. Se plantean las ecuaciones de equilibrio para calcular las reacciones ( $\bar{F}_{Cj}$ ) y momentos ( $\bar{M}_{Cj}$ ) en el punto  $A_1$ .

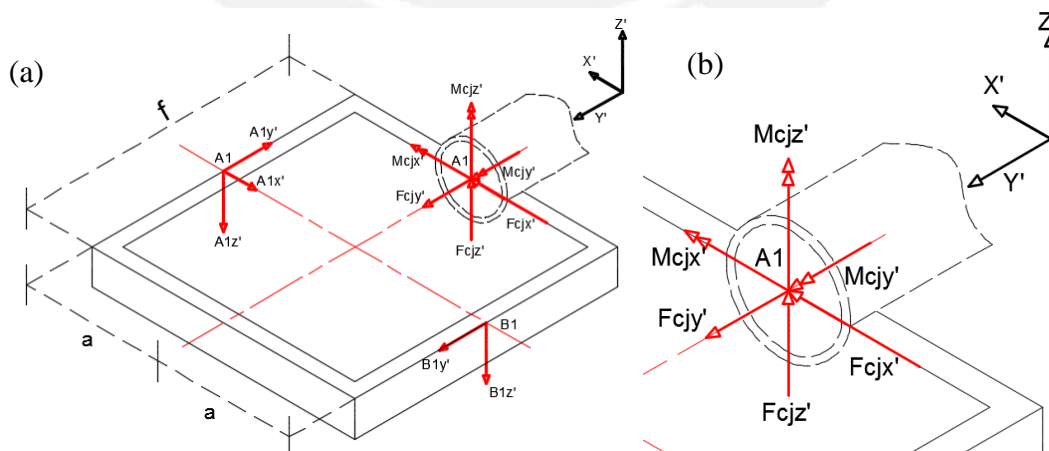


Figura 2.32: Esquema de fuerzas en la caja (a). Fuerzas y momentos en el punto A1 (b).

$$\Sigma F_{x'} = 0: F_{c j x'} - A_{1 x'} = 0 \quad [2.37]$$

$$\Sigma F_{y'} = 0: F_{c j y'} - A_{1 y'} + B_{1 y'} = 0 \quad [2.38]$$

$$\Sigma F_{z'} = 0: F_{c j z'} - A_{1 z'} - B_{1 z'} = 0 \quad [2.39]$$

$$\Sigma M_{x' A_1} = 0: M_{c j x'} - \frac{f}{2} \cdot (A_{1 z'} + B_{1 z'}) = 0 \quad [2.40]$$

$$\Sigma M_{y' A_1} = I_{c j} \cdot \alpha'_{y'}: M_{c j y'} + a \cdot (A_{1 z'} - B_{1 z'}) = I_{S_3} \cdot \alpha'_{y'} \quad [2.41]$$

$$\Sigma M_{z' A_1} = 0: M_{c j z'} - a \cdot (A_{1 y'} + B_{1 y'}) + \frac{f}{2} \cdot A_{1 x'} = 0 \quad [2.42]$$

De las ecuaciones, se obtiene:

$$\bar{F}_{c j} = (-10,86; 17,882; 594,653)N \quad \bar{M}_{c j} = (33,3; 19,94; -23,4)Nm$$

### DCL del eje tubular

Se presenta el DCL del Eje S1 a analizar en la Figura 2.33. Además, ya se conoce el valor de todas las fuerzas y momentos externos mencionados en esa figura. La longitud del eje tubular S1 ( $L_{S1}$ ) y la distancia de los apoyos  $B_3$  y  $D_3$  son asumidas tal que  $L_{S1} = 0,96 m$ ,  $a' = 0,44 m$ . La masa aproximada de la barra es ( $m_{S1} = 16,6 kg$ ).

Las distancias entre puntos del eje y las ecuaciones de equilibrio para calcular las reacciones en los apoyos  $B_3$  y  $D_3$  se especifican en el Anexo 32. De estas ecuaciones, se obtienen los valores de las fuerzas en los apoyos  $B_3$  y  $D_3$ :

$$\bar{B}_3 = (B_{3x'}, B_{3y'}, B_{3z'}) = (-69,24; 36,13; 1407,313) N$$

$$\bar{D}_3 = (D_{3x'}, D_{3y'}, D_{3z'}) = (187,2; 0; -522,93) N$$

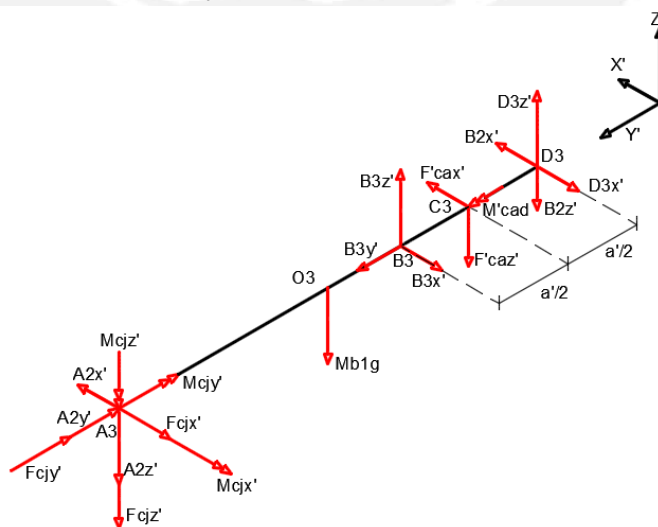


Figura 2.33: Diagrama de cuerpo libre del eje S1.

Los Diagramas de Fuerzas Internas se muestran en el Anexo 32. Los máximos valores de momento flector en cada plano se muestran en la Tabla 2.45.

Tabla 2.45: Valores máximos de momentos flectores para el eje S2.

Descripción	Símbolo	Valor (N.m)
Máximo momento flector Y'Z'	$M_{f_{x'}}$	-307,5
Máximo momento flector X'Y'	$M_{f_{z'}}$	-40,64
Máximo momento torsor	$M_{t_{y'}}$	-19,94

### Cálculo por resistencia a la fluencia del eje S1

Se realiza el cálculo para calcular el diámetro mínimo del eje por fluencia ( $d_{1F}$ ) de igual manera que se realizó para el eje S2. En la Tabla 2.46 se indican los datos de entrada para encontrar el esfuerzo máximo equivalente. El procedimiento de cálculo se detalla en el Anexo 32.

Tabla 2.46: Datos a emplear para el cálculo por resistencia a la fluencia.

Descripción	Símbolo	Valor (N.m)
Material	DIN 20MnV6	
Resistencia a la fluencia	$\sigma_F(T_R)$	467,5
Resistencia a la fatiga en flexión alternante	$\sigma_{f_{ALT}}(T_R)$	255
Factor de seguridad	$FS_R$	5
Máximo momento flector eje Y'	$M_{f_{x'_{max}}}$	-307,5
Máximo momento flector eje Z'	$M_{f_{z'_{max}}}$	-40,64
Máximo momento torsor	$M_{t_{x'}}$	-19,94

Se asume un valor de diámetro interno mínimo por fluencia ( $d_{1F_{int}}$ ) que coincida con el diámetro exterior del rodamiento seleccionado en la sección 2.6.2.c en el apoyo  $A_2$ :

$$d_{extrod} = 55 \text{ mm}$$

Se realiza un proceso iterativo para encontrar rápidamente el valor mínimo de espesor de tal manera que cumpla con el criterio de Von Mises y se obtiene que para un diámetro externo del tubo de  $d_{1F_{ext}} = 64 \text{ mm}$ , el tubo no falla (Tabla 2.47).

Tabla 2.47: Verificación por esfuerzo de fluencia para el eje S1.

Descripción	Símb.	Fórmula	Valor (N/mm <sup>2</sup> )
Esfuerzo normal máximo debido a la flexión	$\sigma_f$	$\frac{32 * \sqrt{(M_{f_{x'_{max}}})^2 + (M_{f_{z'_{max}}})^2} * (d_{1F_{ext}})}{\pi((d_{1F_{ext}})^4 - (d_{1F_{int}})^4)}$	74,72
Esfuerzo normal máximo debido a la torsión	$\tau_t$	$\frac{16 * M_{t_{y'_{max}}} * (d_{1F_{ext}})}{\pi((d_{1F_{ext}})^4 - (d_{1F_{int}})^4)}$	1,8
Esfuerzo normal máximo admisible	$\sigma_{Adm}$	$\frac{\sigma_F(T_R)}{FS_R}$	93,5
Esfuerzo normal equivalente	$\sigma_{eq}$	$\sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$	74,8
Relación de comparación	-	$\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{Adm}}$	0,8 < 1 ¡Cumple!

### Cálculo del eje S1 por deformación transversal y angular

En este eje, el valor de deflexión crítico se encuentra en el extremo donde están ubicadas las cargas y en el centro de masa de la barra. Se emplea como deflexión transversal límite el indicado para los árboles o ejes de transmisión (Anexo 19):

$$\delta_{Adm_{x=0m}} = 0,05 * L_{S1} = 0,5 * 0,96 = 0,48 \text{ mm}$$

En la posición  $x=0$ , se calcula el valor de la inercia mínima requerida para que el elemento de transmisión cumple con la condición previa:

$$\delta(x) = \frac{\sqrt{(\iint M_{f_{x'}}(x))^2 + (\iint M_{f_{z'}}(x))^2}}{E(T_R) * I}$$

$$I = \frac{10^9 * \sqrt{(\iint M_{f_{x'}}(x))^2 + (\iint M_{f_{z'}}(x))^2}}{E(T_R) * \delta_{Adm_{x=0m}}} = \frac{10^9 * \sqrt{(-51,8)^2 + (-8,532)^2}}{185755,9 * 0,48}$$

$$I = 58,87 * 10^4 \text{ mm}^4$$

Con este valor de inercia mínima, y con el valor anteriormente asumido para el diámetro interior del tubo ( $d_{1f_{int}}$ ) igual a 55mm, se calcula el valor del diámetro externo requerido en el eje tubular ( $d_{1f_{ext}}$ ):

$$I = \frac{\pi * (d_{1f_{ext}}^4 - d_{1f_{int}}^4)}{64}$$

$$d_{1f_{ext}} = \sqrt[4]{\frac{64 * I}{\pi} + d_{1f_{int}}^4} = \sqrt[4]{\frac{64 * 72,3 * 10^4}{\pi} + 55^4} = 70,5 = 71 \text{ mm}$$

De aquí, se despeja el espesor de pared mínimo requerido para el eje tubular:

$$e = \frac{(d_{1f_{ext}} - d_{1f_{int}})}{2} = \frac{(71 - 55)}{2} = 8 \text{ mm}$$

### Selección de apoyos B3 y D3

Se escoge un diámetro externo del tubo de 75 mm ya que este es el soporte de rodamiento comercialmente disponible y se calcula el desplazamiento angular resultante en los apoyos B3 y D3 mostrados en la Tabla 2.48.

Tabla 2.48: Desplazamientos angulares en los apoyos.

Apoyo	x (mm)	$\int M_{f_x'}(x)$	$\int M_{f_z'}(x)$	$\varphi * 10^3(\text{rad})$
B3	0,52	44,54	-21,816	0,4
D3	0,96	-40,633	81,89	0,2

El Soporte para eje a emplear es el de código SNL 517. Debido a que no es recomendable mecanizar este eje tubular hueco, se emplea un adaptador tipo manguito cónico de código H 217 que se acopla el eje tubular por fricción mediante el ajuste de la tuerca de fijación KM 17. Sobre este manguito se monta el rodamiento de código 1217K cuya vida será calculada para su verificación. Este rodamiento es de tipo autoalineante por lo que sí admiten los desplazamientos angulares calculados. Cabe mencionar que estos rodamientos son los más sencillos que cuentan con cuerpo interior de forma cónica para acoplarse a los manguitos a emplear. Sólo se verifica el apoyo  $B_3$  debido a que este soporta carga axial y mayor resultante de carga radial. El cálculo en detalle de este apoyo se encuentra en la Tabla 37 del Anexo 33.

### Verificación por fatiga

Se calculan los coeficientes de fatiga, los esfuerzos equivalentes, los esfuerzos reales equivalentes y el factor de seguridad para el extremo en voladizo  $A_3$  y los resultados finales se expresan en la Tabla 2.49. El detalle de los datos de entrada y los coeficientes para fatiga se muestra en las tablas 38 y 39 del Anexo 34.

Tabla 2.49: Resultados del análisis por fatiga en el eje S1.

Descripción	Ecuación	A <sub>3</sub>	Unid.
Esfuerzo normal real de flexión alternante	$\sigma'_{fa} = \frac{\beta_k}{C_s C_t C_T C_{Ca} C_c} \sigma_{fa}$	101,4	MPa
Esfuerzo normal real alternante equivalente	$\sigma'_{aeq} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3\tau'_{ta}{}^2}$	101,4	MPa
Esfuerzo normal equivalente estático	$\sigma_{meq} = \sqrt{\sigma_{fm}{}^2 + 3\tau_{tm}{}^2}$	0,3	MPa
Factor de seguridad a la fatiga	$FS_f = \left( \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} \right)^{-1}$	2,5	-
		¡Cumple!	

### b. Selección y análisis del sistema motriz primario

El requerimiento de potencia del sistema primario ( $P_{prim}$ ) según los parámetros de diseño son los valores de torque ( $M'_{x'}$ ) y velocidad en el eje interior secundario S2 ( $N_{S2}$ ) es:

$$N_{S1} = 50 \text{ RPM} \qquad M'_{y'} = 16 \text{ N.m} \qquad P_{prim} = 83,8 \text{ W}$$

### Dimensionamiento previo de la rueda para cadena simple

Debido a que a este eje tubular no se le puede realizar un canal chavetero ya que debilitaría demasiado al eje, se emplea un acoplamiento por fricción con casquillos cónicos de la empresa SKF que acoplará por fricción un disco normalizado de la empresa YUK con agujero cónico al eje tubular S1. El cubo del disco debe tener el diámetro suficiente para que el elemento no falle por aplastamiento. Para ello, la empresa SKF en el Catálogo General de Casquillos Cónicos [2010] proporciona fórmulas para calcular el diámetro mínimo del cubo requerido según el material del disco y el tamaño del manguito cónico a emplear. Empleando esta guía se calcula que para un manguito cónico de diámetro interior 75mm se requiere un diámetro de cubo del disco ( $D_{cu}$ ) de por lo menos 128 mm. El detalle del cálculo referido anteriormente se encuentra en el Anexo 35.

Se seleccionan los componentes de transmisión del sistema motriz primario mediante el mismo procedimiento empleado para el sistema motriz secundario. La selección de cadenas se detalla en el Anexo 35, de los cuales se obtuvieron los elementos indicados en la Tabla 2.50.

Tabla 2.50: Componentes seleccionados para la transmisión por cadenas del sistema primario.

Descripción	Código
Cadena BS Estándar	92 pasos 1"
Piñón para cadena simple – ISO 606	Paso 1" – 23T – Tipo B
Rueda para cadena simple– ISO 606	Paso 1" – 38T – Tipo B
Casquillo cónico para Disco de cadena	SKF - PHF FX20-75X95
Relación de transmisión por cadenas del sistema primario ( $i_{CS}$ )	1,65

Asimismo, se vuelve a realizar el proceso de selección de componentes para el sistema de transmisión primario conformado por el motorreductor y el variador de frecuencia. Se selecciona el motorreductor de la Tabla 2.51. Las especificaciones técnicas detalladas de este motorreductor se encuentra en las tablas 41 y 42 del Anexo 36.

Tabla 2.51: Características del motorreductor seleccionado.

Descripción	Símb.	Ref.	Valor	Unid.
Modelo seleccionado	-	S57 DRS71M4		
Potencia nominal del motor	$P_N$	[p. 559]	0,75	HP
Velocidad de salida del motorreductor	$n_a$	[p. 559]	83	rpm
Torque a la salida del motorreductor	$M_a$	[p. 559]	55,93	N.m
Factor de servicio SEW	$f_{BSEWP}$	[p. 559]	3	-
Reducción del motorreductor	$i_{MRP}$	[p. 559]	20,33	-
Masa del motorreductor	$m_{MRP}$	[p. 559]	28	kg
Donde S57: Reductor de tornillo sin fin-corona en versión con patas; DRS71M4: modelo del motor; BE1/HR: freno con palanca de desbloqueo; /V: sistema de ventilación forzada.				

### Verificación del tiempo de arranque

Empleando el mismo procedimiento con el cual se verificó el tiempo de arranque del motor secundario en la sección 2.5.2.d, se realiza el cálculo del tiempo de puesta en marcha del motor primario. Los resultados se indican en la Tabla 2.52.

Tabla 2.52: Verificación del tiempo de arranque del motor primario.

Descripción	Símb.	Referencia	Valor
Torque de carga del motor primario	$M_{mp\text{ carga}}$	$M'_{x'} * \frac{N_{P2}}{N_{NP}}$	1,11 N.m
Torque promedio del motor primario	$M_{mp\text{ prom}}$	$\frac{0.85^2 (M_{H\text{ mot } P} + M_{A\text{ mot } P})}{2}$	4,82 N.m
Aceleración angular del motor primario	$\alpha_{\text{mot-p}}$	$\frac{M_{mp\text{ prom}} - M_{m\text{ carga}}}{J_{MOT\_BE\text{ P}} + J_{XP}}$	601,3 rad/s <sup>2</sup>
Tiempo de puesta en marcha del motor primario	$t_{pmp}$	$t_{pms} = \frac{\pi}{30} * \frac{N_{NS}}{\alpha_{\text{motor}}}$	0,3 s
Verificación	$0,18s < 0,8 \times 6 = 4,8s$		

### Cálculo de la velocidad real de giro del sistema primario

Finalmente, se calcula la velocidad real de giro del eje primario S1 empleando las relaciones de velocidad ya calculadas. El resultado se muestra en la Tabla 2.53.

Tabla 2.53: Cálculo de la velocidad real de giro del eje tubular S1.

Descripción	Símbolo	Valor
Velocidad nominal del motor primario (rpm)	$N_{NP}$	1690 rpm
Relación de reducción del motorreductor primario	$i_{MRS}$	20,33
Velocidad de giro a la salida del reductor primario	$n_a$	83 rpm
Relación de reducción por la cadena primaria	$i_{Cp}$	1,65
Velocidad real de giro del eje tubular S1	$N_{S3r} = \frac{N_{NSP}}{i_{MRS} \cdot i_{CS}}$	50,30 rpm

Se verifica que la velocidad de giro obtenida está dentro del rango permisible.

### Selección del variador de frecuencia

Empleando el mismo procedimiento realizado para la selección del variador del sistema secundario, el variador seleccionado para el sistema motriz primario es el modelo CFW08 0040 B2024 de la Empresa WEG para potencias de hasta 1 HP (Figura 2.23).

Tensión del Motor 220Vca / 230Vca:

Alimentación	Modelo	Corriente Salida A	IEC		
			50Hz 220V 230V	60Hz 220V 230V	
			kW	HP	
200-240 V	10	CFW080016S2024	1.6	0.25	0.33
		CFW080026S2024	2.6	0.55	0.5
		CFW080040S2024	4	0.75	1
	10 / 30	CFW080016B2024	1.6	0.25	0.33
		CFW080026B2024	2.6	0.55	0.5
		CFW080040B2024	4	0.75	1
		CFW080073B2024	7.3	1.5	2
		CFW080100B2024	10	2.2	3

Figura 2. 34: Variador de frecuencia seleccionado para el sistema primario [WEG, 2009].

### 2.5.4. Cálculos de las uniones atornilladas

En las secciones anteriores se han calculado las fuerzas que deben de soportar las diversas uniones atornilladas sometidas a fuerzas transversales y momentos flectores. En la presente sección se verificará que los tornillos resistan estas cargas y además, se ha calculado el momento de ajuste requerido para que los tornillos no trabajen a corte. Las verificaciones de las uniones atornilladas se basan en la guía “Uniones Atornilladas” del curso de Elementos de Máquinas 1 basado en la norma VDI 2230.

### Unión atornillada del eje tubular S1 a la caja para los engranajes

Esta unión (Figura 2.35) emplea 6 pernos M8 fabricados de AISI 316 ( $\sigma_{Fpe} = 480 \text{ MPa}$ ) para acoplar la caja para engranajes al eje tubular S1. La unión es del tipo tornillo y tuerca y se puede apreciar en detalle en la Figura 2.36.

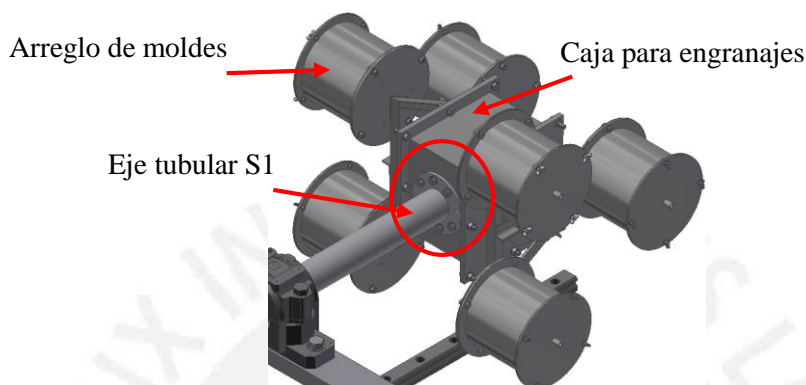


Figura 2.35: Unión atornillada del eje tubular S1 a la caja para engranajes.

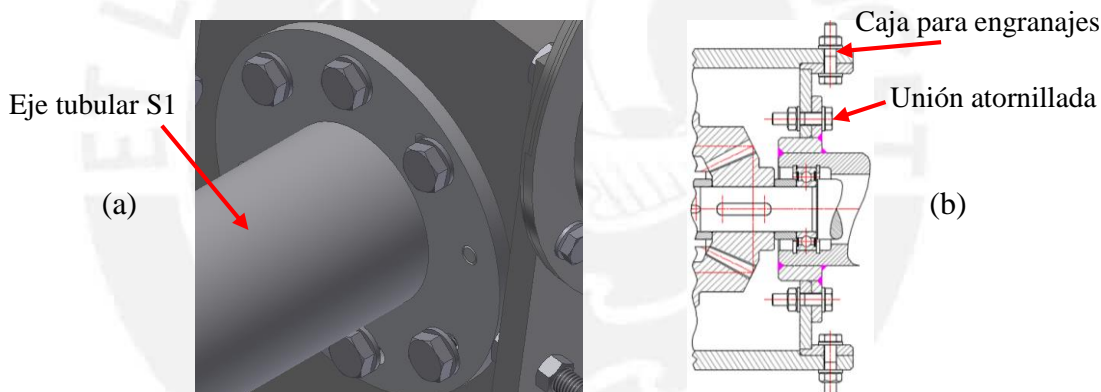


Figura 2.36: Acercamiento a la unión atornillada (a). Sección de la unión (b).

### Cálculo de la rigidez del tornillo y las placas

Las dimensiones características y el cálculo de la rigidez del tornillo y de las placas se encuentran en el Anexo 37. De ellos, se obtienen los siguientes resultados:

$$C_{tor} = 2,731 * 10^5 \text{ N/mm}$$

$$C_{plac} = 1,344 * 10^6 \text{ N/mm}$$

### Verificación de la unión atornillada

En primer lugar, se representan las fuerzas y momentos que soporta la unión a analizar (Figura 2.37). Asimismo, se indica en la Tabla 2.54 el valor de estas fuerzas previamente graficadas.

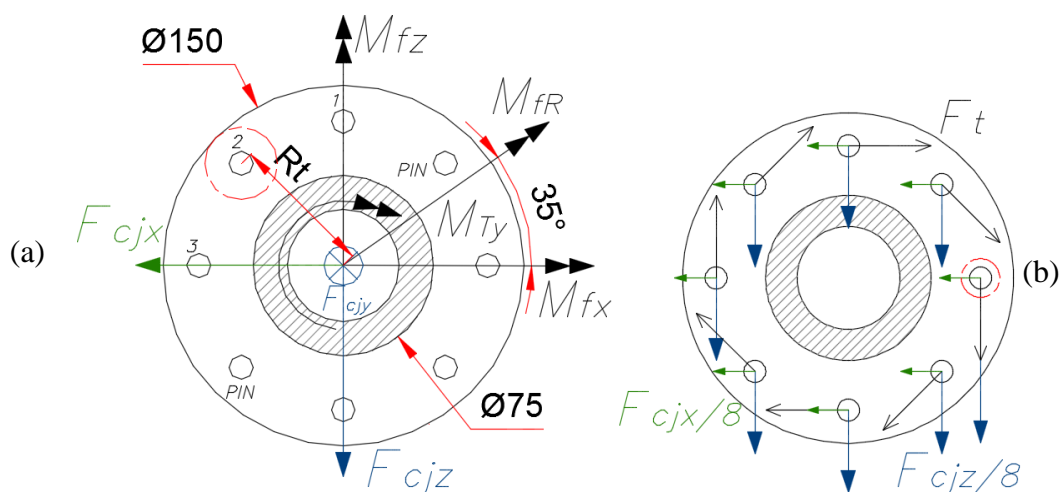


Figura 2.37: Fuerzas que soporta la unión atornillada (a). Fuerzas transversales que soporta cada tornillo (b).

Tabla 2.54: Valores numéricos de las fuerzas y momentos que soporta la unión atornillada.

Descripción	Símb.	Valor	Unid.
Momento flector X'	$M_{f_x}$	33,3	N.m
Momento flector Z'	$M_{f_z}$	23,4	N.m
Momento torsor	$M_{Ty}$	19,94	N.m
Momento flector resultante	$M_{f_R}$	40,7	N.m
Fuerza transversal eje X	$F_{c_jx}$	10,86	N
Fuerza transversal eje Y	$F_{c_jy}$	17,88	N
Fuerza transversal eje Z	$F_{c_jz}$	594,65	N
Posición del tornillo	$R_t$	60	mm
Fuerza tangencial debido al momento torsor	$F_t = \frac{M_{Ty}}{8}$	41,54	N

Los datos geométricos de la unión se indican en la Tabla 2.55 a continuación.

Tabla 2.55: Datos geométricos del tornillo M8.

Datos del tornillo M8	$d_1 = 13\text{mm}; d_2 = 7,188\text{mm}; d_3 = 6,466\text{mm}; \varphi = 3,168^\circ;$ $\rho' = 9,826^\circ; d_{ag} = 10\text{mm}; d_0 = 6,827\text{mm}$
-----------------------	--

En la Figura 2.38 se muestra la representación de la unión atornillada y las fuerzas resultantes sobre ella. Además, en la Tabla 2.56 se muestra el procedimiento de cálculo de la fuerza máxima de montaje ( $F_{Mmax}$ ). Para ello, se descompuso las fuerzas y momentos flectores de la unión atornillada obteniendo la fuerza externa sobre el tornillo y las placas ( $F_{ext/t}$ ) y ( $F_{ext/p}$ ), respectivamente; y el valor de la fuerza transversal resultante para cada tornillo ( $F_{trans}$ ).

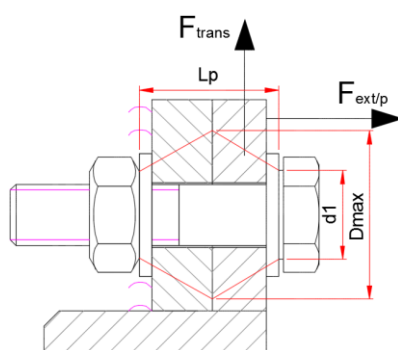


Figura 2.38: Unión atornillada eje S1 - caja para engranajes.

Tabla 2.56: Cálculo de la fuerza de montaje máxima.

Descripción	Sím.	Ecuación	Valor	Unid.
Coefficiente de fricción tornillo con placa	$\mu_p$	[Anexo 37]	0,14	
Asentamiento total	$\delta_{as}$	$\delta_{hilos} + \delta_{cabeza} + \delta_{placas}$	$15 * 10^{-3}$	mm
Fuerza de asentamiento	$F_{as}$	$\frac{C_{plac} * C_{tor}}{(C_{plac} + C_{tor})} * \delta_{as}$	3404	N
Fuerza externa de tracción	$F_{ext}$	$F_{c jy} + F_2/8$	195,5	N
Fuerza externa sobre el tornillo	$F_{ext/t}$	$\frac{C_t}{(C_p + C_t)} * F_{ext}$	33,03	N
Fuerza externa sobre la placa	$F_{ext/p}$	$\frac{C_p}{(C_p + C_t)} * F_{ext}$	162,51	N
Fuerza transversal resultante	$F_{trans}$	$\sqrt{\left(F_t + \frac{F_{c jz}}{8}\right)^2 + F_{c jx}^2}$	116,4	N
Fuerza residual	$F_{res}$	$F_{res} \geq F_{trans}/\mu_p$	900	N
Fuerza de montaje mínima	$F_{Mmin}$	$F_{res} + F_{ext/p} + F_{as}$	4,45	kN
Factor de ajuste (torquímetro)	$\alpha_A$	[E.M. 1, Tabla A8]	1,5	N/N
Fuerza de montaje máxima	$F_{Mmax}$	$F_{Mmin} * \alpha_A$	6,7	kN

En la Figura 2.39 se muestra el diagrama fuerza deformación para poder calcular la fuerza residual sobre la unión atornillada.

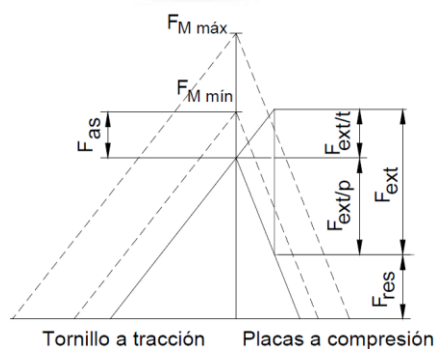


Figura 2.39: Diagrama fuerza-deformación de una unión atornillada.

Una vez se conoce el valor de la fuerza de montaje máxima, se verifica el tornillo por resistencia a la fluencia y que la presión en los filetes del tornillo no supere la máxima admisible. Finalmente, se calcula el valor del momento final de ajuste de la unión para que no exista deslizamiento. Los resultados se indican en la Tabla 2.57

Tabla 2.57: Verificación de la unión atornillada por fluencia y presión en los filetes.

Descripción	Símb.	Ecuación	Valor	Un.
Momento torsor de ajuste	$M_{tM}$	$0,5F_{Mmax} \cdot d_2 \cdot \tan(\rho' + \varphi)$	5,6	N.m
Esfuerzo normal en montaje	$\sigma_{nM}$	$\frac{4(F_{Mmax} + F_{ext/t})}{\pi * d_o^2}$	183,9	MPa
Esfuerzo de corte	$\tau_{tM}$	$\frac{16M_{tM}}{\pi * d_o^3}$	89	MPa
Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eqM}$	$(\sigma_n^2 + 3 * \tau_t^2)^{0,5}$	239,9	MPa
Esfuerzo admisible	$\sigma_{Adm_{pe}}$	$0,9\sigma_{F_{pe}}$	432	MPa
Verificación por fluencia		$\sigma_{eqM} < \sigma_{Adm_{pe}}$	¡Cumple!	
Presión en los filetes del tornillo	$P_{tor}$	$\frac{4(F_{Mmax} + F_{ext/t})}{\pi * (d_1^2 - d_{ag}^2)}$	123,6	MPa
Verificación por presión admisible	-	$P_{tor} < 1000MPa$	¡Cumple!	
Momento de fricción en montaje	$M_p$	$\mu_p \cdot F_{Mmax} \cdot \frac{d_1 + d_{ag}}{4}$	123,6	MPa
Momento de ajuste en el montaje	$M_{ajuste}$	$M_{tM} + M_p$	11,3	N.m

### 2.5.5. Análisis de transferencia de calor

En las secciones anteriores, se empleó un valor de temperatura de diseño de 300°C como caso crítico para asegurar así un diseño seguro de los componentes. En la presente sección se realiza el cálculo de la temperatura en el extremo del equipo que ingresarán al horno para determinar así la temperatura de trabajo de los componentes en el exterior del horno según su posición y realizar una selección adecuada de componentes. Cabe mencionar que los elementos del sistema mecánico que ingresarán al horno serán recubiertos con una pintura aislante marca TEMP – COAT para eliminar así el calor que se transfiere por radiación. La información técnica del producto se encuentra en el anexo 39.

En la Tabla 2.58 se muestran los datos para el aire a la temperatura dentro del horno. El procedimiento a seguir para los cálculos se detalla a continuación. Se conoce la velocidad

de rotación del eje tubular, con esto se calculan los números de Reynold y Nussel. Para este último, se emplea la tabla de correlaciones empíricas para secciones de forma cuadrada [Cengel, 2011] del Anexo 39. En la Tabla 2.59 se expresan los resultados obtenidos mediante iteración. Para la iteración, en primer lugar se asume una temperatura superficial de los cuerpos ( $T_{sc}$ ) y se calcula una temperatura superficial media ( $T_{scm}$ ) en los mismos. En segundo lugar, empleando el coeficiente de convección calculado, se estima el flujo de calor que reciben los elementos al interior del horno ( $\dot{Q}_r$ ). En tercer lugar, se calcula el calor requerido para elevar la temperatura de todas las masas desde la temperatura del ambiente hasta esta temperatura superficial media ( $Q_r$ ). Finalmente, se realiza la iteración hasta que la división entre el flujo de calor estimado y el calor requerido resulte en un tiempo aproximado de 15 minutos que corresponde a la duración total del ciclo de calentamiento. Esto indica que la temperatura asumida fue la correcta.

Tabla 2.58: Datos de entrada para el análisis de transferencia de calor.

Descripción	Símb.	Valor	Unid.
Temperatura del aire caliente	$T_{ac}$	350	°C
Densidad del aire @350°C	$\rho_{ac}$	0,5664	kg/m <sup>3</sup>
Número de Prandt @350°C	$Pr$	0,6937	-
Viscosidad dinámica	$\mu$	$3,101 * 10^5$	kg/m.s
Conductividad del acero	$\kappa$	0,04721	W/m.K
Velocidad del aire en el horno	$V_{ac}$	7,41	m/s
Número de Reynolds	Re	27068	-
Número Nusselt para sección cuadrada	Nu	$Nu = 0.102Re^{0,675}Pr^{1/3}$	-
Área superficial en contacto con el aire	$A_{stc}$	0,18625	m <sup>2</sup>

El resultado obtenido se presenta en la Tabla 2.59.

Tabla 2.59: Resultados del análisis por transferencia de calor.

Descripción	Símb.	Fórmula	Valor	Unid.
Coefficiente de convección	$h_{caja}$	$h_{caja} = \frac{Nu * \kappa}{D}$	20,92	W/m <sup>2</sup> K
Temperatura superficial media	$T_{scm}$	-	114	°C
Flujo de calor promedio	$\dot{Q}_r$	$\dot{Q}_r = \frac{h_{caja} * A_{stc}}{T_{ac} - T_{scm}}$	1046,2	W
Calor teórico requerido	$Q_r$	$Q_r = m * C_{pac} * (T_{scm} - T_{amb})$	942,5	kJ
Tiempo de calentamiento	$t_{cal}$	$\frac{Q_r}{\dot{Q}_r} * \frac{1}{60}$	15	min

Una vez se conoce la temperatura aproximada de los elementos al interior del molde, se calcula la temperatura en cualquier punto del conjunto de elementos fuera del horno. Para ello, se realiza un análisis de transferencia de calor considerando que existe una semejanza entre la evacuación de calor a través del sistema mecánico con la evacuación de calor a través de una aleta circular de sección constante. Esta aleta evacúa calor por convección forzada al ambiente y por conducción de calor hasta el extremo final fuera del horno.

El caso de análisis es el de “Transferencia de calor desde superficies con aletas, convección desde la punta de la aleta” [Cengel, p. 160, 2011]. En primer lugar se calcula el coeficiente de convección forzada ( $h_{aleta}$ ) en el eje tubular fuera del horno a la velocidad de giro de 50 rpm de igual manera que el procedimiento empleado en la Tabla 2.58. Luego, se emplea la ecuación [2. 43] para el cálculo de la temperatura en cualquier punto de los ejes.

$$h_{aleta} = 36,5 \frac{W}{m^2} \qquad k_{acero} = 452 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$T = \frac{\cosh(a(L_c - x))}{\cosh(aL_c)} * (T_{scm} - T_{ac}) + T_{ac} \qquad [2. 43]$$

Donde:

$$a = \sqrt{\frac{h_{aleta} * p}{k_{acero} * A_c}} \quad ; \quad p = \pi * d_{1ext}; \quad L_c = L_{S1f} + \frac{A_c}{p}; \quad A_c = \pi * \frac{(d_{1ext}^2 - d_{1int}^2)}{4}$$

$L_{S1f}$ : Longitud del eje fuera del horno

Este cálculo se detalla en el Anexo 40 y se obtiene el valor de temperatura para diversos puntos indicados en la Tabla 2.60.

Tabla 2.60: Temperaturas calculadas en los apoyos de los ejes.

Descripción	Distancia fuera del horno (m)	Temperatura (°C)
Primer apoyo eje tubular	0,08	95,2°C
Segundo apoyo eje tubular	0,52	45,2 °C
Punto de apoyo del disco de cadena	0,3	60,4 °C
Segundo apoyo eje interior secundario	0,52	45,2 °C

### 2.5.6. Cálculo de la dilatación en los componentes

En el cálculo de la dilatación de los elementos que conforman el sistema, se considera como caso crítico aquel donde los elementos al interior del horno se calientan desde la temperatura ambiente ( $T_{Amb}$ ) de 19°C hasta la temperatura de referencia ( $T_R$ ) de 300°C. De esta manera se determina el espacio libre a dejar para evitar que la dilatación genere fuerzas de compresión adicionales. De manera general, se emplea la ecuación [2. 44] para el cálculo [Hibbeler, 2013].

$$\Delta L = \alpha \Delta T L \quad [2. 44]$$

Donde:

$\Delta L$ : Elongación axial [mm].

$\alpha$ : Coeficiente de dilatación térmica [ $1/^\circ\text{C}$ ] (Tabla 2.61)

L: longitud del elemento a analizar [mm].

Tabla 2.61: Coeficiente de dilatación del acero en función de la temperatura.

Coeficiente de dilatación ( $d\alpha/dT$ )	Rango de temperaturas
$1,11 \cdot 10^{-5}$	[0 – 100°C]
$1,21 \cdot 10^{-5}$	[100 – 200°C]
$1,29 \cdot 10^{-5}$	[200 – 300°C]

En el eje secundario S3 se analiza la elongación del apoyo móvil  $B_1$  con respecto al apoyo fijo  $A_1$ .

$$\alpha(T) = (0,0009T + 1,0233) * 10^{-5}$$

$$\Delta L_{B1} = L_{B1} \int_{19}^{300} \alpha(T) dT = 0,656 \text{ mm}$$

De la misma manera, se calcula la dilatación del resto de componentes y los resultados se expresan en la Tabla 2.62.

Tabla 2.62: Dilatación de los componentes según su posición.

Descripción	Medida	Posición	Dilatación (mm)
Rueda del engranaje	Diámetro primitivo	144	0,472
Piñón del engranaje	Diámetro primitivo	70	0,230
Eje secundario interior (dilatación con respecto al eje tubular)	Apoyo B2	963	3,148
	Extremo Piñón	50	0,279
	Extremo C2	1110	3,64-1,692=1,948
Eje tubular con respecto al apoyo fijo B3	Apoyo D3	441	1,446
	Punto C3	220,5	0,725
	Punto A3	520	1,692

### 2.5.7. Diseño de la estructura metálica

En la Figura 2.40 se muestra el esquema 3D de la estructura. Los perfiles AB y CD reciben las cargas radiales y axiales de los soportes de eje B3 y D3, respectivamente. En la Figura 2.41 se muestra la dirección de la fuerza del apoyo B3.

$$B_{3z} = 1,4 \text{ kN} \rightarrow B_z = 750 \text{ N}$$

$$D_{3z} = -522,3 \text{ N}$$

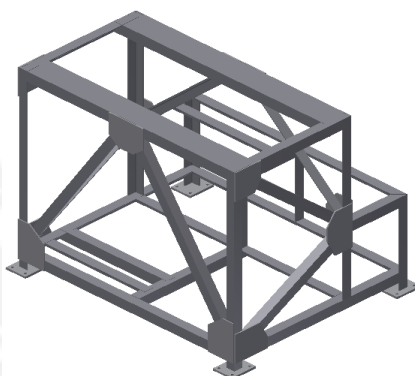


Figura 2.40: Esquema 3D de la estructura metálica.

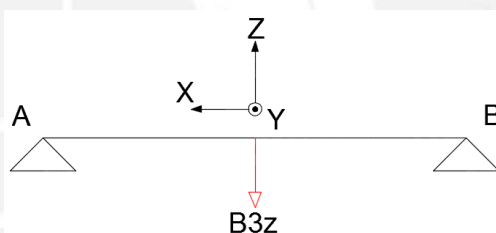


Figura 2.41: Esquema de viga AB.

En este análisis se consideran las cargas del peso de los motorreductores como puntuales sobre los nodos F y L para el motorreductor secundario ( $m_{MR_s}$ ) y sobre los nodos G y J para el motorreductor primario ( $m_{MR_p}$ ) tal como se indica en la Figura 2.42. Se analizan las vigas AB y GJL consideradas como las más críticas de la estructura debido a la flexión. Para analizar las fuerzas en el perfil GJL, se trasladan las fuerzas que soportan los perfiles AB y CD hacia la parte inferior de la estructura considerando uniones articuladas en los puntos A, C, F y L. Con esto, las fuerzas ( $B_z$ ) y ( $D_z$ ) se transmiten a través de las barras AG y CJ hacia el marco MGJLP. En este marco, se analiza la deformación de la viga GJL cuyo DCL se muestra en la Figura 2.43 para ello, se considera este elemento como una viga con un extremo empotrado y el otro simplemente apoyado.

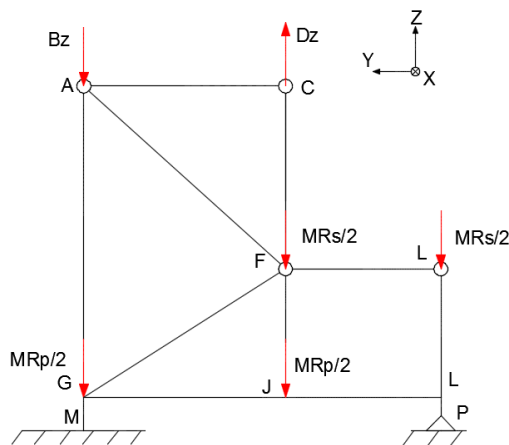


Figura 2.42: Esquema simplificado del pórtico lateral de la estructura.

Por sumatoria de fuerzas en la dirección Z en los nodos superiores, se calculan los valores  $J_z$  y  $G_z$ :

$$G_z = B_z + \frac{m_{MRp}}{2} = 1,45 \text{ kN}$$

$$J_z = D_z - \frac{m_{MRs}}{2} - \frac{m_{MRs}}{2} = 474 \text{ N}$$

Además, se conocen las longitudes  $\overline{GJ} = 0,44\text{m}$  y  $\overline{GL} = 0,73\text{m}$  indicadas en la Figura 2.43.

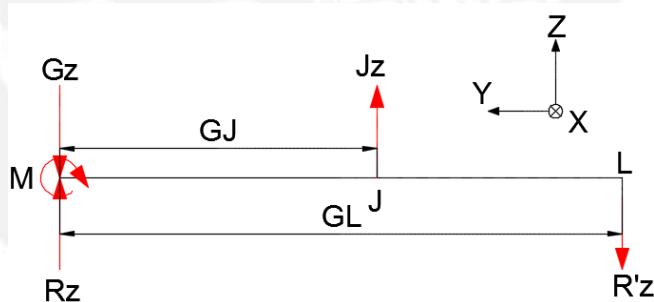


Figura 2.43: DCL de la viga GJL.

$$\sum F_z = 0 : J_z + R_z - R'_z - G_z = 0 \quad [2.45]$$

$$\sum M_x = 0 : M - \overline{GJ} \cdot J_z + \overline{GL} \cdot R'_z = 0 \quad [2.46]$$

Debido a que la viga GJL es un sistema hiperestático, se calcula el valor de las reacciones en el elemento aplicando el concepto de energía de deformación ( $U$ ) debido a cargas de flexión a través de la ecuación [2.47] y el primer teorema de Castigliano expresado en la ecuación [2.48].

$$U = \int \frac{M_f^2}{2EI} dx \quad [2.47]$$

$$\delta_x = \frac{dU}{dP} = \int \frac{M_f^2}{2EI} dx \quad [2. 48]$$

Donde:

$M_f$ : Ecuación del momento flector a lo largo de la viga.

$\delta_x$ : Deformación transversal en el punto x.

P: Fuerza aplicada sobre el punto x.

Teniendo en cuenta que la deformación en el punto L es cero, se calcula el valor de  $R'_z$ ,

$R_z$  y  $M$ :

$$R'_z = 310,6 \text{ N} \quad R_z = 1286,6 \text{ N} \quad M = -33,5 \text{ Nm}$$

Una vez se calcula el valor de las reacciones, se calcula el valor de la deflexión máxima en función de la inercia en el punto J empleando la ecuación [2. 28]. Empleando el criterio de seleccionar el perfil más económico que garantice una adecuada rigidez y la menor deformación posible, se escoge un perfil de alas iguales de 1 ½ ” de espesor 3/16” cuya inercia se expresan en la Tabla 2.63. La deformación transversal máxima en esta viga ( $\delta_J$ ) es:

$$\delta_J = \frac{5,54 * 10^9}{E * I} = 0,494 \text{ mm}$$

Tabla 2.63: Propiedades geométricas de los perfiles empleados según DIN 1028.

Tipo de perfil	Tamaño	Inercia (mm <sup>4</sup> )	Radio de giro ( $i_g$ )	Área (mm <sup>2</sup> )
Alas iguales (L)	1 ½ ”x1 ½ ”x3/16	45785,5	7,442	341,93
Canales U	4”x5,4 lbs/pie	145681,0	-	-

Es importante que esta estructura presente una deflexión relativamente baja para así evitar el desalineamiento entre los ejes primario y secundario.

Por otro lado, se analiza la deflexión de la viga AB debido a que existe una gran fuerza vertical en ese elemento. Se considera a esta viga con extremos doblemente empotrados (Figura 2.44). Para este caso, el autor Hirschfeld propone la ecuación [2. 49] para calcular la deflexión máxima en vigas doblemente empotradas.

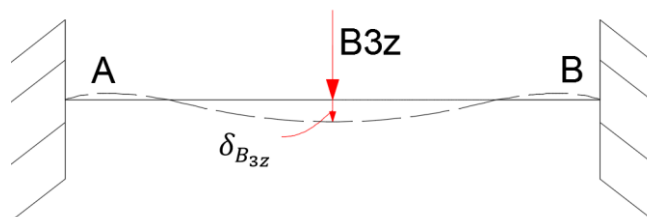


Figura 2.44: Deflexión en viga doblemente empotrada.

$$\delta_{B_{3z}} = -\frac{B_{3z}L_{AB}}{192EI} \quad [2. 49]$$

La deformación transversal máxima permisible de esta viga ( $\delta_{B_{3max}}$ ) se calcula mediante la ecuación [2. 50] para grúas puente eléctricas recomendado en el libro “El proyectista de Estructuras Metálicas”.

$$\delta_{B_{3max}} = \frac{L_{AB}}{1000} \quad [2. 50]$$

El ancho de la estructura es de 1m ( $L_{AB} = 1m$ ), tal como se indica en el plano de despiece 12. El perfil metálico que cumple con una deformación transversal menor a 1 mm es el perfil tipo Canales U de tamaño 4”x5,4 lbs/pie cuyas características se indican en la Tabla 2.63. La deformación obtenida para este perfil es de:

$$\delta_{B_{3z}} = -\frac{B_{3z}L_{AB}}{192EI} = -\frac{75325,7}{I} = 0,47 \text{ mm}$$

De la misma manera, es importante que el perfil empleado en la viga AB presente la menor deflexión posible ya que, de no ser pequeña, incrementaría el valor de la deflexión total del equipo y el desalineamiento.

### Verificación por pandeo

Se escoge el elemento AG como el crítico sometido a compresión y se realiza la verificación empleando el método omega, según la norma DIN 4114, asumiendo que ambos extremos son articulados.

Se calcula el grado de esbeltez ( $\lambda_e$ ) para el perfil de 1 ½”. Con este valor se calcula el coeficiente de pandeo ( $\omega$ ) para el material St 37, especificado en la Tabla 6.5 del libro de Resistencia de Materiales 2, puesto que el valor del esfuerzo de fluencia del St 37 ( $\sigma_{F_{St37}} = 240 \frac{N}{mm^2}$ ) cercano al del A36 ( $\sigma_{F_{A36}} = 248 \frac{N}{mm^2}$ ).

Tabla 2.64: Verificación por pandeo del perfil crítico.

Descripción	Símb.	Valor
Longitud de pandeo	$L_p$	680 mm
Radio de giro	$i_g$	7,442 mm
Grado de esbeltez	$\lambda_e = \frac{L_p}{i}$	91,37
Coefficiente de pandeo	$\omega$	1,74
Esfuerzo de compresión	$\sigma_n = \frac{\omega * B_z}{A_{perfil}}$	3,6 MPa < 240 MPa ¡Cumple!

Empleando la Tabla 2.64 se verifica que la estructura diseñada no falla por pandeo pero su dimensionamiento se torna crítico en base a las deflexiones puesto que estas deflexiones, si fueran excesivas, originan desalineamientos entre ambos ejes, en especial para este equipo donde existen dos ejes concéntricos uno al interior del otro.

### 2.5.8. Verificación de vibraciones

Se evalúan las vibraciones en el sistema mecánico de rotación biaxial teniendo en cuenta dos tipos de vibraciones. En primer lugar, se tiene las vibraciones generadas debido a la rotación del conjunto (Figura 2.45).

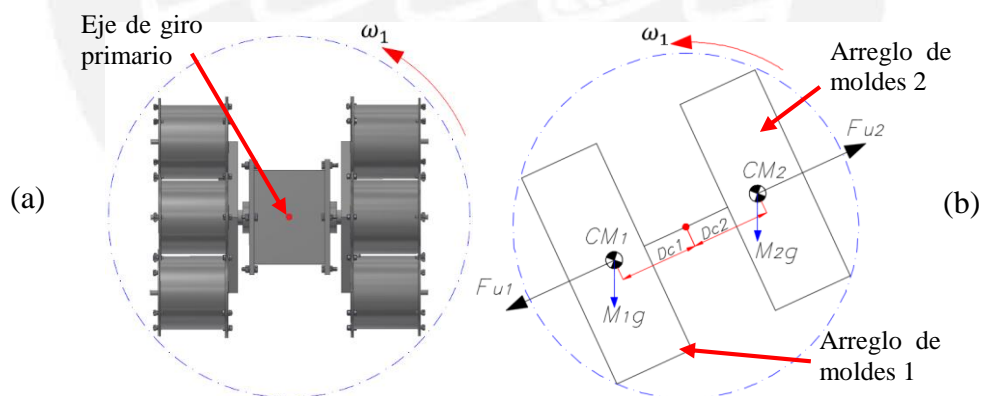


Figura 2.45: (a) Vista del giro primario de la carga. (b) Representación de las fuerzas sobre los cuerpos en el giro.

Se tiene en la Figura 2.45b las siguientes fuerzas [Thomson, 1982]:

$$F_{u1} = M_1 * DC_1 * \omega_1 \quad [2. 51]$$

$$F_{u2} = M_2 * DC_2 * \omega_1 \quad [2. 52]$$

Donde:

$F_{u1}$ : Fuerza de desbalance del arreglo de moldes 1. [N]

$F_{u2}$ : Fuerza de desbalance del arreglo de moldes 2. [N]

$Dc_1$ : Distancia del centro de masa del arreglo de moldes 1 al eje de giro primario. [m]

$Dc_2$ : Distancia del centro de masa del arreglo de moldes 2 al eje de giro primario. [m]

$\omega_1$ : Velocidad de rotación. [rad/s]

Se considera despreciable el efecto de vibraciones generado por la rotación cuando las fuerzas de desbalance  $F_{u1}$  y  $F_{u2}$  son iguales. Para que esto suceda, como ambos arreglos de moldes tienen el mismo peso ( $M_1 = M_2 = 35kg$ ) y giran a la misma velocidad ( $\omega_1 = 50rpm$ ), las distancias de los centros de masa de cada arreglo de moldes al eje de giro primario deben ser iguales. En otras palabras, el centro de gravedad de todo el conjunto debe de coincidir con el eje de giro primario tal como se aprecia en la Figura 2.46a.

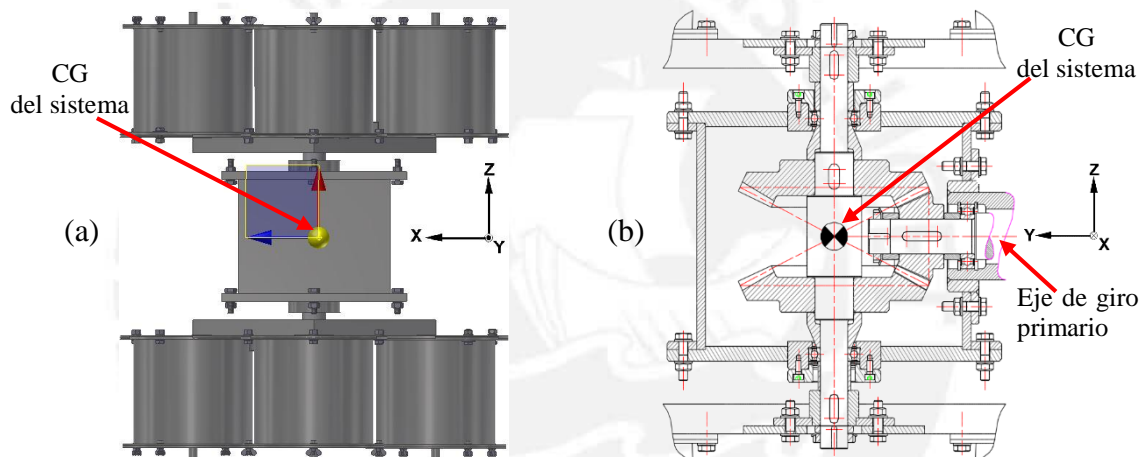


Figura 2.46: (a) Centro de gravedad (CG) generado en Inventor 2014, (b) vista lateral de corte donde se muestra la coincidencia del centro de gravedad con el eje de giro primario.

El cálculo de la ubicación del centro de gravedad de la carga en voladizo se realizó empleando el programa Autodesk Inventor Professional 2014 y el resultado se muestra en la Figura 2.46a. Para poder realizar el cálculo, se modeló en 3D el sistema de rotación biaxial considerando el material y las medidas correspondientes para cada elemento que lo conforma. El detalle del procedimiento a seguir y las indicaciones para obtener este resultado en el programa se muestran en el Anexo 41.

En segundo lugar, se analizan las vibraciones generadas por la disposición de la carga en voladizo con una masa en su extremo (Figura 2.47) para calcular así la frecuencia natural del sistema ( $\omega_{nat\ sist}$ ) y compararla con la de operación.

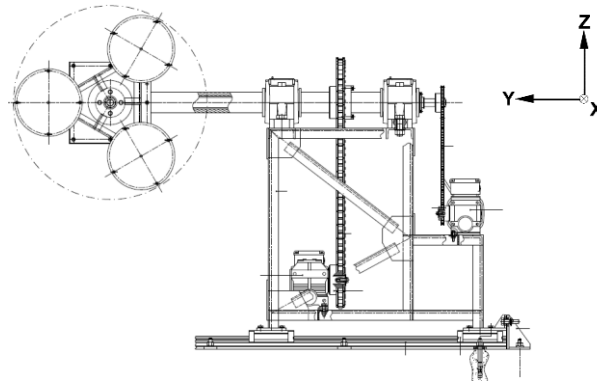


Figura 2.47: Vista lateral del sistema mecánico de rotación biaxial.

En la Figura 2.48 se muestra un diagrama de las fuerzas que afectan al sistema donde la carga que rota se puede representar como una masa ( $M_T$ ) sobre una viga en voladizo con sus apoyos.

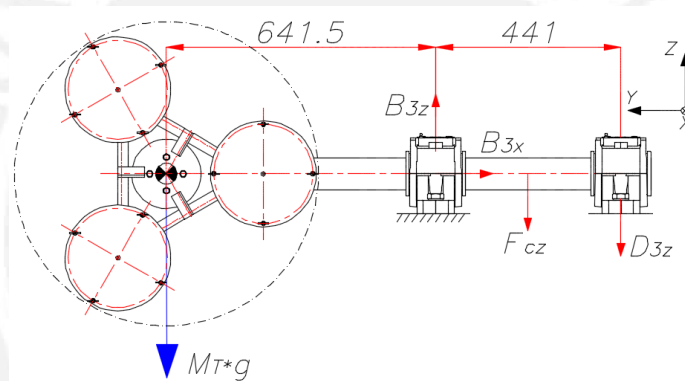


Figura 2.48: Diagrama de fuerzas en el plano YZ.

Se calcula la frecuencia natural del sistema analizando las vibraciones en un grado de libertad (plano YZ). En primer lugar, se calcula la constante de rigidez para el sistema en voladizo ( $K_p$ ) con la ecuación [2.53].

$$K_p = \frac{F}{\delta} = \frac{M_T * g}{\delta_{x=0}} \quad [2.53]$$

Donde:

$M_T * g$ : Peso total de la carga en voladizo [N].  
 $\delta_{x=0}$ : Deformación transversal en el extremo en voladizo [m].

En la sección 2.5.3a se analizó el diagrama de cuerpo libre del eje tubular S1 lo que permitió determinar las ecuaciones de deformación transversal expresadas en el Anexo 32 para calcular así la deformación del eje ( $\delta$ ) según la sección. La Tabla 2.65 muestra

las ecuaciones de deformación transversal del eje tubular en el plano YZ en función de la posición “x”. Estas ecuaciones son agrupadas en una sola gráfica y se obtiene la curva elástica del eje en voladizo en la Figura 2.49.

Tabla 2.65: Ecuaciones de deformación transversal YZ para el eje tubular según el tramo.

Tramo	Rango	Ecuación de la deformación transversal en YZ [mm]
$\overline{A_3 O_3}$	$0 \leq x \leq 0,48$	$-0,418x^3 - 0,0811x^2 + 0,6403x - 0,2523$
$\overline{O_3 B_3}$	$0,48 \leq x \leq 0,49$	$0,1093x^2 - 0,55x^3 + 0,5489x - 0,2376$
$\overline{B_3 C_3}$	$0,49 \leq x \leq 0,740$	$-1,6726x^2 + 0,5922x^3 + 1,4755x - 0,3982$
$\overline{C_3 D_3}$	$0,740 \leq x \leq 0,96$	$-1,556x^2 + 0,5397x^3 + 1,3891x - 0,3769$

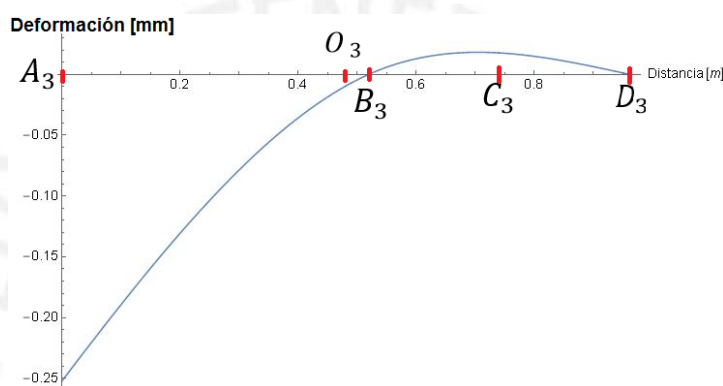


Figura 2.49: Deflexión en el plano YZ (derecha).

En segundo lugar, se calcula la frecuencia natural del sistema ( $\omega_{nat_{sist}}$ ) empleando la ecuación [2.54] [Thomson, 1982].

$$\omega_{nat_{sist}} = \sqrt{\frac{K_p}{M_T}} \quad [2.54]$$

Se conoce el valor del peso total de la carga en voladizo que ocasiona esta deflexión y reemplazando el valor de “x=0” en la ecuación que corresponde de la Tabla 2.65, se calcula el valor de la deformación transversal en el extremo en voladizo. Luego, reemplazando los valores empleando las ecuaciones [2.53] y [2.54] se obtiene:

$$\omega_{nat_{sist}} = \sqrt{\frac{K_p}{M_T}} = \sqrt{\frac{M_T * g}{\delta_{x=0} * M_T}} = \sqrt{\frac{g}{\delta_{x=0}}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,25 * 10^{-3}}} = 198,1 \text{ rad/s}$$

Finalmente, se calcula que  $\omega_{nat_{sist}} = 1891,6 \text{ rpm}$  por lo que el sistema al girar a 50 rpm funciona en un rango de frecuencia seguro sin exceso de vibraciones.

## CAPÍTULO 3 PLANOS Y COSTOS DE FABRICACIÓN

### 3.1 Planos de fabricación

En la Tabla 3.1 se numeran los planos de fabricación realizados como resultado del diseño del sistema mecánico de rotación biaxial.

Tabla 3.1: Lista de planos de ensamble y fabricación del sistema mecánico de rotación biaxial.

N°	Código de plano	Descripción
1	DIS-A0-01	Disposición general del equipo de moldeo rotacional vista isométrica.
2	DIS-A0-02	Disposición general del equipo: stand-by y carga.
3	DIS-A0-03	Disposición general del equipo: calentamiento y enfriamiento.
4	EN-A0-04	Ensamble del sistema mecánico de rotación biaxial.
5	EN-A0-05	Vista de sección A-A del sistema mecánico.
6	EN-A0-06	Ensamble del arreglo de moldes cilíndricos.
7	DES-A2-07	Estructura metálica del arreglo de moldes.
8	DES-A2-08	Molde cilíndrico.
9	DES-A3-09	Tapa del molde cilíndrico.
10	DES-A2-10	Molde prismático rectangular.
11	DES-A3-11	Tapa del molde prismático rectangular.
12	DES-A0-12	Estructura metálica del sistema - vistas frontal y lateral.
13	DES-A0-13	Estructura metálica del sistema - vista superior.
14	DES-A1-14	Estructura metálica del sistema - vista posterior.
15	DES-A3-15	Eje secundario S3
16	DES-A2-16	Cuerpo de caja para engranajes cónicos de dientes rectos
17	DES-A3-17	Tapa para caja de engranajes cónicos
18	DES-A3-18	Disco acople del arreglo de moldes al sistema mecánico de rotación
19	EN-A3-19	Ensamble del sistema de transmisión por engranajes cónicos
20	DES-A3-20	Piñón cónico de dientes rectos
21	DES-A3-21	Rueda cónica de dientes rectos
22	DES-A3-22	Eje interior secundario S2
23	DES-A2-23	Eje tubular S1
24	DES-A3-24	Espaciadores y tapas - 1
25	DES-A3-25	Espaciadores y tapas - 2

DIS: Disposición, EN: Ensamble, DES: Despiece

### 3.2 Costos de fabricación

La presente sección tiene como objetivo realizar una estimación del costo de la fabricación del sistema mecánico de rotación biaxial. El diseño consiste de diversas piezas que serán fabricadas por cierto proceso de mecanizado. Para ello, se emplearon los valores de costo del Laboratorio de Manufactura de la Pontificia Universidad Católica del Perú. Asimismo, existen diversos elementos que serán comprados para el ensamble.

#### 3.2.1 Costos de diseño

El diseño del sistema mecánico fue llevado a cabo por un diseñador tesista financiado por el FINCyT, el cual recibió una remuneración total de S/. 13500 por la labor realizada.

#### 3.2.2 Costos de insumos y materiales

Implica el costo de los materiales tales como barras, perfiles, planchas, etc., que se adquieren para la fabricación posterior de los componentes del equipo y son mostrados en la Tabla 3.2. Todos los precios incluyen IGV.

Tabla 3.2: Costo de los aceros para mecanizado y soldadura

Denominación comercial	Sección	Dimensiones en mm	Cantidad	Costo (S/.)
BÖHLER VCN	Barra circular solida	Ø50 x 365	1	91,3
		Ø40 x 1227	1	196,5
Ovako 280	Barra perforada	46,7-82 x 1.055	1	413
Acero Inox AISI 304	Plancha	220 x 305 x 8	4	296,9
	Plancha	305x305x12,7	2	326,7
	Brida	Ø165 x 7	1	20,7
ECN	Piñón cónico	Ø92 x 45	1	38,5
	Rueda cónica	Ø175 x 30	1	92,9
316L	Arreglo de moldes	25 x 25 x 3	1,4 m	81,7
	Bases	Ø250 x 9,525	6	377,4
	Molde cilíndrico	Ø250 x 177 x 3,175	6	285,2
	Molde rectangular	640 x 231 x 3,175	6	378,9
ASTM A36	Canales en U	4x5,4 lb/pie	2 m	45,0
	Perfil en L	38,1 x 38,1 x 6.35	18,5 m	131,0
Costo de aceros			2775,7 soles	

Por otro lado, en la Tabla 3.3 se especifica el costo de los elementos comerciales como rodamientos, sellos, anillos de seguridad y elementos normalizados tales como arandelas, tornillos, tuercas, etc.

Tabla 3.3: Costos de los rodamientos, elementos de transmisión y demás componentes comerciales.

Modelo	Código	Cant.	Costo (S/.)
R. Alta temperatura	6005-2Z/VA208	2	850
	6006-2Z/VA208	1	490
R. Rígido de bolas	6006-2Z	1	30
Soporte de eje	SNL 517	2	1800
R. Autoalineantes	1217 K	2	920
Adaptador tipo manguito cónico	H217	2	354
Obturador tipo laberinto	TSN517L	4	212
Anillos de retención exterior e interior	[*]	3	15
Tuercas hexagonales	[*]	86	90
Tornillos de cabeza cilíndrica	[*]	67	100
Tornillos de cabeza hexagonal	[*]	88	220
Arandelas planas	[*]	162	60
Tuercas y arandelas de seguridad	[*]	6	90
Carro guía SKF	LLTHC 45 LR T0 P5	4	1600
Rieles para el carro guía	LLTHR 45 2000 T0 P5	2	850
Pintura aislante	TEMP-COAT	2m <sup>2</sup>	180
Costo total			7861 soles

[\*]: La cantidad y tipo de elemento se detalla en el Anexo 43.

En la Tabla 3.4 se detallan los costos referidos a los elementos comerciales de transmisión de potencia tales como motorreductores, variadores de frecuencia, etc.

Tabla 3.4: Costos de los elementos de transmisión de potencia

Modelo	Código	Cantidad	Costo (S/.)
Motorreductor 0,5 HP - SEW Eurodrive	S37DRS71S4	1	1800
Freno electromagnético y ventilación forzada	BE05/HR- /V	1	1500
Motorreductor 0,75 HP - SEW Eurodrive	S57DRS71M4	1	2800
Freno electromagnético y ventilación forzada	BE1/HR - /V	1	1700
Rueda para cadena simple 1" – 38T	-	1	280
Piñón para cadena simple 1" – 23T	-	1	170
Rueda para cadena simple 3/8" – 38 T	-	1	22
Piñón para cadena simple 3/8" – 25T	-	1	20
Cadena simple de paso 3/8" (n° eslabones)	BS	132	78
Cadena simple de paso 1" (n° eslabones)	BS	92	145
Anillo de expansión principal	PHF FX20-75X95	1	212
Costo de elementos de transmisión			S/. 8727

### 3.2.3 Costos de manufactura

La fabricación de los componentes del sistema mecánico representa también parte del costo total del equipo. Cada pieza requiere determinado tiempo de mecanizado o trabajo de soldadura. Estos tiempos se especifican en las Tabla 3.5 y en la Tabla 3.6 se especifica también el tiempo de fabricación de elementos soldados.

Tabla 3.5: Costos y proceso de mecanizado.

Plano	Elemento	Tiempo de mecanizado [h]			
		Torno	Fresadora	Taladro	Soldadura
DES-A2-07	Estructura del arreglo de moldes (2x)	3 (c/u)	9 (c/u)	4 (c/u)	Tabla 3.6
DES-A2-08,09	Moldes cilíndricos y tapas	7,5	3	9	Tabla 3.6
DES-A2-10,11	Moldes prismáticos rectangulares	-	-	3	Tabla 3.6
DES-A0-12-14	Estructura metálica	-	-	12	Tabla 3.6
DES-A3-15	Eje secundario S3	2,5	1,5	-	-
DES-A2-16	Caja de engranajes	-	1	3	15
DES-A3-17	Tapa de caja para engranajes	1	1,5	-	-
DES-A3-18	Disco acople para arreglos	2	1	0,5	1
DES-A3-20	Piñón cónico	0,75	2,75	-	-
DES-A3-21	Rueda cónica	0,75	3	-	-
DES-A3-22	Eje interior secundario S2	8,5	1,5	-	-
DES-A2-23	Eje tubular S1	10	-	-	-
DES-A3-24	Espaciadores y tapas – Inox	2,75	-	0,5	-
DES-A3-25	Espaciadores y tapas – Ck45	2,5	-	0,5	-
Tiempo total por proceso [h]		44,25 h	33,25 h	36,5	16
Costo horario por proceso [soles/h]		25	30	15	20
Costo de mecanizado por proceso [soles]		1106,3	997,5	547,5	320
Costo total de mecanizado [soles]		S/. 2971,3			

Tabla 3.6: Costos de fabricación para elementos soldados.

Plano	Elemento	Preparación	Construcción	Soldado
		Tiempo [h]		
DES-A0-12-14	Estructura metálica	32	16	7
DES-A2-07	Estructura del arreglo de moldes (2x)	3	6	3,5
DES-A2-08	Molde cilíndrico (6x)	12 (c/u)	6 (c/u)	6 (c/u)
DES-A2-10	Molde prismático rectangular (6x)	12 (c/u)	6 (c/u)	6 (c/u)
DES-A2-23	Eje tubular S1 (precalentamiento)	1,5	-	10
DES-A3-18	Disco acople para arreglos (2x)	-	-	1 (c/u)
DES-A2-16	Caja de engranajes	12	-	12
DES-A3-07	Tapa para caja de engranajes	-	-	8
Tiempo total por proceso [h]		195,5	100	117
Costo horario por proceso [soles/h] promedio		25	25	25
Costo de mecanizado por proceso [soles]		4887,5	2500	2925
Costo total de fabricación [soles]		S/. 10312,5		

Se tiene en cuenta también los costos indirectos tales como transporte de materiales, movilidad, impresión de planos e imprevistos. Estos son especificados en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7: Costos indirectos del sistema mecánico.

Descripción	Monto (S/.)
Costo por impresión de planos	700
Movilidad y transporte de materiales	600
Montaje del equipo	2000
Otros imprevistos	500
Costo total	3700

Sumando los costos de diseño, fabricación y los costos indirectos, el costo final del sistema mecánico de rotación biaxial es de S/. 49847,50.

## Conclusiones

Empleando la metodología VDI 2221 se ha diseñado un equipo mecánico de rotación biaxial para, en conjunto con un sistema de calentamiento y enfriamiento, fabricar muestras cilíndricas y prismáticas rectangulares de distintos polímeros sinterizados con madera recuperada.

El diseño concebido es versátil al permitir variar las velocidades de giro independientes y perpendiculares entre si en un rango de 4 a 50 RPM para cada uno. Además, el equipo permite acoplar moldes de forma cilíndrica y prismática rectangular en una misma base soldada a un arreglo metálico.

Este sistema mecánico fue diseñado para que los elementos que ingresan al sistema de calentamiento soporten una temperatura superficial de 300°C. Para el giro principal, se emplea un motorreductor de 0,55 kW y para el secundario, otro motorreductor de 0,37 kW cuyas velocidades de rotación son reguladas por un variador de frecuencia de control vectorial cada uno. Además, ambos sistemas cuentan con una transmisión por cadenas para transmitir la potencia desde la ubicación de los motores en la parte inferior del sistema hasta la altura de los ejes de giro.

Se diseñó el equipo para que opere con una carga máxima de 70kg. Asimismo, este permite una fácil manipulación de los moldes y productos durante la carga y descarga debido a la sujeción mediante pernos. Además, este sistema mecánico ofrece la posibilidad de acoplar otros arreglos de distinta forma, según se requiera, siempre y cuando no sobrepase la carga límite del equipo.

El costo total para la fabricación del sistema mecánico de rotación y su estructura asciende a 45450 soles. Este precio incluye el costo de diseño, la fabricación de los moldes y su estructura de apoyo, la compra y fabricación de los componentes de transmisión y los costos indirectos como transporte o imprevistos.

## Bibliografía

1. ABB. (2000). *Guía Técnica N°7: Dimensionado de un sistema de accionamiento*. Obtenido de ABB: [https://library.e.abb.com/public/3c8c6aeae757c113c1256d28004110e1/Technical\\_Guide\\_No\\_7.pdf](https://library.e.abb.com/public/3c8c6aeae757c113c1256d28004110e1/Technical_Guide_No_7.pdf)
2. ACEROS AREQUIPA. (2010). *Catálogo General*.
3. ACEROS BOEHLER DEL PERÚ. (2010). *Catálogo General de Aceros Especiales*.
4. ANCAS, A. D. (2004). *Theoretical Models in the Study of Temperature Effect on Steel Mechanical Properties*. Rumania: Instituto Iasi.
5. ASKELAND, D. (2004). *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. México: Internacional Thomson Editores.
6. BARRIGA, B. (2013). *Metodología del Diseño según VDI 2221. Material de enseñanza*. Lima: PUCP.
7. BEDFORD, A. (1996). *Dinámica: Mecánica para Ingeniería*. Delaware: Addison-Wesley Iberoamérica.
8. BELTRÁN, M. (1998). Moldeo rotacional I: conceptos generales. *Revista de plásticos modernos*, 57-66.
9. BELTRÁN, M. (1998). Moldeo rotacional II: innovaciones. *Revista de plásticos modernos*, 173-182.
10. BELTRÁN, M. (2003). *Tecnología de Polímeros*. Universidad de Alicante.
11. BUDYNAS, R. (2013). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. México: McGraw-Hill.
12. CENGEL, Y. (2011). *Transferencia de calor y masa*. Nueva York: McGraw-Hill.
13. FAO. (1983). *Métodos simples para fabricar carbón vegetal*. Obtenido de Depósito de documentos de la FAO: <http://www.fao.org/docrep/x5328s/X5328S00.htm>
14. GROOVER, M. (2022). *Fundamentos de Manufactura Moderna*. México: Prentis-Hall, Inc.
15. HARPER, C. (1996). *Handbook of plastics, elastomers and composites*. USA: McGraw-Hill.
16. HENRIOT, G. (1996). *Manual Práctico de Engranajes*. Barcelona: Marcombo.
17. HIBBELER, R. (1996). *Mecánica vectorial para ingenieros: Dinámica*. México: Perason Educación.

18. HIRSCHFELD, K. (1975). *Estática para la construcción*. Barcelona: Reverté.
19. KOHARA GEAR COMPANY OF JAPAN. (1983). *Elements of Gear Technology*. Japon.
20. MINISTERIO DEL AMBIENTE DEL PERÚ. (2014). *Informe Anual de Residuos Sólidos Municipales y No Municipales en el Perú*. Lima.
21. MOTT, R. (1973). *Machine Elements in Mechanical Design*. New Jersey: Pearson Educación.
22. NIEMANN, G. (1973). *Elementos de máquinas*. Barcelona: Labor.
23. NONNAST, R. (1993). *El proyectista de estructuras metálicas. Vol. 1*. Madrid: Paraninfo.
24. PAULSEN, K. (2011). *Uniones atornilladas. Material de Enseñanza*. Lima: PUCP.
25. PERUANA, I. D. (1993). Evaluaciones de residuos de Aserrío. *Folia Amazónica*, p. 191.
26. PUCP. (1999). *Dibujo Mecánico 2. Material de Enseñanza*. Lima: PUCP.
27. PUCP. (2009). *Dibujo Mecánico 1. Material de Enseñanza*. Lima: PUCP.
28. RAO, A. (1972). Principles of rotational molding. *Polymer engineering and science*, p. 237-264.
29. RENOLD. (2014). *Roller Chain - Main Catalog*.
30. RODRÍGUEZ, J. (2010). *Resistencia de Materiales 2. Material de Enseñanza*. Lima: PUCP.
31. SKF. (2013). *SKF Bearing General Catalogue*.
32. SKF. (2013). *SKF Power Transmission Products*.
33. THOMSON, W. (1982). *Teoría de vibraciones*. Madrid: España.
34. TORRES, F. (2004). *Morphological Characterisation of Natural Fibre Reinforced Thermoplastics processed by Extrusion, Compression and Rotational Moulding*. Lima: PUCP.
35. VARGAS-MACHUCA, F. (1990). *Máquinas eléctricas rotativas*. Lima: PUCP.
36. WARD, R. (s/f). *Natural Fiber Reinforced Thermoplastics processed by rotomolding*. Université Laval.
37. WEG. (2009). *Catálogo de convertidores de frecuencia*. Brasil.
38. Wittel, H. (2013). *Roloff Matek Maschinenelemente*. Springer Vieweg.