

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE BOTELLAS
DE PLÁSTICO**

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller

SAMUEL MEDINA BARRENECHEA

ASESOR: Dipl. Ing. Benjamín Barriga Gamarra
Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán

Lima, diciembre del 2012

RESUMEN

La cantidad de residuos sólidos, en las últimas décadas, ha ido aumentando considerablemente y su inadecuada manipulación constituye actualmente uno de los problemas ambientales más serios. Frente a este acontecimiento, la Pontificia Universidad Católica del Perú (PUCP) se propuso crear conciencia del cuidado y respeto al medio ambiente en la comunidad universitaria y contribuir con la disminución del impacto negativo de los residuos sólidos al ambiente. Para lograr lo mencionado anteriormente, se vio en la necesidad de ejecutar un proyecto con el objeto de reducir el volumen de las botellas de plástico recolectadas en la PUCP para su eficiente almacenamiento y transporte y, a la vez, como una experiencia piloto que permita evaluar la posibilidad de su uso extendido en otros lugares similares.

El objetivo de este trabajo fue el diseño de una máquina compactadora de botellas de plástico capaz de reducir las transversalmente hasta un espesor de 10 mm, con el propósito de facilitar la recolección de dichas botellas al momento de ser desechadas por el consumidor dentro del Campus Universitario de la PUCP, así como su almacenamiento y transporte.

El presente trabajo contiene los valores necesarios de la botella de referencia, la fuerza requerida para reducir su volumen transversalmente a diferentes espesores, un estudio de las máquinas que realizan las mismas funciones o similares, la idealización del proceso de compactado, el cálculo de la potencia demandada por el proceso, la selección de cada accesorio según catálogo o norma, el dimensionamiento de las piezas y el diseño de la estructura. También incluye los planos de ensamble, despiece y eléctrico, así como una lista de costos de adquisición y fabricación de todos los elementos.

La máquina diseñada realiza el compactado por medio de dos rodillos de 341 mm de diámetro y 300 mm de longitud, los que giran en sentido contrario a una velocidad de 11 rpm. Para ayudar a la introducción de la botella, cada rodillo posee 60 púas de 45° distribuidas simétricamente, las cuales empujan la botella hacia la abertura que hay entre los rodillos para su compactado. La potencia es suministrada por un motorreductor de engranajes cilíndricos de 1,1 kW, la transmisión de potencia se realiza por una cadena compuesta por 109 eslabones de 31,75 mm de paso y la inversión de giro se realiza por una disposición especial de las ruedas dentadas.

Es importante mencionar que la máquina se llegó a fabricar y ensamblar; lo que permitió hacer ensayos, que contrastados con la teoría sirvieron para mejorar la concepción del proceso de compactado, al mismo tiempo que ayudaron a mejorar el diseño y rendimiento de algunas piezas así como del conjunto.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

TÍTULO : DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE BOTELLAS DE PLÁSTICO

ÁREA : Diseño # 229

PROPUESTO POR : Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán

ASESOR : Dipl. Ing. Benjamín Barriga Gamarra
Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán

TESISTA : Samuel Medina Barrenechea

CÓDIGO : 2005.0256

FECHA : 03 de octubre de 2012



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En las últimas décadas, la cantidad de residuos sólidos ha ido aumentando considerablemente y su inadecuada manipulación constituye uno de los problemas ambientales más serios de la modernidad. En esta perspectiva, la Pontificia Universidad Católica del Perú (PUCP) se ha propuesto crear conciencia del cuidado y respeto al medio ambiente en la comunidad universitaria y contribuir con la disminución del impacto negativo de los residuos sólidos al ambiente. En este marco, específicamente pretende realizar un proyecto interdisciplinario, con el objeto de reducir el volumen de las botellas de plástico recolectadas en la PUCP para su eficiente almacenamiento y transporte, como una experiencia piloto que permita evaluar la posibilidad de su uso extendido en otros lugares similares.

El objetivo de este trabajo es el diseño de una máquina compactadora de botellas de plástico capaz de reducirlas hasta un espesor de 10 mm, con el propósito de facilitar la recolección de dichas botellas al momento de ser desechada por el consumidor dentro del Campus Universitario de la PUCP, así como su almacenamiento y transporte.

93



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA
DE BOTELLAS DE PLÁSTICO

Introducción

1. Parámetros de diseño
2. Diseño de la compactadora de botellas
3. Planos y costos de fabricación

Conclusiones

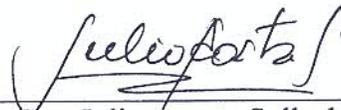
Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas

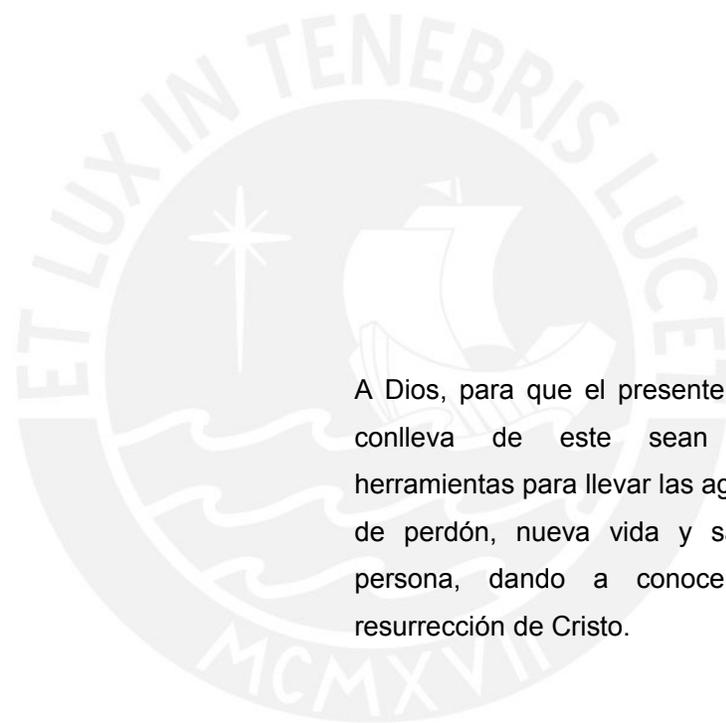


Ing. Benjamin Barriga Gamarra
Asesor



Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán
Asesor





Dedicado,

A Dios, para que el presente trabajo y lo que conlleva de este sean usados como herramientas para llevar las agradables noticias de perdón, nueva vida y salvación a cada persona, dando a conocer la muerte y resurrección de Cristo.

“Dios amó a cada uno de nosotros de una manera tan grande e inexplicable que dio a su Hijo único para que todo el que crea en su Hijo no se pierda, sino que tenga vida eterna y pueda disfrutar de todo lo que Dios es por toda la eternidad. Dios no envió a su Hijo al mundo para condenarnos, sino para perdonarnos, limpiarnos y salvarnos por medio de él.”

(Juan 3:16-17)

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme guiado durante toda mi vida y, especialmente, por hacerlo durante la realización del presente trabajo y de toda la carrera de ingeniería mecánica.

Así mismo, agradezco a mis padres Carlos Medina Zea y Florencia Barrenechea de Medina, quienes me dieron la oportunidad de estudiar la carrera y por la preocupación de mi crecimiento tanto profesional como espiritual. A mi hermana Belen Medina Barrenechea y abuelo Nicolás Barrenechea Valle, de quienes tuve su apoyo en todo momento y deseos de continuar hasta la finalización de la carrera.

Agradezco a mis asesores Dipl. Ing. Benjamín Barriga Gamarra y Dr. Ing. Julio Acosta Sullcahuamán, por darme la posibilidad de realizar el presente proyecto, su buena disposición y el interés en mi desenvolvimiento académico. Además, agradezco a Dr. Ing. Quino Valverde Guzmán, quien mostró preocupación en mi avance, tiempo dedicado, por los consejos y ánimos dados.

Finalmente, agradezco a mi compañera de trabajo Myriam Valladares Samaniego, quien colaboró en el avance del proyecto, y a todos mis compañeros de la sección de Ingeniería Mecánica por su ayuda incondicional.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. PARÁMETROS DE DISEÑO	4
1.1. Características de la botella	4
1.2. Máquinas y mecanismos de compactado	5
1.2.1. Máquinas compactadoras de botellas de plástico	6
1.2.2. Máquinas que realizan funciones similares	9
1.2.3. Mecanismos de aplastado y triturado	12
1.3. Lista de exigencias	13
2. DISEÑO DE LA COMPACTADORA DE BOTELLAS	15
2.1. Elaboración del proyecto óptimo	15
2.1.1. Estructura de funciones	15
2.1.2. Matriz morfológica	16
2.1.3. Concepto de solución	19
2.1.4. Proyecto preliminar	20
2.1.5. Cálculos generales	25
2.2. Sistema de transmisión	28
2.3. Selección de cadena y ruedas dentadas	29
2.4. Unión rodillo con rueda dentada	32
2.4.1. Transmisión de momento	32
2.4.2. Transmisión de fuerzas	33
2.5. Selección de los pines de expansión	35
2.6. Modificación de ruedas dentadas para rodillo	36
2.7. Determinación de fuerzas y momentos en los rodillos	36
2.8. Eje de rodillos	38
2.9. Selección de rodamientos y accesorios para rodillos	45
2.10. Rodillos	46
2.10.1. Asiento entre la tapa y el cilindro	47
2.10.2. Cálculo del cordón de soldadura en el rodillo	48
2.10.3. Alojamiento de los rodamientos para rodillos	49
2.10.4. Sincronización de los rodillos	50
2.10.5. Análisis por resistencia y fatiga del rodillo	51
2.11. Espaciadores	52
2.12. Tapa de protección para rodamiento de rodillo	53
2.13. Soportes para ejes de rodillos	54
2.13.1. Cálculo de fuerzas en los soportes para ejes de rodillos	54

2.13.2. Análisis por resistencia de los soportes	57
2.13.3. Prevención frente a la aparición de fuerza axial en los soportes	58
2.14. Púa	59
2.15. Determinación de fuerzas en la rueda dentada superior	62
2.16. Eje de rueda dentada superior	63
2.17. Selección de rodamientos para rueda dentada superior	66
2.18. Modificación de rueda dentada superior	67
2.19. Tapa de protección para rodamientos de rueda dentada superior	69
2.20. Soportes para eje de rueda dentada superior	69
2.21. Selección de motorreductor	71
2.21.1. Selección de caja reductora	72
2.21.2. Selección del motor	74
2.22. Estructura	76
2.22.1. Estructura superior	77
2.22.2. Estructura inferior	85
2.23. Selección de tornillos	92
2.23.1. Tornillos para soportes superiores	92
2.23.2. Tornillos para unión entre estructura superior e inferior	94
2.23.3. Tornillos para soportes para ejes de rodillos	96
2.23.4. Tornillos para motorreductor	97
3. PLANOS Y COSTOS DE FABRICACIÓN	99
3.1. Especificaciones de la máquina	99
3.2. Lista de planos	99
3.3. Estimado de costos de fabricación	100
CONCLUSIONES	105
RECOMENDACIONES	107
BIBLIOGRAFÍA	108
ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla	Título
1.01	Características de la botella de plástico promedio
1.02	Propiedades del PET
2.01	Matriz morfológica
2.02	Calificación de los conceptos de solución
2.03	Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico
2.04	Evaluación de proyectos preliminares según el valor económico
2.05	Variación de α , β y $\alpha + \beta$ respecto al radio del rodillo
2.06	Variación de $L_{\text{recorrido cadena}}$ y $\Delta L_{\text{recorrido cadena}}$ respecto de Desp. Horizontal RD 4
2.07	Fuerzas de tornillos en soportes para ejes de rodillos
2.08	Efectos del ángulo de la punta de la púa
2.09	Información técnica del motorreductor
2.10	Información técnica del motor eléctrico
2.11	Fuerzas y momentos en extremos de perfil A-B de estructura superior
2.12	Fuerzas y momentos en extremos de C-B-D y E-A-F de estructura superior
2.13	Fuerzas y momentos en extremos de E-C-G de estructura superior
2.14	Fuerzas y momentos en extremos de A-B de estructura inferior
2.15	Fuerzas y momentos en extremos de C-B-D de estructura inferior
2.16	Fuerzas y momentos en extremos de P-Q de estructura inferior
3.01	Lista de planos de máquina compactadora de botellas de plástico
3.02	Resumen de costos en nuevos soles (S/.)
3.03	Costos específicos de elementos seleccionados
3.04	Materiales y dimensiones de elementos elaborados
3.05	Costos de elementos elaborados

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura	Título
1.01	Botella de plástico y elementos que la componen
1.02	Variación de fuerza de compactado respecto al espesor de botella
1.03	Compactadora de rodillos con muelas
1.04	Compactadora de rodillos con púas
1.05	Compactadora de un rodillo
1.06	Compactadora de superficies inclinadas de discos y de fajas
1.07	Prensa hidráulica y prensa neumática
1.08	Trituradora de mandíbula y movimientos de mandíbula
1.09	Triturador cónico
1.10	Trituradora de cilindros acanalados y cilindros lisos
1.11	Molino de bolas y molino de martillo rotario
1.12	Martinete y prensa de tornillo
1.13	Mecanismos de triturado
1.14	Mecanismos de aplastado manual
2.01	Caja negra
2.02	Estructura de funciones seleccionada
2.03	Concepto de solución 4
2.04	Esquema del proceso de compactado y panel de funcionamiento para el usuario
2.05	Diagrama de Evaluación según VDI 2225
2.06	Diseño de la compactadora y esquema de máquina completa
2.07	Ángulos generados por botella, rodillos y púas
2.08	DCL de la botella con rodillos sin púas
2.09	F_t y F_N actuando durante compactado de botella
2.10	Disposición de ruedas dentadas
2.11	Distancias entre centros de ruedas dentadas
2.12	Esquema de unión rodillo con rueda dentada
2.13	Unión de la rueda dentada con el rodillo a través del pin de expansión
2.14	Fuerzas y momentos en las ruedas dentadas para rodillo
2.15	Asiento de la rueda dentada en el rodillo
2.16	Dimensiones importantes de la rueda dentada para rodillo
2.17	Puntos de apoyo de rodillo
2.18	Fuerzas y momentos en el Rodillo 1
2.19	Fuerzas y momentos en el Rodillo 2
2.20	Puntos de apoyo en el eje de rodillo
2.21	Fuerzas en el eje 1
2.22	Fuerzas en el eje 2
2.23	Variación del momento flector resultante en los ejes 1 y 2
2.24	Zonas del eje de rodillos
2.25	Partes del rodillo

- 2.26 Sección del rodillo mostrando los agujeros roscados
- 2.27 Agujero para ubicación de pin de expansión y tornillo
- 2.28 Asiento entre el cilindro y los discos
- 2.29 Posición de cordones de soldadura en rodillos
- 2.30 Sincronización de rodillos
- 2.31 Espaciadores
- 2.32 Unión de la tapa de protección para rodamientos con elementos cercanos
- 2.33 Dimensiones de los soportes para ejes de rodillos
- 2.34 Fuerzas producidas por los ejes en los soportes
- 2.35 Deformación de los soportes para ejes de rodillos
- 2.36 Ubicación de centroide de superficies a compresión y a atracción de soportes
- 2.37 Relación de fuerzas de los tornillos y fuerza distribuida en el soporte
- 2.38 DCL de una parte de los soportes
- 2.39 Soporte sometido a fuerza axial del rodillo
- 2.40 Dimensiones de la púa
- 2.41 Montaje de la púa y DCL
- 2.42 Fuerzas en la rueda dentada superior
- 2.43 Puntos de apoyo en el eje de rueda dentada superior
- 2.44 DCL de rueda dentada superior
- 2.45 Zonas del eje de rueda dentada superior
- 2.46 Dimensiones de rueda dentada superior
- 2.47 Tapas de protección para rodamientos de rueda dentada superior
- 2.48 Dimensiones de soportes para eje de rueda dentada superior
- 2.49 DCL de soportes para eje de rueda dentada superior
- 2.50 Factor de servicio f_B
- 2.51 Estructura modular
- 2.52 Dimensiones de estructura superior
- 2.53 Simplificación de estructura superior
- 2.54 DCL de perfil A-B de estructura superior
- 2.55 DCL de perfiles C-B-D y E-A-F de estructura superior
- 2.56 Simplificación de los lados de estructura superior
- 2.57 DCL de nodo E y perfil E-C-G de estructura superior
- 2.58 Distribución de momentos en marco K-J-G-H-I
- 2.59 Propiedades geométricas del cordón de soldadura de estructura superior
- 2.60 Dimensiones y simplificación de estructura inferior
- 2.61 DCL de perfil A-B de estructura inferior
- 2.62 DCL de perfiles C-B-D y E-A-F de estructura inferior
- 2.63 DCL de motorreductor
- 2.64 DCL del lado izquierdo de estructura inferior
- 2.65 DCL de perfil E-C de estructura inferior
- 2.66 DCL de perfil P-Q de estructura inferior
- 2.67 Propiedades geométricas del cordón de soldadura de estructura inferior

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidad
A_c	Área sometida a presión de elementos roscados	$[\text{mm}^2]$
A_{contacto}	Área de contacto de casquillos de cadena con rueda	$[\text{mm}^2]$
a	Espesor de garganta de condón de soldadura	$[\text{mm}]$
C	Capacidad de carga dinámica de rodamiento	$[\text{kN}]$
C_c	Influencia estadística	
C_{carg}	Influencia de carga	
C_p	Constante de rigidez de placas	$[\text{N/m}]$
C_s	Influencia de acabado superficial	
$C_{\text{serv.}}$	Factor de servicio recomendado para motores eléctricos	
C_t	Influencia de tamaño	
C_{temp}	Influencia de temperatura	
C_{tor}	Constante de rigidez de tornillo	$[\text{N/m}]$
C_0	Capacidad de carga estática de rodamiento	$[\text{kN}]$
$\cos\varphi$	Factor de potencia	
D_{asiento}	Diámetro de asiento de rodillo	$[\text{mm}]$
$D_{\text{dist.pin}}$	Diámetro de distribución de pines de expansión	$[\text{mm}]$
D_{prim}	Diámetro primitivo de rueda de cadena	$[\text{mm}]$
$D_{\text{máx}}$	Diámetro exterior de asiento de rodamientos	$[\text{mm}]$
d	Diámetro nominal de roscado	$[\text{mm}]$
d_0	Diámetro resistente de la longitud roscada	$[\text{mm}]$
d_1	Diámetro de superficie de apoyo de cabeza	$[\text{mm}]$
d_2	Diámetro de paso de roscado	$[\text{mm}]$
d_3	Diámetro de raíz de roscado	$[\text{mm}]$
d_{ag}	Diámetro de agujero	$[\text{mm}]$
d_{fm}	Diámetro medio de fricción	$[\text{mm}]$
d_{pico}	Diámetro del pico de la botel	$[\text{mm}]$
$d_{\text{mín}}$	Diámetro interior de asiento de rodamiento	$[\text{mm}]$
$E_{\text{compactado}}$	Energía de compactado	$[\text{J}]$
F_{as}	Fuerza de asentamiento	$[\text{N}]$
$F_{\text{cadena 1}}$	Fuerza de cadena real	$[\text{N}]$
$F_{\text{cad. selección}}$	Fuerza de cadena para potencia seleccionada	$[\text{N}]$
F_f	Fuerza de fricción entre el rodillo y la botella	$[\text{N}]$
$F_{M \text{ max}}$	Fuerza de montaje máxima para elementos roscados	$[\text{N}]$
$F_{M \text{ min}}$	Fuerza de montaje mínima para elementos roscados	$[\text{N}]$
F_N	Fuerza normal entre el rodillo y la botella	$[\text{N}]$
$F_{P.f}$	Fuerza de fricción entre la púa y la superficie del rodillo	$[\text{N}]$
$F_{P.M}$	Fuerza de montaje de la púa	$[\text{N}]$

$F_{P.N}$	Fuerza normal entre la púa y la superficie del rodillo	[N]
$F_{pin\ total}$	Fuerza cortante total en sección de pines de expansión	[N]
F_R	Fuerza radial en eje de motorreductor	[N]
$F_{R.Dent}$	Fuerza resultante en rueda dentada	[N]
F_{Ra}	Fuerza radial máxima soportada por eje de motorreductor	[N]
$F_{Res.\ rueda\ sup.}$	Fuerza resultante en la rueda dentada superior	[N]
$F_{rod.axial}$	Fuerza axiales generadas en el rodillo	[N]
$F_{rueda\ sup.}$	Fuerza en la rueda dentada superior por cadena	[N]
$F_{ruptura}$	Fuerza de ruptura de cadena	[N]
F_S	Fuerza aplicada en sección de soporte	[N]
$F_{S.f}$	Fuerza de fricción entre soporte y estructura	[N]
$F_{S.N.}$	Fuerza normal del soporte	[N]
$F_{S.Tor.}$	Fuerza resultante generada por tornillos sobre soporte	[N]
F_t	Fuerza tangencial al rodillo	[N]
F_{tor}	Fuerza de cada tornillo de soporte para ejes de rodillos	[N]
F_{torM}	Fuerza de cada tornillo de motorreductor	[N]
f_1	Factor de sobrecargas dinámicas	
f_2	Factor de dimensión de rueda de cadena	
f_B	Factor de servicio de motorreductor	
I_A/I_N	Relación de corriente de arranque respecto a nominal	
I_N	Corriente nominal de motor eléctrico	[A]
i	Índice de reducción total de motorreductor	
J_{cadena}	Inercia de cadena	[kg.m ²]
$J_{externos\ total}$	Inercia de los elementos externos en eje de motorreductor	[kg.m ²]
$J_{rodillo}$	Inercia de un rodillo en eje de motorreductor	[kg.m ²]
$J_{rueda\ dent.\ mot.}$	Inercia de rueda dentada de motorreductor	[kg.m ²]
$J_{rueda\ dent.\ sup.}$	Inercia de rueda dent. superior en eje de motorreductor	[kg.m ²]
J_{MOT}	Inercia de rotor de motor	[kg.m ²]
K	Factor de aumento de la potencia	
K_J	Factor en función del momento de inercia adicional	
K_M	Factor en función del momento de carga durante arranque	
K_P	Factor en función de la potencia estática y ED	
k	Relación de entre fuerzas y distancias de tornillos	[N/mm]
L	Longitud de distancia entre centros	[mm]
$L_{cordón}$	Longitud del cordón de soldadura	[mm]
L_p	Longitud efectiva de pandeo	[mm]
$L_{recorrido\ cad.}$	Longitud de recorrido de cadena	[mm]
M_A/M_N	Relación de momento de arranque respecto a nominal	
M_H/M_N	Relación de momento de aceleración respecto a nominal	
M_{Ajuste}	Momento de ajuste en el montaje	[N.m]
M_a	Momento de salida de motorreductor	[N.m]
$M_{a\ máx}$	Momento de salida de máximo admisible en el reductor	[N.m]

M_{canal}	Momento flector en el canal del eje de rueda superior	[N.m]
M_{flector}	Momento flector	[N.m]
M_N	Momento nominal de motor eléctrico	[N.m]
$M_{N \text{ per}}$	Momento de motor máximo permitido	[N.m]
M_p	Momento torsor para vencer fricción entre placa y tuerca	[N.m]
$M_{\text{prom motor}}$	Momento promedio de aceleración del motor	[N.m]
M_{Res}	Momento resultante	[N.m]
M_{Rod}	Momento requerido por rodillo para compactar	[N.m]
M_S	Momento flector aplicado en sección de soporte	[N.m]
M_{tM}	Momento torsor de ajuste	[N.m]
M_{total}	Momento total requerido en el eje del motorreductor	[N.m]
$M_{\text{total eje mot}}$	Momento total de carga en eje de motor	[N.m]
n	Velocidad de giro de rodillo	[rev/min]
n_a	Velocidad nominal de motorreductor	[rev/min]
n_N	Velocidad nominal del motor	[rev/min]
n_n	Esf. normal al cateto del cordón de soldadura	[N/mm ²]
P_{Adm}	Presión admisible para elementos roscados	[N/mm ²]
P_N	Potencia nominal de motorreductor	[kW]
P_{real}	Potencia real del motor por condiciones de trabajo	[kW]
$P_{\text{selección}}$	Potencia de selección para cadena	[kW]
$P_{\text{superficie}}$	Presión en superficie de contacto entre cadena y rueda	[N/mm ²]
P_{tor}	Presión entre cabeza de tornillo y placas	[N/mm ²]
P_{total}	Potencia total del proceso de compactado	[W]
P_0	Carga estática equivalente en el rodamiento	[kN]
p	Presión entre cabeza de púa y superficie de rodillo	[N/mm ²]
$Pres_{\text{asiento}}$	Presión en el asiento del rodillo	[N/mm ²]
$Pres_{\text{rodillo}}$	Presión en los asientos del rodillo	[N/mm ²]
$Pres_{\text{soporte}}$	Presión en soportes para ejes de rodillos y rueda superior	[N/mm ²]
R_{bot}	Radio de la botella	[mm]
R_{rod}	Radio del rodillo	[mm]
$r_{\text{máx}}$	Radio de redondeo de rodamiento	[mm]
s_0	Factor de seguridad estática para rodamiento	
t_a	Esf. paralelo al cateto y longitudinal al cordón de sold	[N/mm ²]
t_n	Esf. paralelo al cateto y transversal al cordón de sold.	[N/mm ²]
t_{pm}	Tiempo de puesta en marcha	[s]
V_{cadena}	Velocidad de cadena	[m/min]
W	Fuerza distribuida generada por fuerza de ejes de rodillos	[N/mm]
W_{axial}	Fuerza distribuida generada por fuerza axial en rodillo	[N/mm]
$X_{\text{S.N.}}$	Ubicación de aplicación de fuerza distribuida del soporte	[mm]
Z	Frecuencia de conexión permitida del motor	[1/h]
Z_0	Frecuencia de arranque en vacío	[1/h]
α	Ángulo formado por rodillo y botella	[°]

α_A	Factor de ajuste de elementos roscados	
α_k	Factor geométrico de concentración de esfuerzos	
β	Ángulo formado por púa y botella	[$^{\circ}$]
β_k	Factor efectivo de concentración de esfuerzos	
β_w	Factor según material base	
γ_{Mw}	Factor de seguridad para soldadura en estructuras	
δ	Ángulo de contacto entre cadena y rueda dentada	[$^{\circ}$]
δ_{as}	Asentamiento del tornillo	[μm]
η	Factor efectivo de sensibilidad a la entalla	
$\eta_{75\%}/\eta_{100\%}$	Rendimiento de motor con carga nominal de 75%/100%	
η_{total}	Rendimiento total de la caja reductora	
θ	Ángulo de sincronización de rodillos	[$^{\circ}$]
κ	Ángulo de hélice de elemento roscado	[$^{\circ}$]
λ	Factor de esbeltez	
μ_s	Coefficiente de fricción estático entre PET y acero	
v_1	Factor de forma para cordones de soldadura	
v_2	Factor de calidad de la unión para cordones de soldadura	
ρ	Ángulo efectivo de fricción	[$^{\circ}$]
σ_a	Esfuerzo alternante	[N/mm ²]
σ_a'	Esfuerzo alternante aumentado	[N/mm ²]
σ_{Adm}	Esfuerzo admisible	[N/mm ²]
σ_{Alt}	Esfuerzo límite a la fatiga	[N/mm ²]
σ_B	Esfuerzo resistencia máxima a la tracción	[N/mm ²]
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente	[N/mm ²]
σ_{eqM}	Esfuerzo equivalente por montaje de longitud roscada	[N/mm ²]
σ_F	Esfuerzo límite a la fluencia	[N/mm ²]
σ_f	Esfuerzo normal producido por momento flector	[N/mm ²]
σ_i	Esfuerzo de inferior	[N/mm ²]
σ_M	Esfuerzo normal por montaje de longitud roscada	[N/mm ²]
σ_m	Esfuerzo medio	[N/mm ²]
σ_n	Esfuerzo normal producida por fuerza normal	[N/mm ²]
σ_s	Esfuerzo de superior	[N/mm ²]
τ	Esfuerzo cortante	[N/mm ²]
τ_a	Esfuerzo cortante en plano de cateto paralelo al cordón	[N/mm ²]
τ_n	Esfuerzo cortante en plano de cateto transversal al cordón	[N/mm ²]
τ_{tM}	Esfuerzo cortante por montaje de longitud roscada	[N/mm ²]
φ	Ángulo de deformación de soporte para ejes de rodillos	[$^{\circ}$]
ω	Coefficiente de pandeo para método omega	

INTRODUCCION

En las últimas décadas la cantidad de residuos sólidos ha ido aumentando considerablemente, entre ellos podemos destacar: plásticos, textiles, madera, vidrios, papel, cartón, metales, etc. Además, la inadecuada manipulación de estos desechos conforma uno de los problemas ambientales que afecta a la gran mayoría de países. Felizmente un porcentaje de estos desechos son reciclables, como por ejemplo en el caso del Perú que el porcentaje de desechos reciclables es de 20,3% en peso del total de residuos producidos.

En el Perú, la mayor parte de botellas de bebidas carbónicas y aguas minerales, las cuales son consideradas residuos sólidos al desecharse, están compuestas por diferentes elementos: un recipiente, una tapa, un aro y una etiqueta. Cada uno de ellos es elaborado de distintos polímeros, sin embargo, el recipiente está hecho de polietilentereftalato (PET), el cual es un polímero caracterizado por ser 100% reciclable.

Los mercados asiáticos compran todo lo que se produzca del PET. Por esta razón, en el Perú existen plantas que se encargan de la recuperación de este material, entregándolo molido y limpio, para luego ser exportado. No obstante, uno de los problemas previos que se enfrenta a menudo es la ineficiencia en el traslado de los residuos de botellas plásticas desde donde se obtienen hasta el punto de acopio, lugar de abastecimiento de plantas encargadas de moler y limpiar el PET, ya que para cada envase la masa que posee es muy poca en comparación con el volumen. Es por esta razón que se prefiere reducir el volumen de las botellas antes de transportarlas. Como consecuencia a la eficiencia de traslado se obtiene menor cantidad de viajes y así un menor consumo de energía de transporte.

Actualmente, existen máquinas que realizan el compactado de botellas en gran cantidad. Las botellas son obtenidas gratuitamente del consumidor. Las máquinas se ubican en lugares públicos como: supermercados, parques, centros comerciales, etc. También en lugares específicos donde los recolectores de botellas las venden. La mayoría de estas máquinas se caracterizan por compactar las botellas transversalmente porque no se requiere una fuerza tan elevada. No obstante, solo logran compactar hasta dejarlas a un espesor de un poco más de 3 cm debido al pico ya que, al ser la parte con mayor espesor, requiere mayor fuerza para ser compactada.

Las formas de compactar las botellas de las máquinas estudiadas son muy variadas, se caracterizan por hacerlo mediante dos superficies que pueden ser planas o curvas, y los movimientos entre estas dos varían según el estilo de alimentación. Usualmente utilizan mecanismos para ampliar la fuerza de compactado. Por otro lado, las fuentes de obtención de energía son diversas y las más empleadas son: energía eléctrica, humana, hidráulica y neumática.

La Pontificia Universidad Católica del Perú (PUCP) ha percibido un gran consumo de botellas de plástico en el campus. El consumo es mayormente de botellas de medio litro y las personas suelen desechar una o dos botellas a la vez. La Dirección Académica de Responsabilidad (DARS) junto con la sección de Ingeniería Mecánica ha analizado este problema y han tomado la decisión de aprovechar las botellas desechadas.

Por lo tanto, se realizará un proyecto que consiste en la recolección de las botellas de plástico desechadas en todo el campus. Buscando tener un efecto sobre la comunidad universitaria, el proyecto llegará a tener tres objetivos principales: reducir el volumen de botellas de plástico recolectadas en la PUCP para su eficiente almacenamiento y transporte, contar con máquinas compactadoras de botellas de plástico para ser ubicadas en el campus de la PUCP como una experiencia piloto que permita evaluar la posibilidad de su uso extendido en el campus, crear conciencia del cuidado y respeto al medio ambiente en la comunidad universitaria y contribuir con la disminución del impacto negativo de los residuos sólidos al ambiente.

Por lo expuesto anteriormente, el objetivo principal del presente trabajo es diseñar una máquina compactadora de botellas de plástico de medio litro y que realice su función al momento de recibir las botellas del consumidor. Además, la máquina debe compactar una botella a la vez y reducir cada botella hasta un espesor de 10 mm para facilitar almacenamiento al momento de recolectarlo.

Para alcanzar el objetivo principal se trazan los siguientes objetivos específicos: determinar la fuerza de compactado transversal necesaria para reducir la botella al espesor requerido, evaluar las diferentes formas de compactado transversal y multiplicación de fuerzas, determinar la potencia requerida del proceso, seleccionar y diseñar piezas de fácil adquisición y producción en el país, diseñar estructura según criterios ergonómicos, y realizar un análisis de costo total de la máquina.

Este trabajo está compuesto por tres capítulos. El primer capítulo, que lleva como título Parámetros de Diseño, se menciona como primer punto las características de la botella de plástico. Luego, hace una descripción de las máquinas y mecanismos existentes que realizan la misma función o similares. También, muestra una lista en la cual exigencias detalla las exigencias y deseos a considerar en el diseño.

El segundo capítulo denominado Diseño de la Compactadora de Botellas contiene la elaboración de proyecto óptimo, los procedimientos de cálculo para cada pieza y la selección de elementos. También, hace una explicación de la selección del material utilizado. Es importante resaltar que el dimensionamiento de la máquina no solo es influenciado por los requerimientos mecánicos, también por los requerimientos ergonómicos de diseño industrial.

El tercer capítulo comprende el conjunto de planos donde se encuentra el plano de ensamble, los planos de despiece y el plano eléctrico. Además, da a conocer los costos aproximados de los elementos seleccionados, de material y fabricación de cada pieza, de diseño y montaje.

CAPÍTULO I

PARÁMETROS DE DISEÑO

1.1. Características de la botella

Las botellas más consumidas en el campus de la PUCP son las botellas para bebidas carbonatadas y agua mineral de plástico de medio litro. Ellas son similares a la botella mostrada en la parte izquierda de la figura 1.01. En la parte derecha de la misma figura se muestra los componentes de la botella.



Figura 1.01. Botella de plástico y elementos que la componen

Las características de las botellas de plástico, se aprecian en la tabla 1.01:

Tabla 1.01. Características de la botella de plástico promedio

Masa [g]	14 - 22
Altura de la botella [mm]	210 - 260
Diámetro máximo [mm]	70
Diámetro de pico de botella [mm]	32

Para determinar la fuerza de compactado necesaria se hizo ensayos de compresión transversal con tres botellas para cada una de las siguientes marcas: Inca Cola, Coca Cola, Fanta, Crush y Cielo. Las botellas que presentaron valores más elevados de

fuerza fueron las de Coca Cola. La figura 1.02 muestra la variación de la fuerza en kilo newton respecto al espesor reducido final de la botella en milímetros.

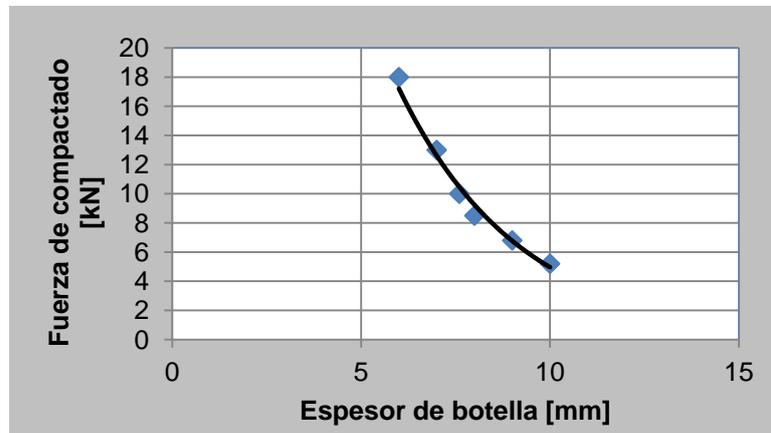


Figura 1.02. Variación de fuerza de compactado respecto al espesor de botella

Debido a que es el recipiente el que posee mayor masa y volumen en comparación con la tapa, anillo y etiqueta, se muestran, en la tabla 1.02, algunas propiedades del material del recipiente que pueden ser necesarias para el diseño de la máquina, el cual está compuesto por el polímero Polietilentereftalato (PET).

Tabla 1.02. Propiedades del PET

Peso específico [g/cm ³]:	1,39
Resistencia a la fluencia [N/mm ²]:	900
Coefficiente de fricción estático PET/acero:	0,25
Coefficiente de fricción dinámico PET/acero:	0,2
Temperatura máxima de utilización [°C]:	115-170
Temperatura mínima de utilización [°C]:	-40 a -60
Reciclabilidad:	100%

1.2. Máquinas y mecanismos de compactado

En el presente punto se exponen las máquinas compactadoras de botellas de plástico existentes. La mayoría de ellas se caracterizan por emplear uno o dos rodillos. Este tipo de máquinas sacian la necesidad de compactar desde una botella hasta cantidades industriales en corto tiempo. Una de las observaciones del uso de rodillos es la presencia de elementos que ayudan al ingreso de la botella. Sin ellos, en el primer contacto de la botella con el rodillo no garantiza el ingreso de ella. Por otro lado,

se tiene el compactado por superficies planas, como el uso de fajas y discos inclinados, en los cuales, el ángulo de inclinación permite un fácil ingreso de la botella. También, el empleo de prensas, con la utilización de pistones, ya sea hidráulico o neumático.

Además, se presenta un estudio del funcionamiento de máquinas que realizan funciones de reducción de volumen del material o división en pequeñas partes. En este grupo se consideran las chancadoras, trituradoras, martinets y molinos. Se incluye los mecanismos más utilizados.

Las fuentes más utilizadas para la obtención de energía son: electromecánica (dada generalmente con motorreductores a tensiones de 220 V y 380 V), cinética, potencial gravitatorio, neumático, hidráulico y humano. La ecuación 1.01 ayuda a obtener la energía aproximada para lograr el compactado. Asumiendo que para la reducción del pico de la botella, la fuerza se mantiene constante.

$$E_{\text{compactado}} = F_{\text{compactado}} \times d_{\text{pico}} = 6000 \times 0,032 = 192 \text{ J} \quad (1.01)$$

1.2.1. Máquinas compactadoras de botellas de plástico

Compactado por rodillos: Consiste en dos rodillos que giran en sentido contrario. La botella ingresa por la abertura que hay entre ellos y son arrastradas por muelas o por púas. Pocos son los casos en los que se considera la fricción para el arrastre, ya que el coeficiente de fricción entre el acero y el PET es bajo. En la figura 1.03, el arrastre se realiza por medio de muelas con forma de pirámides truncas. La potencia es dada por un motorreductor mediante un acople y la inversión de giro se obtiene por engranajes.

En la figura 1.04 se aprecia que el arrastre se realiza por medio de púas planas de gran altura. La potencia es dada por dos motorreductores, uno de ellos tiene el giro invertido. Esta última es empleada para compactado de grandes cantidades.

La ventaja de estas dos formas de compactado es la disminución del diámetro de los rodillos. La desventaja es que el espesor deseado está limitado por la altura de la muela o púa y, siendo estas de gran tamaño para garantizar el ingreso, la reducción es poca.

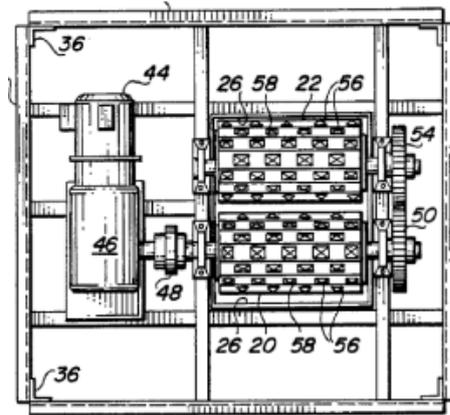


Figura 1.03. Compactadora de rodillos con muelas

Las máquinas con un solo rodillo, figura 1.05, realizan el compactado con ayuda de una superficie estática. La potencia se incrementa para el rodillo porque debe vencer la fricción entre la botella y la superficie estática. La ventaja es que estas máquinas tienden a ser pequeñas, ya que emplean un rodillo. Desventaja es que el espesor final de la botella está limitado por la altura de los elementos que permiten el empuje. Además, estos elementos están sometidos a mayor carga que los de las máquinas con dos rodillos, por la fricción con la superficie.

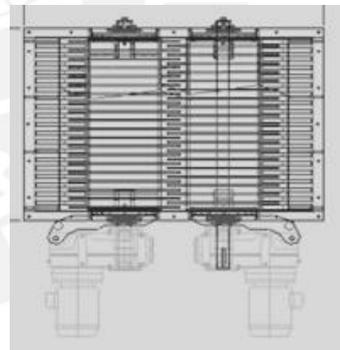


Figura 1.04. Compactadora de rodillos con púas



Figura 1.05. Compactadora de un rodillo

Compactado por superficies inclinadas: A la izquierda de la figura 1.06 se encuentra una máquina que realiza el proceso mediante el giro de dos discos que tienen una cierta inclinación entre ellos. Los discos giran en el mismo sentido y la botella entra por la parte donde hay mayor separación. El avance de la botella se debe a la fricción de ella con los discos y, al llegar a la zona de menor de separación, se realiza el compactado. La ventaja es que el proceso es rápido. Sin embargo, el tamaño mínimo de la máquina lo define el diámetro de los discos. A la derecha se tiene una máquina en la cual las superficies de compactado están formadas por dos fajas. En la superficie posee puntas metalizas. Además, posee tres rodillos que soportan las fuerzas de compactado al ingreso de la botella.

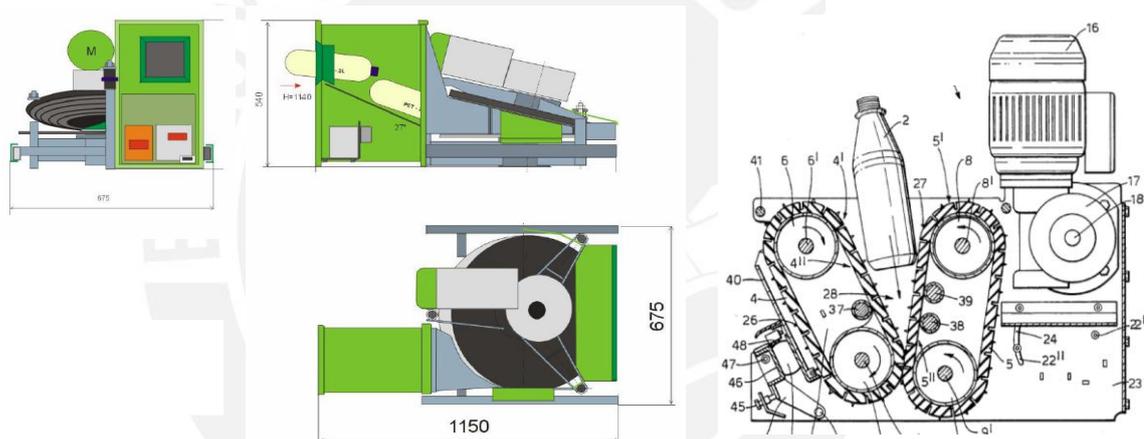


Figura 1.06. Compactadora de superficies inclinadas de discos (izquierda) y de fajas(derecha)

Prensa hidráulica y neumática: Un conjunto de botellas son colocadas en un compartimiento que luego es cerrado. Con ayuda de un pistón, una de las paredes del compartimiento se desplaza reduciendo el volumen. Para la prensa hidráulica (imagen izquierda de la figura 1.07), por utilizar aceite, su ventaja es que se obtienen fuerzas elevadas, sin embargo, las velocidades de vástago son bajas.

Para la prensa neumática (imagen derecha de la figura 1.07), la velocidad de avance de pistón mayor que el pistón hidráulico, lo que permite repetir el proceso en corto tiempo. No en tanto, la fuerza obtenida del pistón neumático es muy baja en comparación con la prensa hidráulica. Se aclara que se puede aumentar la fuerza pero el diámetro del pistón obtenido lo hace poco práctico por ser muy grande.



Figura 1.07. Prensa hidráulica (izquierda) y prensa neumática (derecha)

Se aclara que ambas prensas requieren una fuente de fluido, para la hidráulica una unidad de presión, y para la neumática, un sistema de aire comprimido. Ambos fuentes tienden a ocupar grandes espacios.

1.2.2. Máquinas que realizan funciones similares

Se presenta máquinas de reducción de volumen del material o división en pequeñas partes.

Trituradora de mandíbula: También conocida como trituradora de quijada (izquierda de la figura 1.08). Pertenece a las máquinas de trituración de primer nivel (de 1m a 10cm), quiere decir de trituración gruesa y mediada. Utilizado en la producción mineral. El funcionamiento es el siguiente, el motor al girar mueve un eje excéntrico unido a una biela. El movimiento es transmitido a la mandíbula por medio de dos tejas, las cuales amplifican la fuerza. La teja unida a la mandíbula le da un movimiento oscilatorio, haciendo que se produzca la trituración cuando el material entra por la parte de mayor abertura (parte superior) y sale por la parte inferior. Presenta una volante para evitar las desaceleraciones bruscas cuando entra rápidamente un material de alta dureza.

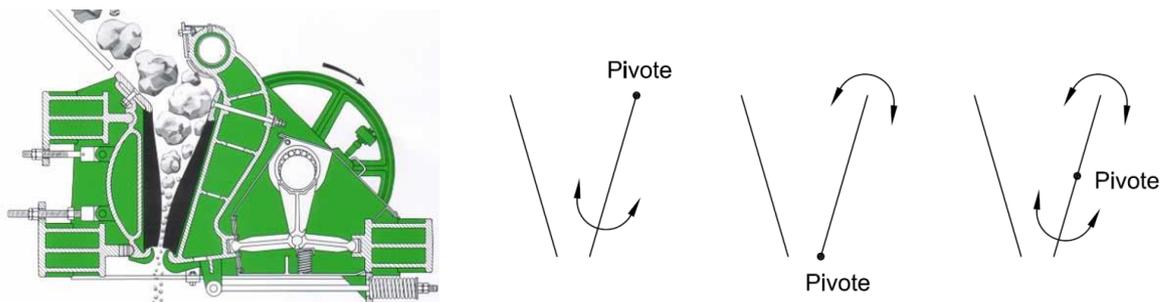


Figura 1.08. Trituradora de mandíbula (izquierda) y movimientos de mandíbula móvil (derecha)

Actualmente existen tres tipos de movimiento de la mandíbula móvil. En la parte derecha de a figura 1.08 se muestran los tres tipos de movimiento.

Triturador Cónico: Básicamente consiste en un eje vertical largo articulado por la parte superior a un punto y por la parte inferior a un excéntrico. Este eje lleva consigo un cono triturador (ver figura 1.09). Todo este conjunto se halla ubicado dentro el cóncavo o cono fijo exterior. El conjunto, eje y cono triturador se halla suspendido del spider y puede girar libremente, de manera que en su movimiento rotatorio va aprisionado a las partículas que entran a la cámara de trituración (espacio comprendido entre el cono triturador y el cóncavo) fragmentándolas continuamente por compresión. La acción de esta trituradora puede compararse con la acción de varias trituradoras de mandíbulas colocadas en círculo. Su tamaño se designa por las dimensiones de las aberturas de alimentación y el diámetro de la cabeza.



Figura 1.09. Triturador cónico

Trituradora de cilindros: A la izquierda de la figura 1.10 se muestra un triturador de cilindros acanalados, que sirven para trituración gruesa. Constan de dos cilindros de fundición endurecida, estriados en el sentido de las generatrices. Uno recibe un movimiento de rotación y arrastra al otro, que gira en sentido contrario. Ambos cilindros se apoyan en cojinetes, fijos los del motor y móviles los del otro. El contrapeso que actúa en el extremo de la palanca impide que un cilindro se separe del otro.

A la derecha de la figura 1.10 se tiene un triturador de cilindros lisos. El eje de uno de los cilindros está sujeto a un sistema de resortes que permite la ampliación de la apertura de descarga en caso de ingreso de partículas duras. La superficie de ambos

rodillos está cubierta por forros cilíndricos de acero al manganeso, para evitar el excesivo desgaste localizado. La superficie es lisa para tritución fina y corrugada o dentada para tritución gruesa.

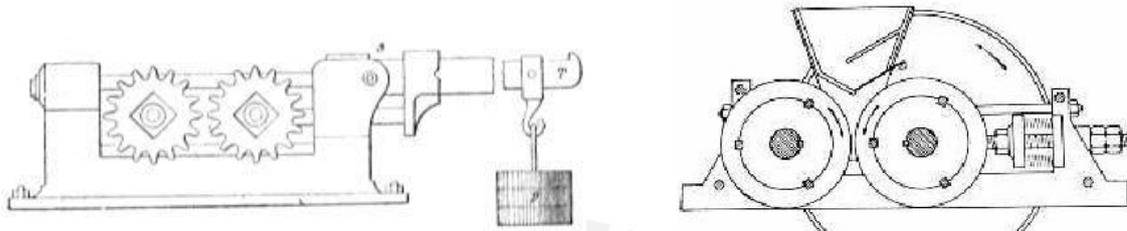


Figura 1.10. Trituradora de cilindros acanalados (izquierda) y cilindros lisos (derecha)

Molinos: El molino de bolas, mostrado a la izquierda de la figura 1.11, es un dispositivo tubular horizontal rotatorio. Se usa principalmente para una sola fase de molienda fina. El principio de funcionamiento es el siguiente, el material a moler entra por la tolva. Al llegar a la parte central de la rueda, debido a la fuerza centrífuga, se pone en contacto con la corona circular. Tiene bolas de acero de diferentes especificaciones. Las bolas de acero son elevadas a cierta altura y cae en los materiales para molerlos.

El molino de martillo rotatorio, presentado a la derecha de la figura 1.11, se basa en el mecanismo de compresión del material entre dos cuerpos. Entre más rápida sea la fuerza de aplicación más rápido ocurre la fractura por el aumento de la energía cinética concentrando la fuerza de fragmentación en un solo punto produciendo partículas que se fracturan rápidamente hasta el límite.

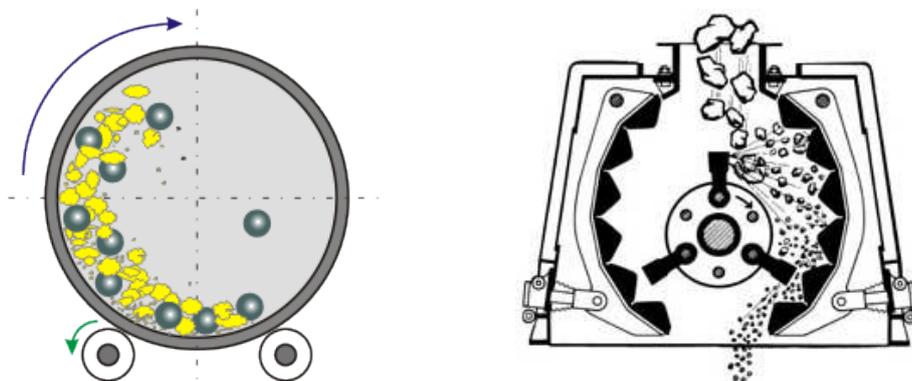


Figura 1.11. Molino de bolas (izquierda) y molino de martillo rotatorio (derecha)

El rotor puede ser horizontal o vertical unido a martillos fijos o pivotantes encajados en una carcasa. En la parte inferior están dotados de un tamiz fijo o intercambiable. Puede operar a más de 1000 rpm haciendo que casi todos los materiales se comporten como frágiles. Los martillos afilados se usan para materiales fibrosos.

Compactadoras por superficies planas: A la izquierda de la figura 1.12 se muestra el martinete, que consiste en un gran bloque de hierro o acero, que se levanta por procedimientos diversos, ya sea por medio de un cabrestante o del aire comprimido, y se deja caer en caída libre (o forzada por aire comprimido), orientado por unas guías laterales. A la derecha de la figura 1.12 se tiene la prensa de tornillo. El desplazamiento vertical lo obtiene mediante el giro de un tortillo de potencia.

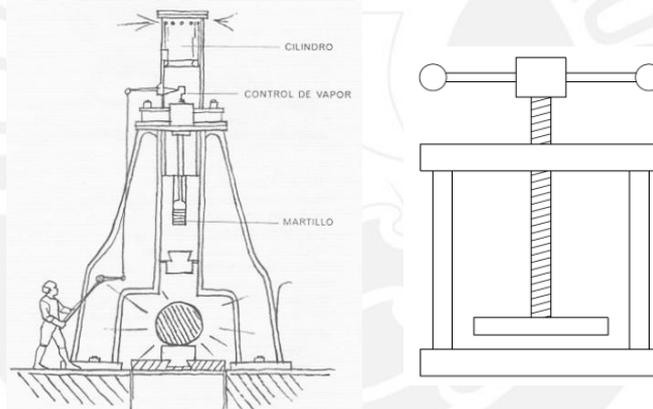


Figura 1.12. Martinete (izquierda) y prensa de tornillo (derecha)

1.2.3. Mecanismos de aplastado y triturado

Se aprecia, en la figura 1.13, los esquemas de mecanismos de triturado. Es característico ver en estos mecanismos de triturado la transformación de movimiento giratorio a movimiento rectilíneo. Esto se debe a que la mayoría utiliza motores para obtener el torque necesario.

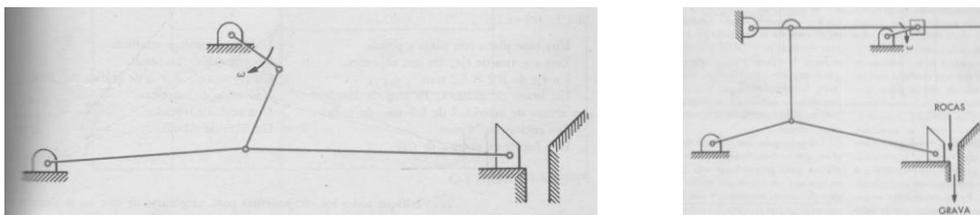


Figura 1.13. Mecanismos de triturado

También, en la figura 1.14, se presenta los mecanismos de aplastado manual. Estos se usan para cargas pequeñas ya que una persona no puede ejercer mucha fuerza.

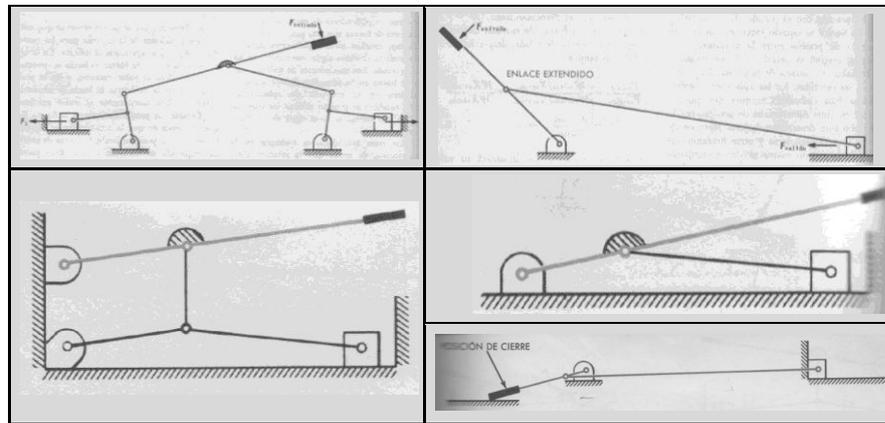


Figura 1.14. Mecanismos de aplastado manual

1.3. Lista de exigencias

Se elabora una lista de exigencias en la cual se determinan las exigencias y deseos que deben ser cumplidos en el diseño.

LISTA DE EXIGENCIAS			PAG. 1 de 2
Proyecto: DISEÑO DE UNA MÁQUINA APLASTADORA DE BOTELLAS			REVISADO: B.B.G./J.A.S.
Nº	Deseo ó Exigencia	DESCRIPCIÓN	Responsable
1	E	FUNCIÓN PRINCIPAL: Compactar transversalmente una botella de plástico de tal forma que se reduzca el volumen de ella.	S.M.B.
2	E	GEOMETRIAS: Conexiones simples, fáciles de hallar en la industria y seguras.	S.M.B.
3	E	FUERZAS: La fuerza de compactado transversal debe ser la necesaria para reducir el espesor de la botella a 10mm de espesor.	S.M.B.
4	E	MATERIAL: <ul style="list-style-type: none"> El flujo de material son botellas de plástico. Las botellas al ingreso no contarán con la tapa, anillo de seguridad ni etiqueta publicitaria. A la salida de la cadena de procesos la botella no sufrirá cambios químicos pero sí cambios en su forma. 	S.M.B.
5	D	CINEMÁTICA: El proceso de compactado no debe ser tan rápido.	S.M.B.

6	E	<p>FABRICACIÓN: La fabricación y ensamble de la máquina debe ser fácil. Los procesos de manufactura que se realizarán podrán ser llevados a cabo en un taller local.</p>	S.M.B.
7	E	<p>SEÑALES: Se contará con botones de encendido y apagado. Serán de fácil comprensión y manejo para el operador y usuarios (para el caso de energía eléctrica). Se tendrán luces que indique que el proceso de compactado y en estado de apagado.</p>	S.M.B.
8	E	<p>SEGURIDAD:</p> <ul style="list-style-type: none"> • El diseño no pondrá en peligro al usuario bajo ninguna circunstancia, esto se entiende tanto en relación a la integridad física como emocional. • El ingreso de la materia prima se encontrará cerrado mientras no sea usado. • En cuanto al medio ambiente esta máquina será amistosa sin ningún tipo de emisión de contaminantes. 	S.M.B.
9	E	<p>ERGONOMIA:</p> <ul style="list-style-type: none"> • El manejo de la maquina es amigable y sencillo. • El ingreso de materia prima debe estar aproximadamente a una altura de 1,2m. • El color de la máquina será claro y el modelo sin ninguna sorpresa para no provocar distracciones en el operador. <p>Nota: Se coordinará con el área de diseño industrial.</p>	S.M.B.
10	E	<p>MONTAJE: El montaje de la máquina debe ser de rápida instalación y de fácil comprensión para los operarios; asimismo, el desmontaje deberá ser rápido y simple para el posterior traslado y así poder usarla en diferentes lugares.</p>	S.M.B.
11	E	<p>MANTENIMIENTO:</p> <ul style="list-style-type: none"> • El mantenimiento de la máquina será factible y sin complicaciones gracias a su diseño (disposición de componentes). El tiempo estimado de mantenimiento lo determinará el desgaste de las piezas involucradas. La pintura exterior será protectora (anticorrosivo). • Para conseguir los repuestos se podrá buscar en el mercado nacional como en el internacional, dependiendo de la calidad del producto y el precio. 	S.M.B.
12	E	<p>COSTO:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Precio de diseño – s/.4 000,00 • Precio de fabricación – s/.10 000,00 	S.M.B.

CAPITULO 2

DISEÑO DE LA COMPACTADORA DE BOTELLAS

2.1. Elaboración del proyecto óptimo

2.1.1. Estructura de funciones

La función total de la compactadora de botellas puede representarse en forma de una caja negra, donde se tienen en cuenta tres magnitudes de entrada y de salida (ver figura 2.01).



Figura 2.01. Caja negra

Se define el ingreso y salida de: la materia, energía y señales.

INGRESO

- **Material:** Una botella de plástico
- **Energía:** Fuerza humana y fuerza desconocida
- **Señales:** Señal de tipo visual para inicio del proceso

SALIDA

- **Material:** Una botella de plástico compactada
- **Energía:** Calor, vibraciones, sonidos
- **Señales:** Señal de tipo visual de finalización del proceso

DESCRIPCIÓN DE FUNCIONES

- **Preparar:** Se prepara el material para introducirlo en la máquina. Esto consiste en retirar la tapa, el anillo y etiqueta.
- **Alimentar:** Se introduce la botella ya preparada en la máquina.
- **Transmitir fuerza:** Consiste en transmitir la fuerza desde el lugar donde se genera hasta el lugar de compactado.
- **Multiplicar fuerza:** Se amplifica la fuerza que se le entrega a la maquina hasta la fuerza requerida para compactar la botella.
- **Compactar:** Se compacta la botella de forma transversal desde su forma original hasta dejarla a un espesor de 1 cm.
- **Almacenar:** La botella es trasladada hasta un depósito donde se encuentran las otras botellas compactadas.

Se obtienen cuatro estructuras. Estas se muestran en el anexo 01. Se elige la propuesta 2, ya que es la opción que le permite a la máquina realizar la mayor cantidad de funciones. Además, la función de multiplicación de la fuerza se reserva solo para el compactado. La estructura elegida se muestra en la figura 2.02.

2.1.2. Matriz morfológica

Para obtener diferentes soluciones se ordena las funciones en la matriz morfológica de Zwicky. Las mejores formas de realizar cada función para una solución están unidas por flechas del mismo tipo. En la tabla 2.01 se muestra la matriz morfológica (La matriz morfológica completa se muestra en el anexo 2).

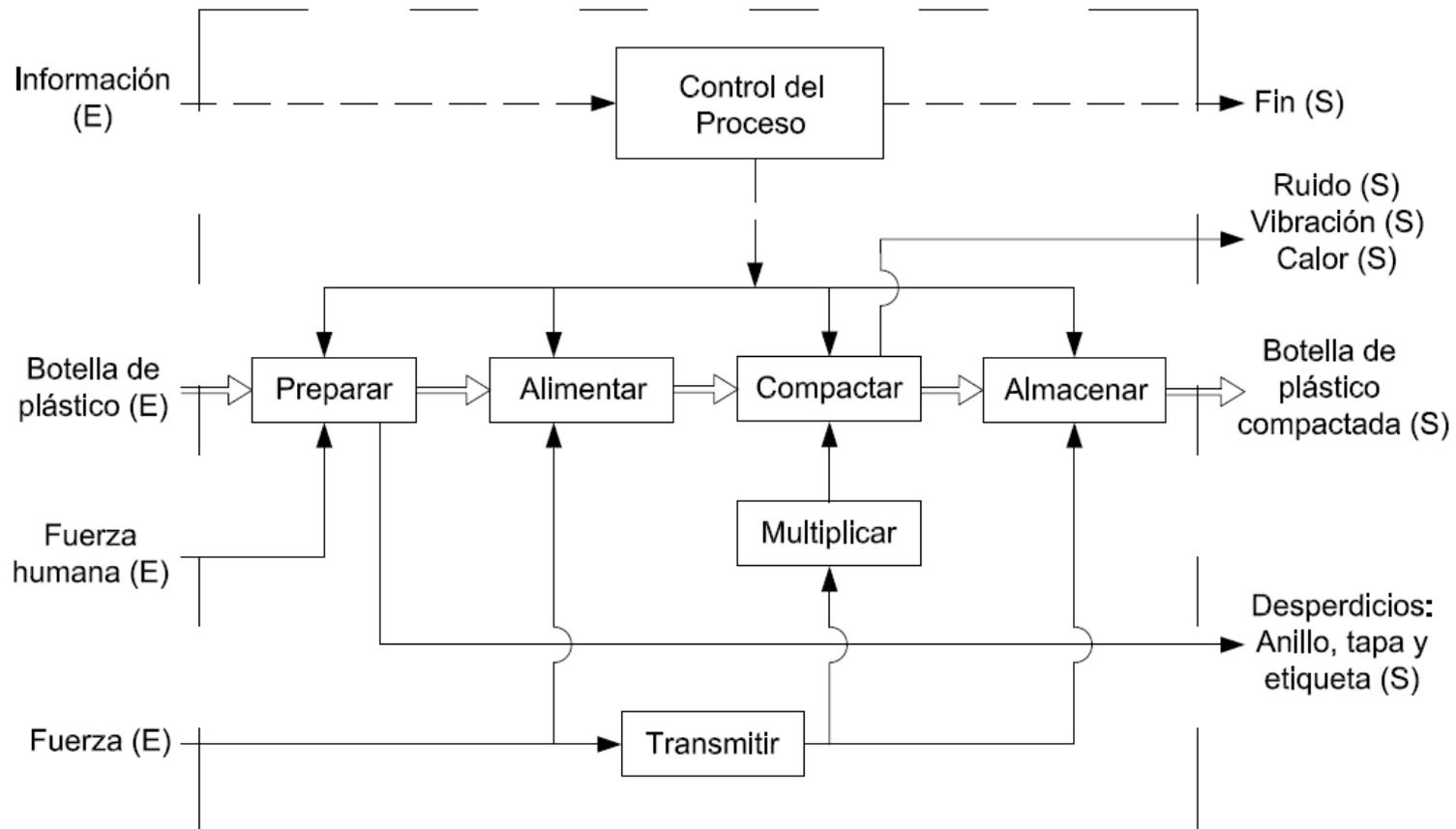
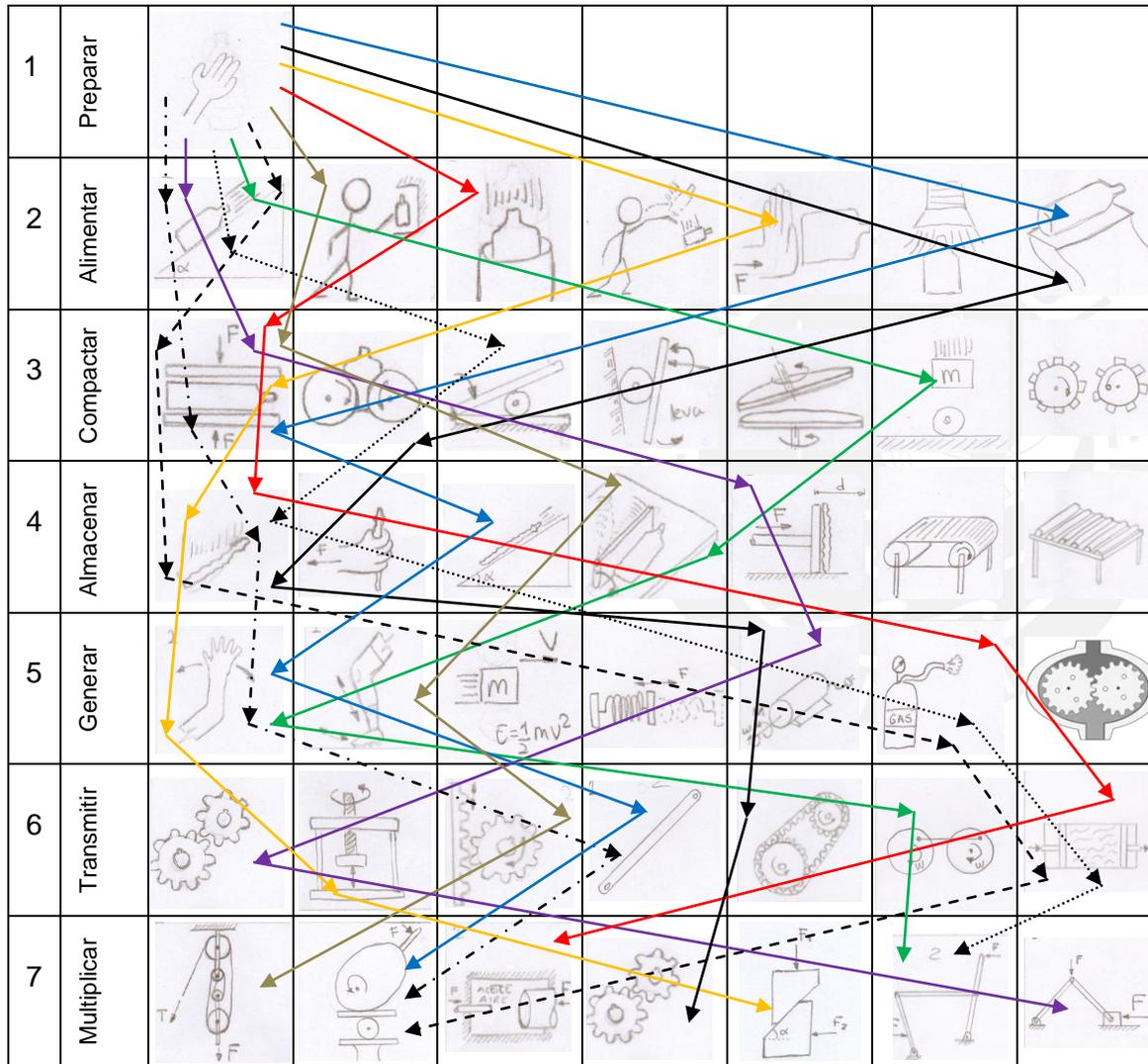


Figura 2.02. Estructura de funciones seleccionada

Tabla 2.01. Matriz morfológica



Concepto de Solución	Tipo de línea
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	

2.1.3. Concepto de solución

Se realiza esquemas de los conceptos de solución, los cuales se muestran en el anexo 3, y se procede a hacer una evaluación tomando valores del 1 al 4, donde:

- 0 : No aceptable
- 2 : Suficiente
- 4 : Muy satisfactorio
- 1 : poco satisfactorio
- 3 : Satisfactorio

La calificación se muestra en la tabla 2.02.

Tabla 2.02. Calificación de los conceptos de solución

No.	Criterios técnicos y económicos	Soluciones									
		01	02	03	04	05	06	07	08	09	10
1	Estabilidad	4	2	3	4	3	2	4	3	4	4
2	Número de operarios	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
3	Facilidad de manejo	4	1	2	4	4	2	3	2	4	2
4	Buen uso de fuerza	3	2	3	4	4	4	3	2	4	2
5	Costo de tecnología	3	1	2	4	2	1	2	4	3	2
6	Costo de operación	1	4	4	1	3	4	4	1	1	4
7	Seguridad	4	3	3	4	4	2	4	3	4	4
8	Rapidez	4	1	2	4	4	2	1	1	4	2
9	Facilidad de montaje	4	1	1	4	2	1	2	2	2	3
10	Posibilidad de automatización	4	2	1	4	4	2	3	4	2	2
	Suma total	35	21	25	37	34	24	30	26	32	29

El concepto que tuvo mayor puntaje fue el número 4. Se describe las partes de ella.

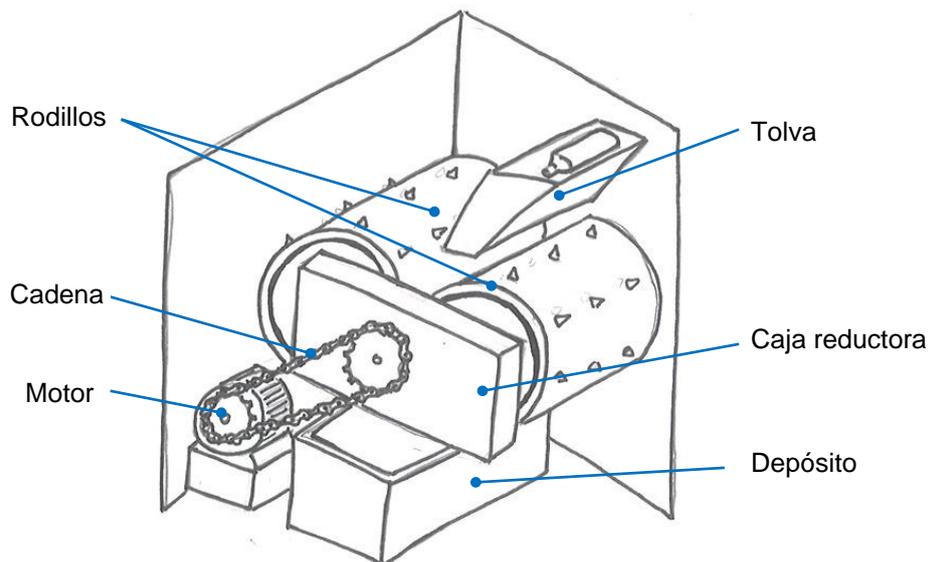


Figura 2.03. Concepto de solución 4

2.1.4. Proyecto preliminar

Para el proyecto preliminar se consideran los pasos que sigue el operario y las etapas por las que está sometida la botella, estas son mencionadas a continuación. Se representa el proceso de compactado y el panel de funcionamiento para el usuario en la figura 2.04. Para tener más detalle acerca de los pasos del usuario ver anexo 14:

Procedimiento del usuario

- 1) Se retira la tapa, el anillo y la etiqueta.
- 2) Se introduce la botella en la máquina
- 3) Pulsa el botón de compactar
- 4) Esperar aproximadamente cinco segundos y se pulsa el botón apagar.

Etapas para el compactado de la botella

- 1) La botella cae a la abertura que está entre los rodillos.
- 2) La botella es empujada por las púas hacia la abertura que hay entre los rodillos realizando el proceso de compactado.
- 3) La botella sale compactada de la abertura y cae al recipiente.

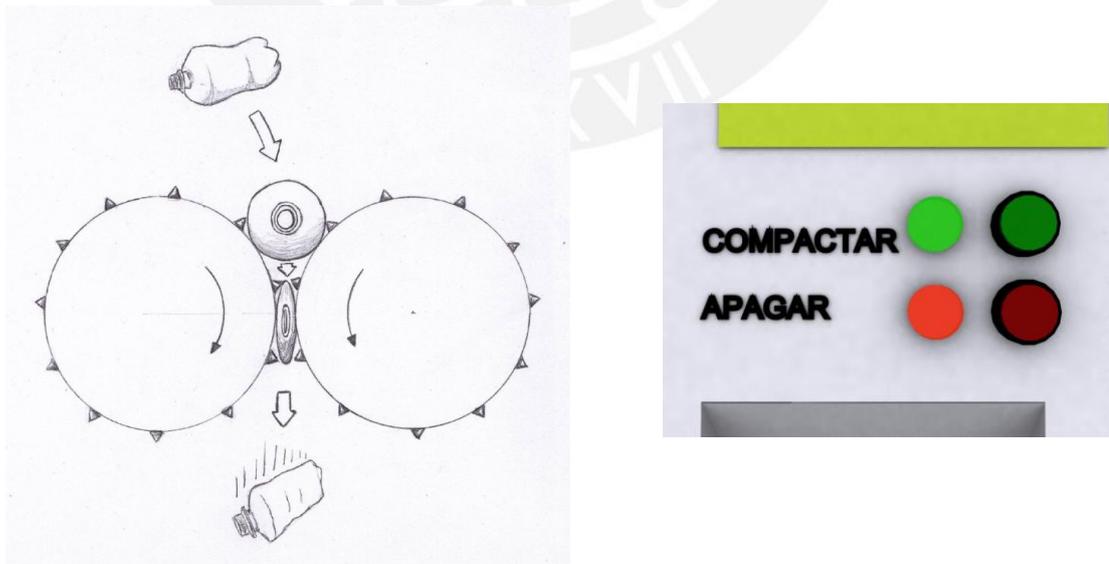


Figura 2.04. Esquema del proceso de compactado (izquierda) y panel de funcionamiento para el usuario (derecha)

A continuación se hace las descripciones características de cada proyecto preliminar:

Proyecto preliminar 1:

- La reducción de velocidad es por medio de un motorreductor.
- La inversión de giro se consigue por engranajes cilíndricos.
- Cada rodillo, con su respectivo engranaje, está apoyado sobre un árbol. No hay transmisión directa de potencia entre engranajes y rodillos.
- La transmisión de potencia de motorreductor al eje del rodillo es por acople.
- Las púas son parte de una barra. Esta última se sujeta al rodillo por tornillos.

Proyecto preliminar 2:

- La reducción de velocidad es por medio de un motorreductor.
- La transmisión de potencia del motorreductor a las ruedas dentadas se da por medio de una cadena.
- La inversión de giro de los rodillos se consigue por disposición de cuatro ruedas dentadas.
- Cada rodillo está sujeto a una rueda dentada por medio de pines de expansión, con la función de transmitir el momento.
- Las púas son independientes entre sí. Poseen la longitud roscada para ser montadas con facilidad en los rodillos.

Proyecto preliminar 3:

- La reducción de velocidad es por medio de un motorreductor.
- La inversión de giro se consigue por engranajes cilíndricos.
- La transmisión de potencia del motorreductor a los rodillos se da por medio de una cadena.
- Los engranajes se sujetan directamente a cada rodillo por medio de pines de expansión.
- Las púas son independientes entre sí. Poseen la longitud roscada para ser montadas con facilidad en los rodillos.

En el anexo 4 se puede ver los esquemas de los proyectos preliminares.

Se presenta la evaluación de proyectos preliminares en dos tablas, tabla 2.03 y tabla 2.04, una evaluando únicamente la parte técnica y la otra la parte económica. Se tienen las siguientes consideraciones:

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)

0= No satisface, 1= Casi aceptable, 2= Suficiente, 3= Bien, 4= Muy bien (ideal)

g: el peso ponderado está en función de los criterios de evaluación

Se hace el diagrama de evaluación de proyectos preliminares según VDI 2225, figura 2.05, en el cual se da a conocer la alternativa que tenga el mejor valor técnico o económico y el mayor balance técnico-económico. La alternativa que se acerca más al valor ideal y que está más cerca a la línea diagonal es el proyecto 2.

Además, se presenta, al lado izquierdo de la figura 2.06, el diseño de la compactadora de botellas plástico y, a la derecha, la máquina con su carcasa siendo utilizada.

Tabla 2.03. Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico

DISEÑO MECÁNICO-EVALUACIÓN DE PROYECTOS Valor Técnico (xi)										Área de Diseño	
Proyecto: MÁQUINA COMPACTADORA DE BOTELLAS DE PLÁSTICO											
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos ó proyectos											
Variantes de Proyectos			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función	9	4	36	4	36	4	36	4	36	
2	Forma	6	2	12	2	12	3	18	4	24	
3	Diseño	8	2	16	3	24	3	24	4	32	
4	Seguridad	8	2	16	3	24	2	16	4	32	
5	Ergonomía	5	3	15	3	15	3	15	4	20	
6	Fabricación	7	2	14	3	21	3	21	4	28	
8	Montaje	5	3	15	3	15	2	10	4	20	
9	Transporte	3	3	9	2	6	3	9	4	12	
10	Uso	7	2	14	2	14	2	14	4	28	
11	Mantenimiento	8	2	16	3	24	2	16	4	32	
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$			28	163	27	191	35	179	-	264	
Valor técnico x_i			-	0,62	-	0,72	-	0,68	-	1,00	
Orden			-	3	-	1	-	2	-	-	

Tabla 2.04. Evaluación de proyectos preliminares según el valor económico

DISEÑO MECÁNICO-EVALUACIÓN DE PROYECTOS										Área de Diseño	
Valor Económico (y _i)											
Proyecto: MÁQUINA COMPACTADORA DE BOTELLAS DE PLÁSTICO											
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos ó proyectos											
Variantes de Proyectos			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función	7	3	21	3	21	3	21	4	28	
2	Forma	7	2	14	3	21	3	21	4	28	
3	Diseño	8	2	16	3	24	2	16	4	32	
4	Seguridad	6	2	12	3	18	3	18	4	24	
5	Ergonomía	6	3	18	3	18	3	18	4	24	
6	Fabricación	8	2	16	3	24	2	16	4	32	
8	Montaje	6	2	12	2	12	2	12	4	24	
9	Transporte	6	2	12	2	12	2	12	4	24	
10	Uso	7	3	21	3	21	3	21	4	28	
11	Mantenimiento	8	1	8	3	24	2	16	4	32	
Puntaje máximo $\sum p$ ó $\sum gp$			-	150	-	195	-	171	-	276	
Valor económico y _i			-	0,54	-	0,70	-	0,62	-	1,00	
Orden			-	3	-	1	-	2	-	-	

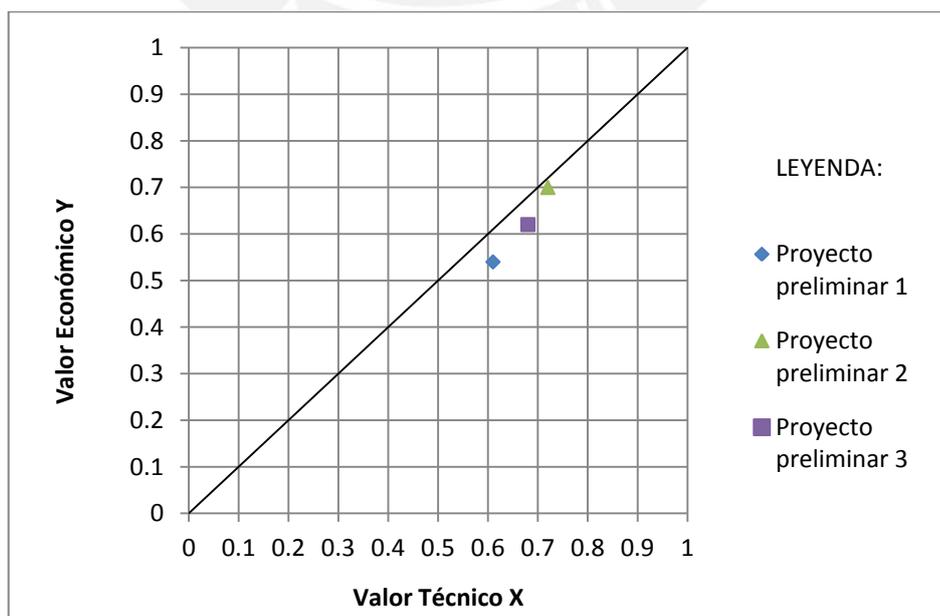


Figura 2.05. Diagrama de Evaluación según VDI 2225



Figura 2.06. Diseño de la compactadora (izquierda) y esquema de máquina completa (derecha)

2.1.5. Cálculos generales

Los valores requeridos para el inicio del diseño son los de: diámetro de los rodillos, momento de cada rodillo para lograr el compactado y la potencia del proceso. La separación entre los rodillos es de 10 mm para poder reducir el tamaño de la botella a este espesor.

Para el cálculo del diámetro del rodillo se sabe que un diámetro grande facilita el ingreso de la botella. Además, utilizar púas en la superficie de los rodillos garantiza que las púas puedan empujar, o penetrar y arrastrar la botella. La altura de las púas es de 7 mm, distancia menor a la separación entre los rodillos para evitar algún roce.

La figura 2.07 presenta a la botella al inicio del compactado. El ángulo α es formado por el rodillo y la botella y el ángulo β es formado por la púa y la botella. La condición que asegura que la botella no resbale en el inicio del proceso es que la suma de α y β debe ser mayor a 90° .

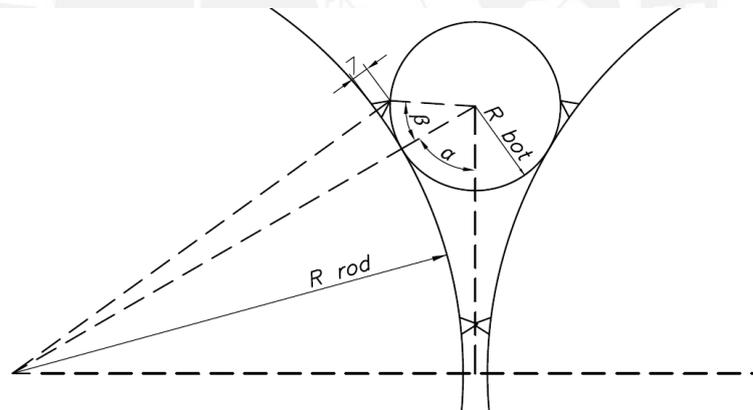


Figura 2.07. Ángulos generados por botella, rodillos y púas

Las ecuaciones 2.01 y 2.02 permiten determinar α y β , donde R_{rod} es el radio del rodillo y R_{bot} es el radio de la botella:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{5 + R_{rod}}{R_{rod} + R_{bot}} \right) \quad (2.01)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{R_{bot}^2 + (R_{rod} + R_{bot})^2 - (R_{rod} + 7)^2}{2 \times R_{bot} \times (R_{rod} + R_{bot})} \right) \quad (2.02)$$

En la tabla 2.05 se muestra la variación de α , β y $\alpha + \beta$ para diferentes valores de R_{rod} . Los valores de R_{rod} entre 160 y 178 son los menores valores de R_{rod} que garantizan el no resbalamiento. Por lo tanto el diámetro del rodillo es 341 mm.

Tabla 2.05. Variación de α , β y $\alpha + \beta$ respecto al radio del rodillo

R rod [mm]	α [°]	β [°]	$\alpha + \beta$ [°]
160	57,80	33,66	91,46
162	57,96	33,70	91,66
164	58,13	33,73	91,86
166	58,29	33,76	92,06
168	58,45	33,79	92,25
170	58,61	33,83	92,44
172	58,77	33,86	92,62
174	58,92	33,89	92,81
176	59,07	33,92	92,99
178	59,22	33,94	93,17

Se descarta la opción de utilizar rodillos sin púas porque se requiere tener diámetros mayores a 1 m en los rodillos para hacer que ingrese la botella. La demostración es la siguiente:

Se sabe que el coeficiente de fricción estático entre el PET y el acero (μ_s) es 0,25. Para el análisis ya no se utiliza el ángulo β de la figura 2.07 porque no se considera las púas y se asume que la fricción es quien arrastra a la botella. Se hace un DCL de la botella bajo estas condiciones como se ve en la figura 2.08, en la cual la botella interactúa con cuatro fuerzas, dos de ellas son la fuerza normal F_N ejercida por la superficie de los rodillos y la fuerza de fricción F_f ejercida por el contacto entre las superficies de la botella y el rodillo la cuales son tangentes al rodillo y a la botella.

La fuerza resultante en el eje vertical debe ser negativa para que la botella se desplazar hacia abajo.

$$\sum F \leq 0: \quad 2 \times F_f \times \sin \alpha \geq 2 \times F_N \times \cos \alpha \quad (2.03)$$

$$2 \times (F_N \times \mu) \times \sin \alpha \geq 2 \times F_N \times \cos \alpha \Rightarrow \mu \geq \cot \alpha$$

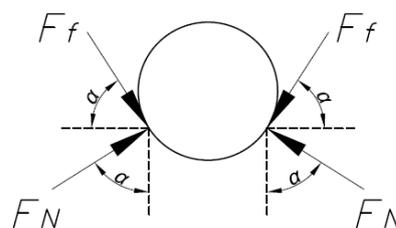


Figura 2.08. DCL de la botella con rodillos sin púas

El valor de α debe ser mayor igual a $75,96^{\circ}$ y se toma el menor valor ya que es el que corresponde al menor diámetro. De la ecuación 2.01 se obtiene que R_{rod} es 969 mm. Este es muy grande y no conviene considerarlo para el diseño.

Para el cálculo del momento del rodillo se considera una fuerza tangencial F_t al rodillo, que corresponde a una fuerza resultante del efecto de empuje de las púas que tienen contacto con la botella y de la fricción entre la superficie del rodillo y la botella. La F_N es quien ejerce la fuerza para el compactado. La figura 2.09 muestra como las fuerzas F_t y F_N actúan cuando la botella está siendo compactada.

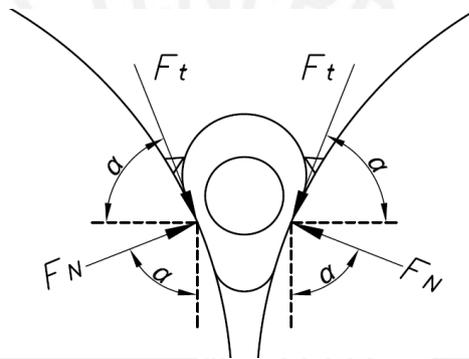


Figura 2.09. F_t y F_N actuando durante compactado de botella

Cuando se reduce el espesor desde el diámetro de la botella hasta el diámetro del pico, la fuerza requerida es baja. Sin embargo, al reducir el espesor desde el diámetro del pico hasta 10mm la fuerza incrementa enormemente. De acuerdo con la figura 1.02 la fuerza requerida para reducirla a 10 mm es de aproximadamente 5 kN, pero se considera una fuerza de 6 kN que es F_N y que se aplica desde que comienza a compactarse el pico de la botella para incluir el caso en que la púa penetre el pico de la botella. Se hace un DCL del pico de la botella al iniciar el compactado de ella, DCL similar al de la figura 2.07 considerando que el elemento a compactar tiene forma circular. Aplicando la ecuación 2.01 y reemplazando R_{rod} por el radio del pico de valor 16 mm, se tiene que α es $70,22^{\circ}$.

F_t se determina con la condición para el ingreso, que consiste en que la resultante vertical de las fuerzas debe ser negativa para el ingreso. Se tiene:

$$2 \times F_t \times \sin \alpha \geq 2 \times F_N \times \cos \alpha \quad (2.04)$$

$$F_t \geq 2157,7 \text{ N}$$

Se toma el menor valor de F_t . El momento requerido por cada rodillo para compactar una botella M_{Rod} se expresa con la ecuación 2.05:

$$M_{Rod} = F_t \times \left(\frac{R_{Rod}}{1000} \right) \quad (2.05)$$

$$M_{Rod} = 367,89 \text{ N.m}$$

Para que las púas puedan alcanzar, arrastrar o empujar la botella, se prefiere que los rodillos giren a bajas revoluciones. Así se evita que la botella se quede saltando en el ingreso y el proceso de compactado se lleve a cabo. Se elige una velocidad de giro de rodillo aproximada de 10 rpm. Por lo tanto, el valor aproximado de la potencia del sistema P_{total} , calculado con la ecuación 2.06, es el doble de la potencia requerida por cada rodillo para compactar.

$$P_{total} = 2 \times M_{Rod} \times \left(n \times \frac{\pi}{30} \right) \quad (2.06)$$

$$P_{total} = 770,51 \text{ W}$$

2.2. Sistema de transmisión

El sistema de transmisión consta de 4 ruedas dentadas y una cadena. Cada rodillo posee una rueda dentada para ser girados y el motorreductor posee una para entregar potencia a la cadena. Sin embargo, se coloca una rueda más en la parte superior para lograr la inversión del sentido de giro de los rodillos. En la figura 2.10 se muestra el giro correspondiente de cada rueda dentada.

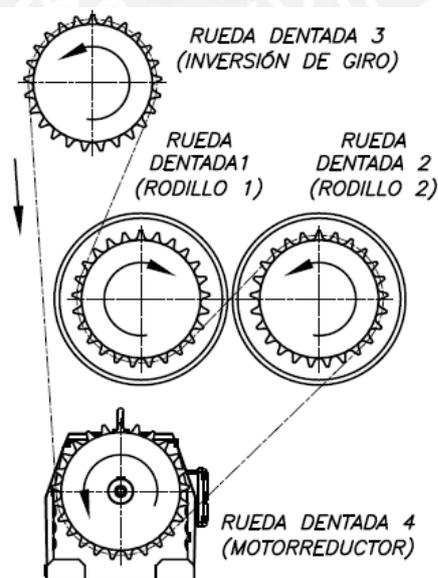


Figura 2.10. Disposición de ruedas dentadas

2.3. Selección de cadena y ruedas dentadas

En la figura 2.11 se presenta las distancias entre los ejes de las ruedas dentadas. El criterio del alejamiento entre los centros parte de dejar una distancia considerable para que la cadena, las ruedas dentadas y todos los elementos que comparten los ejes con ellos puedan montarse fácilmente y eviten roces entre ellos mismos y con la carcasa. La figura 2.11 presenta las distancias entre los ejes de las ruedas dentadas. Todas las distancias pueden variar con excepción de la distancia entre centros de los rodillos que debe de ser 351 mm.

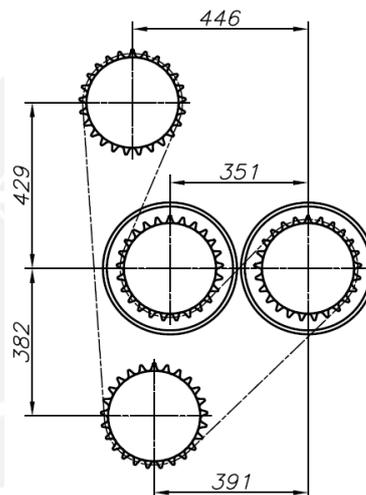


Figura 2.11. Distancias entre centros de ruedas dentadas

Pasos para selección de cadenas y ruedas dentadas

La selección de cadena y ruedas dentadas es según la guía de selección de cadenas Renold [RENOLD,2010], que consta de 7 pasos. El catálogo se muestra en anexo 05.

- **Selección de la relación de transmisión y ruedas dentadas:**

Se prefiere que la relación de transmisión sea igual a uno para emplear ruedas dentadas con menor cantidad de dientes, y así cada rueda ocupa menos espacio. Por lo tanto las cuatro ruedas dentadas deben ser iguales. La cantidad mínima de dientes recomendada para cargas impulsivas es 25.

- **Factores de selección f_1 y f_2 :**

- Factor de sobrecargas dinámicas: Es movido por un motor eléctrico, sometido a choques elevados, $f_1=1,8$.
- Factor de dimensión de rueda de cadena: Por poseer 25 dientes, $F_2 = 0,76$.

- **Cálculo de la potencia de selección:**

$$P_{\text{selección}} = P_{\text{total}} \times f_1 \times f_2 \text{ [kW]} \quad (2.07)$$

$$P_{\text{selección}} = 1,06 \text{ kW}$$

- **Selección del paso de cadena:**

Con la potencia de selección y la velocidad de giro, se entra a Tabla Europea de Categorías de Cadenas. Se prefiere usar el tipo de cadena simple por ser la más económica y ocupar menos espacio. Se obtiene un paso de 31,75 mm.

- **Cantidad de eslabones:**

La longitud del recorrido de la cadena se calcula con la ecuación 2.08, sabiendo que el diámetro primitivo de las ruedas dentadas es 253,31 mm:

$$L_{\text{recorrido cad.}} = \sum_{i=4}^{i=1} L_i + \frac{D_{\text{prim}}}{2} \sum_{i=4}^{i=1} \delta_i \quad (2.08)$$

Donde: L_i = longitud de distancia entre centros

δ_i = ángulo de contacto entre cadena y rueda dentada

Mediante la utilización del software AutoCAD se obtiene los valores de L_i y δ_i . Los valores de δ_i de las ruedas dentadas 1, 2, 3 y 4 son $158,9^\circ$, $181,9^\circ$, $206,6^\circ$ y $130,4^\circ$. Todos ellos cumplen con la condición de ser mayores de 120° . La longitud total del recorrido de cadena es 3459 mm. La longitud se divide entre el paso de la cadena y el resultado se redondea. La cantidad de eslabones es 109. El redondeo debe ser hasta una cantidad par de eslabones, pero da una holgura aproximadamente de 33 mm, lo cual es mucha. Por esta razón se utiliza 109 eslabones de los cuales uno de ellos debe ser un eslabón acodado.

Se le da un desplazamiento horizontal a la rueda dentada 4 para que varíe la longitud del recorrido de cadena. El desplazamiento es cero considerando las dimensiones de la figura 2.11 y es positivo si es hacia la izquierda. En la tabla 2.06 se muestran los datos obtenidos del desplazamiento de la rueda dentada utilizando el procedimiento anterior. Se observa que para conseguir holgura en la cadena el desplazamiento debe ser negativo, mientras que para tensar la cadena el desplazamiento debe ser positivo.

Tabla 2.06. Variación de $L_{\text{recorrido cad.}}$ y $\Delta L_{\text{recorrido cadena}}$ respecto de Desp. Horizontal RD 4

Desp. Horizontal RD 4 [mm]	$L_{\text{recorrido cad.}}$ [mm]	$\Delta L_{\text{recorrido cad.}}$ [mm]
-20	3472	13
-15	3468	10
-10	3465	7
-5	3462	3
0	3459	0
5	3459	-3
10	3452	-6
15	3449	-9
20	3446	-13

- **Presión en las superficies de contacto:**

La presión entre las principales superficies de contacto, es decir, el casquillo y el perno es un indicador del rendimiento de la cadena. Para determinar esta presión, se calcula primero la velocidad de la cadena V_{cadena} y la fuerza de cadena seleccionada $F_{\text{cad. selección}}$ con las ecuaciones 2.09 y 2.10.

$$V_{\text{cadena}} = \frac{p \times z \times n}{1000} = \frac{31,75 \text{ mm} \times 25 \times 10 \text{ rpm/min}}{1000} = 7,94 \text{ m/min} \quad (2.09)$$

$$F_{\text{cad. selección}} = \frac{60\,000 \times P_{\text{selección}}}{V_{\text{cadena}}} = \frac{60\,000 \times 1,06 \text{ kW}}{7,94 \text{ m/min}} = 8\,010,1 \text{ N} \quad (2.10)$$

Se determina la presión de contacto. El área de contacto se obtiene del catálogo, el cual es 290 mm^2 para el paso de $31,75 \text{ mm}$.

$$P_{\text{superficie}} = \frac{F_{\text{cad. selección}}}{A_{\text{contacto}}} = \frac{8\,010,1 \text{ N}}{290 \text{ mm}^2} = 27,62 \text{ N/mm}^2 \quad (2.11)$$

La velocidad máxima de la cadena debe ser 45 m/min . Se considera velocidad baja cuando es inferior al 60% de la velocidad máxima, este valor equivale a 27 m/min . Para que una cadena simple tenga buena expectativa de vida la presión de contacto debe ser inferior a 40 N/mm^2 .

El factor de seguridad de la cadena recomendado para transmisión de potencia es 8. Se calcula el factor de seguridad para las circunstancias dadas con la ecuación 2.12:

$$FS = \frac{F_{\text{ruptura}}}{F_{\text{cadena}}} = \frac{95\,000 \text{ N}}{8\,010,1 \text{ N}} = 11,9 \quad (2.12)$$

- **Tipo de lubricación**

Se utiliza grasa como lubricante porque la velocidad de la cadena, la cual es 7,94m/min, es inferior al límite de uso de grasas, que es 240 m/min.

La información de cadena y ruedas dentadas es la siguiente:

- Marca: Renold
- Norma: ISO 606
- Paso de cadena [mm]: 31,75
- Cantidad de eslabones: 109
- Número de dientes de ruedas dentadas: 25
- Material de ruedas dentadas: EN8 templado

2.4. Unión rodillo con rueda dentada

Cada rodillo está directamente unido a la rueda dentada para que la transmisión de potencia sea directa entre ellas dos. De esta manera se tiene un eje estático que soporta a cada rodillo. La figura 2.12 muestra un esquema básico de la unión mencionada. Se aprecia que los rodillos se apoyan en los ejes estáticos por rodamientos.

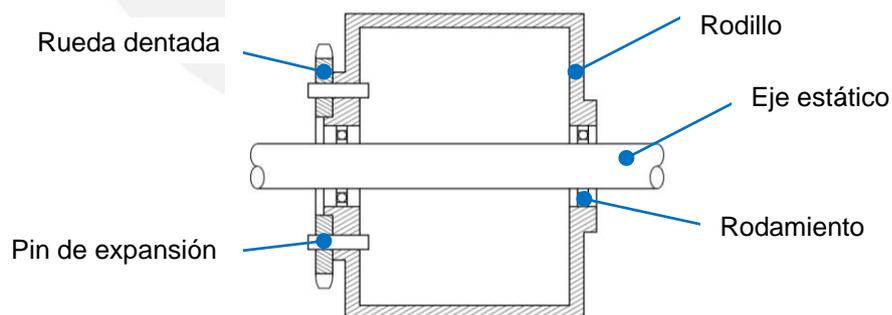


Figura 2.12. Esquema de unión rodillo con rueda dentada

2.4.1. Transmisión de momento

El momento es transmitido desde la rueda dentada hasta el rodillo por medio de 8 pines de expansión, los cuales están distribuidos de forma circular alrededor del eje del rodillo. Se sabe que el incremento de la distancia desde el centro, formado por el eje del rodillo, hasta la posición del pin de expansión permite disminuir la fuerza que

actúa en cada pin. Por esta razón, una distancia considerable para el diámetro de distribución es 170 mm.

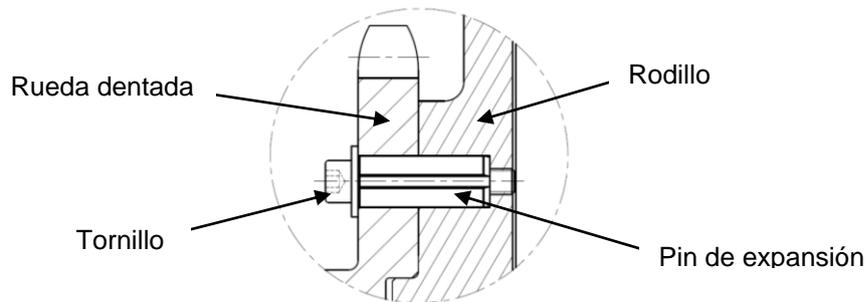


Figura 2.13. Unión de la rueda dentada con el rodillo a través del pin de expansión

Para garantizar la permanencia del pin de expansión y evitar el desplazamiento de la rueda dentada a lo largo del eje del rodillo, se coloca un tornillo que se introduce por la parte interior del pin de expansión. La parte roscada del tornillo se sujeta la pared del rodillo. La cabeza del tornillo, junto con una arandela, presiona la rueda dentada contra el rodillo. Lo explicado anteriormente se muestra en la figura 2.13.

2.4.2. Transmisión de fuerzas

El efecto de las cadenas produce en las ruedas dentadas, además de un momento, fuerzas las cuales son transmitidas al rodillo por medio de un asiento. Las fuerzas se representan en el DCL de la rueda dentada mostrado en la figura 2.14. Se calculan a continuación:

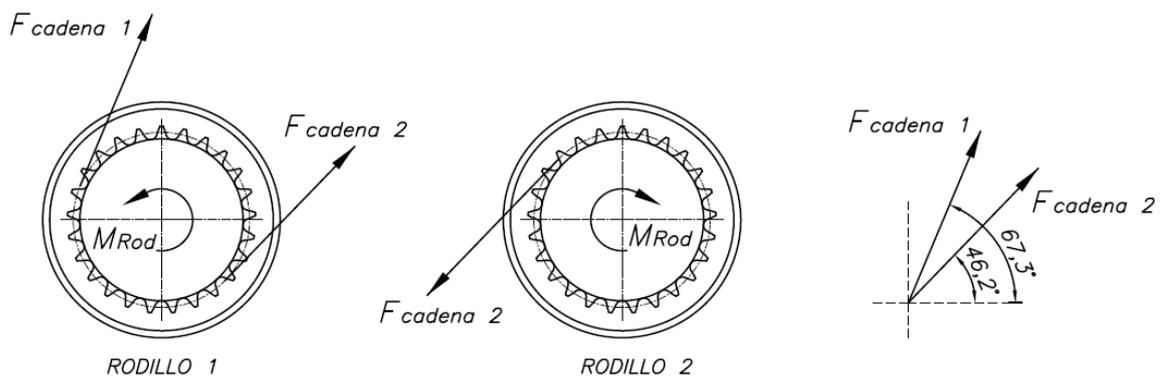


Figura 2.14. Fuerzas y momentos en las ruedas dentadas para rodillo

$$\text{En el rodillo 2 } \sum M = 0: \quad F_{\text{cadena 2}} = \frac{2000 \times M_{\text{rod}}}{D_{\text{prim}}} = \frac{2000 \times 367,89}{253,31} = 2904,7 \text{ N} \quad (2.13)$$

$$\text{En el rodillo 1 } \sum M = 0: \quad \frac{D_{\text{prim}}}{2000} \times F_{\text{cadena 1}} = M_{\text{Rod}} + \frac{D_{\text{prim}}}{2000} \times F_{\text{cadena 2}} \quad (2.14)$$

$$\Rightarrow F_{\text{cadena 1}} = F_{\text{cadena 2}} + \frac{2000 \times M_{\text{rod}}}{D_{\text{prim}}} = 5809,4 \text{ N}$$

De la figura 2.11 y con ayuda de software AutoCAD se halla los ángulos de inclinación de $F_{\text{cadena 1}}$ y $F_{\text{cadena 2}}$, los cuales se muestra en la figura 2.14. Las componentes de dichas fuerzas son:

$$F_{\text{cadena 1 x}} = 2241,9 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{\text{cadena 1 y}} = 5359,4 \text{ N}$$

$$F_{\text{cadena 2 x}} = 2010,5 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{\text{cadena 2 y}} = 2096,5 \text{ N}$$

Las fuerzas resultantes en las ruedas dentadas 1 y 2 son:

$$F_{\text{R.Dent 1 x}} = 4252,4 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{\text{R.Dent 1 y}} = 7455,9 \text{ N}$$

$$F_{\text{R.Dent 2 x}} = -2010,5 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{\text{R.Dent 2 y}} = -2096,5 \text{ N}$$

El asiento en el cual descansa cada rueda dentada en su respectivo rodillo permite que los pines de expansión solo transmitan el momento. La figura 2.15 muestra el asiento y sus dimensiones.

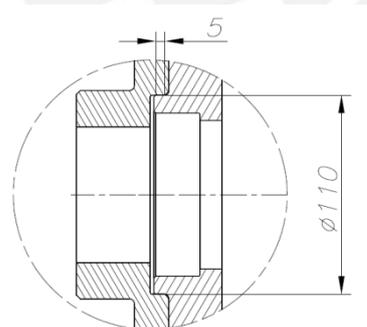


Figura 2.15. Asiento de la rueda dentada en el rodillo

El diámetro del asiento permite el ingreso del rodamiento. Se determina la presión aproximada entre las dos superficies en contacto tomando como referencia la rueda dentada 1 porque en ella actúa la mayor fuerza resultante de las cadenas:

$$\text{Pres}_{\text{asiento}} = \frac{F_{\text{R.Dent 1}}}{\text{espesor} \times D_{\text{asiento}}} = \frac{8583,3 \text{ N}}{5\text{mm} \times 110\text{mm}} = 15,6 \text{ N/mm}^2 \quad (2.15)$$

La presión admisible recomendada para aceros es 90 N/mm^2 , por lo tanto las superficies no se deforman.

2.5. Selección de los pines de expansión

El momento transmitido de la rueda dentada al rodillo genera una fuerza cortante en los pines de expansión. La fuerza cortante total se determina a continuación, considerando que el diámetro de distribución es 170 mm:

$$F_{\text{pin total}} = \frac{2000 \times M_{\text{Rod}}}{D_{\text{dist. pin}}} = \frac{2000 \times 367,89 \text{ N.m}}{170 \text{ mm}} = 4328,1 \text{ N} \quad (2.16)$$

Cada pin de expansión trabaja con dos superficies de contacto, caso distinto al usual que consiste en trabajar con tres superficies. Razón por la cual se emplean 8 pines alrededor del eje de la rueda dentada. La fuerza en cada pin es 541 N.

La suma de espesores de la rueda dentada y del rodillo es 48 mm. La longitud del tornillo que garantiza la permanencia del pin empleado es M8x50 y su longitud une satisfactoriamente las dos paredes. Debido a la amplia superficie donde se encuentra el agujero para cada tornillo, ellos son de cabeza hueca hexagonal, lo cual ayuda a tener una fácil colocación. El tornillo no soporta altas cargas, sin embargo, el diámetro es de 8 mm para que el pin de expansión posea mayor diámetro nominal y así la fuerza cortante no produzca un momento en cada pin.

Según la norma DIN 1481 que corresponde a los pines de expansión, el diámetro interior próximo superior del pin que permite el fácil ingreso de un tornillo de 8 mm de diámetro es de 10mm, que corresponde a un diámetro nominal de pin de 16 mm. La carga cortante mínima correspondiente a un pin trabajando a una sola carga cortante es de 85,51 kN (ver anexo 06). La fuerza a la cual está sometida cada pin de expansión es mucho menor a la que puede soportar, por lo tanto, no falla. La información del pin de expansión es la siguiente:

Norma : DIN 1481 / ISO 8752
Dimensiones : $\varnothing 16 \times 40 \text{ mm}$

Cantidad : 8
Material : CS70

2.6. Modificación de ruedas dentadas para rodillo

Las ruedas dentadas correspondientes a los dos rodillos poseen ocho agujeros pasantes distribuidos simétricamente con un diámetro de 170 mm. Ellos son para el ingreso de los pines de expansión por lo que son de 16 mm. Según ASME, la tolerancia del agujero recomendado es H12, que equivale al acabado que genera la broca, sin necesidad de escariado o mecanizado del taladro.

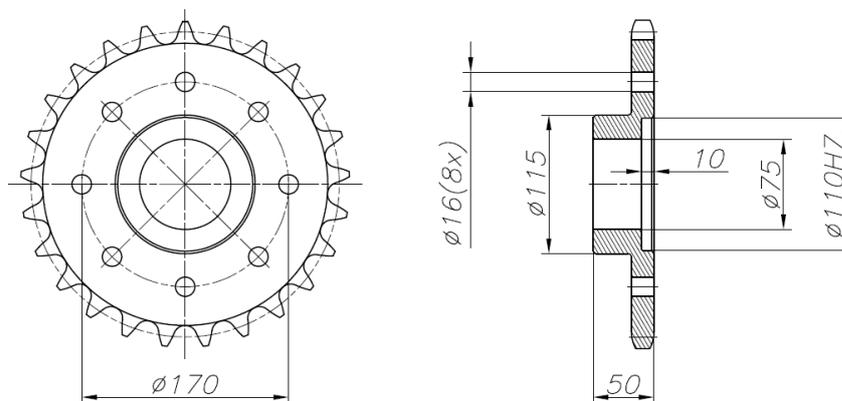


Figura 2.16. Dimensiones importantes de la rueda dentada para rodillo

Además, el asiento que sirve para descansar sobre el rodillo tiene una profundidad de 10 mm y la medida del diámetro es de 110 mm con una tolerancia de H7 para fácil ingreso. El agujero pasante de 75 mm de diámetro es para permitir el ingreso del eje sin tener contacto con él. Las dimensiones principales se aprecian en la figura 2.16.

2.7. Determinación de fuerzas y momentos en los rodillos

Debido a la alta probabilidad de ingreso de la botella de forma paralela a los ejes de los rodillos, la mayor fuerza de compactado proveniente del pico de la botella se aplica en zonas cercanas a los extremos de los rodillos. Sin embargo, al desconocer el lugar exacto donde el pico de la botella es compactado, se asume que se realiza a la mitad de la longitud de cada rodillo.

La longitud de compactado del rodillo es 306, mayor que la longitud máxima de las botellas, ver tabla.1.01. La figura 2.17 contiene las distancias de los apoyos de los rodillos, expresados como B y C, y del apoyo de la rueda dentada sobre el rodillo.

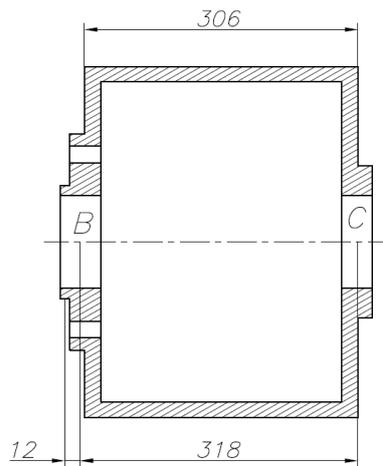


Figura 2.17. Puntos de apoyo de rodillo

La determinación de las fuerzas en los apoyos B y C del rodillo 1 se inicia con el DCL del mismo, ver figura 2.18. Además, se sabe que $M_{\text{rueda dentada}} = M_{\text{Rod}}$.

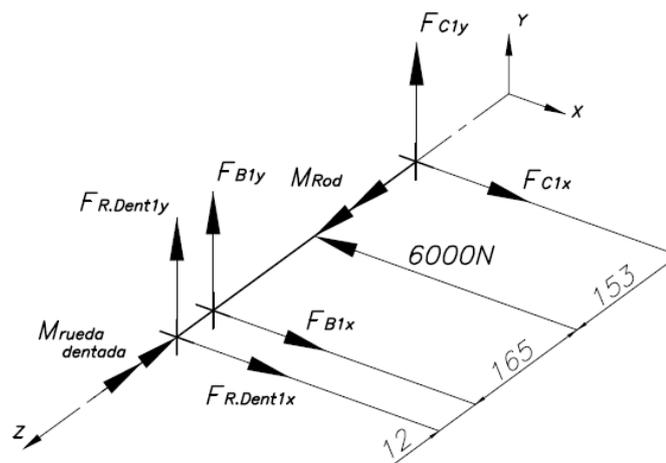


Figura 2.18. Fuerzas y momentos en el Rodillo 1

$$\begin{aligned} \sum M_{y\ c} = 0: \quad & M_{F_{R.Dent\ 1\ x}} + M_{F_{B\ 1\ x}} = M_{6000} \\ & 0,330 \times 4252,4 + 0,318 \times F_{B\ 1\ x} = 0,153 \times 6\ 000 \Rightarrow F_{B\ 1\ x} = -1\ 526,1\ \text{N} \end{aligned}$$

En el eje X:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0: \quad & F_{R.Dent\ 1\ x} + F_{B\ 1\ x} + F_{C\ 1\ x} = 6\ 000 \\ & 4\ 252,4 - 1526,1 + F_{C\ 1\ x} = 6\ 000 \Rightarrow F_{C\ 1\ x} = 3\ 273,7\ \text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{x\ c} = 0: \quad & M_{F_{R.Dent\ 1\ y}} + M_{F_{B\ 1\ y}} = 0 \\ & 0,330 \times 7\ 455,9 + 0,318 \times F_{B\ 1\ y} = 0 \Rightarrow F_{B\ 1\ y} = -7\ 737,3\ \text{N} \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0: \quad & F_{R.Dent1y} + F_{B1y} + F_{C1y} = 0 \\ & 7\,455,9 - 7\,737,3 + F_{C1y} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{C1y} = 281,4 \text{ N} \end{aligned}$$

También se determina las fuerzas en B y C del rodillo 2. DCL de eje 2 se presenta en la figura 2.19.

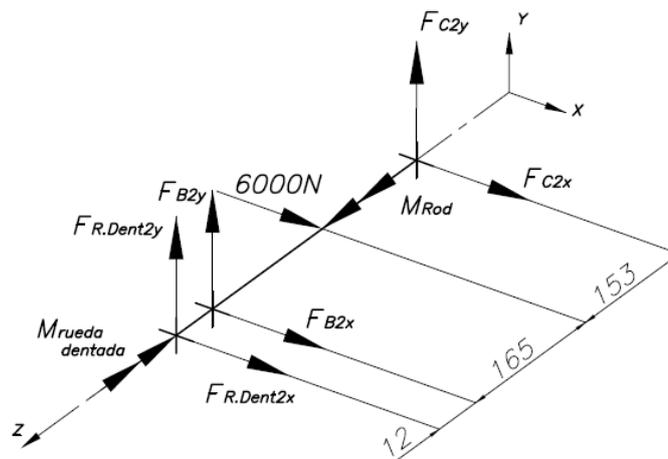


Figura 2.19. Fuerzas y momentos en el Rodillo 2

$$\begin{aligned} \sum M_{Yc} = 0: \quad & M_{F_{R.Dent2x}} + M_{F_{B2x}} + M_{6000} = 0 \\ & 0,330 \times (-2\,010,5) + 0,318 \times F_{B2x} + 0,153 \times 6\,000 = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{B2x} = -800,42 \text{ N} \end{aligned}$$

En el eje X:

$$\begin{aligned} \sum F_X = 0: \quad & F_{R.Dent2x} + F_{B2x} + F_{C2x} + 6\,000 = 0 \\ & -2\,010,5 - 800,42 + F_{C2x} + 6\,000 = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{C2x} = -3\,189,1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Xc} = 0: \quad & M_{F_{R.Dent2y}} + M_{F_{B2y}} = 0 \\ & 0,330 \times (-2\,096,5) + 0,318 \times F_{B2y} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{B2y} = 2\,175,6 \text{ N} \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0: \quad & F_{R.Dent2y} + F_{B2y} + F_{C2y} = 0 \\ & -2\,096,5 + 2\,175,6 + F_{C2y} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{C2y} = -79,1 \text{ N} \end{aligned}$$

2.8. Eje de rodillos

Los rodillos están apoyados, por medio de rodamientos, sobre ejes. Estos no giran porque no transmiten potencia y se encuentran apoyados en soportes en los puntos A y D. Las distancias de los apoyos se ven en la figura 2.20.

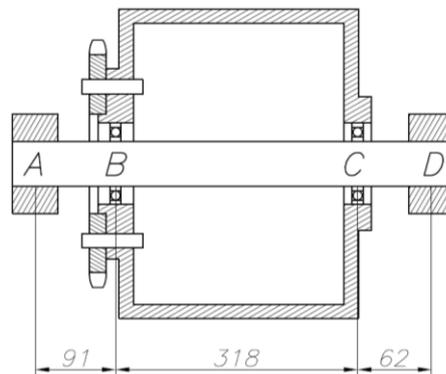


Figura 2.20. Puntos de apoyo en el eje de rodillo

Se determina las fuerzas en A y B del eje 1, comenzando por el DCL del mismo en la figura 2.21.

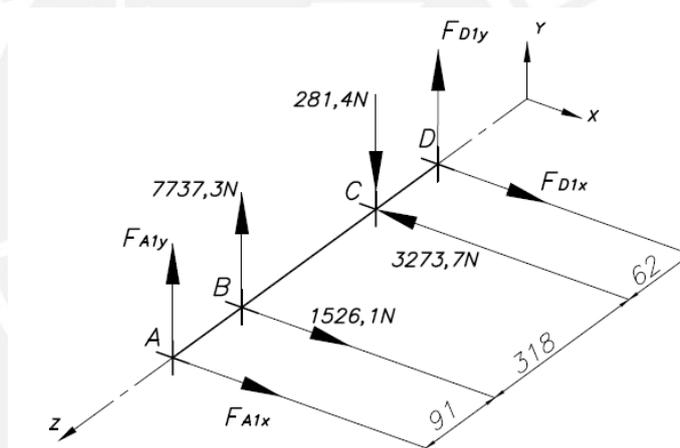


Figura 2.21. Fuerzas en el eje 1

$$\sum M_{y D} = 0 \quad M_{F_{A1x}} + M_{1526,1 N} = M_{3273,7 N}$$

$$0,471 \times F_{A1x} + 0,380 \times 1526,1 = 0,062 \times 3273,7 \Rightarrow F_{A1x} = -800,32 \text{ N}$$

En el eje X:

$$\sum F_x = 0: \quad -800,32 + 1526,1 + F_{D1x} = 3273,7 \Rightarrow F_{D1x} = 2547,9 \text{ N}$$

$$\sum M_{x D} = 0: \quad M_{F_{A1y}} + M_{7737,3 N} = M_{281,4 N}$$

$$0,471 \times F_{A1y} + 0,380 \times 7737,3 = 0,062 \times 281,4 \Rightarrow F_{A1y} = -6205,4 \text{ N}$$

En el eje Y:

$$\sum F_y = 0: \quad (-6205,4) + 7737,3 + F_{D1y} = 281,4 \Rightarrow F_{D1y} = -1250,5 \text{ N}$$

Además, se determina las fuerzas en A y B del eje 2. El DCL del eje 2 se muestra en la figura 2.22.

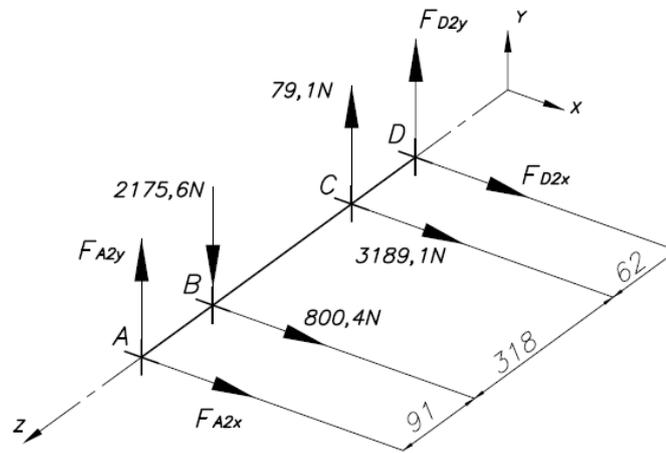


Figura 2.22. Fuerzas en el eje 2

$$\sum M_{yD} = 0 \quad M_{FA2x} + M_{800,42N} + M_{3189,1N} = 0$$

$$0,471 \times F_{A2x} + 0,380 \times 800,42 + 0,062 \times 3189,1 = 0 \Rightarrow F_{A2x} = -1065,6 \text{ N}$$

En el eje X:

$$\sum F_x = 0: \quad -1065,6 + 800,42 + 3189,1 + F_{D2x} = 0 \Rightarrow F_{D2x} = -2923,9 \text{ N}$$

$\sum M_{xD} = 0$:

$$M_{FA2y} + M_{79,1N} = M_{2175,6N}$$

$$0,471 \times F_{A2y} + 0,062 \times 79,1 = 0,380 \times 2175,6 \Rightarrow F_{A2y} = 1744,8 \text{ N}$$

En el eje Y:

$$\sum F_y = 0: \quad 1744,8 + 79,1 + F_{D2y} = 2175,6 \Rightarrow F_{D2y} = 351,7 \text{ N}$$

Los diagramas de fuerza cortante (DFC) y de momento flector (DMF) de los ejes 1 y 2 se muestran en el anexo 07. La variación del momento flector resultante respecto a la distancia desde D hasta A se muestra en la figura 2.23. En el eje 2 los valores del momento flector resultante son similares de C a B, siendo en B el mayor valor equivalente a 186,05 N.m. Sin embargo, en el eje 1 el valor del momento flector incrementa de C a B alcanzando el mayor valor en B de 569,37 N.m.

Las dimensiones para ambos ejes son las mismas y los cálculos para el dimensionamiento de ellos se hacen respecto al eje 1. Esto es porque el eje 1 es el que posee los valores más elevados en un gran segmento de la longitud del eje y, sobre todo, el que posee el mayor valor.

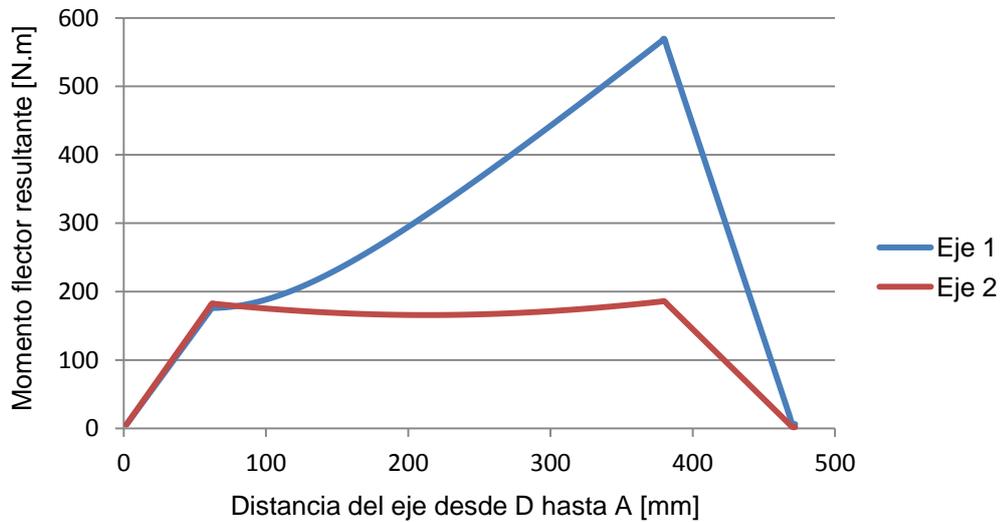


Figura 2.23. Variación del momento flector resultante en los ejes 1 y 2

El material de los ejes es Ck45, o su equivalente AISI 1045, por ser el más utilizado en la fabricación de arboles y ejes. Los valores de resistencia del material son: $\sigma_B = 650 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_F = 390 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_{Alt} = 350 \text{ N/mm}^2$.

Se determina el diámetro del eje que resista el mayor momento flector, el cual se encuentra en el punto B. En este lugar del eje se coloca el rodamiento sobre el cual descansa el rodillo. El diámetro interior del rodamiento varía cada 5 mm, por esta razón el diámetro del eje es múltiplo de 5.

Para la determinar el diámetro se realiza una iteración y se propone un diámetro de 50mm. Se calcula el esfuerzo producido en el exterior del eje.

$$\sigma_{eq} = \frac{r \times M_{flector}}{I_{eje}} = \frac{4 \times 1000 \times M_{flector}}{\pi \times r^3} = \frac{4 \times 1000 \times 569,37}{\pi \times 25^3} = 46,40 \text{ N/mm}^2$$

Se analiza si falla por resistencia. El factor de seguridad, por ser un material conocido y estar sujeto a cargas de fácil determinación, es 2. Sabiendo que $\sigma_{Adm} = \sigma_f / FS$, $\sigma_{Adm} = 195 \text{ N/mm}^2$, por lo tanto, se cumple que $\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$. No falla por resistencia.

Se analiza si falla por fatiga. El eje está sometido a fuerzas pulsantes, generando los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_s = 46,40 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_i = 0 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo medio σ_m y el esfuerzo alternante σ_a con las ecuaciones 2.16:

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_s + \sigma_i)}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_a = \frac{(\sigma_s - \sigma_i)}{2} \quad (2.17)$$

$$\Rightarrow \sigma_m = 23,20 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \sigma_a = 23,20 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo alternante real σ_a^I es el esfuerzo alternante producido por la carga σ_a influenciado por ciertos factores, los cuales son β_K , C_s , C_t , C_{temp} , C_{carg} y C_c . Se determina σ_a^I con la siguiente ecuación:

$$\sigma_a^I = \frac{\beta_K}{(C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carg} \times C_c)} \times \sigma_a \quad (2.18)$$

El tope que presenta el eje para la ubicación del rodamiento no debe estar en contacto con el chaflán del rodamiento. Por lo tanto, el radio de tope debe ser menor a la medida del chaflán del rodamiento. Según el anexo 07, el chaflán del rodamiento es 1,1 mm. El valor mínimo para el chaflán del eje r es 1 mm. Sin embargo, se toma $r=0,8$ mm. El factor efectivo de concentración de esfuerzos β_K es:

$$\beta_K = 1 + \eta (\alpha_K - 1) \quad (2.19)$$

donde η es el factor de sensibilidad a la entalla:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_f}{\sigma_B}\right)^3} = 0,61 \quad (2.20)$$

El factor geométrico de concentración de esfuerzos α_K , obtenido del anexo 11, para este caso es 2,64, por lo tanto, $\beta_K = 2,00$. Además, del anexo 11 se determinan:

- Influencia de acabado superficial (C_s): 0,98
- Influencia de tamaño (C_t): 0,68
- Influencia de temperatura (C_{temp}): 1
- Influencia de carga (C_{carg}): 1
- Influencia estadística (C_c): 1

Se obtiene el valor de σ_a^I : $\sigma_a^I = \sigma_a \times 3,00 = 69,6 \text{ N/mm}^2$

Se sabe que:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_a^I}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \quad (2.21)$$

De donde se obtiene que el FS es 4,3. El factor de seguridad recomendado para cargas medianas y que puedan calcularse es 2, según [Rodríguez, 2006]. El determinado es mayor a 2, por lo tanto, no falla.

Se emplea tuercas de fijación para el rodamiento para evitar el posible movimiento axial de estos. Las tuercas se colocan en las dos longitudes roscadas que posee el eje, una para cada rodamiento. La rosca que se encuentra entre los puntos A y B es de 32 mm de longitud, mientras que la rosca que se encuentra entre los puntos C y D es de 16 mm de longitud. Ambos roscados son de M45x1,5. Cada rosca posee a lo largo un canal, el cual permite el ingreso de la arandela de retención correspondiente a la tuerca empleada.

Entre la longitud roscada y la superficie donde descansa el rodamiento de cada extremo se encuentra un canal anular como lo muestra la figura 2.24. El diámetro del eje en la sección donde se encuentran los canales es de 39 mm y el radio de los canales de 3 mm.

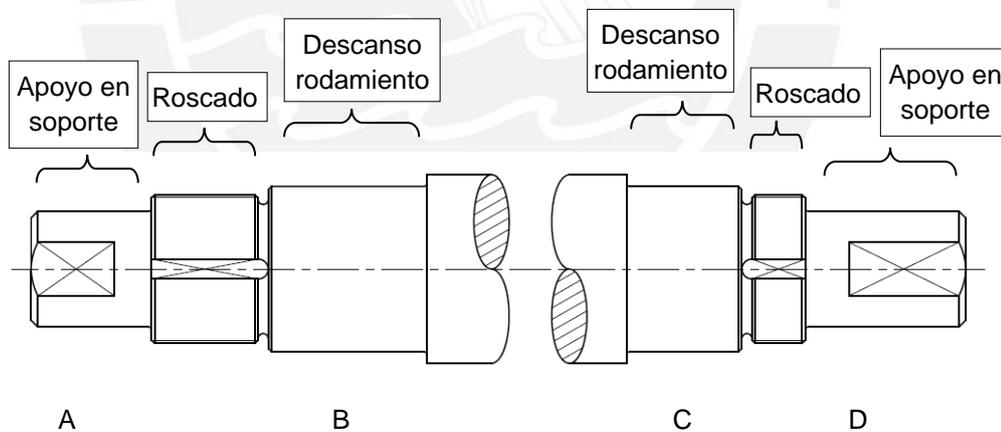


Figura 2.24. Zonas del eje de rodillos

La sección del canal anular que soporta mayor momento flector es la que se encuentra entre A y B con un valor de 331,59 N.m. Se calcula el esfuerzo producido en el exterior de la sección del canal.

$$\sigma_{eq} = \frac{r \times M_{flector}}{I_{eje}} = \frac{4 \times 1000 \times M_{flector}}{\pi \times r^3} = \frac{4 \times 1000 \times 331,59}{\pi \times 19,5^3} = 56,94 \text{ N/mm}^2$$

Se analiza si falla por resistencia. El factor de seguridad, por ser un material conocido y estar sujeto a cargas de fácil determinación, es 2. Sabiendo que $\sigma_{Adm} = \sigma_f / FS$, $\sigma_{Adm}=195 \text{ N/mm}^2$, por lo tanto, se cumple que $\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$. No falla por resistencia.

Se analiza si falla por fatiga. El eje está sometido a fuerzas pulsantes, generando los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_s = 56,94 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_i = 0 \text{ N/mm}^2$. Según la ecuación 2.17, los valores de σ_m y σ_a son $28,47 \text{ N/mm}^2$ y $28,47 \text{ N/mm}^2$ respectivamente.

El factor de sensibilidad a la entalla η para $r = 1,5 \text{ mm}$, según ecuación 2.20, es 0,75. El factor geométrico de concentración de esfuerzos α_K , según anexo11, es 2,94 y el factor efectivo de concentración de esfuerzos β_K , según ecuación 2.19 es 2,46. Además, del anexo 11 se determinan:

- Influencia de acabado superficial (C_s): 0,98
- Influencia de tamaño (C_t): 0,72
- Influencia de temperatura (C_{temp}): 1
- Influencia de carga (C_{carg}): 1
- Influencia estadística (C_c): 1

Se obtiene el valor de σ_a^1 : $\sigma_a^1 = \sigma_a \times 3,49 = 99,36 \text{ N/mm}^2$

Con la ecuación 2.21 el FS es 3,1. El factor de seguridad recomendado para cargas medianas y que puedan calcularse es 2, según [Rodríguez, 2006]. El determinado es mayor a 2, por lo tanto, no falla.

Los extremos del eje se encuentran apoyados en soportes (ver capítulo 2.13). La superficie de apoyo es de 35 mm de diámetro y 34 mm de profundidad. Debido al apoyo, se produce una presión en la superficie del eje. El punto de apoyo más crítico (ver Anexo 07) se encuentra en A del eje 1 con un valor resultante de 6 256,8 N. En consecuencia, la presión en los extremos de los eje de rodillos $Pres_{soporte}$ se calcula con la ecuación 2.22:

$$Pres_{soporte} = \frac{6256,8}{35 \times 34} = 5,26 \text{ N/mm}^2 \quad (2.22)$$

La presión admisible recomendada para ceros es 90 N/mm^2 . Por lo tanto, los extremos de los ejes no se deforman.

Los apoyos para el soporte, los cuales son los extremos de los ejes, poseen una superficie plana. El prisionero colocado en el soporte hace presión sobre la superficie plana impidiendo los posibles giros del eje producidos por los pequeños torques transmitidos por los rodamientos.

El tipo de ajuste, rugosidad y la tolerancia de forma y posición para la zona de descanso de los rodamientos en los ejes se muestran en el capítulo 2.10.3.

2.9. Selección de rodamientos y accesorios para rodillos

Se emplean rodamientos en los apoyos entre los rodillos y los ejes para reducir la fricción y soportar cargas elevadas. Se selecciona rodamiento de bolas por ser de bajos costos y exigir poco mantenimiento. Las condiciones a las que están sometidos los rodamientos son las siguientes:

- Los rodamientos están sometidos a cargas de choque.
- Los rodamientos giran a bajas velocidades. Aproximadamente 10 rpm.

La selección de los rodamientos es según la guía de selección del Catálogo General de SKF [SKF,2008]. Debido a las condiciones, el análisis para la selección de ellos se hace por carga estática. La carga soportada es únicamente radial y se decide que los cuatro rodamientos deben ser iguales. Sabiendo que, la mayor fuerza resultante es la que se produce en el punto B del eje 1 con un valor de 7886,4 N y que el diámetro interior del rodamiento es 50 mm, el cálculo estático, según ecuación 2.23, es:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (2.23)$$

donde:

C_0 : Capacidad de carga estática [kN]

P_0 : carga estática equivalente, [kN]

s_0 : factor de seguridad estática

Por tratarse de cargas de choque y de preferirse un funcionamiento altamente silencioso, el valor orientativo dado por SKF debe ser mayor igual a 2. Sabiendo que P_0 es en este caso es 7886,4 N, se selecciona el rodamiento denominado 6210 con C_0 igual a 23,2 kN. El valor de s_0 es 2,9, lo que lo hace ser el adecuado. Los valores de este rodamiento se muestran en el anexo 08.

Para protección, se prefiere que el rodamiento tenga obturadores a ambos lados, en especial obturadores rozantes. Según catálogo, los rodamientos de obturación a ambos lados están lubricados de por vida y no necesitan mantenimiento. La única exigencia es que no deben estar sometidos a temperaturas superiores a 80 °C.

Por lo tanto, los rodamientos utilizados son: Rodamientos SKF Explorer 6210-2RS1. Ya que el eje no se dilata por altas temperaturas y el ajuste de interferencia no basta para fijar axialmente el aro interior del rodamiento, se emplea una tuerca de fijación con una arandela de fijación. Las designaciones son las siguientes:

- Tuerca de fijación KM 9
- Arandela de retención MB9

Se puede apreciar su ubicación en la figura 2.31. Cabe resaltar que se necesita una llave gancho HN 9 para montaje y desmontaje de la tuerca.

2.10. Rodillos

El rodillo está compuesto por un cilindro y dos tapas. Los tres elementos están hechos de ASTM A36 y están unidos por un cordón de soldadura. La figura 2.25 muestra las dos tapas puestas a cada lado del cilindro.

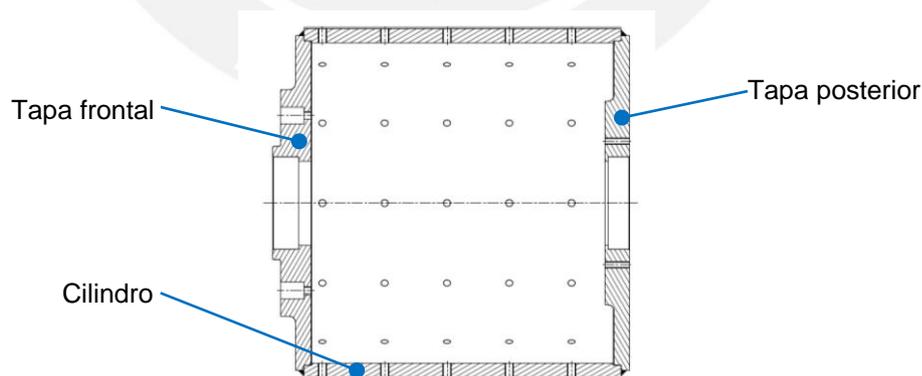


Figura 2.25. Partes del rodillo

Cada cilindro del rodillo posee doce filas distribuidas circularmente de cinco agujeros roscados. En los agujeros roscados se colocan las púas. Una sección del rodillo que pasa por los centros de los agujeros roscados y un detalle de los mismos agujeros se muestran en la figura 2.26.

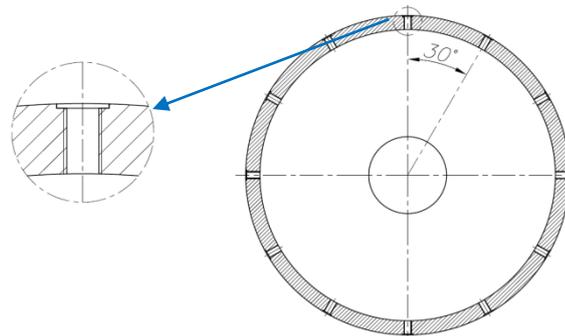


Figura 2.26. Sección del rodillo mostrando los agujeros roscados

El disco frontal de cada rodillo posee ocho agujeros pasantes, ver figura 2.26, distribuidos simétricamente alrededor del eje de la rueda con un diámetro de 170mm. En ellos se alojan los pines de expansión. Según ASME, la tolerancia del agujero recomendado es H12, que equivale al acabado que genera la broca, sin necesidad de escariado o mecanizado del taladro. La figura 2.27 muestra como es empleado.

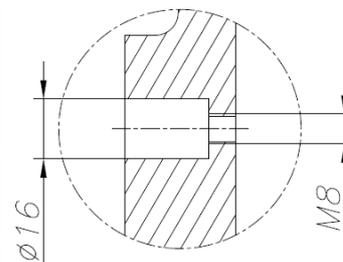


Figura 2.27. Agujero para ubicación de pin de expansión y tornillo

2.10.1. Asiento entre la tapa y el cilindro

Las tapas se apoyan en el cilindro por medio de un asiento, como se ve en la figura 2.28. El asiento en cada lado del cilindro poseen las mismas medidas, 5 mm de longitud y 315 de diámetro y la tolerancia es H7/h7.

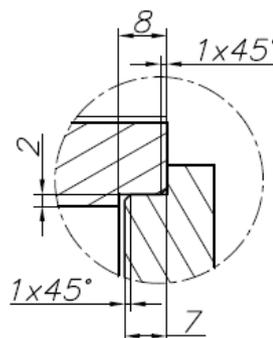


Figura 2.28. Asiento entre el cilindro y los discos

La fuerza que soportan los asientos en las tapas frontales es la resultante de la fuerza generada por la cadena y la fuerza que se transmita al rodamiento del punto B. La soportada por los asientos en las tapas posteriores es la fuerza que se transmite al rodamiento en el punto C.

La mayor fuerza de aplastamiento se produce en el disco posterior del rodillo 1 con un valor de 3285,8 N, valor obtenido del anexo 07. El cálculo aproximado de la presión admisible de asiento del rodillo $Pres_{\text{rodillo}}$ se da con la ecuación 2.24:

$$Pres_{\text{rodillo}} = \frac{3285,8}{315 \times 5} = 2,09 \text{ N/mm}^2 \quad (2.24)$$

La presión admisible recomendada para aceros es 90 N/mm^2 . Por lo tanto, los extremos no se deforman.

2.10.2. Cálculo del cordón de soldadura en el rodillo

Cada tapa se une al cilindro por medio de un cordón de soldadura que se coloca alrededor de cada tapa en la unión con el cilindro. La figura 2.29 muestra el espacio donde se ubica el cordón, el cual tiene como dimensiones $8 \times 8 \text{ mm}$. El cordón tiene la función de transmitir el momento por la cadena a la rueda dentada.

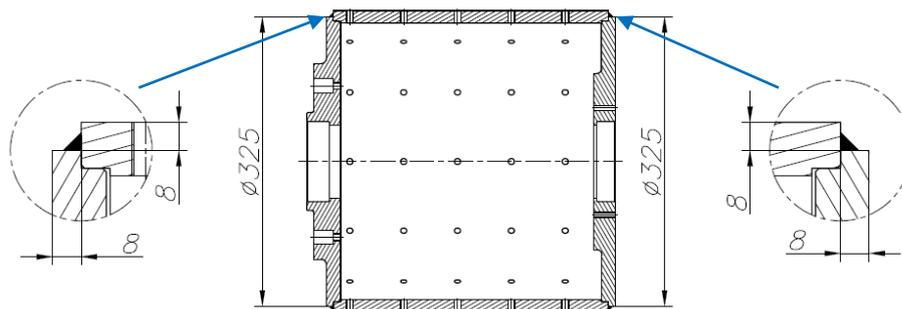


Figura 2.29. Posición de cordones de soldadura en rodillos

El espesor de garganta del cordón es de 5 mm y se procede a analizar si falla el cordón por fatiga. Según Eurocódigo (ver anexo 09), para el espacio donde va ubicado el cordón, le corresponde un espesor de garganta mínimo de 3 mm, sin embargo, se considera como 5 mm. Se calcula el esfuerzo producido por el momento torsor M_{Rod} en el cordón.

El momento polar es:
$$J_{\text{cordón}} = \frac{\pi \times ((D + 2 \times a)^4 - D^4)}{32} = 141,16 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

El único esfuerzo producido es:
$$t_a = \frac{r \times M_{\text{Rod}}}{J_{\text{cordón}}} = \frac{1000 \times 167,5 \times 735,78 \text{ N.m}}{141,16 \times 10^6 \text{ mm}^4} = 0,44 \text{ N/mm}^2$$

Según la teoría de máximo esfuerzo normal el esfuerzo equivalente se determina con la ecuación 2.25:

$$\sigma_{\text{eq}} = 0,5 \times n + 0,5 \times \sqrt{n^2 + 4 \times (t_n^2 + t_a^2)} \quad (2.25)$$

Se sabe que n_n (esfuerzo normal a la superficie del cordón) y t_n (esfuerzo cortante a la superficie del cordón) son igual a 0. Consecuentemente el valor de σ_{eq} es $0,44 \text{ N/mm}^2$.

El rodillo está sometido a fuerzas pulsantes, por la gran cantidad de pausas en un periodo de tiempo, generando los esfuerzos superior e inferior $\sigma_s = 0,44 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_i = 0 \text{ N/mm}^2$ respectivamente. Los valores de σ_m y σ_a , calculados con la ecuación 2.17, son $0,22 \text{ N/mm}^2$ y $0,22 \text{ N/mm}^2$ respectivamente. Se calcula el factor de seguridad a la fatiga con la ecuación 2.26:

$$\frac{1}{\text{FS}} = \frac{(\sigma_a / v_1 v_2)}{\sigma_{\text{Alt}}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \quad (2.26)$$

donde:

v_1 (factor de forma, extraído del anexo 09): 0,22

v_2 (factor de calidad de unión, extraído del anexo 09): 0,8

σ_{Alt} : 210 N/mm^2

σ_B : 500 N/mm^2

El FS es igual a 156. El factor de seguridad recomendado para materiales conocidos bajo cargas que pueden ser calculadas y condiciones ambientales promedio es 3. Por lo tanto el cordón no falla.

La longitud del cordón es: $L_{\text{cordón}} = \pi \times 325 = 1025 \text{ mm}$. Entonces, el espesor de cordón es 5mm y la longitud es 1025 mm.

2.10.3. Alojamiento de los rodamientos para rodillos

El catálogo para rodamientos [SKF,2008] proporciona las medidas que debe tener el alojamiento para los acuerdos y resaltes. El anexo 08 muestra las medidas.

- Diámetro exterior ($D_{a \text{ máx}}$): 83 mm
- Diámetro interior ($d_{a \text{ mín}}$): 57 mm
- Radio de redondeo ($r_{a \text{ máx}}$): 1 mm

Según las condiciones para el ajuste de interferencia, la magnitud de la carga cumple con lo siguiente: $P_0 > (0,15 \times C)$. Por lo tanto, la carga de compactado se considera como “carga muy elevada”. Además, las condiciones de giro y carga son las siguientes: aro interior estacionario, aro exterior rotativo y la carga de sentido constante. En consecuencia, para estos casos se recomienda ajuste flojo para el aro interior de h6 y ajuste de interferencia para el aro exterior de M7. La rugosidad en el eje debe ser 0,8 y en el alojamiento 1,6.

La tolerancia de forma y posición se mencionan a continuación:

- Asiento cilíndrico: cilindridad y variación radial total les corresponde IT5/2
- Resalte plano: Perpendicularidad y Variación axial total les corresponde IT5

El grado de tolerancia ISO IT5 para el asiento en eje, de 50 mm de diámetro, es $11 \mu\text{m}$ y el grado de tolerancia ISO IT5 para el asiento en alojamiento, de 90 mm de diámetro, es $15 \mu\text{m}$.

2.10.4. Sincronización de los rodillos

Las ruedas dentadas están ubicadas en los rodillos de manera tal, que al pasar la cadena por ellas, se nota una sincronización en los rodillos. La sincronización consiste en permitir que dos filas de púas, cada una perteneciente a cada rodillo, desciendan al mismo tiempo y garanticen el ingreso de la botella.

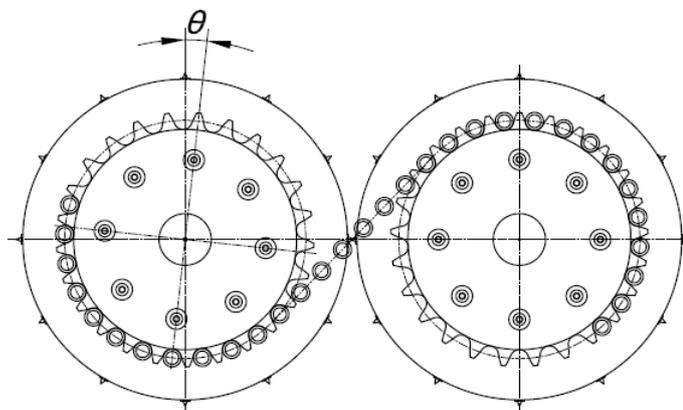


Figura 2.30. Sincronización de rodillos

En la figura 2.30 se puede ver que el centro del rodillo 2, el centro del tornillo que sujeta la rueda dentada en el rodillo, un diente de la rueda dentada y una púa se encuentran alineados. Esta alineación no ocurre entre el rodillo 1 y su rueda dentada ya que se requiere que la rueda dentada deba estar girada un ángulo θ para que sus dientes calcen en los eslabones de la cadena. La trayectoria de la cadena entre los rodillos 1 y 2 está compuesta por dos arcos de la circunferencia primitiva de las ruedas dentadas y la tangente interior que une las dos circunferencias.

Se tiene tres consideraciones para la determinación del ángulo de giro θ :

- La cadena forma polígonos al recorrer las partes curvas de la trayectoria.
- La longitud de la tangente interior entre el paso de la cadena da la cantidad aproximada de eslabones que no están en contacto con la rueda dentada.
- El eslabón del extremo izquierdo de la tangente interior define el valor de θ .

Con ayuda del software AutoCAD se determina que el eje vertical y horizontal de la distribución de los ocho agujeros en los que se sujeta la rueda dentada del rodillo 1 debe girar $6^{\circ}13'$ en sentido horario.

2.10.5. Análisis por resistencia y fatiga del rodillo

En el punto 2.7 se muestran las fuerzas y los momentos que actúan en cada rodillo. Se sabe que la fuerza de compactado de la botella se aplica en las zonas muy próximas a la mitad de la longitud del cilindro del rodillo. En estas zonas la sección más crítica es la que posee los agujeros roscados para las púas, como se muestra en la figura 2.26.

Se tiene en cuenta que el análisis de resistencia y fatiga se realiza para el cilindro del rodillo, del cual su diámetro exterior e interior son 341 mm y 311 mm respectivamente. Las inercias de la sección del cilindro con los agujeros roscados son las siguientes:

$$J = 369\,729\,736,5 \text{ mm}^4 \quad \text{y} \quad I = 184\,859\,202,3 \text{ mm}^4$$

En la zona más crítica el momento flector es 500,88 N.m (ver anexo 07) y el momento de torsión es igual a M_{Rod} que es 367,89 N.m. Se calculan los esfuerzos producidos los momentos en un punto de la superficie exterior del cilindro.

$$\sigma = \frac{1\,000 \times y \times M_{\text{flector}}}{I} = \frac{1000 \times 170,5 \times 502,73}{184\,859\,202,3} = 0,46 \text{ N/m}^2$$

$$\tau = \frac{1000 \times y \times M_{\text{Rod}}}{J} = \frac{1000 \times 170,5 \times 367,89}{369\,729\,736,5} = 0,17 \text{ N/m}^2$$

Los valores de resistencia del material para el ASTM A36 son: $\sigma_B = 500 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_f = 300 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_{Alt} = 210 \text{ N/mm}^2$. El análisis por resistencia es el siguiente. Se calcula el esfuerzo equivalente según von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma^2 + 3 \times \tau^2)} = 0,55 \text{ N/m}^2$$

El FS para cargas y esfuerzos que puedan calcularse es 3. Se cumple la condición dada por la inecuación 2.27:

$$\sigma_{eq} \ll \left(\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} \right) \quad (2.27)$$

El esfuerzo equivalente es mucho menor que el esfuerzo admisible, por lo tanto, el rodillo no falla por resistencia.

Se analiza si falla por fatiga. El eje está sometido a fuerzas alternantes, generando los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_s = 0,55 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_i = -0,55 \text{ N/mm}^2$. Los valores de σ_m y σ_a , según ecuación 2.17, son 0 N/mm^2 y $0,55 \text{ N/mm}^2$ respectivamente. El cálculo aproximado del factor de seguridad es hallado por la ecuación 2.28:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{Alt}} \quad (2.28)$$

Donde FS es 454,5. El factor de seguridad es muy elevado ya que el rodillo es robusto, por lo tanto no falla. Sin embargo, es preferible que sea robusto, con un espesor de 15 mm, para que las superficie del cilindro no se deforme por la presión del pico de la botella en pequeñas y diferentes áreas de la superficie.

2.11. Espaciadores

Los espaciadores son elementos que se sitúan entre la tuerca de fijación para rodamientos y el aro interior de los rodamientos. Ellos ayudan a mantener una distancia entre los dos elementos y a transmitir la fuerza requerida para fijar el aro

interior de rodamiento, ya que la zona de ubicación del rodamiento es muy reducida y no permitiría ajustar debidamente la tuerca.

Ambos espaciadores son de 50 mm de diámetro interior y 5 mm de espesor. El espaciador de la izquierda, cercano a la rueda dentada, es de 39 mm de longitud, mientras que el de la derecha, es de 21 mm de longitud. La figura 2.31 indica la ubicación de ellos.

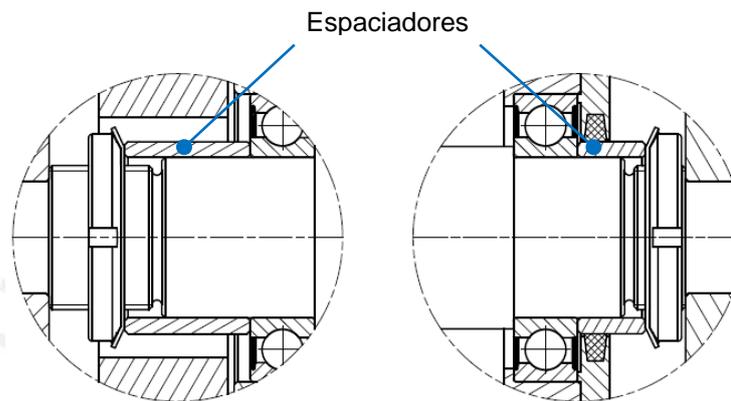


Figura 2.31. Espaciadores

2.12. Tapa de protección para rodamiento de rodillo

Su función es fijar el aro superior del rodamiento y alojar al anillo de fieltro, el cual evita el contacto con el ambiente protegiendo al rodamiento de la suciedad. La tapa de rodamiento se sujeta en el exterior del disco posterior del rodillo por medio de ocho tornillos distribuidos circularmente con un radio de distribución de 60 mm, como muestra la figura.

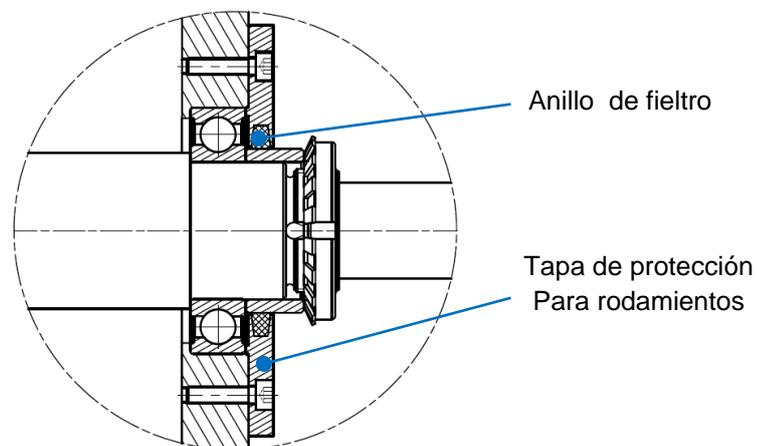


Figura 2.32. Unión de la tapa de protección para rodamientos con elementos cercanos

La ranura donde se ubica el anillo de fieltro está dimensionada según la norma DIN 5419 para un anillo Fi 13. En el anexo 10 se muestra la norma. Se elige este tipo de protección porque, según la guía de selección del Catálogo General de SKF [SKF,2008], es la recomendada para velocidades periféricas de hasta 4 m/s y con temperatura de funcionamiento inferior a 100 °C. Los requerimientos son que se emplean con lubricación con grasa, la superficie debe estar rectificada con una rugosidad superficial menor igual a $R_a = 3,2 \mu\text{m}$.

2.13. Soportes para ejes de rodillos

Los soportes para ejes de rodillos son dos soportes en los cuales se ubican los ejes de los rodillos. Están hechos de acero ASTM A36. Sus funciones son:

- Fijar la distancia entre los ejes de los rodillos para proporcionar el espesor al cual se quiere reducir la botella.
- Absorber la fuerza de compactado transmitida por los ejes.

Cada soporte posee seis agujeros en los cuales se ubican los tornillos que fijan los soportes a la estructura. Las dimensiones de los soportes se muestran a continuación:

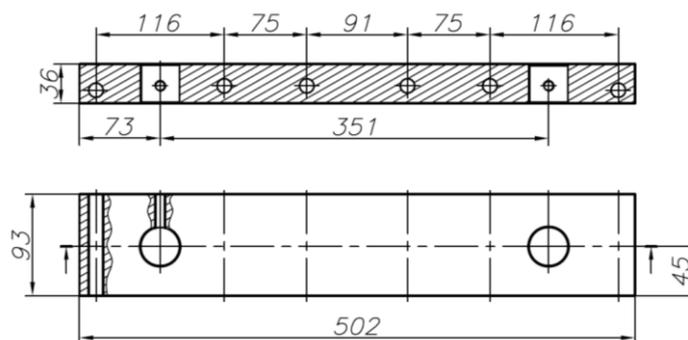


Figura 2.33. Dimensiones de los soportes para ejes de rodillos

2.13.1. Cálculo de fuerzas en los soportes para ejes de rodillos

La figura 2.34 muestra las fuerzas producidas por los ejes de los rodillos en los soportes. En el soporte derecho, las fuerzas horizontales se contrarrestan permitiendo únicamente la transmisión de fuerzas verticales y una leve fuerza horizontal sobre la estructura. Por otro lado, en el soporte izquierdo las fuerzas horizontales se suman y

esto se debe al efecto de las fuerzas ocasionadas por la tensión de la cadena que también son transmitidas a los rodillos y, por ende, a los ejes.

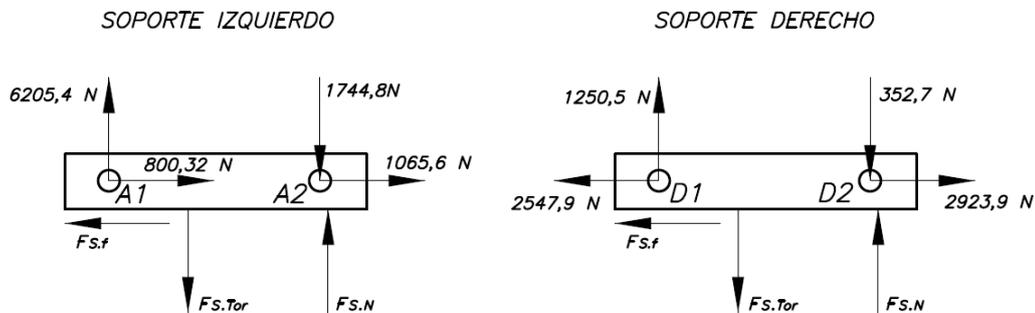


Figura 2.34. Fuerzas producidas por los ejes en los soportes

Debido a las fuerzas, el soporte sufre una deformación como muestra la figura 2.35. Una parte de la superficie inferior del soporte esta a compresión, en ella actúa la fuerza normal $F_{S,N}$. La otra parte de la superficie se deforma un ángulo ϕ . La fuerza resultante que generan los tornillos sobre el soporte es $F_{S,Tor}$ limita la deformación.



Figura 2.35. Deformación de los soportes para ejes de rodillos

De los DCL mostrados en la figura 2.34, se procede a determinar $F_{S,N,A}$ y $F_{S,Tor,A}$. En el soporte izquierdo, la fuerza de fricción $F_{S,f,A}$ es 1865,9 N. Para evitar el desplazamiento horizontal se debe cumplir con la siguiente condición:

$$F_{S,N,A} \times \mu \geq 1865,9$$

El coeficiente de fricción estático entre aceros es 0,15, por lo tanto, el valor mínimo requerido para $F_{S,N,A}$ es 12 439,3 N. Se determina $F_{S,Tor,A}$.

$$\sum F_y = 0: \quad 6205,4 + F_{S,N} = 1744,8 + F_{S,Tor,A} \quad \rightarrow \quad F_{S,Tor,A} = 16\ 899,9\ N$$

Se realiza el mismo cálculo para el soporte derecho, y se obtiene que $F_{S,f,D}$ es 376 N, $F_{S,N,D}$ es 2506,7 N y $F_{S,Tor,D}$ es 3404,5 N.

La $F_{S,N}$ es la resultante de una fuerza distribuida y la $F_{S,Tor.}$ es la suma de las fuerzas de tracción de cada tornillo. Se asume que el límite donde la superficie deja de estar a compresión y comienza a separarse de la estructura es el centroide de las superficies que están a compresión y a atracción.

Cabe resaltar que la superficie de tracción se refiere a la sección del diámetro resistente de los tornillos, que para M12 es de 10,4 mm de diámetro. Los agujeros para los tornillos son de 13 mm de diámetro. Considerando que el centroide se ubica entre el quinto y sexto agujero, ver figura 2.36, se calcula su posición:

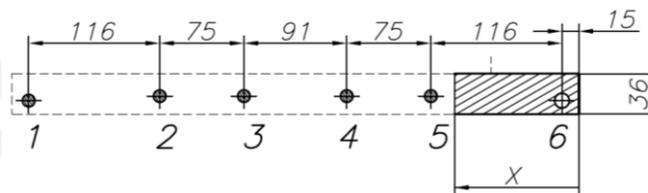


Figura 2.36. Ubicación del centroide de superficies a compresión y a atracción de soportes

$$\sum x_i \times A_i = x \times A_{total} \quad \rightarrow \quad x = 75,33 \text{ mm} \approx 75 \text{ mm}$$

La relación de las fuerzas de cada tornillo es proporcional a la deformación de cada uno. En la figura 2.37 se puede apreciar la deformación de los tornillos en su respectiva posición y la relación geométrica entre ellos.

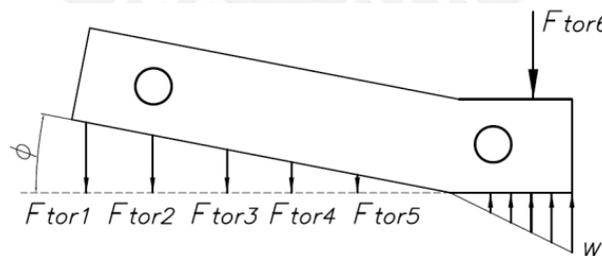


Figura 2.37. Relación de fuerzas de los tornillos y fuerza distribuida en el soporte

De la relación geométrica se forma la ecuación 2.29:

$$\tan \Phi = k = \frac{F_{tor1}}{413} = \frac{F_{tor2}}{297} = \frac{F_{tor3}}{222} = \frac{F_{tor4}}{131} = \frac{F_{tor5}}{56} \quad (2.29)$$

Se obtiene que,

$$F_{S,Tor} = F_{tor1} + F_{tor2} + F_{tor3} + F_{tor4} + F_{tor5} = 1119 \times k + F_{tor6} \quad (2.30)$$

Además, se hace la sumatoria de momentos en el extremo derecho del soporte izquierdo despreciando el efecto de las fuerzas horizontales:

$$\sum M_{\text{sentido horario}} = \sum M_{\text{sentido anti horario}}$$

$$429 \times F_{A1y} + \frac{x}{3} \times F_{S.N.A} = 78 \times F_{A2y} + 488 \times F_{\text{tor}1} + 372 \times F_{\text{tor}2} + 297 \times F_{\text{tor}3} + 206 \times F_{\text{tor}4} + 131 \times F_{\text{tor}5} + 15 \times F_{\text{tor}6}$$

$$429 \times F_{A1y} + \frac{x}{3} \times F_{S.N.A} = 78 \times F_{A2y} + 412\,284 \times k + 15 \times F_{\text{tor}6}$$

Reemplazando valores de F_{A1y} , $F_{S.N.A}$, F_{A2y} y empleando la ecuación 2.30 se obtiene que $k_A = 6,5323$ y $F_{\text{tor}6 A} = 9\,590,3$ N. Se realiza lo mismo para el soporte derecho y se obtiene que $k = 1,3162$ y $F_{\text{tor}6 D} = 1\,931,7$ N. Se determinan las fuerzas de los tornillos con la ecuación 2.29. Las fuerzas son necesarias para el cálculo de tornillos en el punto 2.23.

Tabla 2.07. Fuerzas de tornillos en soportes para ejes de rodillos

	$F_{\text{tor}1}$ [N]	$F_{\text{tor}2}$ [N]	$F_{\text{tor}3}$ [N]	$F_{\text{tor}4}$ [N]	$F_{\text{tor}5}$ [N]	$F_{\text{tor}6}$ [N]
Soporte Izquierdo	2 697,8	1 940,1	1 450,2	855,73	365,81	9 590,3
Soporte Derecho	543,59	390,91	292,19	172,42	73,707	1 931,7

2.13.2. Análisis por resistencia de los soportes

Se analizan los soportes por resistencia. Se tiene, en la figura 2.38, los DCL de una parte de los soportes que está limitada por la línea neutra y un extremo que está a compresión. Se analiza la sección que se encuentra en el centroide por ser la más crítica.

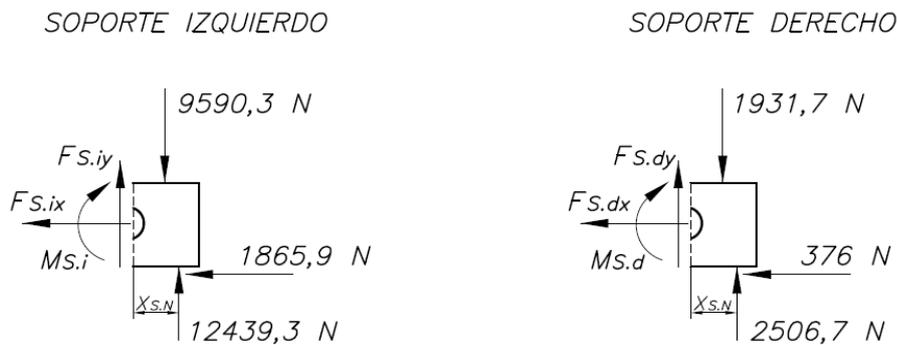


Figura 2.38. DCL de una parte de los soportes

El valor de $X_{S,N}$ equivale a $2/3$ de la longitud del tramo tomado del soporte por tener una fuerza distribuida con crecimiento lineal.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x=0: & \quad F_{S,ix} = - 1\,865,9 \text{ N} \quad y \quad F_{S,dx} = - 376 \text{ N} \\ \Sigma F_y=0: & \quad F_{S,iy} = - 2849 \text{ N} \quad y \quad F_{S,dy} = - 575 \text{ N} \\ \Sigma M =0: & \quad M_{S,i} = - 37,419 \text{ N.m} \quad y \quad M_{S,d} = - 7,487 \text{ N.m} \end{aligned}$$

De la sección transversal, el área es 3348 mm^2 y la inercia es $9\,652\,284 \text{ mm}^4$. Los esfuerzos normales y cortantes obtenidos a partir de de las fuerzas y momentos son muy inferiores en comparación al esfuerzo admisible $\sigma_{Adm} = 83 \text{ N/mm}^2$, considerando FS igual a 3. En consecuencia, no falla.

Para el cálculo de presión admisible en los agujeros se considera el apoyo con la mayor fuerza resultante que es en A1. El valor de la presión admisible es el mismo que del punto 2.08.

2.13.3. Prevención frente a la aparición de fuerza axial en los soportes

En caso surja alguna fuerza axial en los rodillos, ellas son transmitidas por los ejes a los soportes. Es muy probable que estas fuerzas aparezcan en el montaje de la máquina.

Para evitar que los tornillos del soporte trabajen a flexión, a causa de la fuerza axial, los agujeros 1 y 6 están desalineados de los otros cuatro. De esta manera, al ejercer una fuerza axial en los ejes, los tornillos 1, 2, 3 y 4 trabajan a tracción, mientras que los otros ayudan a generar una superficie de compresión. La figura 2.39 muestra un esquema de las fuerzas que actúan en el soporte al surgir una fuerza axial.

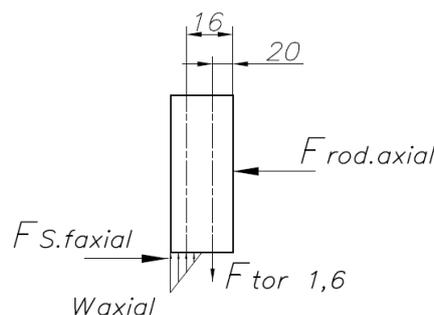


Figura 2.39. Soporte sometido a fuerza axial del rodillo

2.14. Púa

Las púas tienen la función de empujar o penetrar y arrastrar la botella hasta la abertura que hay entre los rodillos. Cada rodillo posee doce líneas de cinco púas distribuidas radialmente. La parte superior de la púa es la punta y la parte inferior es un roscado. Las púas están hechas de AISI 1045 y sus dimensiones se ven en la figura 2.40.

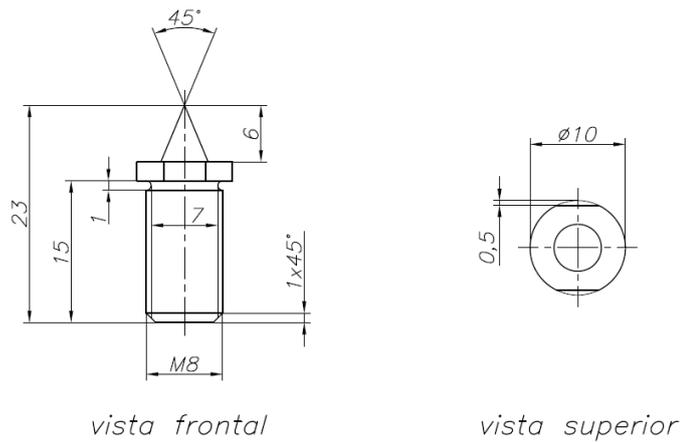


Figura 2.40. Dimensiones de la púa

La determinación del ángulo de punta apropiado que garantice la penetración y no se deforme, se logró realizando ensayos de compactado con puntas de 20°, 45° y 90°. Los resultados obtenidos se consiguieron compactando cinco botellas de coca-cola para cada uno de los ángulos propuestos. Se aclara que se utilizó, para estos ensayos, dicha marca de bebida porque presenta mayor resistencia al compactado, según lo explicado en el punto 1.1. En la tabla 2.08 se muestran los resultados obtenidos. Se elige la punta de 45° porque logra el equilibrio entre los dos requerimientos.

Tabla 2.08. Efectos del ángulo de la punta de la púa

	20°	45°	90°
Penetración de la botella	Muy buena	Buena	Mala
Resistencia a la deformación	Mala	Buena	Muy buena

En algunos de los ensayos realizados para cada ángulo propuesto la punta llegó a penetrar el pico. Se consideran estos casos como críticos porque la punta está

sometida a cargas elevadas, tanto transversales como longitudinales, que producen el incremento de la magnitud de M_{Rod} y de la posibilidad de deformación de la punta. En el anexo 16 se muestra imágenes de casos de púas con punta de 45° penetran el pico de botella. El incremento de la potencia, como consecuencia de la penetración de la punta en el pico, se compensa con la consideración de F_N igual a 6 kN, como se explica en el punto 2.1.5.

El roscado de las púas es para que puedan ser removidas con facilidad en caso se dañen y requieran ser reemplazadas ó en caso se deba retirar antes del realizar desmontaje de los rodillos. Las púas se ubican en los agujeros que están en el cilindro de cada rodillo.

Se procede a calcular las fuerzas que actúan en las púas. La fuerza tangencial, determinada en el punto 2.1.5, es la fuerza resultante del efecto de empuje de las púas que tienen contacto con la botella y de la fricción entre la superficie del rodillo y la botella. Sin embargo, la fuerza de fricción entre la superficie del rodillo y la botella es mucho menor que la fuerza hecha por las púas, por esta razón se considera que su efecto en F_t es despreciable. En la práctica se ve que solo actúan entre dos y tres púas de la fila de cinco. Esto se debe a la longitud y forma de la botella.

Para el cálculo se asume que solo dos púas están sometidas a F_t . En la figura 2.41, a la izquierda se tiene el montaje de una púa y a la derecha su DCL.

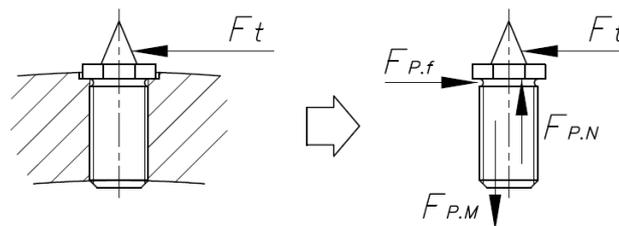


Figura 2.41. Montaje de la púa y DCL

Se sabe que $F_t \geq 2157,7$ N. Por sumatorias de fuerzas en eje X y considerando el menor valor de F_t y que esta se reparte en dos púas, la fuerza de fricción producida entre la púa y el rodillo $F_{P,f}$ es 1 078,9 N. El coeficiente de fricción estático entre aceros es 0,15, por lo tanto, el valor que puede optar $F_{P,N}$ se expresa de la siguiente manera:

$$F_{P,N} \times \mu \geq 1\,078,9 \text{ N}$$

Se toma el valor mínimo de $F_{P,N}$ requerido que es 7 192,7 N. El valor de $F_{P,M}$ es el mismo. El montaje requiere que se le aplique a la púa un momento de ajuste en el montaje. A continuación, se calcula este momento. La fuerza de montaje máxima F_{Mmax} se expresa en la ecuación 2.31:

$$F_{Mmax} = \alpha_A \times F_{P,M} \quad (2.31)$$

El factor de ajuste α_A , obtenido del anexo 15 y empleando torquímetro, es 1,5. Entonces, F_{Mmax} es 10 789,1 N. El momento torsor de ajuste M_{tM} requerido se obtiene con la ecuación 2.32:

$$M_{tM} = \frac{F_{Mmax} \times \tan(\kappa + \rho') \times d_2}{2\ 000} \quad (2.32)$$

El diámetro de paso d_2 es 7,188 mm. El ángulo de hélice κ es $3,17^\circ$ y el ángulo efectivo de fricción ρ' , para rosca en V y con coeficiente de fricción entre aceros μ igual a 0,15, es $9,83^\circ$ (ver anexo 15 para mayor información). En consecuencia, M_{tM} es 8,952 N.m.

Por otro lado, al ajustar la púa, la fricción entre las paredes genera un momento torsor que se opone al giro. Este se denomina momento torsor necesario para vencer la fricción entre la púa y el cilindro M_p y se expresa con la ecuación 2.33:

$$M_p = \frac{\mu \times F_{Mmax} \times d_{fm}}{2\ 000} \quad (2.33)$$

donde:

$$d_{fm} = \frac{d_1 + d}{2} = 9\ \text{mm}$$

Sabiendo que el diámetro medio de fricción d_{fm} es 9 mm. M_p es 7,283 N.m. En consecuencia, el momento de ajuste en el montaje M_{Ajuste} se determina con la ecuación 2.34:

$$M_{Ajuste} = M_{tM} + M_p \quad (2.34)$$

$$M_{Ajuste} = 8,952 + 7,283 = 16,235\ \text{N.m}$$

Se analiza si falla por de resistencia. El diámetro resistente de la longitud roscada d_0 es la media entre el diámetro de paso y el de raíz. Entonces, d_0 es 6,827 mm. Los esfuerzos producidos en la sección exterior del roscado son:

$$\sigma_M = \frac{4000 \times F_{Mmax}}{\pi \times d_0^2} = 294,73\ \text{N/mm}^2$$

$$\tau_{tM} = \frac{16 \times M_{tM}}{\pi \times d_0^3} = 143,28\ \text{N/mm}^2$$

Para evitar que falle se debe cumplir con la inecuación 2.35:

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{(\sigma_M^2 + 3 \times \tau_{tM}^2)} \leq 0,9 \times \sigma_F \quad (2.35)$$

El σ_{eq} es 385,3 N/mm². El valor de σ_F es 390 N/mm², entonces, la púa no falla por resistencia.

Se analiza si falla por presión admisible. El área de contacto entre la púa y el rodillo A_c es:

$$A_c = \frac{\pi \times (d_1^2 + d^2)}{4} = \frac{\pi \times (10^2 + 8^2)}{4} = 28,27 \text{ mm}^2$$

La presión en el área es: $p = \frac{F_{M \max}}{A_c} = 381,64 \text{ N/mm}^2$

La presión es menor que la presión admisible P_{Adm} que tiene un valor de 700 N/mm². Al ser menor p , las superficies de contacto no se deforman.

2.15. Determinación de fuerzas en la rueda dentada superior

La tensión de la cadena genera sobre la rueda dentada superior dos fuerzas de igual magnitud pero con direcciones diferentes debido al recorrido de la cadena. La figura 2.42 muestra el DCL de la rueda dentada superior y los ángulos de inclinación de la fuerzas.

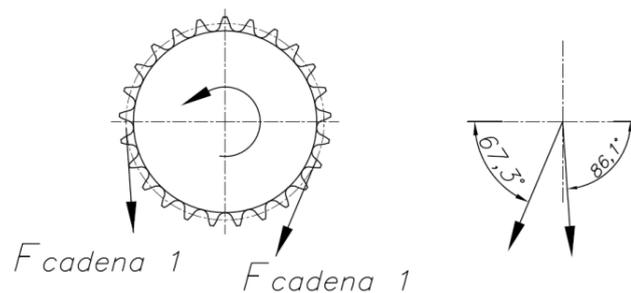


Figura 2.42. Fuerzas en la rueda dentada superior

Con ayuda de software AutoCAD se hallan los dos ángulos de inclinación de $F_{cadena 1}$.

Las componentes de la fuerza resultante son:

$$F_{\text{rueda sup. } x} = F_{\text{cadena } 1} \times (\cos(86,1^0) - \cos(67,3^0)) = -1\,846,8 \text{ N}$$

$$F_{\text{rueda sup. } y} = -F_{\text{cadena } 1} \times (\sin(86,1^0) + \sin(67,3^0)) = -11\,155,3 \text{ N}$$

$$F_{\text{Res. rueda sup.}} = \sqrt{(1\ 846,8^2 + 11\ 155,3^2)} = 11\ 307,1\ \text{N}$$

2.16. Eje de rueda dentada superior

La rueda dentada se encuentra unida a un eje por medio de dos rodamientos y el eje está montado en los soportes. En la figura 2.43 se muestra los puntos de aplicación de las fuerzas. Se considera que la fuerza efectuada por la rueda dentada afecta al rodamiento que se encuentra en el punto G. No obstante, no se considera el efecto en el otro rodamiento, ya que la función de este es impedir que rueda se incline a causa de excentricidades o aparición fuerzas axiales.

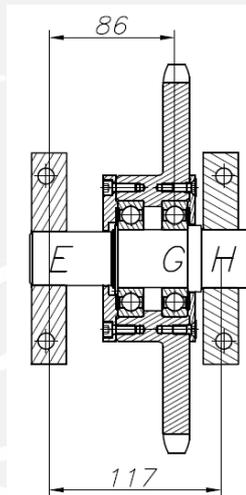


Figura 2.43. Puntos de apoyo en el eje de rueda dentada superior

Con las longitudes dadas en la figura anterior y con las fuerzas determinadas en el punto 2.15, se tiene el DCL del eje en la figura 2.44.

$$\begin{aligned} \sum M_{YH} = 0: & \quad M_{F_{Ex}} + M_{1\ 846,8\ \text{N}} = 0 \\ & \quad 0,117 \times F_{Ex} - 0,031 \times 1\ 846,8 = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{Ex} = 489,32\ \text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{En el eje X:} \\ \sum F_x = 0: & \quad F_{Ex} + F_{Hx} = 1\ 846,8\ \text{N} \quad \Rightarrow \quad F_{Hx} = 1357,5\ \text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_{XH} = 0: & \quad M_{F_{Ey}} + M_{11\ 155,3\ \text{N}} = 0 \\ & \quad 0,117 \times F_{Ey} - 0,031 \times 11\ 155,3 = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{Ey} = 2\ 955,7\ \text{N} \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\sum F_Y = 0:$$

$$F_{E_y} + F_{H_y} = 11\,155,3\text{ N} \Rightarrow F_{H_y} = 8\,199,6\text{ N}$$

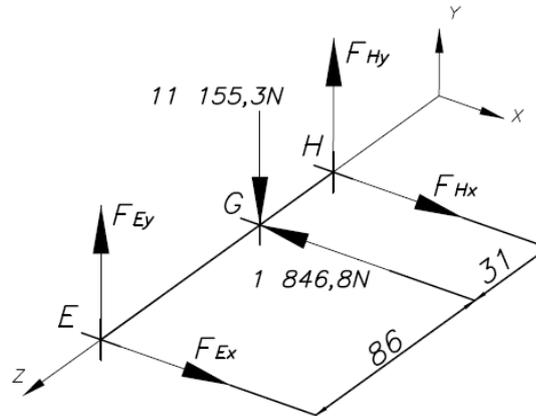


Figura 2.44. DCL de rueda dentada superior

El material del eje es AISI 1045. Los valores de resistencia del material se muestran en el punto 2.8. Las zonas en la que está distribuida el eje se dan a conocer en la figura 2.45.

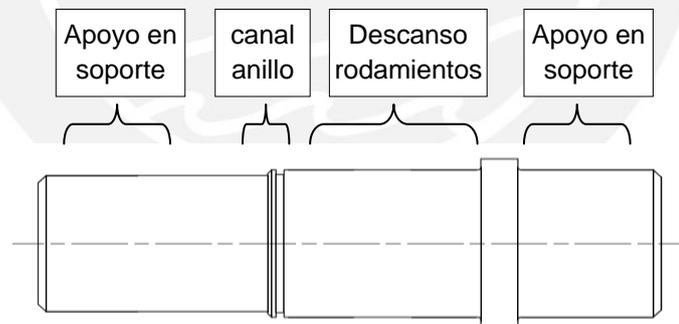


Figura 2.45. Zonas del eje de rueda dentada superior

Se procede a determinar el diámetro para la zona de descanso de rodamientos. Se sabe que el mayor momento flector se produce en la sección que se encuentra en el punto G. El valor del momento se determina con la siguiente ecuación:

$$M_{Res.G} = \frac{(F_{Res. \text{ rueda sup.}}) \times (L_{E-G}) \times (L_{G-H})}{1\,000 \times L_{E-H}} = \frac{11\,307,1 \times 86 \times 31}{1\,000 \times 117} = 257,65\text{ N.m}$$

Ya que el diámetro interior de los rodamientos varía cada 5 mm, se propone un valor de 40 mm. Se calcula el esfuerzo producido en el exterior de esta sección.

$$\sigma_{eq} = \frac{r \times M_{Res.G}}{I_{eje}} = \frac{4 \times 1000 \times M_{Res.G}}{\pi \times r^3} = \frac{4 \times 1000 \times 257,65}{\pi \times 20^3} = 41,01 \text{ N/mm}^2$$

Se analiza si falla por resistencia. El factor de seguridad, por ser un material conocido y estar sujeto a cargas de fácil determinación, es 2. Sabiendo que $\sigma_{Adm} = \sigma_F / FS$, $\sigma_{Adm}=195 \text{ N/mm}^2$, por lo tanto, se cumple que $\sigma_{eq} \leq \sigma_{Adm}$. No falla por resistencia.

Se analiza si falla por fatiga haciendo uso de las expresiones dadas en el punto 2.8. El eje está sometido a fuerzas pulsantes, generando los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_s = 41,01 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_i = 0 \text{ N/mm}^2$. Los valores de σ_m y σ_a , que se determinan con la ecuación 2.17, son $20,51 \text{ N/mm}^2$ y $20,51 \text{ N/mm}^2$ respectivamente.

El cambio de diámetro a 46 mm en el punto G posee un entalle de 0,8 mm de radio. El factor de sensibilidad a la entalla η , según la ecuación 2.20, es 0,61. El factor geométrico de concentración de esfuerzos α_K , obtenido del anexo 11, es 2,5. El factor efectivo de concentración de esfuerzos β_K , calculado en la ecuación 2.19, es 1,92. Además, del anexo 11, los factores C_{temp} , C_{carg} y C_c tiene como valor 1 con excepción de C_s que es 0,98 y C_t que es 0,70. Se obtiene el valor de σ_a^1 :

$$\sigma_a^1 = \sigma_a \times 2,80 = 57,43 \text{ N/mm}^2$$

De donde se obtiene que el FS es 5,1. El factor de seguridad para cargas medianas y que puedan calcularse es 2, según [Rodríguez, 2006]. El determinado es mayor a 2, por lo tanto, no falla.

Se presenta un canal rectangular donde se sitúa un anillo de expansión. La función del anillo es evitar el desplazamiento axial del rodamiento más cercano al punto E. El canal rectangular se encuentra a 45 mm del punto E y cumple con la norma DIN 471. Se calcula el esfuerzo producido en el canal. Debido a que el eje solo está sometido a una fuerza que produce flexión, los momentos flectores producidos a 45 mm de E se calcula de la siguiente manera:

$$M_{\text{canal Y}} = L_{E\text{-canal}} \times F_{E X} = 0,045 \times 489,32 = 22,02 \text{ N.m}$$

$$M_{\text{canal X}} = L_{E\text{-canal}} \times F_{E Y} = 0,045 \times 2955,7 = 133,01 \text{ N.m}$$

El momento flector resultante del canal es 134,82 N.m. Según la norma DIN 471, el diámetro del canal es 37,5 mm. Por lo tanto, el esfuerzo equivalente es 26,04 N/mm². El análisis de falla por resistencia es similar al del diámetro de 40 mm, considerando FS igual a 2, el canal no falla.

Se analiza si falla por fatiga. El factor efectivo de concentración de esfuerzos β_K , según anexo 11, para canales es 2,5. Los factores, según anexo 11, C_{temp} , C_{carg} y C_c tiene como valor 1 con excepción de C_s que es 0,98 y C_t que es 0,71. El eje está sometido a fuerzas pulsantes, generando los esfuerzos superior e inferior: $\sigma_s = 26,04$ N/mm² y $\sigma_i = 0$ N/mm². Los valores de σ_m y σ_a , calculados por la ecuación 2.17, son 13,02 N/mm² y 13,02 N/mm² respectivamente.

Se obtiene el valor de σ_a^1 : $\sigma_a^1 = \sigma_a \times 3,59 = 46,74$ N/mm²

De donde se obtiene que el FS es 6,5. El factor de seguridad para cargas medianas y que puedan calcularse es 2. El determinado es mayor a 2, por lo tanto, no falla.

Los extremos del eje se encuentran apoyados en sus soportes, ver capítulo 2.20. La superficie de apoyo es de 37 mm de diámetro y 22 mm de profundidad. El apoyo en donde se produce la mayor fuerza resultante es en H, con un valor de 8 311,2 N. La presión en este soporte es:

$$\text{Pres}_{\text{soporte}} = \frac{8\,311,2}{37 \times 22} = 10,21 \text{ N/mm}^2$$

La presión admisible recomendada para ceros es 90 N/mm². Por lo tanto, los extremos de los ejes no se deforman. Los extremos del eje de la rueda superior, al igual que los ejes de rodillo, poseen una superficie plana. El prisionero, el cual se coloca en los soportes, hace presión sobre la superficie plana para impedir los posibles giros del eje producidos por los pequeños torques transmitidos por los rodamientos. Por otro lado, el tipo de ajuste, rugosidad y la tolerancia de forma y posición para la zona de descanso de los rodamientos se muestran en el capítulo 2.18.

2.17. Selección de rodamientos para rueda dentada superior

Se emplean rodamientos en los apoyos entre la rueda dentada superior y su respectivo eje porque tener poca fricción y soportar cargas elevadas. Se selecciona el

rodamiento de bolas por ser de bajos costos y exigir poco mantenimiento. Las condiciones a las que están sometidos los rodamientos son las siguientes:

- Los rodamientos están sometidos a cargas de choque.
- Los rodamientos giran a bajas velocidades. Aproximadamente 10 rpm.

La selección de los rodamientos es según la guía de selección del Catálogo General de SKF [SKF,2008]. Debido a las condiciones, el análisis para la selección de ellos se hace por carga estática. Según lo explicado en el punto 2.16, se considera para el cálculo únicamente al rodamiento que se encuentra en el punto G. Esto se debe a que la función del otro rodamiento es impedir que rueda se incline a causa de excentricidades o aparición fuerzas axiales.

Sin embargo, se decide que los dos rodamientos deben ser iguales. La carga soportada es únicamente radial y la fuerza resultante en G es $F_{Res. \text{rueda sup}}$. El diámetro interior del rodamiento es 40 mm. El cálculo estático se realiza según la ecuación 2.23.

Por tratarse de cargas de choque y de no importar un funcionamiento silencioso, el valor orientativo dado por SKF debe ser mayor igual a 1,5. Sabiendo que P_0 es en este caso es $F_{Res. \text{rueda sup}}$, que equivale a 11 307,1 N, se selecciona el rodamiento denominado 6208 con C_0 igual a 19 kN. El valor de s_0 es 1,7, lo que lo hace ser el adecuado. Las cargas máximas permitidas de este rodamiento se muestran en el anexo 08.

Para protección, se prefiere que el rodamiento tenga obturadores a ambos lados, en especial obturadores rozantes. Según catálogo, los rodamientos de obturación a ambos lados están lubricados de por vida y no necesitan mantenimiento. La única exigencia es que no deben estar sometidos a temperaturas superiores a 80 °C. Por lo tanto, los rodamientos utilizados son: Rodamientos SKF Explorer 6208-2RS1.

2.18. Modificación de rueda dentada superior

La rueda dentada superior posee dos alojamientos para los rodamientos. El catálogo para rodamientos [SKF,2008] proporciona las medidas que debe tener el alojamiento para los acuerdos y resaltes. El anexo 08 muestra las medidas.

Diámetro exterior ($Da_{m\acute{a}x}$): 73 mm

Diámetro interior ($da_{m\acute{i}n}$): 47 mm

Radio de redondeo ($ra_{m\acute{a}x}$): 1 mm

Según las condiciones para el ajuste de interferencia, la magnitud de la carga cumple con lo siguiente: $P_0 > (0,5 \times C)$. Por lo tanto, la carga de compactado se considera como “carga muy elevada”. Además, las condiciones de giro y carga son las siguientes: aro interior estacionario, aro exterior rotativo y la carga de sentido constante. En consecuencia, para estos casos se recomienda ajuste flojo para el aro interior de h6 y ajuste de interferencia para el aro exterior de M7. La rugosidad en el eje debe ser 0,8 y en el alojamiento 1,6. La tolerancia de forma y posición se mencionan a continuación:

- Asiento cilíndrico: cilindridad y variación radial total les corresponde IT5/2
- Resalte plano: Perpendicularidad y Variación axial total les corresponde IT5

El grado de tolerancia ISO IT5 para el asiento en eje, de 40 mm de diámetro, es 11 μ m y el grado de tolerancia ISO IT5 para el asiento en alojamiento, de 80 mm de diámetro, es 13 μ m.

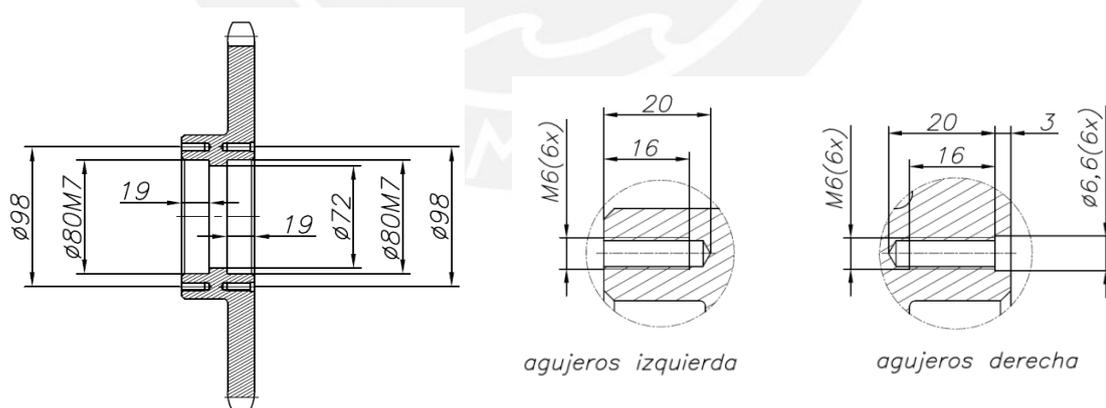


Figura 2.46. Dimensiones de rueda dentada superior

Las dimensiones de la rueda dentada superior se muestran en la figura 2.46. La rueda posee, además de los alojamientos, seis agujeros roscados a cada lado distribuido simétricamente alrededor del eje de la rueda con un diámetro de 98 mm. En ellos van colocados los tornillos que sostienen las tapas de protección para rodamientos (ver punto 2.19).

2.19. Tapas de protección para rodamientos de rueda dentada superior

Son dos tapas que se ubican a los lados de la rueda dentada superior. Sus funciones son:

- Fijar el aro superior del los rodamientos
- Proteger a los rodamientos contra el ingreso de sólidos provenientes del medio ambiente

La protección es de tipo Obturación por intersticio, que consiste en dejar un pequeño intersticio entre el eje y el alojamiento. Se suele usar en casos donde se use lubricación con grasa y en lugares secos y sin polvo. Para esta obturación, el intersticio es de 0,5 mm.

En la figura 2.47 muestra la unión de las tapas con la rueda dentada superior. Se aprecia que la unión es a través de tornillos. La tapa que es la tapa de la izquierda, cerca al punto E del eje, se sujeta por tornillos de cabeza hueca hexagonal. La tapa de la derecha, cerca al punto H del eje, se sujeta por medio de tornillos de cabeza cónica hueca debido a que no se cuenta con espacio suficiente para utilizar un tornillo de cabeza hueca hexagonal.

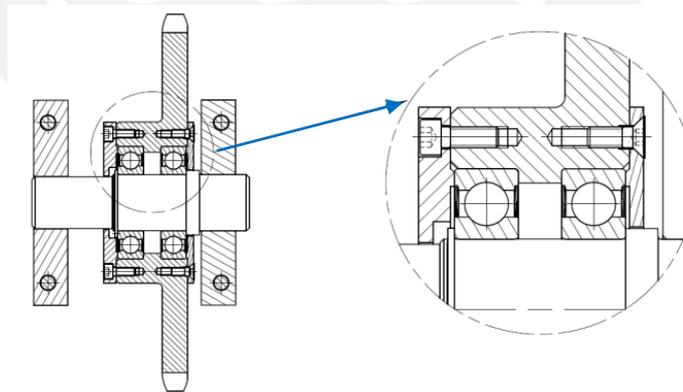


Figura 2.47. Tapas de protección para rodamientos de rueda dentada superior

2.20. Soportes para eje de rueda dentada superior

Los soportes de rueda superior son los que sostienen a su respectivo eje. Están hechos de ASTM A36 y cada soporte está sujeto a la estructura por dos tornillos M10. Los agujeros en donde se introducen los extremos del eje son de tolerancia H7 para que tenga un juego al ingreso. Además, cada soporte posee un agujero roscado en la

parte superior para ingresar un prisionero M10 para fijar los ejes. La figura 2.48 las dimensiones de ellos.

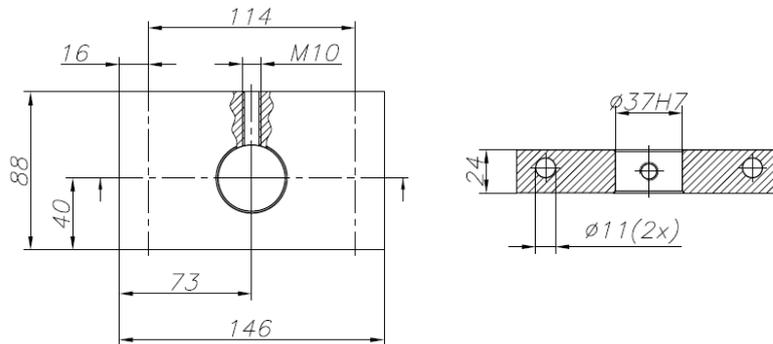


Figura 2.48. Dimensiones de soportes para eje de rueda dentada superior

Se determinan de las fuerzas que actual en los dos soportes. La figura 2.49 muestra los DCL de los mismos, donde $F_{S,N}$ es la fuerza normal, $F_{S,f}$ es la fuerza de fricción entre el soporte y la estructura, y $F_{S,Tors}$ es la fuerza de los dos tornillos.

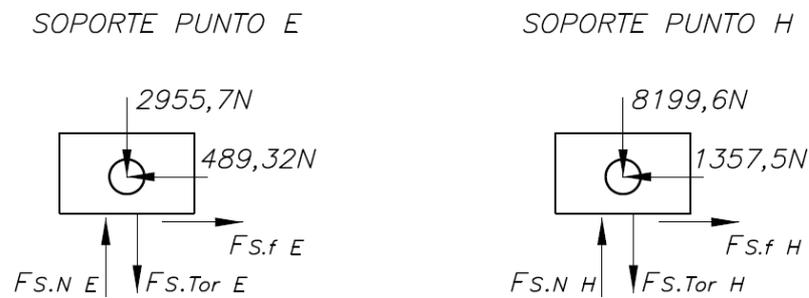


Figura 2.49. DCL de soportes para eje de rueda dentada superior

$$\sum F_x = 0: \quad F_{S,f E} = 489,32 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{S,f H} = 1\,347,5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{S,Tors E} + 2\,955,7 = F_{S,N E} \quad \text{y} \quad F_{S,Tors H} + 8\,199,6 = F_{S,N H}$$

Se reemplaza la expresión de $F_{S,N}$ de la $\sum F_y = 0$ en la condición: $F_{S,f} \leq \mu \times F_{S,N}$. Se obtienen las siguientes inecuaciones.

$$F_{S,f E} \leq \mu \times (F_{S,Tors E} + 2\,955,7) \quad \text{y} \quad F_{S,f H} \leq \mu \times (F_{S,Tors H} + 8\,199,6)$$

$$306,43 \leq F_{S,Tors E} \quad \quad \quad 850,4 \leq F_{S,Tors H}$$

Considerando los mayores valores de $F_{S.Tors}$, se obtienen los valores de $F_{S.N}$ de las ecuaciones de $\sum F_y = 0$:

$$F_{S.NE} = 3262,1 \text{ N} \quad \text{y} \quad F_{S.NH} = 9\,050 \text{ N}$$

Para el cálculo de presión admisible en los agujeros se considera el apoyo con la mayor fuerza resultante que es en H. El valor de la presión admisible es el mismo que del punto 2.16.

2.21. Selección de motorreductor

Se emplea un motorreductor porque se necesita reducir la velocidad a 11 rpm. Se elige uno de engranajes helicoidales porque su rendimiento varía entre 94 y 98%, lo que lo hace muy eficiente. Los requerimientos del proceso son los siguientes:

$$n \approx 10 \text{ rpm} \quad M_{total} = 735,78 \text{ N.m} \quad P_{total} = 770,51 \text{ W}$$

Del catálogo de selección de SEW EURODRIVE [SEW EURODRIVE, 2006], para motorreductores de engranajes helicoidales, se obtiene el motorreductor con las siguientes características:

Tabla 2.09. Información técnica del motorreductor

Tipo de motorreductor: R87DT90S4									
P_N [kW]	n_a [rpm]	M_a [N.m]	$M_{a \text{ máx}}$ [N.m]	i	F_{Ra} [N]	SEW f_B	m [kg]	etapas	Rendi- miento
1,1	11	940	1550	155,34	20 000	1,6	73	3	94%

Donde R: Reductor de engranajes cilíndricos en versión con patas
87: tamaño del reductor
DT90S4: modelo del motor

La información técnica del motor es la siguiente:

Tabla 2.10. Información técnica del motor eléctrico

Tipo de motor. DT90S4											
P_N [kW]	M_N [N.m]	n_N [rpm]	I_N 220-440 V [A]	$\cos\phi$	$\eta_{75\%}$ $\eta_{100\%}$	eff2	I_A/I_N	M_A/M_N M_H/M_N	J_{MOT} [10 ⁻⁴ kgm ²]	Z_0 [1/h]	m [kg]
1,1	6,1	1740	5,2-2,8	0,69	77,5 76,5	eff2	6,1	3,0 3,4	25	2000	16

2.21.1. Selección de caja reductora

El motorreductor se encuentra en posición M1. La selección de la caja reductora se hace según la guía de Reductores y Motorreductores de SEW Eurodrive [SEW EURODRIVE, 2006]. En el anexo 12 se muestran los detalles de la guía.

Análisis por limitación del par del motor en el reductor:

El par del motor máximo permitido $M_{N\text{ per}}$ es el par en el eje del motor que se produce debido a que el reductor está trabajando con el par de salida máximo admisible en el reductor $M_{a\text{ máx}}$. El $M_{N\text{ per}}$ debe ser mayor que el par más elevado que se produzca en el motor ya que, de lo contrario, los dientes de los engranajes del reductor se dañan.

La ecuación para determinar el $M_{N\text{ per}}$ es la 2.36:

$$M_{N\text{ per}} = \frac{M_{a\text{ máx}}}{i \cdot \eta_{\text{total}}} \quad (2.36)$$

Donde: $M_{a\text{ máx}}$: 1550 N (obtenidos de los datos técnicos del reductor)
 i_{total} : índice de reducción total que es 155,34
 η_{total} : rendimiento total que es 94% por trabajar con 3 etapas

Se cumple con la condición: $(M_{N\text{ per}} = 10,62) \geq M_{H\text{ motor}}$

Análisis por servicio del reductor:

El efecto de la máquina en el reductor puede considerarse con suficiente exactitud por medio del factor de servicio f_B . La expresión siguiente muestra la influencia de f_B sobre el par de carga M_{total} y la condición que se debe cumplir es la inecuación 2.37:

$$M_{\text{total}} \times f_B \leq M_{a\text{ max}} \quad (2.37)$$

El factor de servicio se calcula en función de:

- Tiempo de funcionamiento diario: 16 horas por día
- Frecuencia de conexión (Z): 36 veces por hora
- Factor de aceleración de masas: Se determina con la ecuación 2.38

$$\text{Factor de aceleración de masas} = \frac{\text{De todos los momentos de inercia externos}}{\text{Momentos de inercia del motor}} \quad (2.38)$$

* Todos los momentos de inercia son los momentos de inercia de la máquina y el reductor reducidos a la velocidad del motor. Aquí se incluye todos los elementos que giran junto con los dos rodillos y la rueda dentada superior:

Momento de inercia externos:

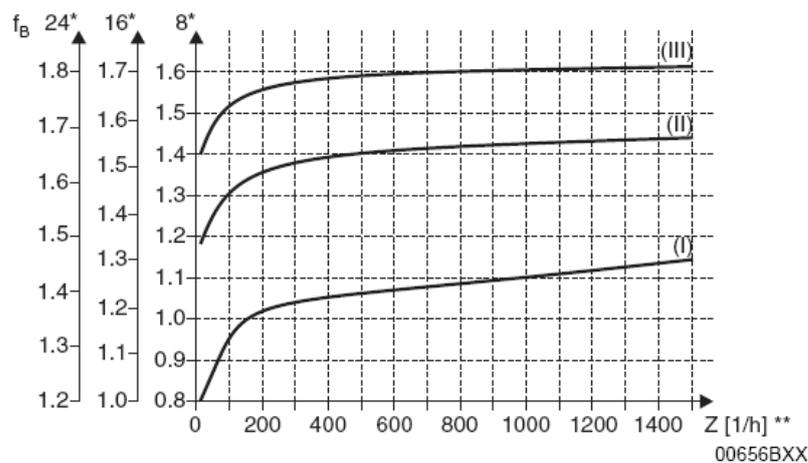
$$\begin{aligned} J_{\text{rueda dent. sup.}} &: 583,410 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2 & J_{\text{cadena}} &: 2\,331,814 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \\ J_{\text{rueda dent. mot}} &: 561,120 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2 & J_{\text{rodillo}} &: 18\,788,626 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

El momento de inercia de los elementos externos $J_{\text{externos total}}$ es la suma de todos ellos considerando el doble el valor de J_{rodillo} por tener dos rodillos. El valor de $J_{\text{externos total}}$ es $41\,053,596 \times 10^{-4} \text{ Kg.m}^2$.

Además, se sabe por catalogo que: $J_{\text{MOT}} = 6,25 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$. El momento de inercia total de los externos $J_{\text{externos total}}$ reducidos al eje del motor se calcula con la ecuación 2.39:

$$J_x = \frac{J_{\text{externos total}}}{i^2} \quad (2.39)$$

Donde: J_x = momento de inercia reducido en el eje del motor



* Funcionamiento diario en horas/día

* Frecuencia de conexión Z: como conexiones se entienden todos los procesos de arranque y frenado, así como pasos de bajas y altas revoluciones y al contrario

Figura 2.50. Factor de servicio f_b

Por lo tanto, J_x es igual a $1,701 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$ y el factor de aceleración de masas es igual a 0,07. Según la recomendación del catálogo, el grado de impulsión es homogéneo porque el factor de aceleración de masa es menor que 0,2 (ver anexo 12). El grado de impulsión se expresa como la curva (I) en la figura 2.50 y, de la misma figura, se obtiene que f_B es 1,05. Por lo tanto, se cumple con la condición:

$$1,05 \times 735,78 < M_{a \text{ max}}$$

Análisis por cargas radiales y axiales:

El diseño de la máquina hace que no se genere cargas axiales en el eje del reductor. La fuerza radial (F_R) se halla con la ecuación 2.40:

$$F_R = \frac{M_{\text{total}} \cdot 2000}{D_{\text{prim}}} \cdot f_z \quad (2.40)$$

Donde

D_{prim} : Diámetro primitivo de la rueda dentada que es 253,3 mm.

f_z : factor adicional. Igual a 1 para los requerimientos de la máquina

$$(F_R = 5\,809,55 \text{ N}) \leq F_{Ra} \quad (2.41)$$

Como se aprecia en la figura 2.41, la fuerza radial es menor que la fuerza radial máxima que puede soportar el eje del reductor, por lo tanto, no falla.

2.21.2. Selección del motor

La selección del motor se hace según la guía de Reductores y Motorreductores de SEW Eurodrive [SEW EURODRIVE, 2006]. Ver anexo 12 para conocer los detalles.

Análisis de reducción de potencia por altura y temperatura de trabajo

El funcionamiento se da a temperaturas que no sobrepasan los $40 \text{ }^\circ\text{C}$ y los 1000 m.s.n.m. Por lo tanto la potencia nominal no es afectada por estas condiciones.

Análisis por duración de conexión relativa (ED)

La duración de conexión relativa es la relación entre la duración de funcionamiento con carga y la duración de ciclo. La duración de ciclo es la suma de los tiempos de

conexión y pausas sin tensión. Un valor típico para el ciclo es 10 minutos. La ecuación que permite determinar ED es la 2.42.

$$ED = \frac{\text{Suma de los tiempos de conexión}}{\text{Duración de ciclo (T)}} \times 100\% \quad (2.42)$$

Se observa que en 10 minutos 6 botellas son depositadas y cada proceso dura 5 segundos. Por lo tanto, $ED = 5\%$. Ya que se emplea un motor con modo de funcionamiento S1 (para funcionamiento continuo) en condiciones de funcionamiento intermitente, se añade el factor de aumento de la potencia K. Para ED igual a 7% le corresponde K igual a 1,4.

Considerando el factor K, se cumple con la condición 2.43:

$$P_{\text{total}} \times K \leq P_N \quad (2.43)$$

Análisis por frecuencia de conexión permitida del motor (Z)

La frecuencia de conexión permitida (Z) del motor se mide en conexiones/hora (1/h). Esta frecuencia es menor que la frecuencia de arranque en vacío (Z_0) ya que Z nos da la influencia de la inercia en todo el sistema. Z se calcula con la ecuación 2.44:

$$Z = Z_0 \times K_J \times K_M \times K_P \quad (2.44)$$

- Factor de función del momento de inercia adicional (K_J): 0,9
- Factor de función del par de carga durante el arranque (K_M): 0,77
- Factor de función de potencia estática y ED (K_P): 0,65
- Frecuencia de arranque en vacío (Z_0): 2 000

El valor de Z es igual a 901 1/h. La máquina debe compactar 6 botellas cada 10 min. Esto vendría a ser 36 botellas por hora. Esta cantidad de conexiones es menor que Z, por lo tanto, no falla.

Análisis por tiempo de aceleración (t_{pm})

Se considera un arranque con carga y se tiene la ecuación 2.45, en donde el factor de servicio C_{serv} es 1,25 porque la carga es con golpes medianos y trabaja 16 horas diarias (ver anexo 13 para mayores detalles).

$$P_{\text{real}} = C_{\text{serv.}} \times P_{\text{total}} \quad (2.45)$$

$$P_{\text{real}} = 1,25 \times 0,771 \text{ kW} = 0,96 \text{ kW}$$

Se cumple la condición que $P_{\text{real}} < P_N$. El momento de la carga en el eje del motor se calcula a continuación:

$$M_{\text{total eje mot}} = \frac{M_{\text{total}}}{i} = 4,74 \text{ N.m}$$

Ante la caída de tensión de un 85% en arranque, se cumple:

$$M_{\text{total eje mot}} < M_A \times 0,85^2 \quad (2.46)$$

Para el motor elegido, se calcula el momento promedio de aceleración del motor con la ecuación 2.47:

$$M_{\text{prom motor}} = 0,85^2 \times \frac{(M_H + M_A)}{2} \quad (2.47)$$

El $M_{\text{prom motor}}$ es 14,10 N. La aceleración angular promedio del eje del motor durante la puesta en marcha se consigue con la expresión 2.48:

$$\alpha_{\text{motor}} = \frac{(M_{\text{prom motor}} - M_{\text{total eje motor}})}{J_{\text{externos total}} + J_{\text{motor}}} \quad (2.48)$$

Por lo tanto, α_{motor} es 3 505,49 rad/s². Se determina el tiempo de puesta en marcha con la ecuación 2.49:

$$t_{\text{pm}} = \frac{n_N \times \pi}{30 \times \alpha_{\text{motor}}} \quad (2.49)$$

El tiempo máximo de puesta en marcha recomendado para motores de potencia menores a 3 kW es 4 segundos. El t_{pm} calculado es 0,05; por lo tanto, no ocurre sobrecalentamiento. El método de arranque, para una potencia de 1,1 kW y una red mediana, es directo.

2.22. Estructura

La estructura está hecha para adecuarse a la forma de la carcasa (ver anexo 14). Es de tipo modular, como se puede observar en la figura 2.51. Sin embargo, es la estructura superior la que obtiene una forma compleja por adecuarse a la carcasa.

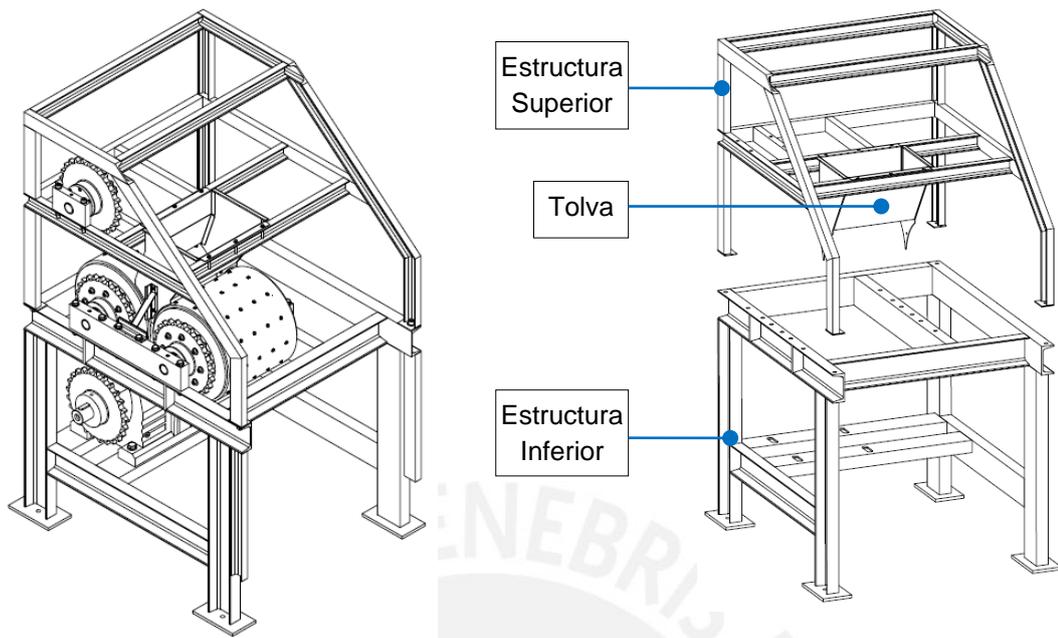


Figura 2.51. Estructura modular

2.22.1. Estructura superior

Toda la estructura superior está hecha de perfiles U de 2". Para su análisis, no todas las vigas de la estructura son consideradas, ya que algunas de ellas sirven solamente para rigidizarla. En la figura 2.52, se muestra dos vistas con dimensiones.

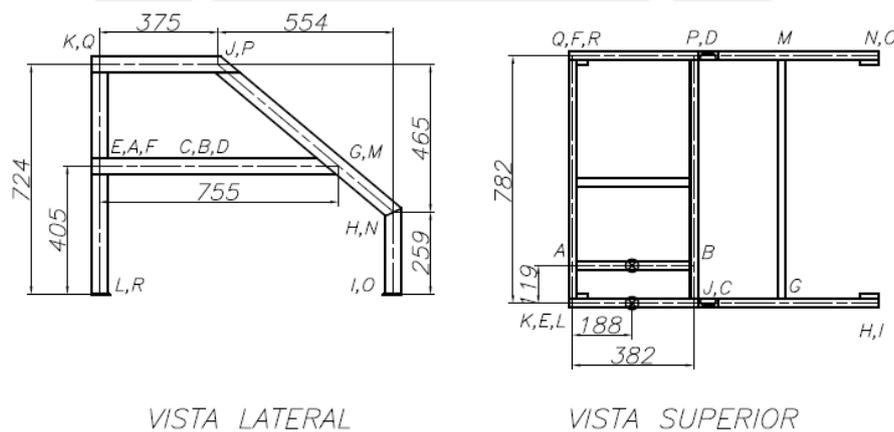


Figura 2.52. Dimensiones de estructura superior

La simplificación, para el cálculo, de la estructura superior se expone en la figura 2.53. Las fuerzas originadas por la rueda dentada superior son transmitidas a través de los soportes a los perfiles A-B y E-C-G. Para simplificar el cálculo, se considera que las

fuerzas se aplican puntualmente, el lugar de aplicación se muestra como una X en la figura 2.52.

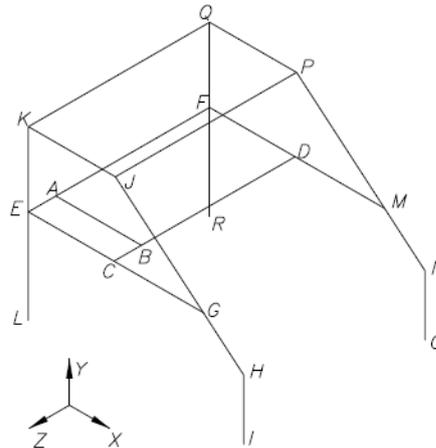


Figura 2.53. Simplificación de estructura superior

Determinación de fuerzas

Se determinan las fuerzas los perfiles A-B, C-B-D y E-A-F considerando sus extremos articulados. Análisis del perfil A-B, figura 2.54:

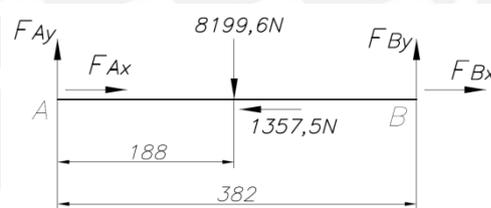


Figura 2.54. DCL de perfil A-B de estructura superior

La viga A-B, respecto al eje X, es hiperestática. Sin embargo, se puede hallar un valor aproximado de los valores de F_{Ax} y F_{Bx} por medio de las deformaciones que genera cada fuerza. Se asume que los extremos A y B no sufren desplazamiento.

$$0 = \delta_B = \delta_{F_{Bx}} - \delta_{1357,5N} \Rightarrow 0 = \frac{F_{Bx} \times 382}{E \times A} - \frac{1357,5 \times 188}{E \times A} \Rightarrow F_{Bx} = 668,09 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Ax} = 689,41 \text{ N}$$

$$\sum M_z \text{ en A} = 0: \quad F_{By} = 4035,4 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{Ay} = 4164,2 \text{ N}$$

Análisis de los perfiles C-B-D y E-A-F se da a conocer en la figura 2.55:

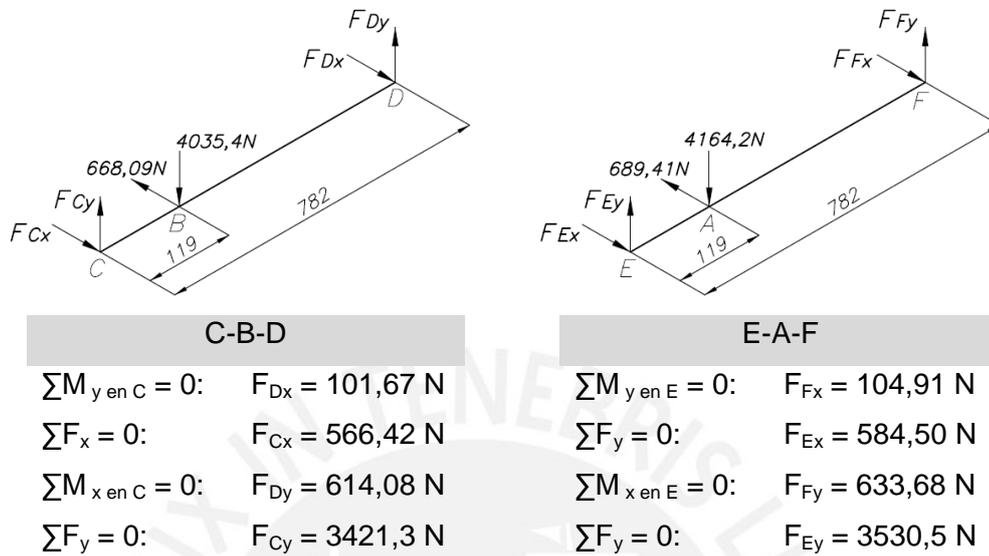


Figura 2.55. DCL de perfiles C-B-D y E-A-F de estructura superior

Se hace una simplificación de los lados de la estructura, figura 2.56, y se considera a los apoyos de la estructura superior L, I, R y O como articulados.

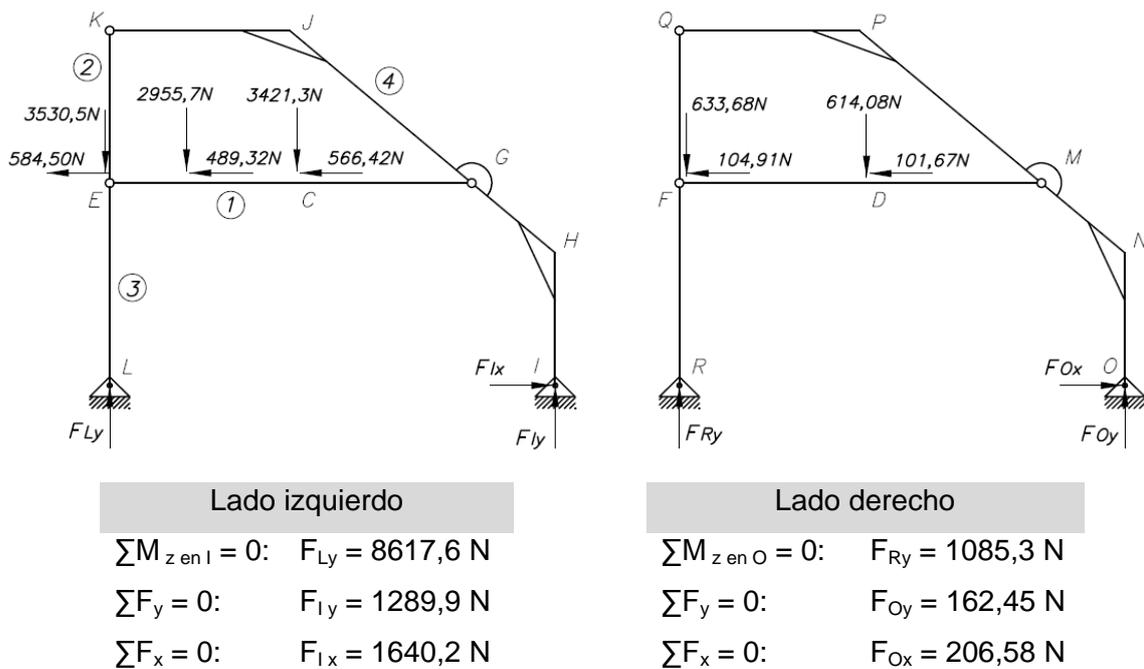


Figura 2.56. Simplificación de los lados de estructura superior

Los perfiles E-L y F-G se consideran como armaduras, por esta razón sus fuerzas de reacción en L y R son solo verticales. K-E y Q-F también son considerados armaduras. Sin embargo, K-J-G-H-I y Q-P-M-N-O son considerados como marcos. Los valores de las fuerzas en los apoyos se dan a conocer en la figura 2.56.

Se analiza solo el lado izquierdo de la estructura por ser la que está sometida a mayores fuerzas. Sus elementos se nombran del 1 al 4, ver figura 2.56. Se procede a analizar el nodo E y el elemento 2. DCL de ellos se muestran en figura 2.57.

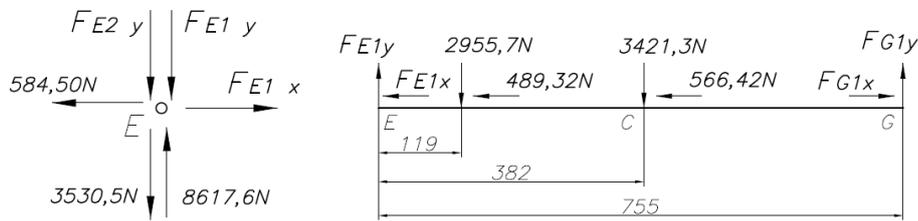


Figura 2.57. DCL de nodo E y perfil E-C-G de estructura superior

En el nodo E: $\sum F_x = 0 \rightarrow F_{E1x} = 584,50\text{ N}$

En E-C-G: $\sum F_x = 0 \rightarrow F_{G1x} = 1640,2\text{ N}$
 $\sum M_{z \text{ en } E} = 0 \rightarrow F_{G1y} = 2467,0\text{ N}$
 $\sum F_y = 0 \rightarrow F_{E1y} = 3910,0\text{ N}$

En el nodo E: $\sum F_y = 0 \rightarrow F_{E2y} = 1177,1\text{ N}$

Se sabe que para los perfiles U de 2": $I_{a-a} = 16,8 \times 10^4 \text{ mm}^4$, $I_{b-b} = 2,49 \times 10^4 \text{ mm}^4$ y $A = 492 \text{ mm}^2$. Se considera como FS un valor de 1,5.

Análisis de falla por resistencia a la fluencia de A-B:

El momento máximo es: $M_{\text{max A-B}} = \frac{0,188 \times 0,194 \times 8199,6}{0,382} = 782,87\text{ N.m}$

$\sigma_f = \frac{25,4 \times 1000 \times M_{\text{max A-B}}}{I_{a-a}} = 118,36\text{ N/mm}^2$

$\sigma_n = \frac{689,41}{A} = 1,4012\text{ N/mm}^2 \ll \sigma_F \rightarrow$ (no se considera)

$(\sigma_{\text{eq}} = \sigma_f) \leq (\sigma_{\text{Adm}} = \frac{\sigma_F}{\text{FS}} = \frac{250}{1,5} = 166,66\text{ N/mm}^2)$, no falla por fluencia

Análisis de falla por resistencia a la fluencia de C-B-D y E-A-F:

Solo se requiere estudiar a E-A-F por soportar mayores cargas. Los momentos máximos son:

$$M_{\max X} = \frac{0,119 \times 0,663 \times 4164,2}{0,782} = 420,13 \text{ N.m} \rightarrow \sigma_{fzx} = \frac{25,4 \times 1000 \times M_{\max X}}{I_{a-a}} = 63,520 \text{ N/mm}^2$$

$$M_{\max Y} = \frac{0,119 \times 0,663 \times 689,41}{0,782} = 69,555 \text{ N.m} \rightarrow \sigma_{fzy} = \frac{17,3 \times 1000 \times M_{\max Y}}{I_{b-b}} = 48,325 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{f \max} = \sigma_{fzx} + \sigma_{fzy} = 111,84 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_{eq} = \sigma_{f \max}) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ N/mm}^2), \text{ no falla por fluencia.}$$

Análisis de falla por resistencia a la fluencia de E-C-G y F-D-M:

Solo se requiere estudiar a E-C-G por soportar mayores cargas. El mayor momento flector y fuerza normal se produce en el punto G (ver Anexo 07).

$$\sigma_f = \frac{25,4 \times 1000 \times 920,21}{I_{x-x}} = 139,13 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{1640,2}{A} = 3,3337 \text{ N/mm}^2 \ll \sigma_f \rightarrow \text{(no se considera)}$$

$$(\sigma_{eq} = \sigma_f) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ N/mm}^2), \text{ no falla por fluencia}$$

Análisis de falla por pandeo de K-E y E-L:

Solo se requiere estudiar a K-E por soportar mayor carga tener mayor longitud. Los extremos se consideran articulados y se emplea el método Omega por ser el recomendado para estructuras:

$$\lambda = \frac{L_p}{i_{y-y}} = \frac{405}{7,1} = 57,04 \rightarrow \omega = 1,28$$

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{8617,6}{492} = 17,515 \text{ N/mm}^2$$

$$(\sigma_{eq} = \sigma_n \times \omega) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,71} = 146,2 \text{ N/mm}^2), \text{ no falla por pandeo.}$$

Análisis de falla por resistencia del marco K-J-G-H-I:

El mayor momento flector ocurre en el punto G (las fuerzas que se producen en el marco se muestran en el anexo 07). La variación de momentos a los largo del marco se presenta en la figura 2.58.

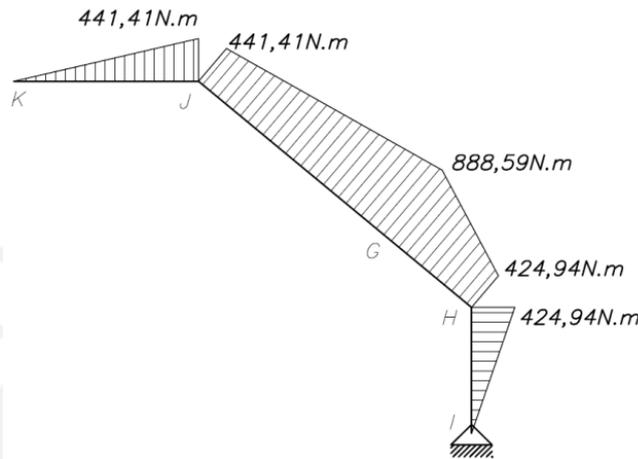


Figura 2.58. Distribución de momentos en marco K-J-G-H-I

$$\sigma_f = \frac{25,4 \times 1000 \times 888,59}{I_{x-x}} = 134,35 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{1640,2}{A} = 2,6217 \text{ N/mm}^2 \ll \sigma_f \rightarrow \text{(no se considera)}$$

$$(\sigma_{eq} = \sigma_f) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ N/mm}^2), \text{ no falla por fluencia}$$

Análisis de falla en uniones soldadas:

Debido a la complejidad de la forma de la estructura, se asume únicamente para el cálculo de soldadura que los extremos de los perfiles son empotrados. La forma y las propiedades geométricas del cordón se muestran en la figura 2.59.

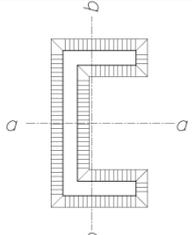
	Espesor [mm]	:	4
	Área [mm ²]	:	781
	Inercia a-a [mm ⁴]	:	333,57×10 ³
	Inercia b-b [mm ⁴]	:	52,550×10 ³
	Inercia polar [mm ⁴]	:	386,12×10 ³

Figura 2.59. Propiedades geométricas del cordón de soldadura de estructura superior

En extremos A y B los resultados son proporcionados en la tabla 2.11. Solo se consideran para el cálculo los del punto A por ser el más crítico.

Tabla 2.11. Fuerzas y momentos en extremos de A-B de estructura superior

	F_x [N]	F_y [N]	M_z [N.m]
L _{A-B} (punto A)	689,41	4196,4	397,58
L _{A-B} (punto B)	668,09	4003,2	-385,29

Los esfuerzos obtenidos en la parte superior son:

$$n_{Mz} = \frac{29 \times 1000 \times 397,58}{l_{a-a}} = 34,565 \text{ N/mm}^2$$

$$n_{Fx} = \frac{689,41}{A} = 0,8827 \text{ N/mm}^2 \text{ (se desprecia por ser muy inferior a los demás)}$$

$$t_n = \frac{4196,4}{A} = 5,3731 \text{ N/mm}^2$$

Sabiendo que $n = n_{Mz} + n_{Fx}$:

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 28,241 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 20,642 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo equivalente:
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times \tau_n^2} = 45,561 \text{ N/mm}^2$$

Se cumple con la condición para que no falle:
$$\sigma_{eq} \leq \left(\frac{\beta_w \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = \frac{0,8 \times 360}{1,5} = 192 \text{ N/mm}^2 \right)$$

En extremos C, D, E y F los resultados son proporcionados en la tabla 2.12. Solo se consideran para el cálculo los del punto E por ser el más crítico.

Tabla 2.12. Fuerzas y momentos en extremos de C-B-D y E-A-F de estructura superior

	F_x [N]	F_y [N]	M_x [N.m]	M_y [N.m]	M_z [N.m]
L _{C-B-D} (punto C)	626,39	3753,2	342,43	-57,147	-326,66
L _{C-B-D} (punto D)	41,704	249,89	-61,461	-10,257	-58,631
L _{E-A-F} (punto E)	646,37	3934,4	358,95	-58,971	337,08
L _{E-A-F} (punto F)	43,035	261,95	-64,427	10,585	60,502

Los esfuerzos obtenidos en la parte superior, despreciando F_x son:

$$t_n F_y = \frac{3934,4}{A} = 5,0376 \text{ N/mm}^2 \quad n_{M_x} = \frac{29 \times 1000 \times 358,95}{I_{a-a}} = 31,206 \text{ N/mm}^2$$

$$n_{M_y} = \frac{19 \times 1000 \times 58,971}{I_{b-b}} = 21,322 \text{ N/mm}^2 \quad t_a M_z = \frac{29 \times 1000 \times 337,08}{I_{polar}} = 25,317 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto,

$$\sigma_n = \frac{(n_{M_x} + n_{M_y}) + t_n F_y}{\sqrt{2}} = 40,705 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_n = \frac{(n_{M_x} + n_{M_y}) - t_n F_y}{\sqrt{2}} = 33,581 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_a = t_a M_z = 25,317 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times (\tau_n^2 + \tau_a^2)} = 83,443 \text{ N/mm}^2$$

Se cumple con la condición para que no falle: $\sigma_{eq} \leq \left(\frac{\beta_w \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = \frac{0,8 \times 360}{1,5} = 192 \text{ N/mm}^2 \right)$

De E-C-G, se analiza el extremo G. La sección del perfil en este extremo está inclinada 50° , por lo tanto, las propiedades geométricas de la sección del cordón de soldadura son: Área=1064 mm², $I_{a-a}=951,60 \times 10^3$ mm⁴, $I_{b-b}=75,631 \times 10^3$ mm⁴, $I_{polar}=1027,2 \times 10^3$ mm⁴. Los valores de las fuerzas y momentos para la sección inclinada se encuentran en la tabla 2.13:

Tabla 2.13. Fuerzas y momentos en extremos de E-C-G de estructura superior

	$F_{x'}$ [N]	$F_{y'}$ [N]	F_z [N]	$M_{x'}$ [N.m]	$M_{y'}$ [N.m]	M_z [N.m]
L_{E-C-G} (punto G)	1599,5	769,35	113,52	122,04	-123,76	-382,62

Los esfuerzos obtenidos en la parte inferior, despreciando $F_{y'}$ y F_z son:

$$n_{F_{x'}} = \frac{1599,5}{A} = 1,5033 \text{ N/mm}^2 \quad t_a M_{x'} = \frac{44 \times 1000 \times 122,04}{I_{polar}} = 5,2276 \text{ N/mm}^2$$

$$n_{M_{y'}} = \frac{19 \times 1000 \times 58,971}{I_{b-b}} = 32,727 \text{ N/mm}^2 \quad n_{M_z} = \frac{44 \times 1000 \times 382,62}{I_{a-a}} = 17,692 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto,

$$\sigma_n = \frac{(n_{F_{x'}} + n_{M_{y'}} + n_{M_z})}{\sqrt{2}} = 36,715 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_n = \frac{(n_{F_{x'}} + n_{M_{y'}} + n_{M_z})}{\sqrt{2}} = 36,715 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_a = t_a M_{x'} = 5,2276 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo equivalente:
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times (\tau_n^2 + \tau_a^2)} = 73,986 \text{ N/mm}^2$$

Se cumple con la condición para que no falle:
$$\sigma_{eq} \leq \left(\frac{\beta_w \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = \frac{0,8 \times 360}{1,5} = 192 \text{ N/mm}^2 \right)$$

2.22.2. Estructura inferior

Toda la estructura inferior está hecha de perfiles U de 4"x7,25 lb/pie. En la figura 2.60, se muestra dos vistas con dimensiones y la simplificación para el cálculo. Para simplificar el cálculo, se consideran como puntuales a las fuerzas distribuidas transmitidas por cada soporte.

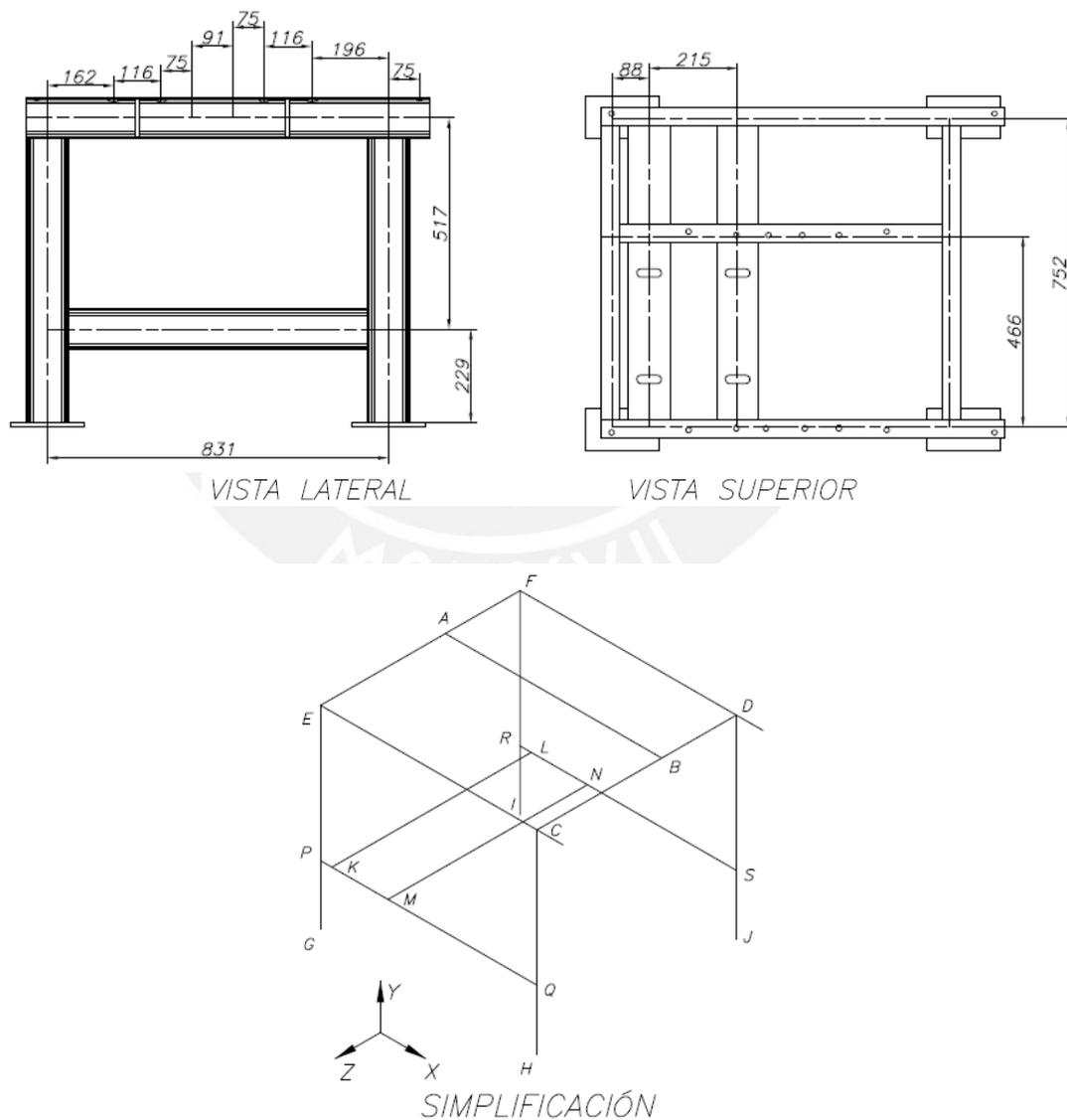


Figura 2.60. Dimensiones y simplificación de estructura inferior

Determinación de fuerzas

Se determinan las fuerzas de los perfiles A-B, C-D y E-F considerando sus extremos articulados.

Análisis del perfil A-B:

Se considera que $F_{S,N D}$ y $F_{tor 6}$ se aplican en el mismo lugar porque el punto de aplicación de ambos se encuentra muy cercano. El DCL de A-B se presenta en la figura 2.61.

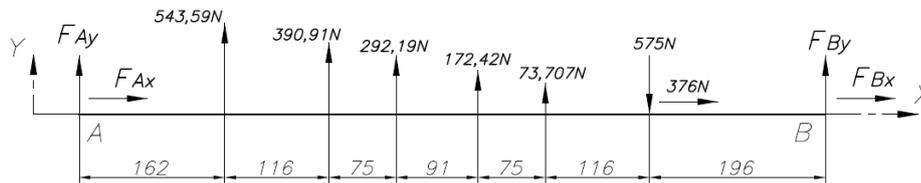


Figura 2.61. DCL de perfil A-B de estructura inferior

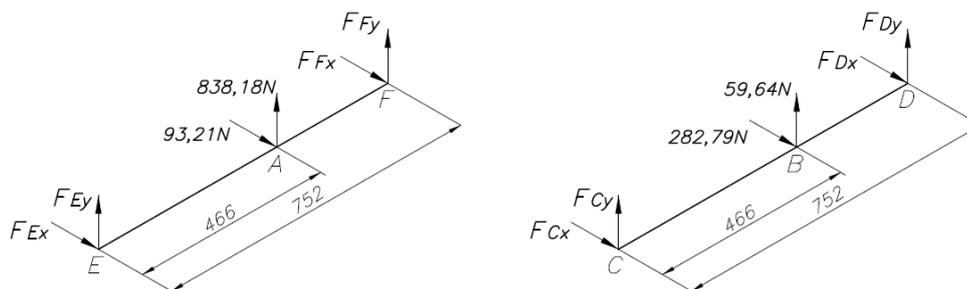
$$\sum \delta_x = 0: \quad 0 = \delta_B = \delta_{F_{Bx}} + \delta_{376N} \Rightarrow 0 = \frac{F_{Bx} \times 831}{E \times A} - \frac{376 \times 625}{E \times A} \Rightarrow F_{Bx} = - 282,79 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Ax} = - 93,21 \text{ N}$$

$$\sum M_z \text{ en A} = 0: \quad F_{By} = - -59,6402 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{Ay} = - 838,18 \text{ N}$$

Análisis de perfiles E-A-F y C-B-D. Los DCL y los valores de fuerzas se muestran en la figura 2.62:



C-B-D	
$\sum M_y \text{ en E} = 0:$	$F_{Fx} = - 57,76 \text{ N}$
$\sum F_x = 0:$	$F_{Ex} = - 35,45 \text{ N}$
$\sum M_x \text{ en E} = 0:$	$F_{Fy} = - 519,4 \text{ N}$
$\sum F_y = 0:$	$F_{Ey} = - 318,8 \text{ N}$

E-A-F	
$\sum M_y \text{ en C} = 0:$	$F_{Dx} = - 175,24 \text{ N}$
$\sum F_y = 0:$	$F_{Cx} = - 107,55 \text{ N}$
$\sum M_x \text{ en C} = 0:$	$F_{Dy} = - 36,96 \text{ N}$
$\sum F_x = 0:$	$F_{Cy} = - 22,68 \text{ N}$

Figura 2.62. DCL de perfiles C-B-D y E-A-F de estructura inferior

Se determinan las fuerzas en los apoyos del motorreductor. La fuerza de fricción actúa en la superficie inferior derecha del motor, sin embargo, la fuerza normal es insuficiente para evitar el deslizamiento, por esta razón se añade un ajuste en los tonillos 3 y 4. El DCL del motorreductor se aprecia en la figura 2.63.

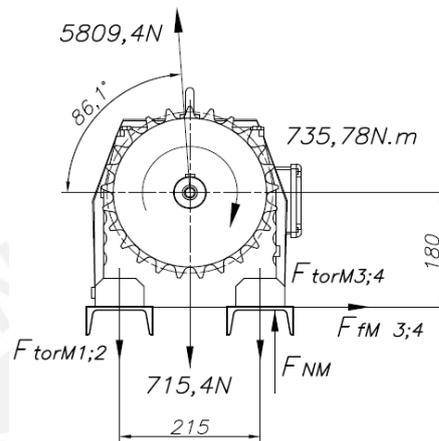


Figura 2.63. DCL de motorreductor

$$\sum F_x = 0: \quad F_{fM\ 3;4} = 395,13\ N$$

De la condición estática: $F_{NM} \times \mu \geq 395,13 \rightarrow F_{NM} \geq 2634,2$

$$\sum M_z \text{ en } \text{tor}M1;2 = 0: \quad F_{\text{tor}M3;4} = 2083,02\ N$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{\text{tor}M1;2} = 5631,7\ N$$

Se analiza solo el lado izquierdo de la estructura por ser la que está sometida a mayores fuerzas y se realiza la siguiente simplificación (DCL en la figura 2.64).

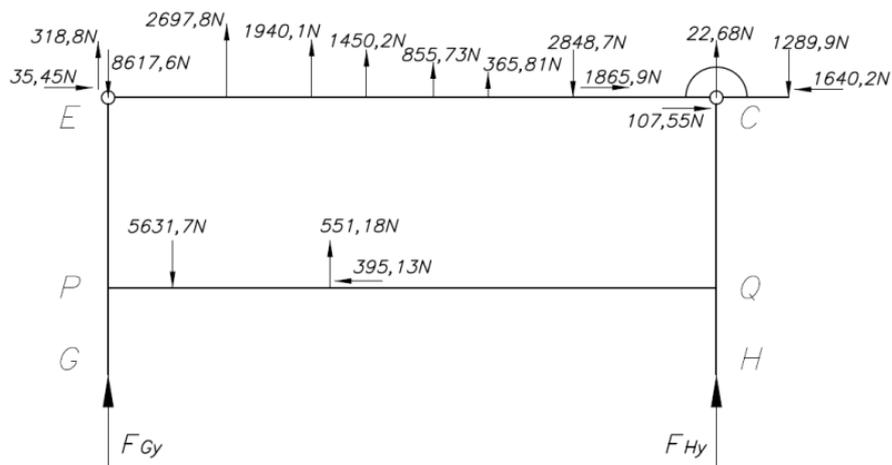


Figura 2.64. DCL del lado izquierdo de estructura inferior

Se determinan las fuerzas en E-C considerando que el lado izquierdo de la estructura superior se apoya sobre él. EL DCL del mismo se expone en la figura 2.65

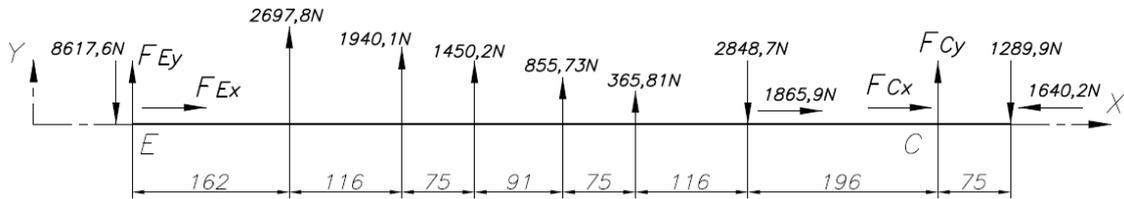


Figura 2.65. DCL de perfil E-C de estructura inferior

$$\sum \delta_x = 0:$$

$$0 = \delta_C = \delta_{F_{Cx}} + \delta_{1865,9N} - \delta_{1640,2N} \Rightarrow 0 = \frac{F_{Cx} \times 831}{E \times A} + \frac{635 \times 1865,9}{E \times A} - \frac{831 \times 1640,2}{E \times A} \Rightarrow F_{Cx} = 214,39 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Ex} = -440,09 \text{ N}$$

$$\sum M_{z \text{ en } E} = 0: \quad F_{Cy} = 1106,5 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{Ey} = 4340,7 \text{ N}$$

Se determinan las fuerzas en P-Q con ayuda del DCL de la figura 2.66:

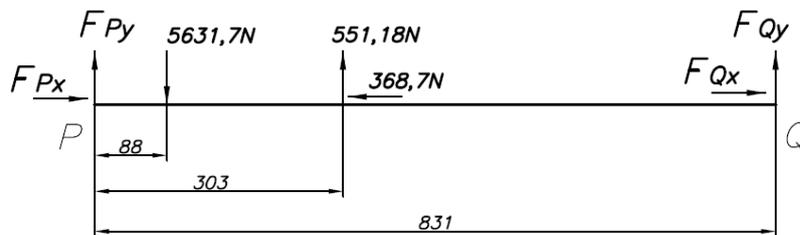


Figura 2.66. DCL de perfil P-Q de estructura inferior

$$\sum \delta_x = 0: \quad 0 = \delta_Q = \delta_{F_{Qx}} - \delta_{368,7N} \Rightarrow 0 = \frac{F_{Qx} \times 831}{E \times A} - \frac{303 \times 368,7}{E \times A} \Rightarrow F_{Qx} = 134,44 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: \quad F_{Px} = 234,26 \text{ N}$$

$$\sum M_{z \text{ en } P} = 0: \quad F_{Qy} = 395,41 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: \quad F_{Py} = 4685,1 \text{ N}$$

Se sabe que para los perfiles U de 4"x7,25 lb/pie: $I_{a-a} = 206 \times 10^4 \text{ mm}^4$,

$I_{b-b} = 29,3 \times 10^4 \text{ mm}^4$ y $A = 13,5 \times 10^2 \text{ mm}^2$. Se considera un FS igual a 1,5.

Análisis de falla por resistencia a la fluencia de A-B:

Según el anexo 07, el momento flector máximo es 169,96 N.m.

$$\sigma_f = \frac{50,8 \times 1000 \times M_{\max A-B}}{I_{a-a}} = 4,1912 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{93,21}{A} \ll \sigma_f \rightarrow \text{(no se considera)}$$

Condición: $(\sigma_{eq} = \sigma_f) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ N/mm}^2)$, no falla por fluencia

Análisis de falla por resistencia a la fluencia de C-B-D y E-A-F:

Solo se requiere estudiar a E-A-F por soportar mayores cargas. Los momentos máximos son (ver anexo 07):

$$M_{\max X} = \frac{0,466 \times 0,286 \times 838,18}{0,752} = 148,54 \text{ N.m} \rightarrow \sigma_{fzx} = \frac{50,8 \times 1000 \times M_{\max X}}{I_{a-a}} = 3,663 \text{ N/mm}^2$$

$$M_{\max Y} = \frac{0,466 \times 0,286 \times 93,21}{0,752} = 16,519 \text{ N.m} \rightarrow \sigma_{fzy} = \frac{50,8 \times 1000 \times M_{\max Y}}{I_{b-b}} = 4,8542 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{f \max} = \sigma_{fzx} + \sigma_{fzy} = 8,5172 \text{ N/mm}^2$$

Condición: $(\sigma_{eq} = \sigma_{f \max}) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ N/mm}^2)$, no falla por fluencia.

Análisis de falla por resistencia a la fluencia de E-C:

Según el anexo 07, el momento flector máximo es 876,03 N/mm².

$$\sigma_f = \frac{50,8 \times 1000 \times M_{\max E-C}}{I_{a-a}} = 21,603 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{440,09}{A} \ll \sigma_f \rightarrow \text{(no se considera)}$$

Condición: $(\sigma_{eq} = \sigma_f) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ N/mm}^2)$, no falla por fluencia

Análisis de falla por resistencia a la fluencia de P-Q:

Según el anexo 10, el momento flector máximo es 412,29 N/mm²

$$\sigma_f = \frac{50,8 \times 1000 \times M_{\max P-Q}}{I_{a-a}} = 10,167 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{234,26}{A} \ll \sigma_f \rightarrow \text{(no se considera)}$$

Condición: $(\sigma_{eq} = \sigma_f) \leq (\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{250}{1,5} = 166,66 \text{ N/mm}^2)$, no falla por fluencia

Análisis de falla en uniones soldadas

Se procede a analizar las soldaduras. Debido a la complejidad de la forma de la estructura, se asume únicamente para el cálculo de soldadura que los extremos de los perfiles son empotrados. La forma y las propiedades geométricas del cordón se muestran en la figura 2.67.

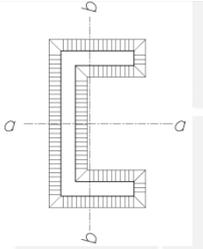
	Espesor [mm]	:	4
	Área [mm ²]	:	1504
	Inercia a-a [mm ⁴]	:	2253,3×10 ³
	Inercia b-b [mm ⁴]	:	384,28×10 ³
	Inercia polar [mm ⁴]	:	2637,5×10 ³

Figura 2.67. Propiedades geométricas del cordón de soldadura de estructura inferior

En extremos A y B los resultados son los siguientes. Solo se consideran para el cálculo los del punto A por ser el más crítico.

Tabla 2.14. Fuerzas y momentos en extremos de A-B de estructura inferior

	F _x [N]	F _y [N]	M _z [N.m]
L _{A-B} (punto A)	-93,21	-977,59	-141,15
L _{A-B} (punto B)	-282,79	79,781	25,288

Los esfuerzos obtenidos en la parte superior de la sección son:

$$n_{Mz} = \frac{50,8 \times 1000 \times 141,15}{I_{a-a}} = 3,1822 \text{ N/mm}^2$$

$$n_{Fx} = \frac{93,21}{A} = 0,0619 \text{ N/mm}^2 \text{ (Se desprecia por ser muy inferior a los demás)}$$

$$t_n = \frac{977,59}{A} = 0,64999 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 2,7098 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 1,7905 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo equivalente:
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times \tau_n^2} = 4,1183 \text{ N/mm}^2$$

Se cumple con la condición para que no falle:
$$\sigma_{eq} \leq \left(\frac{\beta_w \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = \frac{0,8 \times 360}{1,5} = 192 \text{ N/mm}^2 \right)$$

En extremos de E-A-F y C-B-D, se analiza solo el primero y los resultados son:

Tabla 2.15. Fuerzas y momentos en extremos de C-B-D de estructura inferior

	F_x [N]	F_y [N]	M_x [N.m]	M_y [N.m]	M_z [N.m]
L _{C-B-D} (punto C)	-30,191	-316,65	-65,893	6,2827	-53,681
L _{C-B-D} (punto D)	-63,019	-660,94	107,36	-10,237	-87,469

Solo se consideran para el cálculo los del punto D por ser el más crítico. Los esfuerzos obtenidos en la parte superior, despreciando F_x son:

$$t_n F_y = \frac{660,94}{A} = 0,43945 \text{ N/mm}^2$$

$$n_{Mx} = \frac{50,8 \times 1000 \times 107,36}{I_{a-a}} = 2,4204 \text{ N/mm}^2$$

$$n_{My} = \frac{33 \times 1000 \times 10,237}{I_{b-b}} = 0,8791 \text{ N/mm}^2$$

$$t_a M_z = \frac{50,8 \times 1000 \times 87,469}{I_{polar}} = 1,6847 \text{ N/mm}^2$$

Por lo tanto,

$$\sigma_n = \frac{(n_{Mx} + n_{My}) + t_n F_y}{\sqrt{2}} = 2,6438 \text{ N/mm}^2 \quad \tau_n = \frac{(n_{Mx} + n_{My}) - t_n F_y}{\sqrt{2}} = 2,0224 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_a = t_a M_z = 1,6847 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo equivalente:
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times (\tau_n^2 + \tau_a^2)} = 5,2702 \text{ N/mm}^2$$

Se cumple con la condición para que no falle:
$$\sigma_{eq} \leq \left(\frac{\beta_w \times \sigma_B}{\gamma_{Mw}} = \frac{0,8 \times 360}{1,5} = 192 \text{ N/mm}^2 \right)$$

Para los extremos de P-Q se tienen los siguientes resultados. Solo se considera para el cálculo los del extremo P por tener los valores más críticos.

Tabla 2.16. Fuerzas y momentos en extremos de P-Q de estructura inferior

	F_x [N]	F_y [N]	M_z [N.m]
L _{P-Q} (punto P)	234,26	5070,8	328,76
L _{P-Q} (punto Q)	134,44	9,6894	-8,2326

Los esfuerzos obtenidos en la parte superior de la sección son:

$$\eta_{Mz} = \frac{50,8 \times 1000 \times 328,76}{I_{a-a}} = 7,4118 \text{ N/mm}^2$$

$$\eta_{Fx} = \frac{234,26}{A} = 0,15576 \text{ N/mm}^2 \text{ (Se desprecia por ser muy inferior a los demás)}$$

$$t_n = \frac{5070,8}{A} = 3,3715 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = 7,6249 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = 2,8569 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo equivalente:
$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times \tau_n^2} = 9,0898 \text{ N/mm}^2$$

Se cumple con la condición para que no falle:
$$\sigma_{eq} \leq \left(\frac{\beta_w \times \sigma_B}{Y_{Mw}} = \frac{0,8 \times 360}{1,5} = 192 \text{ N/mm}^2 \right)$$

2.23. Selección de tornillos

La selección de tornillos se hace según la norma VDI 2230. El ángulo efectivo de fricción ρ' , para rosca en V y con coeficiente de fricción entre aceros μ igual a 0,15, es $9,8264^\circ$. Ver anexo 15 para obtener los detalles de los cálculos que se describen a continuación.

2.23.1. Tornillos para soportes superiores

Son cuatro tornillos de cabeza hueca hexagonal M10 x 120 - 8.8, DIN 912. Para su rosca le corresponde un ángulo de hélice κ de $3,0281^\circ$. Además, la constante de rigidez del tornillo C_{tor} es $1,4465 \times 10^5$ N/mm y la constante de rigidez de las placas C_p es $7,9394 \times 10^5$ N/mm. Se procede a calcular la fuerza de asentamiento F_{as} con la ecuación 2.51. El asentamiento total δ_{as} se da bajo las condiciones de cargas normales y rugosidad promedio R_z de superficies de $25 \mu\text{m}$. Con ello, δ_{as} se halla con la ecuación 2.50:

$$\delta_{as} = \delta_{(\text{en los hilos})} + \delta_{(\text{cabeza})} + \delta_{(\text{tuerca})} + \delta_{(\text{entre placas})} \quad (2.50)$$

$$\delta_{as} = 3 + 3 + 3 + 2 = 11 \mu\text{m}$$

$$F_{as} = \frac{C_{tor} \times C_p}{C_{tor} + C_p} \times \delta_{as} \quad (2.51)$$

$$F_{as} = 1\,345,9 \text{ N}$$

En el punto 2.20, la mayor fuerza requerida por dos tornillos se da en el extremo H, con un valor mínimo de 850,4 N. Por lo tanto, la fuerza de montaje mínima $F_{M \text{ mín}}$ en cada tornillo es:

$$F_{M \text{ mín}} = 0,5 \times 850,4 + F_{\text{as}} = 1\,771,1 \text{ N}$$

Por emplear un torquímetro para el montaje, el coeficiente de ajuste α_A igual a 1,5. La fuerza de montaje máxima $F_{M \text{ máx}}$ se determina con la ecuación 2.52:

$$F_{M \text{ máx}} = \alpha_A \times F_{M \text{ mín}} \quad (2.52)$$

$$F_{M \text{ máx}} = 2\,656,7 \text{ N}$$

Verificación de falla por resistencia:

El diámetro de paso d_2 es 9,026 mm. El momento torsor de ajuste M_{tM} es, según la ecuación 2.53:

$$M_{tM} = F_{M \text{ máx}} \times \tan(\rho' + \kappa) \times \frac{d_2}{2} \quad (2.53)$$

$$M_{tM} = 2\,735,9 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Sabiendo que d_3 es 8,16 mm y que $d_0 = \frac{(d_2 + d_3)}{2}$, los esfuerzos producidos son, por la ecuación 2.54:

$$\sigma_M = \frac{F_{M \text{ máx}}}{A_0} = \frac{4 \times F_{M \text{ máx}}}{\pi \times d_0^2} \quad \text{y} \quad \tau_{tM} = \frac{16 \times M_{tM}}{\pi \times d_0^3} \quad (2.54)$$

$$\sigma_M = 45,810 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_{tM} = 21,960 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente es, según la ecuación 2.55:

$$\sigma_{\text{eqM}} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \times \tau_{tM}^2} \quad (2.55)$$

$$\sigma_{\text{eqM}} = 59,542 \text{ N/mm}^2$$

Para la clase de resistencia tornillo 8.8, $\sigma_F = 640 \text{ N/mm}^2$. Se cumple con la condición, inecuación 2.56, para no fallar por resistencia:

$$\sigma_{\text{eqM}} \leq 0,9 \times \sigma_F \quad (2.56)$$

Verificación de falla por presión admisible:

El área de contacto de los elementos roscados sometida a presión se halla por la ecuación 2.57:

$$A_c = \frac{\pi \times (d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} \quad (2.57)$$

$$A_c = \frac{\pi \times (16^2 - 11^2)}{4} = 106,03 \text{ mm}^2$$

En la ecuación 2.58 se presenta la ecuación de presión admisible en el tornillo P_{tor} es:

$$P_{\text{tor}} = \frac{F_{M \text{ máx}}}{A_c} \quad (2.58)$$

$$P_{\text{tor}} = 25,056 \text{ N.mm}^2$$

P_{tor} es menor que la P_{Adm} del tornillo, igual a 420 N/mm^2 . Por lo tanto, no falla.

Momento de ajuste en el montaje M_{Ajuste} :

Se calcula primero, con la ecuación 2.59, el momento necesario para vencer la fricción entre la placa y la tuerca, ó la placa y la cabeza del tornillo M_p :

$$M_p = \mu \times F_{M \text{ máx}} \times \frac{d_{fm}}{2} = 2 \ 689,9 \text{ N.mm} \quad (2.59)$$

donde: $d_{fm} = \frac{(d_1 + d_{ag})}{2} = 13,5 \text{ mm}$

El M_{Ajuste} es, según la ecuación 2.60:

$$M_{\text{Ajuste}} = M_{\text{tM}} + M_p \quad (2.60)$$

$$M_{\text{Ajuste}} = 5425,8 \text{ N.mm} = 5,4258 \text{ N.m}$$

2.23.2. Tornillos para unión entre estructura superior e inferior

Son cuatro tornillos de cabeza hueca hexagonal M12 x 30 – 8.8, DIN 912. Para su rosca le corresponde κ igual a $2,9355^0$. Además, la constante de rigidez del tornillo C_t es $3,7700 \times 10^5 \text{ N/mm}$ y la constante de rigidez de las placas C_p es $37,659 \times 10^5 \text{ N/mm}$. Se procede a calcular la fuerza de asentamiento F_{as} . El asentamiento total δ_{as} se produce para las condiciones de cargas normales y rugosidad promedio R_z de superficies de $25 \mu\text{m}$.

Por lo tanto, de la ecuación 2.50, el δ_{as} es 11 μm y, de la ecuación 2.51, F_{as} es 3769,6 N.

En el punto 2.22.1, las fuerzas verticales de los apoyos I y O de la estructura superior deben ser tal que impidan movimiento producido por las fuerzas horizontales. Se analiza únicamente el apoyo I por soportar mayores cargas y se considera el mismo valor para los demás tornillos.

$$F_{lx} \leq \mu \times (F_{ly} + F_{tor}) \rightarrow 9\,644,8 \leq F_{tor}$$

La fuerza de montaje mínima $F_{M\text{mín}}$ es: $F_{M\text{mín}} = 9644,8 + F_{as} = 13\,414\text{ N}$

Por emplear un torquímetro para el montaje, el coeficiente de ajuste α_A igual a 1,5 y la fuerza de montaje máxima $F_{M\text{máx}}$ es, utilizando la ecuación 2.52, 20 122 N.

Verificación de falla por resistencia:

Se conoce que d_2 es 10,863 mm, M_{tM} es 24 754 N.mm. El valor de M_{tM} es obtenido de la ecuación 2.53.

Sabiendo que d_3 es 9,853 mm y que $d_0 = \frac{(d_2 + d_3)}{2}$, los esfuerzos producidos son: σ_M igual a 238,79 N/mm² y τ_{tM} igual a 113,45 N/mm². Los valores de los esfuerzos son calculados por la ecuación 2.54.

El esfuerzo equivalente σ_{eqM} , hallado por la ecuación 2.55, es 309,25 N/mm².

Para la clase de resistencia tornillo 8.8, $\sigma_f = 640\text{ N/mm}^2$. Se cumple con la condición, inequación 2.56, necesaria para conocer si falla por resistencia.

Verificación de falla por presión admisible:

Se realiza la verificación de falla por presión admisible. El valor de A_c , calculada por la ecuación 2.57, es 121,74 mm² y el valor de P_{tor} , determinada por la ecuación 2.58, es 165,29 N/mm².

P_{tor} es menor que la P_{Adm} del tornillo, igual a 420 N/mm². Por lo tanto, no falla.

Momento de ajuste en el montaje M_{Ajuste} :

El valor de M_p es, por la ecuación 2.59, 23 392 N.mm. Consecuentemente, el momento de ajuste en el montaje, obtenido de la ecuación 2.60, es 48,146 N.m.

2.23.3. Tornillos de soportes para ejes de rodillos

Son doce tornillos de cabeza hexagonal M12 x 120 – 8.8, DIN 931. Para su rosca le corresponde un κ de 2,9355⁰. Además, la constante de rigidez del tornillo C_t es 1,7999x10⁵ N/mm y la constante de rigidez de las placas C_p es 9,8779x10⁵ N/mm. Se procede a calcular la fuerza de asentamiento F_{as} . El asentamiento total δ_{as} se da bajo las condiciones de cargas normales y rugosidad promedio R_z de superficies de 25 μm . Con ello, δ_{as} se halla con la ecuación 2.50:

Por lo tanto, de la ecuación 2.50, el δ_{as} es 11 μm y, de la ecuación 2.51, F_{as} es 1 674,7 N.

En la tabla 2.07, la mayor fuerza es $F_{\text{tor } 6}$, con un valor de 9590,3 N. Se analiza únicamente el tornillo que está sometido a esta fuerza por soportar mayores cargas. Se considera el mismo análisis para los demás tornillos. La fuerza de montaje mínima $F_{M \text{ mín}}$ en cada tornillo es:

$$F_{M \text{ mín}} = 9590,3 + F_{as} = 11 265 \text{ N}$$

Por emplear un torquímetro para el montaje, el coeficiente de ajuste α_A igual a 1,5. La fuerza de montaje máxima $F_{M \text{ máx}}$ es 16 898 N. El cálculo de $F_{M \text{ máx}}$ se consigue con la ecuación 2.52.

Verificación de falla por resistencia:

Se realiza la verificación de falla por resistencia. Sabiendo que el diámetro de paso d_2 es 10,863 mm, el momento torsor de ajuste M_{tM} es 20 788 N.mm. M_{tM} se calcula por la ecuación 2.53.

Sabiendo que d_3 es 9,853 mm y que $d_0 = \frac{(d_2 + d_3)}{2}$, los esfuerzos producidos son: σ_M igual a 200,54 N/mm² y τ_{tM} igual a 95,269 N/mm². Los valores de los esfuerzos son calculados por la ecuación 2.54.

El esfuerzo equivalente σ_{eqM} , obtenido por la ecuación 2.55, es 259,70 N/mm².

Para la clase de resistencia tornillo 8.8, $\sigma_f = 640$ N/mm². Se cumple con la condición, inequación 2.56, necesaria para conocer si falla por resistencia.

Verificación de falla por presión admisible:

Se realiza la verificación de falla por presión admisible. El valor de A_c , calculada por la ecuación 2.57, es 150,79 mm² y el valor de P_{tor} , determinada por la ecuación 2.58, es 112,06 N/mm².

P_{tor} es menor que la P_{Adm} del tornillo, igual a 420 N/mm². Por lo tanto, no falla.

Momento de ajuste en el montaje M_{Ajuste} :

El valor de M_p es calculado por la ecuación 2.59 y su valor es 20 278 N.mm. Consecuentemente, el momento de ajuste en el montaje, obtenido de la ecuación 2.60, es 41,066 N.m.

2.23.4. Tornillos de motorreductor

Son cuatro tornillos de cabeza hexagonal M16 x 80 – 8.8, DIN 931. Para su rosca le corresponde un κ de 2,4796⁰. Además, la constante de rigidez del tornillo C_t es 1,7999x10⁵ N/mm y la constante de rigidez de las placas C_p es 9,8779x10⁵ N/mm.

Se procede a calcular la fuerza de asentamiento F_{as} . El asentamiento total δ_{as} , para las condiciones de cargas normales y rugosidad promedio R_z de 25 μ m, se determina con la ecuación 2.50 y su valor es 11 μ m. De la ecuación 2.51, el valor de F_{as} es 1 674,7 N.

En el punto 2.22.2, los tornillos 1 y 2 que sujetan del motorreductor están sometidos a mayor fuerza que 3 y 4. Por esta razón se analiza únicamente los tornillos 1 y 2, con una fuerza $F_{torM1;2}$, y se considera el mismo análisis para los demás tornillos. La $F_{M\text{ mín}}$ en cada tornillo, asumiendo que $F_{torM1;2}$ se reparte entre los dos tornillos:

$$F_{M\text{ mín}} = \frac{F_{torM1;2}}{2} + F_{as} = 4\,490,1\text{ N}$$

Por emplear un torquímetro para el montaje, el coeficiente de ajuste α_A igual a 1,5. La fuerza de montaje máxima $F_{M \text{ máx}}$ es 6 735,2 N. El cálculo de $F_{M \text{ máx}}$ se consigue con la ecuación 2.52.

Verificación de falla por resistencia:

Se realiza la verificación de falla por resistencia. Sabiendo que el diámetro de paso d_2 es 14,701 mm, el momento torsor de ajuste M_{tM} es 10 800 N.mm. El valor de M_{tM} es obtenido de la ecuación 2.53.

Sabiendo que d_3 es 13,546 mm y que $d_0 = \frac{(d_2 + d_3)}{2}$, los esfuerzos producidos son: σ_M igual a 42,988 N/mm² y τ_{tM} igual a 19,522 N/mm². Los valores de los esfuerzos son calculados por la ecuación 2.54.

El esfuerzo equivalente σ_{eqM} , obtenido por la ecuación 2.55, es 54,693 N/mm².

Para la clase de resistencia tornillo 8.8, $\sigma_f = 640$ N/mm². Se cumple con la condición, ecuación 2.56, necesaria para conocer si falla por resistencia.

Verificación de falla por presión admisible:

Se realiza la verificación de falla por presión admisible. El valor de A_c , calculada por la ecuación 2.57, es 43,001 mm² y el valor de P_{tor} , determinada por la ecuación 2.58, es 156,63 N/mm².

P_{tor} es menor que la P_{Adm} del tornillo, igual a 420 N/mm². Por lo tanto, no falla.

Momento de ajuste en el montaje M_{Ajuste} :

El valor de M_p es calculado por la ecuación 2.59 y su valor es 9 218,8 N.mm. Consecuentemente, el momento de ajuste en el montaje, obtenido de la ecuación 2.60, es 20,019 N.m.

CAPÍTULO III

PLANOS Y COSTO DE FABRICACIÓN

3.1. Especificaciones de la máquina

Las especificaciones de la máquina para un buen uso son las siguientes

Potencia	: 1,1 kW
Velocidad de giro	: 11 rpm
Voltaje	: 220/440 V
Intensidad de corriente	: 5,2/2,8 A
Frecuencia	: 60 Hz
Altura	: 1,56 m
Anchura	: 1,02 m
Profundidad	: 0,87 m
Peso	: 450 kg

Como la mayoría de los componentes han sido fabricados de ASTM A36, la corrosión de la máquina se da manera rápida. Por esta razón, se protege con un recubrimiento con pintura anticorrosiva. Para su ejecución se requiere un galón de esmalte anticorrosivo y medio litro de disolvente.

3.2. Lista de planos

El diseño cuenta con 25 planos. La denominación es la siguiente: CBP-XXX-PYY-AZ

CBP : Compactadora de botellas de plástico
XXX : Tipo de plano

PYY : plano N^o YY
AZ : tamaño de hoja

Tabla 3.01. Lista de planos de máquina compactadora de botellas de plástico

NOMBRE Y ABREVIACIÓN DE PLANOS	
Abreviación	Nombre
CBP-ENS-P01-A0	Plano de ensamble de Compactadora de botellas de plástico
CBP-DES-P01-A1	Plano de despiece de rodillo I
CBP-DES-P02-A1	Plano de despiece de rodillo II
CBP-DES-P03-A2	Plano de despiece de eje de rodillo
CBP-DES-P04-A2	Plano de despiece de rueda dentada para rodillo
CBP-DES-P05-A3	Plano de despiece de soporte izquierdo para ejes de rodillos
CBP-DES-P06-A3	Plano de despiece de soporte derecho para ejes de rodillos
CBP-DES-P07-A4	Plano de despiece de púa
CBP-DES-P08-A3	Plano de despiece de tapa para rodamiento de rodillo
CBP-DES-P09-A4	Plano de despiece de espaciador I
CBP-DES-P10-A4	Plano de despiece de espaciador II
CBP-DES-P11-A4	Plano de despiece de arandela para rodillo
CBP-DES-P12-A3	Plano de despiece de rueda dentada superior
CBP-DES-P13-A3	Plano de despiece de eje de rueda dentada superior
CBP-DES-P14-A3	Plano de despiece de tapa para rodamiento de rueda dentada superior I
CBP-DES-P15-A3	Plano de despiece de tapa para rodamiento de rueda dentada superior II
CBP-DES-P16-A3	Plano de despiece de soporte derecho para eje de rueda dentada superior
CBP-DES-P17-A3	Plano de despiece de soporte izquierdo para eje de rueda dentada superior
CBP-DES-P18-A3	Plano de despiece de rueda dentada para motorreductor
CBP-DES-P19-A1	Plano de despiece de estructura superior
CBP-DES-P20-A1	Plano de despiece de estructura inferior
CBP-DES-P21-A1	Plano de despiece de tolva
CBP-DES-P22-A3	Plano de despiece de fijador izquierdo de tolva
CBP-DES-P23-A3	Plano de despiece de fijador derecho de tolva
CBP-ELE-P01-A3	Plano de circuito eléctrico

3.3. Estimado de costos de fabricación

En el presente punto se muestran los costos estimados de la máquina. Los costos se dividen en costo de fabricación, costo de diseño y costo de armado. El costo de fabricación está dividido en tres partes, como lo muestra la tabla 3.02, sin embargo, se agrupan en dos para hacer la siguiente explicación:

Costo de Fabricación

- Costo de elementos seleccionados:

Son los costos de todos elementos seleccionados incluyendo el del motorreductor. Se aclara que todos los elementos pertenecientes a esta división fueron comprados, en consecuencia, los precios mostrados en la tabla 3.03 de cada elemento son los pertenecientes a la fecha noviembre del 2010.

- Costo de elementos elaborados:

Son los costos de los elementos que son manufacturados. Los valores mostrados en la tabla 3.05 son el resumen del estimado de costo de cada elemento. El costo de cada operación se tiene a continuación (la tasa de cambio utilizada es 2.80 a nuevos soles). En el costo de los procesos está incluido el costo del operario.

Torno	:	8 US\$/h	Banco	:	6 US\$/h
Taladro	:	6 US\$/h	Rolado	:	0,3 US\$/kg
Fresa	:	12 US\$/h	Soldadura	:	10 US\$/m
Corte	:	6 US\$/h			

Costo de Diseño

Para los costos de diseño se considera que el tiempo empleado es de cuatro meses y el costo del tiempo empleado por mes es de S/. 1000. Por lo tanto, el costo total de diseño es de S/.4 000.00 (cuatro mil con 00/100 nuevos soles)

Costo de Armado

Para el costo de armado, se emplean dos personas. El armado se realiza durante 4 días y se trabaja 8 horas diarias. Considerando que el costo es de 20 soles/h.hombre, el costo total de armado es de S/.1 280.00 (mil doscientos ochenta con 00/100 nuevos soles)

El resumen de costos se muestra en la tabla 3.02. Los costos están en nuevos soles:

Tabla 3.02. Resumen de costos en nuevos soles (S/.)

COSTO DE FABRICACIÓN	
1. MOTORREDUCTOR	3 269.96
2. ELEMENTOS SELECCIONADOS	1 543.87
3. ELEMENTOS ELABORADOS	3 924.56
SUB TOTAL	8 738.39
COSTO DE DISEÑO	2 700.00
COSTO DE ARMADO	1 280.00
COSTO TOTAL	14 018.39

En la tabla 3.03 se presenta los costos de cada elemento seleccionado y la cantidad a utilizar.

Tabla 3.03. Costos específicos de elementos seleccionados

Elemento	Cant.	Costo unit. (S/.)	Costo Total (S/.)
Tornillo cabeza cónica M6x16	6	0,25	1,50
Tornillo socket M6x16	6	0,17	1,02
Tornillo socket M6x25	12	0,18	2,16
Tornillo socket M8x50	16	0,55	8,80
Tornillo socket M10x120	4	2,17	8,68
Tornillo socket M12x30	4	0,53	2,12
Tornillo hexagonal M12x120	12	2,17	26,04
Tornillo hexagonal M16x80	4	2,41	9,64
Tuerca hexagonal M10	4	0,12	0,48
Tuerca hexagonal M12	16	0,23	3,68
Tuerca hexagonal M16	4	0,41	1,64
Arandela plana para M10	8	0,08	0,64
Arandela plana para M12	32	0,09	2,88
Arandela plana para M16	8	0,17	1,36
Prisionero Allen M8x35	1	0,90	0,90
Prisionero Allen M10x30	6	0,68	4,08
Anillo de retención para eje Ø40	1	1,77	1,77
Pin de expansión Ø16x40	16	15,32	245,12
Rodamiento SKF 6208 2RS1	2	40,15	80,30
Rodamiento SKF 6210 2RS1	4	37,82	151,28
Tuerca de ajuste SKF KM 9	4	14,33	57,32
Arandela SKF MB 9	4	1,78	7,12
Tira de fieltro 1/4x5/16"	1	10,00	10,00
Piñón simple 25 dientes 1 ¼" paso	4	170,00	680,00
Cadena simple 109 eslab. 1 ¼" paso	-	235,44	235,44
TOTAL			1 543,87

En la tabla 3.04 se da a conocer el material y sus respectivas dimensiones necesarias para la fabricación de los elementos.

Tabla 3.04. Materiales y dimensiones de elementos elaborados

N ^o	Elementos	Material	Dimensiones de material comprado	Unidad de venta
01	Estructura Superior	ASTM A36	Perfil U 2"x2,58 lbs/pie x 6 m	Perfil
02	Estructura Inferior	ASTM A36	Perfil U 4"x7,25 lbs/pie x 6 m	Perfil
03	Soportes para ejes de rodillos	ASTM A36	Plancha de 1 ½" x 93 x 502	Kg
04	Ejes de rodillos	AISI 1045	Barra de Ø2 ½" x 1100	kg
05	Espaciadores	AISI 1045	Barra de Ø2 ½" x 65	kg
06	ruedas dentadas	-	-	kg
07	Arandelas para rodillos	ASTM A36	Barra de Ø1" x 65	kg
08	Tapas de protección para rodamiento de rodillo	ASTM A36	Disco de Ø 115 x ½"	kg
09	Púas	AISI 1045	Barra de Ø ½" x 3500	kg
10	Rodillos			kg
	Cilindros	ASTM A36	Plancha de ¾" x 320 x 1070	kg
	Tapas frontales	ASTM A36	Disco de Ø 334 x 1 ½"	kg
	Tapas posteriores	ASTM A36	Disco de Ø 334 x 1"	kg
11	Soportes para eje de rueda dentada superior	ASTM A36	Plancha de 1" x 88 x 146	kg
12	Eje de rueda dentada superior	AISI 1045	Barra de Ø2" x 160	kg
13	Tapas de protección para rodamientos de rueda dentada superior	ASTM A36	Disco de Ø 115 x ½"	kg
14	Tolva	ASTM A36	Plancha LAF 1/16 x 1,2 m x 2,4 m	plancha

La tabla 3.05 muestra los costos por unidad y el total de material comprado por cada elemento cada su fabricación. Además, se exponen los costos de manufactura de cada elemento. Se aclara que los elementos mostrados están ordenados según en número de ítem dado en la tabla 3.04.

Los valores mostrados por cada proceso corresponde a: hora, kilogramos o metros, según la variante para costos de cada proceso.

Tabla 3.05. Costos de elementos elaborados

ítem	Costo por unidad (soles/u.)	Cantidad a utilizar (u.)	Costo total de material (S/.)	Procesos de manufactura							Costo total de procesos (S/.)	Costo total (S/.)
				Torno	Taladro	Fresa	Banco	Rolado	Sold.	Corte		
01	79.46	2,00	158.92	-	1	-	-	-	5,85	3	231.00	400.64
02	217.62	2,00	435.24	-	1	-	-	-	8,03	3	292.04	763.36
03	4.70	27,93	131.27	-	2	0,3	1	-	-	-	60.48	193.08
04	4.59	24,90	114.29	4	3	0,5	-	-	-	-	156.80	274.97
05	4.59	1,44	6.61	1,5	-	-	-	-	-	-	33.60	41.17
06	-	-	-	-	4	3	0,5	-	-	-	176.40	180.64
07	4.59	0,28	1.29	2	-	-	-	-	-	-	44.80	47.37
08	4.70	2,07	9.73	4	1	-	-	-	-	-	106.40	119.67
09	4.59	3,50	16.07	7	-	-	-	-	-	-	156.80	178.26
10	4.70	159,00	747.30	10	2	3	3	72	2,15	-	529.48	1 247.44
11	4.70	4,50	21.15	-	2	2	1	-	-	-	117.60	141.71
12	4.59	2,60	11.93	2	-	0,5	-	-	-	-	61.60	75.29
13	4.70	1,63	7.66	3	1	-	-	-	-	-	84.00	93.86
14	111.3	1	111.30	-	1	-	5	-	-	-	100.80	214.78
Total :			1 772.76	Total :							2 151.80	3 924.56

CONCLUSIONES

- 1) Se diseñó una máquina compactadora de botellas de plástico capaz de reducir transversalmente una botella por vez hasta un espesor de 10 mm. Luego, dicha máquina se fabricó con el propósito de facilitar la recolección de dichas botellas, al momento de ser desechada por el consumidor dentro del Campus Universitario de la PUCP, así como su almacenamiento y transporte.
- 2) El proceso de compactado se realiza por medio de dos rodillos que giran en sentido contrario a una velocidad de 11 rpm; dichos rodillos son de 341 mm de diámetro y 300 mm de largo, los cuales son movidos por un sistema de cadenas compuesta por cuadro ruedas dentadas. La potencia es suministrada por un motorreductor trifásico de 1,1 kW de potencia adaptado para trabajar con tensiones de 220 V ó 440 V. La máquina compactadora tiene un peso total aproximado de 450 kg y sus dimensiones generales son: 1,02 m de ancho, 1,56 m de altura y 0,87 m de profundidad.
- 3) Para garantizar el ingreso de las botellas hacia la abertura de compactado, fue necesario distribuir púas en la superficie de los rodillos, consiguiendo con ello, a su vez, reducir el diámetro de dichos rodillos. Experimentalmente se determinó que con púas de 45° se perforan adecuadamente las botellas, para facilitar su arrastre, sin llegar a deformarse dichas púas. Por último, se decidió que las púas puedan ser removibles para su recambio en caso se dañen.
- 4) Se comprobó experimentalmente que la potencia mecánica requerida en el caso más crítico es menor que la potencia nominal, considerando que ésta se desarrolla en el momento que la púa penetra en el pico de la botella cuando esta está tapada. La intensidad de corriente medida fue de 3,1 A, estando la máquina conectada a una fuente de 380 con un factor de potencia de 0,69 y eficiencia de 77,5%, resultando una potencia de 1,08 kW.

- 5) Se utilizó cadenas, en vez de engranajes, con una disposición de ruedas dentadas que brindan la posibilidad de obtener la inversión de giro de uno de los rodillos respecto al otro, de manera simple y con bajo costo.
- 6) Se emplea un eje estático por cada rodillo, con el propósito de evitar el uso de un árbol que incrementaría la longitud del conjunto. El momento de compactado se transmite de cada rueda dentada a su respectivo rodillo mediante ocho pines de expansión distribuidos circularmente.
- 7) La estructura metálica fue diseñada para adecuarse a la forma de una carcasa concebida con criterios ergonómicos para su uso dentro del Campus Universitario. Dicha estructura se compone de dos partes, superior e inferior, y la unión entre ellas es atornillada, lo cual facilita el montaje y desmontaje.
- 8) El costo total de la máquina es de S/. 14 018.00. Este costo consta de tres partes: El costo de fabricación es igual a S/. 8738.00; el costo de diseño se estimó en S/.4 000.00; y el costo de armado es S/. 1 280.00.

RECOMENDACIONES

- 1) Se recomienda fabricar una caja que cubra el sistema de transmisión para proteger el lubricante de la cadena y brindar seguridad al momento de retirar las botellas del depósito. Por otro lado, se aconseja colocar en el ingreso de la tolva una restricción que solo permita el ingreso de la botella, para brindar seguridad al operario.
- 2) Se sugiere que el inicio y fin del proceso de compactado sea automático, para asegurarse que el proceso se lleve a cabo en su totalidad con eficiencia y no sea afectado por la voluntad del operario, al momento de hacer uso de los pulsadores. Además, es recomendable colocar un indicador de saturación de depósito.
- 3) La estructura metálica fue diseñada para adecuarse a la forma de una carcasa propuesta. No obstante, su forma y tamaño puede ser modificado para otras carcasas, siempre y cuando que se mantengan las distancias de separación entre las ruedas dentadas.
- 4) Es aconsejable implementar un sistema manual o automático que se encargue de retirar la tapa, anillo y etiqueta, ya que en ocasiones resulta incomodo para el usuario extraer estos tres elementos, en especial el anillo.
- 5) Implementar raspadores al final de la abertura existente entre los rodillos ayuda a garantizar que la botella caiga directamente al depósito y no quedará adherida, como en cierto casos, a la púa.

BIBLIOGRAFÍA

- AISC
2002 *Detailing for steel construction*. Segunda edición. s:l: AISC
- ACEROS AREQUIPA
2009 Catálogos de productos. Lima: Aceros Arequipa Corp.
<www.acerosarequipa.com/informacion-corporativa-producto.html>
- ALEXANDROV, M.
1976 *Aparatos y máquinas de elevación y transporte*. Moscú: Mir
- ARTOBOLEVSKII, Ivan I.
1976 *Mecanismos en la técnica moderna*. Seis volúmenes. Moscú: Mir
- BARRIGA GAMARRA, Benjamín
2007 *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica*. Lima, Perú: PUCP.
Facultad de Ciencias e Ingeniería.
- BLODGETT, Omer W.
1966 *Design of welded structures*. Primera edición. Cleveland, OH: James F. Lincoln Arc welding foundation.
- BLODGETT, Omer W.
1963 *Design of weldments*. Primera edición .Cleveland, OH: James F. Lincoln Arc welding foundation.
- BELIÁEV, V. N.
1981 *Atlas de elementos de máquinas y mecanismos*. Barcelona: CEAC.
- EUROCODE 3,
2004 *Design of steel structures*. Bruselas: CEN.
- FAIRES, Virgin Moring
1985 *Diseño de elementos de máquinas*. México: UTEHA.
- HIBBELER, R.C.
2006 *Mecánica de Materiales*. Sexta edición. México: Pearson Education.
- HIBBELER, R.C.
1997 *Análisis estructural*. Tercera edición. México, D.F.: Prentice Hall Hispanoamericana.
- INDUSTRIAS JQ
2006 Plásticos de Ingeniería: Datos técnicos del polietilentereftalato.
Consulta: 5 de febrero de 2010
<<http://www.jq.com.ar/Imagenes/Productos/PET/dtecnicos/dtecnicos.htm>>

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARIZATION

2001 *Fasteners and screw threads*. Dos volúmenes. Quinta edición. Geneve: ISO

JERIE, G. D.

1966 *Elementos de máquinas: atlas de construcción*. Barcelona: Labor

NIEMANN, Gustav

1973 *Tratado práctico de elementos de máquinas: cálculo, diseño y construcción*. Segunda Edición. Barcelona: Labor.

PAHL, Gerhard

2007 *Engineering design: a systematic approach*. Tercera edición. London: Springer

RENOLD

2010a *Roller chain catalogue Section 3: Designer Guide*. s.l.: Renold Power transmission. Consulta: 10 de abril de 2010.
< http://www.renold.es/Support/Chain_Literature.asp>

2010b *Transmission: Chain catalogue*. s.l.: Renold Power transmission. Consulta: 10 de abril de 2010.
< http://www.renold.es/Support/Chain_Literature.asp>

RODRIGUEZ H., Jorge

2006 *Resistencia de materiales 2*. Lima: PUCP.

SEW EURODRIVE

2010 *Product Cataloge*. s.l.: SEW EURODRIVE. Consulta: 3 de marzo de 2010.
<http://www.sew-eurodrive.com/support/documentation_result.php?gruppen_id=A11>

SHIGLEY, Joseph Edward

1990 *Diseño en ingeniería mecánica*. Quinta edición. México: McGraw-Hill.

SKF

2008 *Catálogo general*. s.l.: SKF.

SPIROL

2003 *Pernos con propiedades de resorte ranurados*. México: SPIROL Corp. Consulta: 21 de mayo de 2010
<<http://www.spirol.com>>

SPOTTS, Merhyle Franklin

2004 *Elementos de máquinas*. México, D.F. : Prentice Hall.

SOLV AIR ENVIROMENTAL

2008 *Rotary crushing machine*. Consulta: 14 de febrero de 2010
<<http://www.bottleandcancrusher.co.uk/products.html>>

VARGAS MACHUCA S., Federico
1990 *Máquinas eléctricas rotativas*. Primera Edición. Lima: Megaprint Ediciones.

ZINOVIEV, V.
1969 *Teoría de los mecanismos y máquinas*. Moscú: Mir.

