

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

DISEÑO DE UN EQUIPO ESCALDADOR DE ALCACHOFAS DE 180 kg/h

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico

Que presenta el bachiller:

DIEGO ALONSO VALENZUELA MEDINA

ASESOR: Ing. Enrique Barrantes Peña

Lima, diciembre 2013

RESUMEN

El escaldado es un proceso que se efectúa para de obtener estabilización térmica en frutos y hortalizas, con la finalidad de posteriormente someterlos procesos de cocción industrial. En el proyecto desarrollado, se diseñó un equipo escaldador de alcachofas con aplicación en Plantas dedicadas a la industrialización de alimentos. El equipo escaldador tiene una capacidad para procesar 180 kg/h y puede ser empleado también con otros productos agrícolas.

El desarrollo de este proyecto considera tanto el diseño mecánico, como el diseño térmico del equipo escaldador y también la selección de todos los componentes que conforman el escaldador. Adicionalmente se realizó la estimación del costo del equipamiento.

El diseño considera el movimiento de las alcachofas dentro del medio calefactor utilizando un transportador de tornillo sin fin. El medio calefactor es agua caliente, que eleva su temperatura de 20°C a 100°C utilizando un serpentín por el que circula vapor de agua a 2 bares de presión. El accionamiento del transportador se realiza con un motorreductor de 1 HP de potencia, con una relación de reducción 1:260 acoplado a un sistema de transmisión de cadenas con una relación de reducción 1:4, reduciendo la velocidad de rotación e incrementado el torque.

El costo del equipo escaldador considera tanto aspectos de Ingeniería y Diseño, materiales y equipos, así como los costos de fabricación y montaje. El costo total asciende a S/. 35286,85 para un lote inicial de cinco (5) equipos.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Título : DISEÑO DE UN EQUIPO ESCALDADOR DE
ALCACHOFAS DE 180 kg/h.

Área : Energía # 329

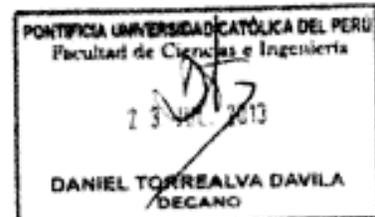
Propuesto por : Ing. Enrique Barrantes Peña

Asesor : Ing. Enrique Barrantes Peña

Tesista : Diego Alonso Valenzuela Medina

Código : 2008.0522

Fecha : Junio 2013



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El proceso de escaldado es una operación frecuente en la industrialización de diferentes frutos y hortalizas. Tiene como objetivo principal desactivar enzimas propias de los alimentos, para detener la actividad metabólica y degradación de los mismos.

Dada la importancia de este proceso en la producción de conservas de productos agrícolas es que se ha propuesto el desarrollo de este proyecto de ingeniería que aborde tanto los aspectos térmicos como los requerimientos mecánicos.

Por ello el objetivo es el dimensionamiento de un equipo para realizar el escaldado de 180 kg/h de alcachofa.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UN EQUIPO ESCALDADOR DE ALCACHOFAS DE 180 kg/h.

Introducción

1. Características del Proyecto
2. Diseño del Equipo Escaldador
3. Presupuesto del Proyecto

Conclusiones

Bibliografía

Planos

Anexos

Máximo: 100 páginas


Ing. Enrique J. Barrantes P.
Asesor





ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO	3
1.1. Generalidades	3
1.2. La alcachofa y su industrialización	3
1.2.1 El escaldado	6
1.2.2 Temperaturas y tiempo de escaldado	7
1.3. Estado de la tecnología	8
1.4. Evaluación de alternativas	12
1.4.1. Fluido para escaldado	12
1.4.2. Equipo escaldador	13
1.5. Configuración de escaldador	15
CAPITULO 2: DISEÑO DEL EQUIPO ESCALDADOR	
2.1. Diseño mecánico	17
2.1.1. Cálculo del sistema de transporte	17
2.1.1.1. Cálculo del transportador de tornillo sin fin	17
2.1.1.2. Dimensionamiento del cilindro separador	56
2.1.2. Sistema de transmisión de potencia	57
2.1.2.1. Selección del Motorreductor	58
2.1.2.2. Cálculo de cadenas	63
2.1.2.3. Selección del variador de velocidad	66
2.1.3. Recipiente de agua de escaldado	66
2.1.4. Dimensionamiento de bandejas de carga y descarga	70
2.1.5. Cálculo de la estructura	71
2.2. Diseño térmico	75
2.2.1. Cálculo del serpentín	75
2.2.2. Cálculo de pérdidas de calor	82
2.2.3. Circuito térmico	87
2.2.4. Selección de accesorios del circuito térmico	89
2.3. Secuencia de operaciones	90

CAPITULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO

3.1.	Costos de materiales y equipos	91
3.1.1.	Sistema de transporte	91
3.1.2.	Sistema de transmisión de potencia	91
3.1.3.	Recipiente o cuba de agua	92
3.1.4.	Sistema de calentamiento de agua	92
3.1.5.	Estructura	93
3.2.	Costo de fabricación y montaje	94
3.3.	Costos de diseño	94
3.4.	Costo total	95

CONCLUSIONES	96
---------------------	----

BIBLIOGRAFÍA	97
---------------------	----

PLANOS**ANEXOS****ANEXO 1**

ANEXO 1-1: Lista de exigencias

ANEXO 1-2: Conceptos de solución

ANEXO 2: Propiedades térmicas de la alcachofa

ANEXO 3: Diseño mecánico

ANEXO 3-1: Cálculo de la densidad del producto

ANEXO 3-2: Verificación de la deformación transversal por flexión

ANEXO 3-3: Selección de rodamientos

ANEXO 3-4: Tabla para selección de chavetas DIN 6885

ANEXO 3-5: Ficha técnica del Motorreductor

ANEXO 3-6: Tablas para el cálculo de cadenas

ANEXO 3-7: Variador de velocidad de control vectorial

ANEXO 3-8: Análisis de esfuerzos de la estructura

ANEXO 4: Diseño térmico

ANEXO 4-1: Iteraciones del cálculo del serpentín

ANEXO 4-2: Cálculo del factor de forma

ANEXO 5: Resumen de componentes



LISTA DE SÍMBOLOS

A_r	:	Área de relleno
A_C	:	Área del cordón de soldadura
A_P	:	Área resistente de la presión del agua
A_i	:	Área interior del serpentín
A_{tolva}	:	Área transversal de la tolva
C_S	:	Coefficiente de superficie para análisis de fatiga
C_t	:	Coefficiente de tamaño para análisis de fatiga
C_T	:	Coefficiente de temperatura para análisis de fatiga
C_{carga}	:	Coefficiente de tipo de carga
C_p	:	Calor específico del agua de escaldado
$C_{h/h}$:	Costo hora – hombre
$C_{h/ing}$:	Costo hora – ingeniero
$C_{h/dibujo}$:	Costo hora - dibujante
D_T	:	Diámetro del transportador de tornillo
D_A	:	Diámetro de las alcachofas
$D_{árbol}$:	Diámetro mayor del árbol del transportador
D_{ext}	:	Diámetro exterior del serpentín
D_{int}	:	Diámetro interior del serpentín
E	:	Módulo de elasticidad
F_{Axial}	:	Fuerza axial ejercida por el producto sobre el árbol del transportador de tornillo

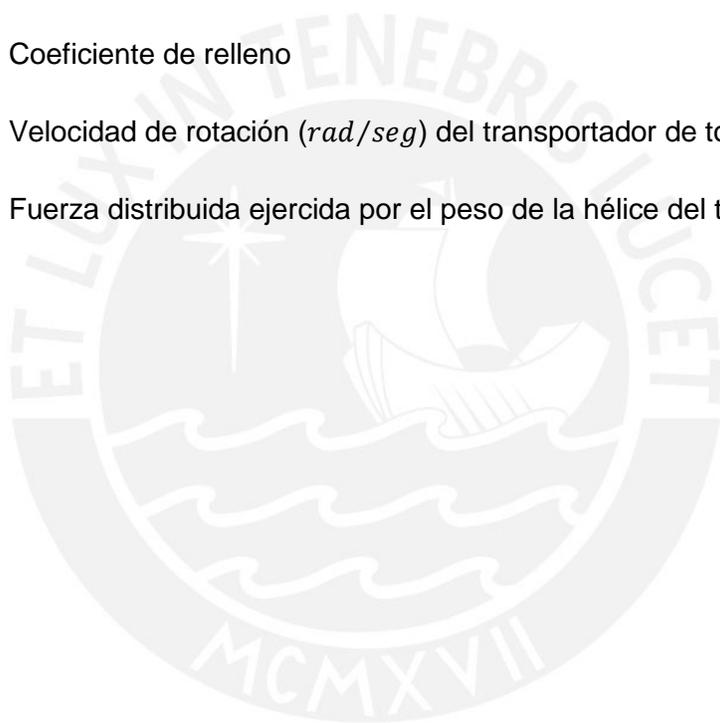
F_c	:	Fuerza cortante
F_{cadena}	:	Fuerza en el sistema de transmisión por cadenas
F_N	:	Fuerza normal
F	:	Fuerza resultante del peso de la hélice
F_{disco}	:	Fuerza actuante sobre caras de la hélice
F_d	:	Factor del diámetro del transportador
F_b	:	Factor de rodamiento de suspensión
F_f	:	Factor de hélice
F_m	:	Factor de material
F_p	:	Factor de paleta
F_o	:	Factor de sobrecarga
G	:	Módulo de elasticidad angular
HP_f	:	Potencia para sobreponerse a la fricción
HP_m	:	Potencia para el desplazamiento del material
I	:	Primer momento de inercia
I_0	:	Momento de inercia polar
J_M	:	Momento de inercia de masa
K_{cu}	:	Coefficiente de conducción del cobre
K_L	:	Conductividad térmica del líquido
K_{acero}	:	Coefficiente de conducción térmica del acero
$K_{aislante}$:	Coefficiente de conducción del aislante
L_T	:	Longitud efectiva del transportador de tornillo

L_{ef}	:	Longitud efectiva de la chaveta
M_f	:	Momento flector
M_{tdisco}	:	Momento torsor en cada segmento de hélice
N	:	Revoluciones por minuto (RPM) del transportador de tornillo
Nu	:	Número de Nusselt
P_H	:	Potencia para desplazar el producto
P_N	:	Potencia para el desplazamiento en vacío
P_T	:	Potencia total
P_{adm}	:	Presión admisible del material
P_{motor}	:	Potencia del motor
P_T	:	Paso del transportador de tornillo
P	:	Fuerza resultante por efecto de la presión de agua
Pr	:	Número de Prandtl
Q_T	:	Capacidad de transporte másico en Kg/h
Q_{agua}	:	Flujo de calor para calentar el agua de escaldado
$Q_{pérdidas}$:	Flujo de calor de pérdidas
Re	:	Número de Reynold
S	:	Factor de forma
T_S	:	Temperatura de saturación
T_{wi}	:	Temperatura de superficie interior
$T_{we_{rec}}$:	Temperatura de superficie exterior del recipiente
T_{ext}	:	Temperatura del ambiente exterior

T_M	:	Torque medio del motor
T_C	:	Torque medio de la carga
V_T	:	Velocidad lineal del transportador de tornillo
\dot{V}	:	Flujo volumétrico
Z_1	:	Número de dientes del piñón motriz
Z_2	:	Número de dientes de la rueda conducida
b	:	Ancho de la chaveta
$b_{\text{árbol}}$:	Ancho del canal chavetero del árbol
b_{cubo}	:	Ancho el canal chavetero del cubo
d	:	Diámetro menor del árbol del transportador de tornillo
f_1	:	Factor de aplicación para el cálculo de cadenas
f_2	:	Factor de diente para el cálculo de cadenas
g	:	Aceleración de la gravedad
h	:	Alto de la chaveta
h_{fg}	:	Entalpía de condensación del vapor de agua
i	:	Relación de transmisión
m_{agua}	:	Masa de agua de escaldado
\dot{m}_V	:	Flujo de masa de vapor
n	:	Esfuerzo normal al cateto
t_a	:	Esfuerzo longitudinal al cordón
t_n	:	Esfuerzo paralelo al cateto
t_1	:	Profundidad del canal chavetero del árbol

t_2	:	Profundidad del canal chavetero del cubo
t_S	:	Tiempo de escaldado
Φ	:	Deformación torsional en grados sexagesimales
α_{ext}	:	Coefficiente convectivo exterior
α_{irec}	:	Coefficiente convectivo interior al recipiente
α_R	:	Coefficiente de radiación
α_i	:	Coefficiente convectivo interno
α_T	:	Factor geométrico de concentración de esfuerzos
β	:	Factor efectivo de concentración de esfuerzos
δ	:	Deflexión máxima del árbol del transportador
n_{cadena}	:	Eficiencia de transmisión por cadena
$n_{reductor}$:	Eficiencia de transmisión con motorreductor
λ	:	Coefficiente de desplazamiento del material
μ	:	Factor de sensibilidad a la entalla
μ_v	:	Viscosidad dinámica
ρ	:	Densidad del producto
$\rho_{alcachofa}$:	Densidad de las alcachofas
ρ_L	:	Densidad del líquido saturado
ρ_v	:	Densidad del vapor saturado
σ_B	:	Resistencia límite a la tracción
σ_F	:	Resistencia a la fluencia
σ_{FA}	:	Resistencia límite a la fluencia alternante

- σ_{eq} : Esfuerzo equivalente
- σ_{eqm} : Esfuerzo equivalente medio
- σ_{eqa} : Esfuerzo equivalente alternante
- σ : Constante de Stefan – Boltzmann
- τ_F : Esfuerzo cortante de fluencia
- τ_{MT} : Esfuerzo cortante debido al momento torsor
- φ : Coeficiente de relleno
- ω_T : Velocidad de rotación (*rad/seg*) del transportador de tornillo
- $\omega_{hélice}$: Fuerza distribuida ejercida por el peso de la hélice del transportador



INTRODUCCIÓN

El escaldado es un tratamiento de estabilización térmica que tiene como finalidad inactivar enzimas propias del alimento para detener así la actividad metabólica y degradación del mismo. De esta manera se logra conservar la calidad del producto durante el periodo de almacenamiento, es por esto que esta aplicación debe de realizarse antes de cualquier otro tratamiento de conservación como: congelación, enlatado o deshidratación. Las técnicas más comunes de escaldado involucran el uso de agua o vapor y características específicas, como temperatura y tiempo del procedimiento, se encuentran determinadas por cada alimento, pues la inactivación enzimática está en función de la velocidad de transferencia de calor desde el medio circundante hasta el producto.

La alcachofa es una planta herbácea que en los últimos años, debido a sus características benéficas para la salud, ha visto incrementado su cultivo en el Perú como respuesta a la gran demanda internacional de este producto. Actualmente, la mayor cantidad de consumo de esta hortaliza a nivel internacional es en conserva debido a la posibilidad de almacenamiento por largos periodos. La alcachofa envasada requiere necesariamente una etapa de escaldado durante su procesamiento, siendo esta una etapa determinante para la calidad nutricional y sensorial del producto.

En este proyecto, se diseñó un equipo escaldador que cumple con los requerimientos propios de la alcachofa; sin embargo, el equipo puede ser empleado para realizar el mencionado tratamiento térmico a otras hortalizas, sin que esto represente una modificación del mismo. Además se contempló en su diseño el trabajo en armonía con el medio ambiente.

Basándonos en lo expuesto anteriormente, se plantean los siguientes objetivos.

Objetivo general:

- Diseñar y dimensionar un equipo para escaldado con capacidad de producción igual a 180 Kg/h.

Objetivo específicos:

- Realizar una descripción de las características del proyecto enmarcando los conceptos teóricos necesarios para su desarrollo.
- Elaborar el diseño mecánico y térmico del equipo así como seleccionar los componentes necesarios para su funcionamiento.
- Estimar el costo que tendrán los materiales, el diseño y la mano de obra en el proceso de fabricación del equipo.

CAPÍTULO 1

CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

1.1 Generalidades

El proceso de escaldado es un proceso de estabilización térmica realizado durante la industrialización de las frutas y hortalizas.

En la presente memoria, se desarrollará el diseño de un equipo escaldador, el cual contará con una capacidad de procesamiento de 180 Kg/h., y tendrá como función la estabilización térmica de hortalizas, principalmente alcachofas.

1.2 La alcachofa y su industrialización

La alcachofa no es una planta en sí, sino que es la parte floral no madura de la alcachofera; y esta no es comestible en su totalidad. La alcachofa está constituida por una gran cantidad de hojas verdes superpuestas a modo de escamas que finalizan en lo que comúnmente se conoce como corazón, el cual a su vez, está sostenido por un tallo. Las zonas de este vegetal que pueden ser consumidas, son el corazón y la carnosidad almacenada en los extremos inferiores de las hojas. La constitución de la alcachofa puede ser mejor apreciada en la *figura 1.1*.



Figura 1.1 Vista en corte de una flor de alcachofa [1]

La alcachofa tiene un alto valor nutritivo, y es por ello que se desarrollan numerosos estudios que buscan hallar nuevas y diversas formas de aprovechar esta hortaliza. El contenido nutricional de la alcachofa es altamente saludable y beneficioso para el organismo ya que contiene altas cantidades de fibras, de la misma forma cuenta con propiedades digestivas, diuréticas y es rica en vitaminas A, B1, B3 y C. Además uno de sus mayores beneficios es la reducción de colesterol y triglicéridos.

Dentro de los compuestos presentes en la Alcachofa, se pueden resaltar los siguientes: el potasio, el cual es responsable de la generación y transmisión del impulso nervioso y de la actividad muscular; magnesio, el cual es necesario para el funcionamiento óptimo de intestinos, nervios y músculos, y que se encuentra presente también en los huesos y dientes; la fibra, permite lograr una mejora en el tránsito intestinal y reducir los niveles de colesterol [2].

Finalmente, cabe resaltar que el componente más abundante de la alcachofa es el agua, lo cual la convierte en un alimento mínimamente calórico destacándola así, como un alimento básico dentro de una gran cantidad de dietas que buscan la pérdida o el mantenimiento de peso.

Este contenido nutricional de la alcachofa puede apreciarse mejor en la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Valor nutritivo en 100gr de alcachofa [3]

COMPUESTOS	CONTENIDO	COMPUESTOS	CONTENIDO
Agua	86, 5%	Calcio	51 mgr.
Ceniza	1, 8 gr.	Magnesio	10 mgr.
Calorías totales	4, 0	Fósforo	69 mgr.
Calorías de grasa	0	Potasio	310 mgr.
Carbohidratos	9, 9%	Hierro	1, 1 mgr.
Azúcares	1, 0 gr.	Ac. Ascórbico (Vit. C)	8, 0 mgr.
Proteínas	2, 8 gr.	Tiamina (Vit. B1)	0, 07 mgr.
Grasas	0, 2 gr.	Riboflavina (Vit. B2)	0, 04 mgr.
Fibra	3, 4 gr.	Niacina	0, 85 mgr.
Colesterol	0	Retinol (Vit. A)	150 mgr.

Existen diversas variedades de alcachofas que pueden ser divididas en dos grupos: sin espina y con espina. Dentro de la variedad sin espina podemos encontrar: Green Globe, Imperial Star, Blanca de Tudela, Lorca, A-106. Mientras que por la variedad con espina solo encontramos a la Criolla [4].

Para la industrialización de este producto se utilizan las alcachofas sin espinas, ya que al ser su manipulación más sencilla se facilita el proceso industrial.

Los procesos por los que pasan las alcachofas durante su industrialización, pueden ser fácilmente entendidos en el diagrama mostrado en la *figura 1.2*.

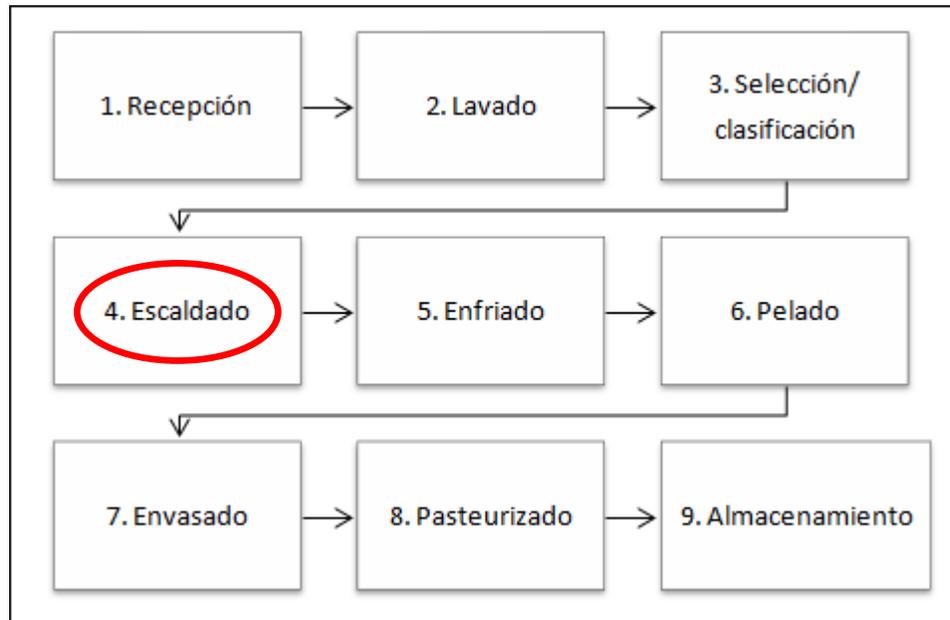


Figura 1.2 Proceso de industrialización de la alcachofa. [5]

Como se puede ver en la figura anterior, antes de la operación de escaldado existe una clasificación previa, esta se hace en base a los diámetros de las alcachofas pues de esta variable dependerá el tiempo de escaldado. Seguido de este, figura el enfriado, en esta operación se baja la temperatura de las alcachofas con el fin de evitar sobre-cocciones.

Estos nueve momentos dentro del proceso de industrialización son necesarios para lograr que las alcachofas se encuentren en un estado en el cual conserven sus propiedades por un periodo más largo de tiempo.. La industrialización de la alcachofa en el Perú se inició por los años 90, desde entonces se envasan en frascos con aceite de oliva o salmuera. Como resultado de este proceso de industrialización de la alcachofa, el Perú cuenta, según datos del Ministerio de Agricultura, con sobresalientes índices de crecimiento en exportación de alcachofas [6].

1.2.1 El escaldado

Es un proceso térmico que consiste en calentar a una temperatura específica y durante un tiempo determinado los productos a tratar. Este calentamiento tiene como objetivo eliminar enzimas como la Peroxidasa, Catalasa y Lipoxigenasa que son propias del alimento y que hacen de catalizadores en reacciones químicas que tienen resultados desfavorables en el producto como: pérdidas de color y textura, producción de malos olores y sabores, y pérdida de nutrientes [7]. Para determinar la eficiencia del proceso de escaldado se usa como referencia a la Peroxidasa por ser la que presenta mayor resistencia térmica además de ser fácil de medir su presencia.

Con respecto a la forma de calentar los productos en el escaldado, el vapor y agua caliente son los fluidos más utilizados. Sin embargo, el escaldado con microondas y gases calientes viene siendo estudiado [8].

Durante el escaldado, además de la inactivación de enzimas, surgen también diversos fenómenos como la compactación del producto, pues se compactan estructuras internas y se eliminan gases, lo cual es favorable para enlatados, pues el producto no flotará en el líquido de gobierno; otro fenómeno que surge es la reducción del número de microorganismos, que llega a alcanzar hasta el 90% en capas exteriores; la adsorción de oxígeno es otro de los fenómenos que surgen, y se explica porque la concentración residual de este gas, el oxígeno, después del escaldado, es mínima y con esto se impide la oxidación del producto y la corrosión de la hojalata, suponiendo que este sea el material del envase; y finalmente, el último fenómeno es la desnaturalización de proteínas [9].

Por otro lado, la mala determinación de variables como temperatura y tiempo de escaldado pueden producir cambios indeseables como pérdidas de nutrientes por disolución, por ejemplo minerales, vitaminas solubles en agua y otros componentes hidrosolubles; también se pueden producir cambios en la textura, principalmente ablandamiento de los tejidos; cambios en dureza, cohesión y rigidez; y finalmente, cambios en el sabor y color, que son generalmente indeseables. Finalmente, se debe aclarar que el escaldado es una operación complementaria y forma parte de todo el proceso de estabilización térmica que es realizado durante la industrialización de los alimentos. En consecuencia, el escaldado estará presente en procesos de secado, congelado y enlatado de frutas y hortalizas.

1.2.2 Temperatura y tiempo de escaldado

La temperatura del escaldado estará determinada por la enzima que presenta mayor resistencia térmica dado que si se garantiza la desactivación de esta, las otras estarán en la misma situación. En el caso de la alcachofa, la enzima con mayor resistencia térmica es la Peroxidasa. Estudios experimentales han determinado que la temperatura de desactivación de esta enzima oscila entre 80 y 100 °C teniendo resultados desfavorables si se trabaja con temperaturas fuera de este rango [10]. De realizar el escaldado a temperaturas inferiores a 80°C no se logra inactivar las enzimas, y si se realiza a temperaturas mayores a 100°C se puede ocasionar pérdidas de nutrientes o ablandamiento de tejidos.

Con respecto al tiempo y temperatura de escaldado para las alcachofas, estos están determinados en función del tiempo de resistencia enzimática, el método de calentamiento, el coeficiente convectivo de transferencia de calor, el coeficiente de conductividad térmica de las alcachofas y por tres factores de esta hortaliza: el tamaño, la forma y la cantidad. Para el desarrollo de este proyecto, se trabajó en función de los parámetros manejados en la industria nacional [11]. Estos se muestran, en función del tamaño de las alcachofas, en tabla siguiente.

Tabla 1.2 Parámetros para el escaldado de alcachofas

Diámetro de alcachofa [cm]	Temperatura de escaldado [°C]	Tiempo de escaldado [min]
4	98	13
4.5	98	13
5	98	13
5.5	98	14
6	98	15
6.5	98	17
7	98	18
7.5	98	19
8-8.5	98	20

1.3 Estado de la tecnología

Como ya se ha explicado anteriormente, los equipos de escaldado más difundidos comercialmente involucran el uso de vapor saturado y agua caliente. A continuación, se detallarán los equipos existentes en el mercado.

Blanchers for food products

El registro de la invención de este equipo data del año 1969 [12], representa el modelo clásico de escaldador y está constituido por un tambor giratorio con perforaciones que permiten la filtración del agua caliente, y por un tornillo sin fin, al interior del tambor, que es el responsable del movimiento de los productos a través del equipo, desde la zona de alimentación hasta la zona de descarga como se muestra en la *figura 1.3*.

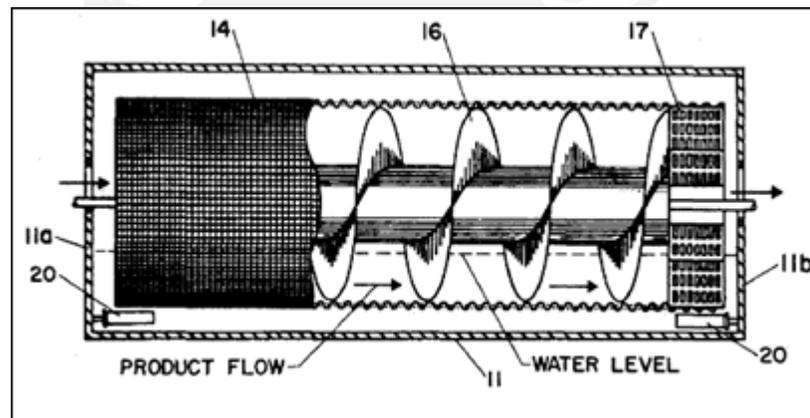


Figura 1.3 Representación de tambor y tornillo sin fin. [14]

El tambor perforado y el tornillo sin fin están sumergidos hasta la mitad en agua caliente. Esta última es calentada por inyección directa de vapor mediante toberas envueltas, de esta forma se logra recirculación reduciendo ruido y vibración [13]. El tiempo de escaldado está determinado por la longitud del equipo y la velocidad de giro del conjunto tambor y tornillo sin fin.

Con respecto a este equipo y su modo de funcionamiento, es necesario tomar en cuenta que; si por un lado presenta una alta eficiencia energética, un escaldado homogéneo y un coste de inversión inicial bajo; por el otro encontramos un alto consumo de agua y una alta pérdida de compuestos solubles que a su vez genera un alto volumen de efluentes con alta carga orgánica. En la *figura 1.4* se puede observar la vista principal del equipo.

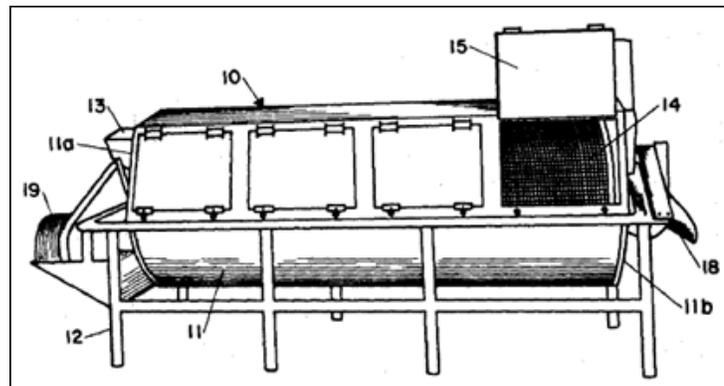


Figura 1.4 Vista principal de equipo. [15]

Drum with exterior frame for blanchers and coolers

La patente de este equipo fue registrada en 1995 [16]. La vista en explosión de este escaldador se muestra en la *figura 1.6*.

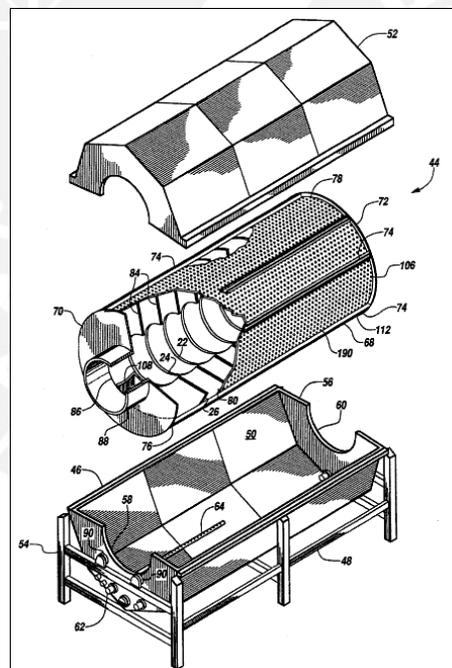


Figura 1.6 Vista en explosión de equipo. [17]

El principio de funcionamiento de este equipo es similar al de la patente anterior con la excepción de que al agua de calentamiento solo se le inyecta vapor de agua, no aire comprimido, y que no cuenta con un tornillo sin fin, sino con una hélice sin deflectores unida al cilindro externo, de esta manera el producto solo es transportado axialmente.

Rotary drum blancher for cooking food

Este diseño fue patentado en el 2004 [18] y presenta el equipo cuya vista principal se muestra en la *figura 1.8*.

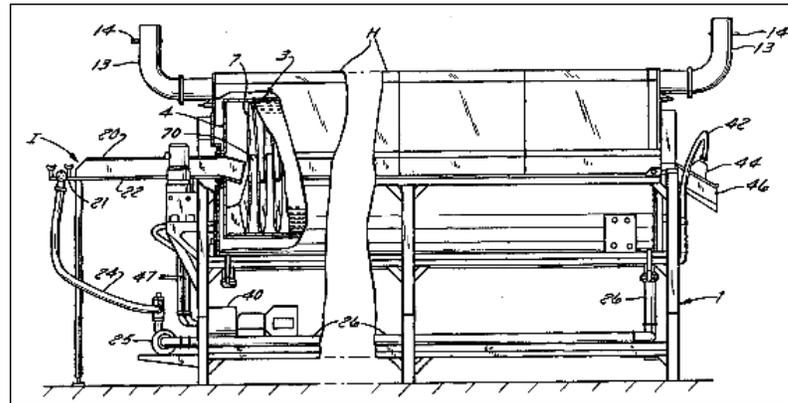


Figura 1.8 Vista principal de equipo. [19]

Este equipo escaldador cuenta con un tornillo sin fin ubicado dentro de un cilindro y encargado de transportar los productos. Este cilindro presenta agujeros en su superficie que permiten el paso del fluido usado para escaldar los productos, que en este caso es vapor de agua.

El cilindro con perforaciones se encuentra dentro de una cámara, y entre la base de la cámara y el cilindro existe una capa de agua, la cual es calentada mediante la inyección de vapor. Esta capa de agua, que no llega a cubrir los productos, sirve para mantener el vapor en la parte superior de la cámara y en contacto directo con los productos que están siendo escaldados.

Water type blancher

Esta patente fue registrada en 1985 [20] y detalla la invención de un equipo escaldador. En la *figura 1.9* se presenta la vista principal del mismo.

El sistema de funcionamiento de este equipo consiste en hacer pasar los productos, sobre una faja, a través de una lluvia de agua caliente. El agua de esta es bombeada desde un reservorio en donde es calentada por inyección de vapor.

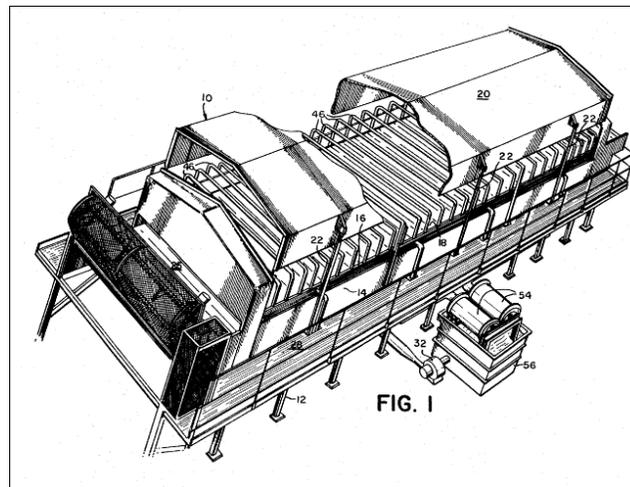


Figura 1.9 Vista principal de equipo. [21]

Individual Quick Blanching (IQB)

Este sistema fue desarrollado con el objetivo de eliminar los problemas existentes en equipos convencionales de escaldado con vapor. Para esto, se dividió el proceso de escaldado en dos etapas.

En la primera, los alimentos atraviesan, en línea y dispuestos sobre una faja, la zona de calentamiento. La elevada temperatura de esta zona se consigue mediante la inyección de vapor saturado y es suficiente para la inactivación de enzimas.

En la segunda, los productos pasan a una zona que es denominada “adiabatic holding” en donde se acumulan debido a un lento avance de la faja de transporte. Los alimentos permanecerán en esta etapa el tiempo suficiente para permitir el equilibrio térmico y así conseguir el calentamiento del centro de cada uno [22].

Estas dos etapas de procesamiento pueden ser observadas en la figura 1.10.

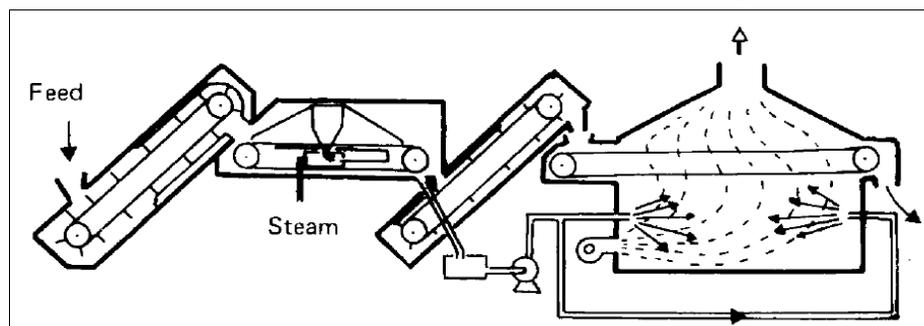


Figura 1.10 Esquema de sistema IQB [23]

Las ventajas que presenta este sistema incluyen un rápido y más uniforme calentamiento, disminución del volumen de efluentes, cortos tiempos de procesamiento y reducción de las pérdidas de componentes por lixiviación.

1.4 Evaluación de alternativas

En esta sección, se evaluará y determinará que fluido utilizar para el escaldado de alcachofas. Además se definirán los componentes principales del equipo escaldador.

1.4.1 Fluido para escaldado

Los métodos más difundidos de escaldado involucran el calentamiento por inyección de vapor saturado o por inmersión en agua caliente. Cada una de estas opciones tiene sus ventajas y desventajas.

El escaldado con vapor tiene como ventajas su rapidez, economía y la reducción de pérdidas de nutrientes por arrastre de compuestos solubles. Dentro de sus desventajas podemos encontrar que es menos eficiente, pues requiere de tiempos mayores para la inactivación de enzimas, y que es difícil encontrar la correcta combinación temperatura-tiempo que garantice la inactivación de enzimas en el centro del producto y que la superficie de este no presente daños en sus características sensoriales debido a sobre-exposición al calor.

El escaldado con agua caliente es el más difundido y presenta como ventajas su eficiencia, el calentamiento uniforme del producto y el control que se puede tener sobre el escaldado. Como desventajas encontramos que se requiere de un gran volumen de agua; presenta lixiviación de ácidos, vitaminas y minerales importantes; y que las aguas residuales del proceso de escaldado presentan altos niveles de materia orgánica. El agua utilizada en este método de escaldado es “agua blanda”, pues el uso de “agua dura”, al tener en su constitución sales de calcio y magnesio, tiende a producir endurecimiento del producto [24].

En base a lo expuesto, se seleccionó el fluido a utilizar en el equipo escaldador. Para esto se realizó la calificación, en base a diversos criterios, que se muestra en *tabla 1.3*. A estos criterios se les ha asignado pesos de acuerdo a su importancia con respecto al tipo de equipo que se busca diseñar. La puntuación será de 1 a 5 y se hará un promedio

ponderado con los pesos asignados a los criterios. La alternativa que obtenga mayor promedio será seleccionada.

Tabla 1.3 Selección de fluido a emplear.

Evaluación		Fluidos	
Criterios	Pond.	Agua	Vapor de agua
Inversión inicial	5	4	2
Costo de producción	4	3	4
Menor lixiviación de nutrientes	2	3	4
Calidad de producto final	4	5	3
Eficiencia de escaldado	4	5	3
Efectos ambientales	4	3	4
Promedios ponderados		3.9	3.2

Como se puede ver en la tabla de calificación, el fluido que obtuvo mayor puntuación fue el agua. Su principal ventaja es que presenta buena eficiencia de escaldado, esto debido a que con este método se consigue un calentamiento parejo del producto, lo que se traduce en una mejor neutralización enzimática. Su principal desventaja es que al utilizar mayor volumen de agua existe un mayor volumen de efluentes, esto exige buscar algún tipo de solución, como la reutilización del agua.

1.4.2 Equipo escaldador

Para el diseño del equipo escaldador de alcachofas, se procedió con la metodología de diseño. Para esto se elaboró, en primer lugar, la lista de exigencias adjunta en el *Anexo 1-1* para luego continuar con la estructura de funciones que se muestra en la *figura 1.11*. Como se puede observar, las funciones planteadas son:

- **Alimentar** : Comprende el ingreso de las alcachofas previamente clasificadas en función a su tamaño.
- **Transporte** : Tiene que ver con el traslado de los productos a través del medio escaldador.

- **Calentar** : Se refiere al calentamiento del agua de escaldado pues; como ya se definió, esta operación será por inmersión en agua caliente.
- **Recolectar** : Comprende la salida de alcachofas ya escaldadas.

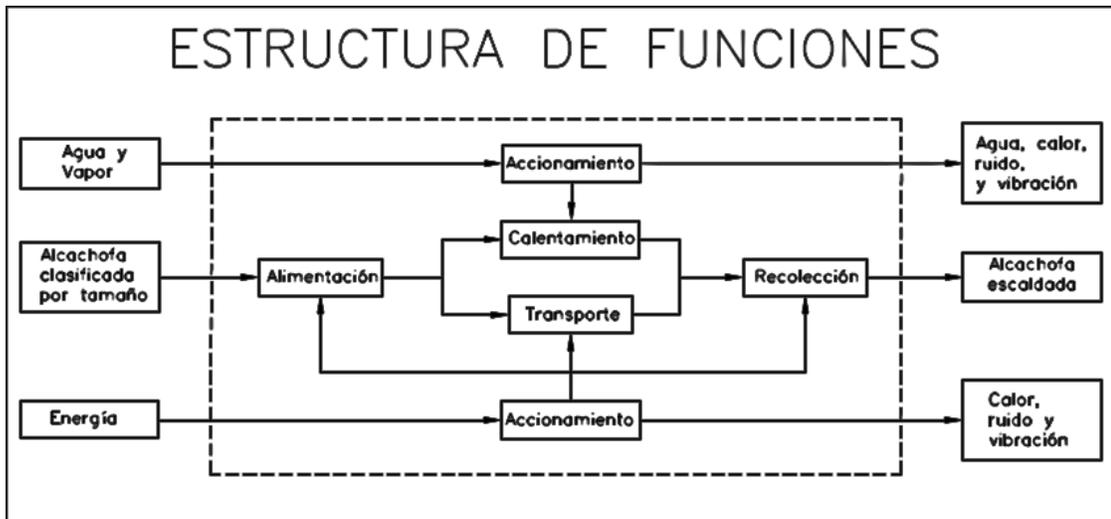


Figura 1.11 Estructura de funciones del diseño del equipo escaldador

Partiendo de la estructura de funciones y como tercer punto en la metodología de diseño, se procedió a realizar la matriz morfológica que se muestra en la *tabla 1.4*.

Tabla 1.4 Matriz morfológica para el diseño del Equipo Escaldador

Matriz morfológica				
Funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1 Alimentación	Tolva	Faja	Manual	
2 Transporte	Tornillo transportador	Cadena/Rache neumático	Teclé eléctrico/manual	
3 Calentamiento	Inyección de vapor	Serpentín de vapor	Intercambiador de calor externo	Resistencias eléctricas
4 Recolección	Tolva	Faja	Manual	Manual
Conceptos	SOLUCIÓN 1	SOLUCIÓN 2	SOLUCIÓN 3	SOLUCIÓN 4

Para un mejor entendimiento de los conceptos de solución, revisar los esquemas respectivos adjuntos en el Anexo 1-2

Para la evaluación de la solución óptima se emplearon diversos criterios. De igual manera que para la selección del agua como fluido escaldador, se asignó pesos a los criterios y la calificación fue de 1 a 5. El concepto de solución que obtenga mayor promedio ponderado será escogido. En la *tabla 1.5* se muestra la evaluación de los conceptos de solución.

Tabla 1.5 Evaluación de conceptos de solución

Evaluación		Conceptos de solución			
Criterios	Pond.	Sol 1	Sol 2	Sol 3	Sol 4
Buen uso de energía	4	5	3	5	2
Costo de la tecnología	5	4	3	5	3
Costo de operación	4	5	3	4	5
Facilidad de montaje	3	3	4	4	3
Facilidad de mantenimiento	3	4	4	3	4
Transportabilidad	2	3	3	4	4
Complejidad	4	2	3	4	4
Productividad	5	4	5	2	1
Confiabilidad	2	4	5	4	3
Rigidez	2	3	3	4	3
Seguridad	5	4	4	2	2
Promedio ponderados		3.8	3.6	3.6	2.9

Como se puede observar en la *tabla 1.5*, según los resultados de la evaluación de los conceptos de solución, la solución óptima para los criterios fijados es la solución 1. Esta alternativa será un punto de partida para el diseño del equipo escaldador.

1.5 CONFIGURACIÓN DEL EQUIPO ESCALDADOR

Para finalizar este capítulo, se presentará a modo de resumen la configuración del equipo escaldador.

El equipo escaldador trabajará con agua como fluido calefactor y será diseñado para trabajar en una línea de producción. El equipo estará conformado de la siguiente manera:

- **Alimentación** : Los productos, previamente clasificados por tamaño y precalentados, ingresarán por un extremo del equipo mediante una tolva lateral.

- **Transporte** : Después de ingresar al equipo, los productos serán transportados de un extremo a otro mediante un tornillo sin fin y un cilindro separador. La velocidad de giro del tornillo sin fin será dada en función al tiempo que necesitan los productos para ser escaldados. El tiempo de escaldado está en función de las características físicas de los productos.
- **Calentamiento** : Se utilizará agua como fluido calefactor. Los productos estarán inmersos en este fluido mientras son transportados, de un extremo a otro del equipo, por el tornillo sin fin. El incremento de temperatura del agua se logrará mediante el uso de un serpentín por el que circulará vapor de agua.
- **Recolección** : Al terminar la operación de escaldado, los productos saldrán por un extremo del equipo. Para esto, pasarán por una tolva ubicada en la parte lateral de un extremo del mismo.

Además, se emplearán dispositivos para controlar la velocidad de giro del tornillo sin fin y el flujo de vapor por el serpentín. El detalle de estos, será especificado durante el desarrollo del siguiente capítulo.

En la *figura 1.12* se muestra un esquema a mano alzada del equipo a diseñar

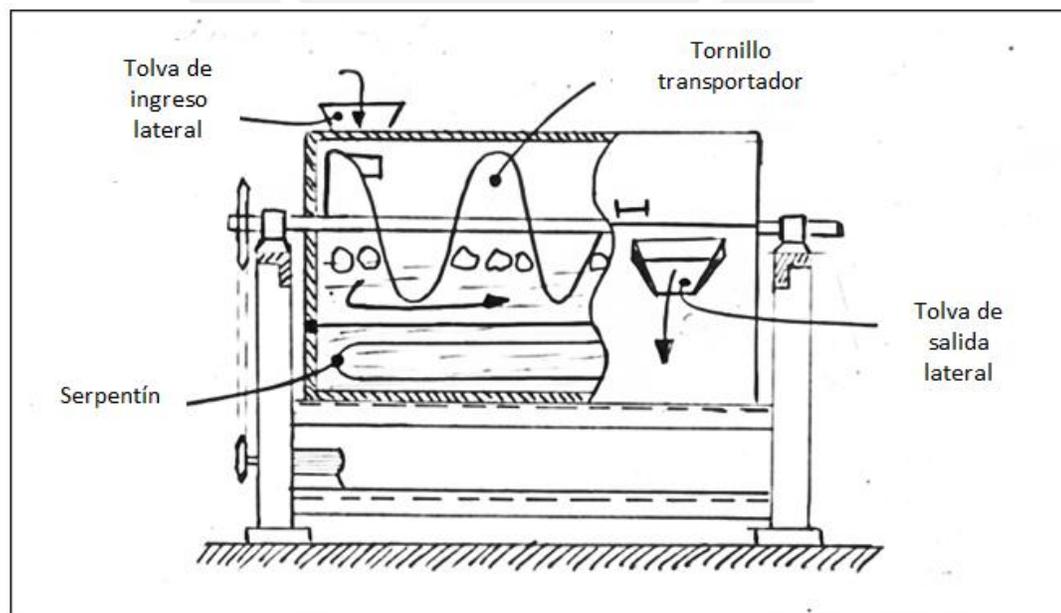


Figura 1.12 Esquema del equipo escaldador a diseñar

REFERENCIAS CAPÍTULO 1

- [1] GARCÍA, Teonila
2008 “Industrialización Integral de la alcachofa en pasta natural y alimentos balanceados”. *PRODUCCIÓN Y GESTIÓN*. Lima, 2008, Volumen 11, número 1, pp. 37-46.
- [2] Ibid
- [3] Ibid
- [4] COPEME
2009 *Mejora de las técnicas y procesos en la producción, cosecha y acopio de la alcachofa*. Informe Final del Proyecto de Cooperación UE – Perú en materia de asistencia técnica relativa al comercio. Lambayeque.
- [5] Instituto Tecnológico Agroalimentario
s/a *Mejores Técnicas Disponibles en la Industria de Elaborados Vegetales*. España. Consulta: 3 de octubre de 2012
<<http://www.prtres.es/data/images/la%20industria%20de%20elaborados%20vegetales-ab08ebae53a6f06f.pdf>>
- [6] Organización de Las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura
2011 *Perú es el tercer país exportador de alcachofa en el mundo*. Agro noticias América Latina y el Cribre. Consulta: 2 de octubre de 2012.
<http://www.fao.org/agronoticias/agronoticias/detalle/es/?dyna_fef%5Bbackuri%5D=agronoticias/archivo/mensual/es/?mes=2011-04&dyna_fef%5Buid%5D=66193>
- [7] Sergio, L. Pieralice, M. Di Venere, D. Cardinali, A.
2007 “Thermostability of Soluble and Bound Peroxidases from Artichoke and a Mathematical Model of Its Inactivation Kinetics”. *Food technology and biotechnoly*. Ex Yugoslavia, 2007, volumen 45, número 4, pp. 367-373.
- [8] REYES DE CORCUERA, José
2004 “*Blanching of foods*”. Washington State University. *Encyclopedia of Agricultural, Food, and Biological Engineering*. Pullman, Washington, U.S.A. Marcel Dekker, Inc
- [9] Ibid
- [10] Sergio, L. Ibid
- [11] SOCIEDAD AGRICOLA VIRU
2008 Parámetros del proceso de escaldado de alcachofas. Entrevista
- [12] FRISH, William
1969 *Blanchers for Food Products*. US, 3, 420,157 (Cl. 99-404; A47j 27/00)
30 de agosto de 1967, App. 664,451, 7 de enero de 1969.

- [13] Ibid
- [14] Ibid
- [15] Ibid
- [16] ZITTEL, David
1995 *Drum with exterior frame for blanchers and coolers.* US, 5,427,015 (Cl. 99-348; A23L 3/00) 15 de setiembre de 1993, App. 122,783, 27 de junio de 1995.
- [17] Ibid.
- [18] HUGHES, Steven
2004 *Rotary drum blancher for cooking food.* EP1255453 B1 (Cl. A23N 12/04) 29 de noviembre de 2000, 2 de junio de 2004.
- [19] Ibid
- [20] PARKES, Richard
1985 *Water type blancher.* US, 4,525,370 (Cl. 426/508; A23B 7/06) 14 de junio de 1984, App. 620,723, 25 de junio de 1985.
- [21] Ibid
- [22] FELLOWS, P
2000 *FOOD PROCESSING TECHNOLOGY principles and practice.* 2da edición. Inglaterra : Woodhead Publishing Limited.
- [23] Ibid
- [24] BARREIRO, José
2006 *Operaciones de Conservación de Alimentos por Bajas Temperaturas.* 1era edición. Venezuela: Equinoccio. pp. 109.

CAPITULO 2

DISEÑO DEL EQUIPO ESCALDADOR

El diseño del equipo escaldador fue dividido en dos etapas: diseño mecánico y diseño térmico. El detalle de estas será desarrollado a continuación.

2.1. Diseño mecánico

Esta etapa del diseño contempló el sistema de transporte de las alcachofas, el sistema de transmisión de potencia, el diseño del recipiente que aloja el agua usada para el escaldado y la estructura del equipo.

2.1.1. Cálculo del sistema de transporte

Una vez dentro del equipo, las alcachofas son conducidas a lo largo de este atravesando el medio calefactor, que en este caso es agua caliente. El sistema de transporte encargado del traslado de las alcachofas está conformado por un transportador de tornillo sin fin y un cilindro separador.

2.1.1.1. Cálculo del transportador de tornillo sin fin

El transportador de tornillo es el encargado del traslado propiamente dicho y, como se ve en la *figura 2.1*, está conformado por una hélice soldada a lo largo de un árbol.

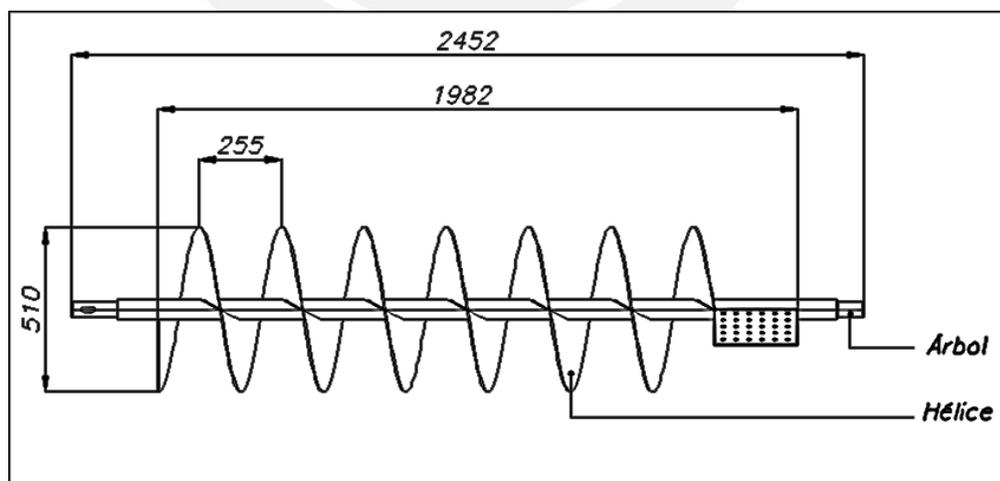


Figura 2.1 Vista frontal del tornillo transportador

El transportador de tornillo movilizará a los productos con una porción de su área transversal, equivalente al 40% del área total. Este porcentaje fue asignado teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- i. El transportador de tornillo no puede estar totalmente inmerso en el producto pues se originarían amontonamientos de este y así el deterioro del mismo.
- ii. El porcentaje que determina la sección de trabajo del transportador de tornillo debe de garantizar que el producto, en este caso alcachofas de distintos tamaños, esté totalmente sumergido en el agua de tratamiento.

A continuación, se detalla el dimensionamiento de la hélice y la verificación del árbol del transportador. Estos cálculos fueron realizados teniendo en cuenta la situación más crítica, que es el transporte de las alcachofas de mayor tamaño. Esto debido a que este procesamiento involucra menor velocidad y mayor torque.

Dimensionamiento de la hélice

Para el dimensionamiento de las medidas características de la hélice del transportador, tales como el diámetro y el paso de la misma, se usó como referencia el artículo “Cálculo de transportadores de tornillo sin fin según la Norma UNE” de la revista “Alimentación, equipos y tecnología”. Este artículo está basado, principalmente, en la norma UNE 58-224-88 “Aparatos de manutención continua para graneles. Transportadores de tornillo sin fin. Reglas para el diseño de accionamientos” [1].

Para esto, partimos de dos datos:

1. El mayor tiempo de escaldado se da para alcachofas de diámetro promedio de 8.5cm. Este tiempo es de 20 minutos [2].
2. La longitud efectiva del transportador de tornillo es de 2m por razones constructivas.

De esto tenemos:

L_T = Longitud efectiva del transportador

t_S = Tiempo de escaldado

V_T = Velocidad lineal del transportador en m/s

$$V_T = \frac{L_T}{t_s} = \frac{2}{20 \times 60} = 0,002 \text{ m/s}$$

Siguiendo las recomendaciones de la norma UNE ya mencionada, con respecto al dimensionamiento del diámetro y el paso del transportador escogemos las siguientes relaciones:

$$D_T = 6 \times D_A \quad (2.1)$$

$$P_T = 0.5 \times D_T \quad (2.2)$$

Donde,

D_T = Diámetro del transportador

P_T = Paso del transportador

D_A = Diámetro del producto (alcachofas)

Dado que $D_A = 0,085\text{m}$, si reemplazamos en (2.1) y (2.2) tenemos:

$$D_T = 0.51 \text{ m}$$

$$P_T = 0.255 \text{ m}$$

Para el cálculo de la velocidad de rotación, el área de trabajo o de relleno y la capacidad másica del transportador utilizamos las fórmulas, también propuestas por el artículo en mención, siguientes:

$$V_T = \frac{P_T \cdot N}{60} \quad (2.3)$$

$$A_r = \phi \frac{\pi D_T^2}{4} \quad (2.4)$$

$$Q = A_r \cdot V_T \cdot \rho \times 3600 \quad (2.5)$$

Donde,

N : Revoluciones de transportador en RPM

A_r : Área de relleno

ϕ : Coeficiente de relleno

Q_T : Capacidad másica en Kg/h

ρ : Densidad del producto a transportar

Reemplazando en (2.3), tenemos que las revoluciones son:

$$N = 0,47 \text{ RPM}$$

Asignamos como coeficiente de relleno $\varepsilon = 0,4$ pues el transportador moviliza al producto con un 40% de su área transversal y reemplazamos en (2.4) para hallar el área de relleno como sigue a continuación:

$$A_r = 0,08 \text{ m}^2$$

Las alcachofas a transportar estarán inmersas en agua, como se puede ver en el Anexo 3-1 la densidad del conjunto alcachofas y agua, en proporciones de 40% y 60% respectivamente, es $\rho = 1020 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$. Si reemplazamos en (2.5), tenemos que la capacidad másica del transportador es:

$$Q_T = (0,08 \text{ m}^2) \left(0,002 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \left(1020 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times 3600$$

$$Q_T = 470 \text{ Kg/hr}$$

Este valor involucra el transporte tanto de alcachofas como agua. Como ya se mencionó, la proporción de alcachofas que conforma esta mezcla es de 40%. De esto tenemos que la capacidad de transporte másico de alcachofas del transportador de tornillo será $Q_{\text{alcachofas}} = 188 \text{ Kg/hr}$.

La hélice del transportador está conformada por 8 secciones hechas, mediante extrusión en frío, a partir de 8 discos de 4mm de espesor [3] de acero inoxidable AISI 304 [4].

Verificación del árbol del transportador

El árbol será verificado por fluencia, fatiga, deformación transversal y deformación torsional. Para esto, como se puede observar en la figura 2.2, definimos el esquema del árbol y su diagrama de fuerzas externas.

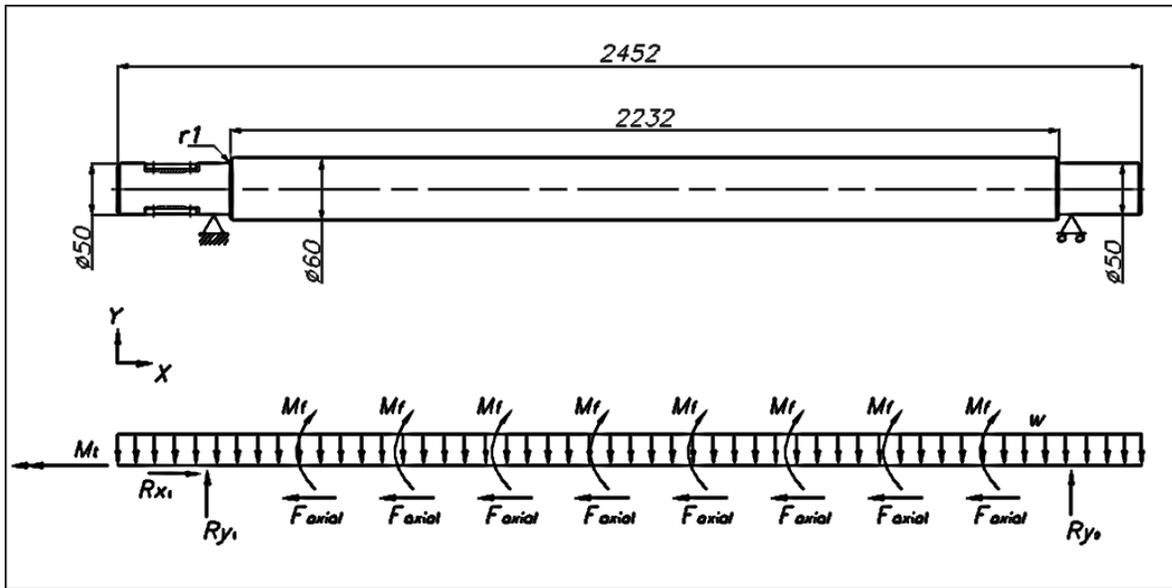


Figura 2.2 Esquema del árbol y diagrama de fuerzas externas

Como se puede observar en esta figura, sobre el árbol del transportador actúan las siguientes fuerzas y momentos:

1. Reacciones en los apoyos:

Extremo izquierdo: $R_{x1} = 11185,04N$; $R_{y1} = -(215,24)N$

Extremo derecho: $R_{y2} = 1247,28N$

2. Momento torsor M_t , de valor $M_t = 1428,6Nm$, que actúa sobre el árbol a fin de conseguir su accionamiento. Este momento es constante hasta el inicio de la hélice del transportador y luego decrece de forma continua hasta el punto de fin de la hélice, como efecto del desplazamiento del producto.

Para el cálculo del momento torsor (M_t), es necesario conocer los valores de la potencia total (P_T) para el accionamiento del transportador y la velocidad rotacional (N) de trabajo de este.

El cálculo de la potencia necesaria para el accionamiento del transportador se realizó de acuerdo a las recomendaciones citadas en el catálogo “*Material Handling*” del fabricante americano “*Martin Sprocket & Gear*” [5].

Según el catálogo mencionando, la potencia de accionamiento tiene las siguientes componentes:

- i. Potencia para sobreponerse a la fricción HP_f , esta potencia es la necesaria para echar a andar el transportador en vacío y puede ser determinada mediante la siguiente fórmula:

$$HP_f = \frac{L \times N \times F_d \times F_b}{1,000,000} [HP] \quad (2.6)$$

Donde,

- L : Longitud del transportador en pies, 2.04m \leftrightarrow 6.7ft.
- N : Velocidad de operación en RPM, 0.47 RPM
- F_d : Factor del diámetro del transportador, 165 según referencia [6]
- F_b : Factor de rodamiento de suspensión, 1 según referencia [7]

Si reemplazamos valores en la ecuación (2.6) tenemos que la potencia para vencer la fricción tiene el siguiente valor:

$$HP_f = 0.0005HP$$

- ii. Potencia para el desplazamiento del material HP_m , esta es la potencia necesaria para el transporte del material a una tasa específica.

$$HP_m = \frac{C \times L \times W \times F_f \times F_m \times F_p}{1,000,000} [HP] \quad (2.7)$$

Donde,

- C : Capacidad de transporte en $[ft^3/h]$, 470kg/h \leftrightarrow 16,3ft³/h
- W : Peso del material en $[lb/ft^3]$, 1020Kg/m³ \leftrightarrow 63,6lb/ft³
- F_f : Factor de hélice, 1 según referencia [8] y considerando que el transportador es de una hélice.
- F_m : Factor del material, 4 según referencia [9] y considerando la densidad del producto.
- F_p : Factor de paleta, 1 según referencia [10]

Si reemplazamos valores en la ecuación (2.7), tenemos que la potencia necesaria para el transporte del material es la siguiente:

$$HP_m = 0.03HP$$

La potencia total necesaria está determinada por la sumatoria del valor de la potencia para vencer la fricción y para el transporte de material. Además esta sumatoria estará afectada por un factor de sobrecarga como se observa en la siguiente ecuación:

$$TotalHP = (HP_f + HP_m)F_o \quad (2.8)$$

Donde,

F_o : Factor de sobrecarga, 3 según referencia [11]

Si reemplazamos valores en la ecuación (2.8), tenemos que la potencia necesaria para el accionamiento del transportador será la siguiente:

$$TotalHP = 0.09HP \ll 0,07KW$$

Una vez calculada la potencia de accionamiento, podemos calcular el momento torsor (M_t) haciendo uso de la velocidad rotacional (ω_T). Para esto, definimos las siguientes fórmulas:

$$\omega_T = N \times \frac{\pi}{30} \quad (2.9)$$

$$M_t = \frac{P_T}{\omega_T} \quad (2.10)$$

Si reemplazamos en (2.9) y (2.10) tenemos:

$$\omega_T = 0,47 \times \frac{\pi}{30} = 0,049 \text{ rad/s}$$

$$M_t = \frac{0.07 \times 10^3 \text{ Nm/s}}{0.049 \text{ rad/s}} = 1428,6 \text{ Nm}$$

3. Fuerza distribuida $W = 420,9 N/m$, como efecto del peso del árbol y de las hélices del transportador. Considerando las dimensiones ya asignadas en los pasos anteriores y que el material tanto del árbol como de las hélices es acero inoxidable, calculamos la fuerza distribuida W como sigue:

- Masa de las hélices:

$$M_h = \# \text{dis} \cos\left(\frac{\pi}{4} (D_T^2 - D_{\text{árbol}}^2)\right) \times e \times \rho_{304} \quad (2.11)$$

Donde,

e : Espesor de las hélices, 4mm

ρ_{304} : Densidad del acero inoxidable AISI 304, $7860 \frac{Kg}{m^3}$

Si reemplazamos valores en la ecuación (2.11), tenemos lo siguiente:

$$M_h = 8\left(\frac{\pi}{4} (0,51^2 - 0,06^2)\right) \times 0,004 \times 7860$$

$$M_h = 50,67 Kg$$

- Masa del árbol del transportador:

$$M_{\text{árbol}} = \frac{\pi}{4} \times D_{\text{árbol}}^2 \times L_T \times \rho_{304} \quad (2.12)$$

Donde, L_T es la longitud efectiva del transportador. Si reemplazamos valores en la ecuación (2.12) tenemos lo siguiente:

$$M_{\text{árbol}} = 54,45 Kg$$

Dado que ya conocemos las masas del árbol y de las hélices, podemos calcular los pesos respectivos y con esto la fuerza distribuida W tal como sigue a continuación:

$$W = \frac{(M_h + M_{\text{árbol}}) \times 9,81}{L} \quad (2.13)$$

Reemplazando valores en la ecuación (2.13), la fuerza distribuida es la siguiente:

$$W = 420,9 \frac{N}{m}$$

4. Fuerza normal o axial al árbol F_{axial} , se origina como resultado de la resistencia al desplazamiento del producto. Para el cálculo será considerada como una fuerza puntual ubicada en el centroide del área de contacto entre el transportador y el producto. En la *figura 2.3* podemos observar la representación de esta fuerza.

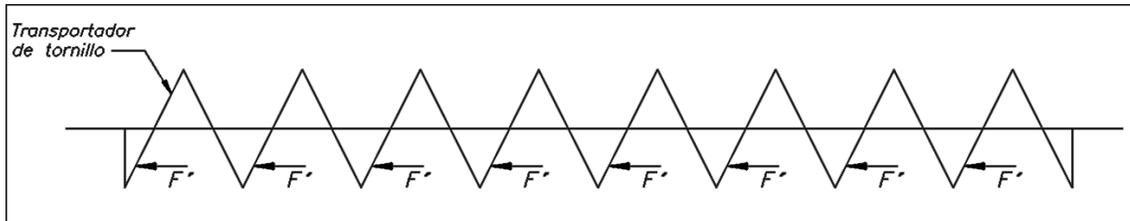


Figura 2.3 Ubicación de la fuerza axial al árbol del transportador

Para aproximar la magnitud de esta fuerza dividimos el valor de la potencia necesaria para transportar el material entre la velocidad lineal de transporte y el número de hélices. Así tenemos la siguiente expresión:

$$F' = \frac{HP_m [W]}{V_T \times \# \text{hélice}} \tag{2.14}$$

$$F' = 1398,13N$$

Esta fuerza actúa en el centroide de la sección de contacto entre el transportador y el producto. Si trasladamos esta fuerza al eje neutro del árbol del transportador tendremos una fuerza axial y un momento flector M_f . Dicha fuerza axial será:

$$F_{axial} = 1398,13N$$

El cálculo del momento flector se muestra en el siguiente punto.

5. Momento flector M_f , originado al transportar la fuerza axial al árbol del transportador. Para determinar el valor de este momento flector, tenemos que calcular la distancia entre el punto en donde actúa la fuerza axial F' y el eje neutro del árbol.

En la *figura 2.4* se muestra el centroide del área de contacto transportador – producto. Es en este punto en donde actúa la fuerza resultante F' .

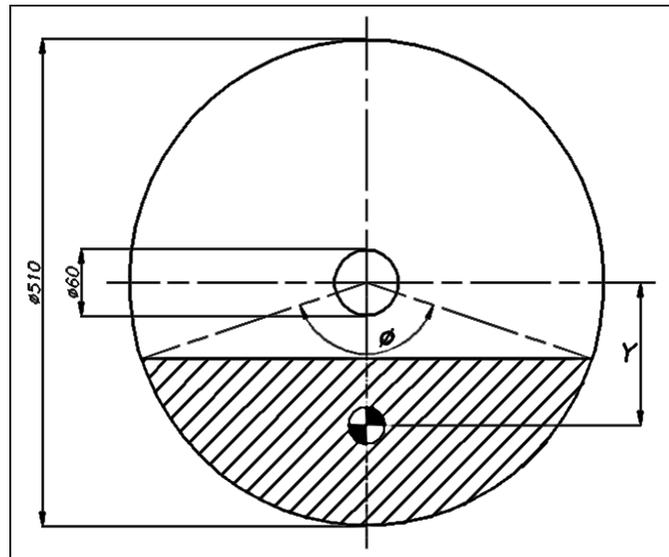


Figura 2.4 Sección de contacto transportador-producto

Si resolvemos la geometría de la sección mostrada considerando que el área de contacto, sección achurada, es el 40% del área total obtenemos que el ángulo ϕ es 143.2° . Ahora podemos calcular la distancia “Y” desde el centroide de la zona de contacto hasta el centro del árbol del transportador con la siguiente expresión:

$$Y = \frac{4R \sin^3(\frac{\phi}{2})}{3(\phi - \sin \phi)} \quad (2.15)$$

Donde,

R : Radio del transportador, 0.255m.

ϕ : Ángulo determinante del área, $143.2^\circ \leftrightarrow 2.49$ rad

Si reemplazamos valores en la ecuación (2.15), obtenemos que la distancia Y es:

$$Y = 0.15m$$

Entonces, el momento flector será el siguiente:

$$M_f = F' \times Y \quad (2.16)$$

$$M_f = 209,72Nm$$

Una vez identificadas las fuerzas externas que actúan sobre el árbol del transportador de tornillo, realizamos los diagramas de fuerzas internas para poder identificar secciones críticas y analizarlas. Estos diagramas se muestran en la *figura 2.5*.

Como se puede ver en los diagramas mencionados, las zonas críticas a considerar para la verificación a fluencia y fatiga se denominaron con las letras L, A, N, M y B.

Considerando que el material del árbol es acero inoxidable AISI 304, definimos las propiedades mecánicas a continuación.

σ_B : Resistencia límite a la tracción 540 MPa. [12]

σ_F : Resistencia a la fluencia 230 MPa. [13]

τ_F : Esfuerzo cortante de fluencia $\tau_F = \frac{230}{\sqrt{3}} = 132,8 \text{ MPa}$ según teoría del máximo esfuerzo cortante [14].

σ_{FA} : Resistencia límite a la fluencia alternante $\sigma_{FA} = 0.5 (\sigma_B) = 270 \text{ MPa}$ [15]

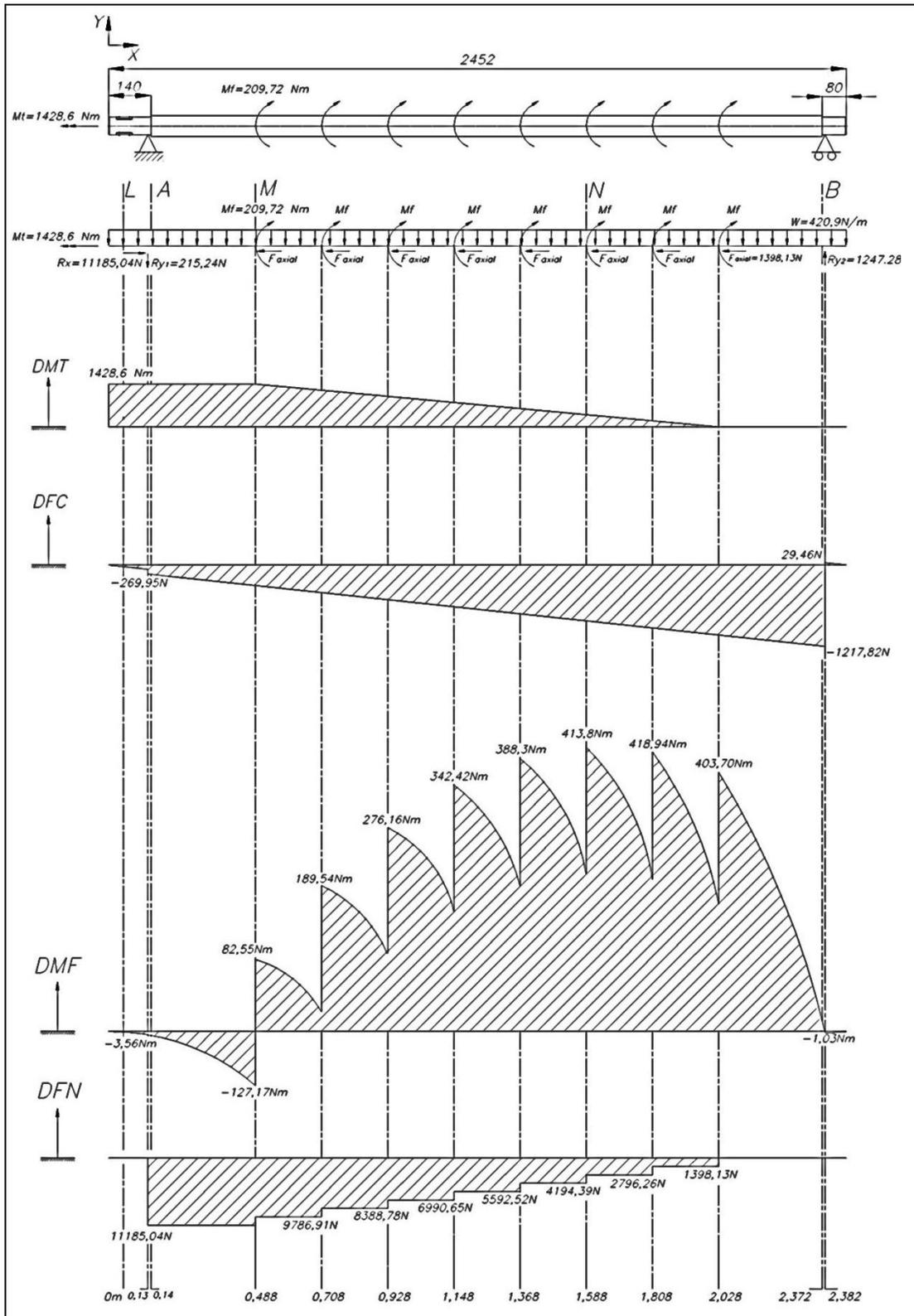


Figura 2.5 Diagrama de fuerzas internas

Verificación por fluencia y fatiga

A continuación, verificaremos que el árbol del transportador trabaje de forma segura tanto para cargas estáticas (fluencia) como para cargas dinámicas (fatiga).

Sección L

Esta sección es considerada crítica pues presenta concentrador de tensiones por canal chavetero además de alto momento torsor.

- Las fuerzas y momentos que actúan sobre esta sección son:

$$M_t = 1428,6 \text{ Nm} \quad M_f = 1,78 \text{ Nm}$$

Geometría:

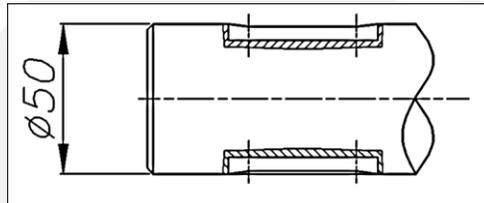


Figura 2.6 Geometría de sección L

- Esfuerzos: En esta sección tenemos esfuerzo de flexión alternante puro, debido al giro del árbol, y torsión de carácter estático. En la *figura 2.7* se muestra el comportamiento de estos esfuerzos.

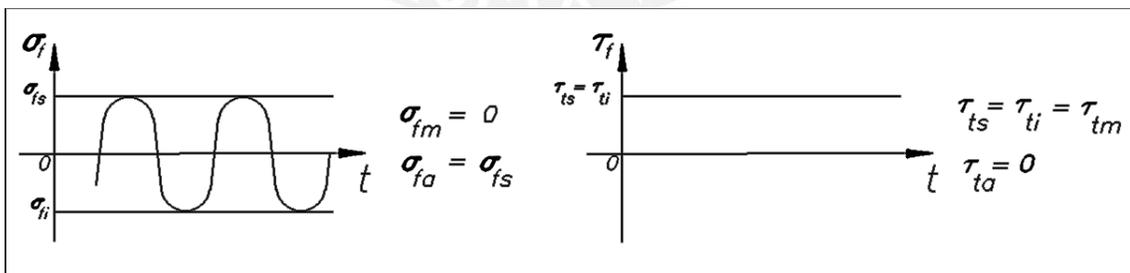


Figura 2.7 Comportamiento de esfuerzos en sección L

Entonces, de la *figura 2.7* tenemos:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi d^3} \quad (2.17)$$

$$\sigma_{fa} = 0,15 \text{ MPa}$$

$$\tau_{tm} = \tau_{ts} = \frac{16 M_t}{\pi(d^3)} \quad (2.18)$$

$$\tau_{tm} = 58,2 \text{ MPa}$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:
 - i. Coeficiente de superficie: Con $R_t = 10 \mu\text{m}$ y $\sigma_B = 540 \text{ MPa}$, obtenemos $C_S = 0,95$.
 - ii. Coeficiente de tamaño: Con $d = 50 \text{ mm}$, para la flexión obtenemos $C_t = 0,65$.
 - iii. Coeficiente de temperatura: Con $T = 100^\circ\text{C}$, obtenemos $C_T = 1,02$.
 - iv. Coeficiente de carga: Considerando carga de flexión y torsión, $C_{carga} = 1$.
 - v. Coeficiente de confiabilidad estadística: Sabiendo que la confiabilidad requerida es del 50%, obtenemos $C_c = 1$.
 - vi. Factor de concentración de esfuerzos:
Teniendo en cuenta los canales chaveteros, el concentrador efectivo de tensiones será:

$$\beta_f = \beta_t = 1,4$$

- Esfuerzo equivalente medio o estático:

Para flexión: $\sigma_{fm} = 0 \text{ MPa}$

Para torsión: $\tau_{tm} = 58,2 \text{ MPa}$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{Nm})^2 + 3(\tau_{tm})^2} \quad (2.19)$$

Dado que para esta sección $\sigma_{Nm} = 0$, el esfuerzo equivalente será:

$$\sigma_{meq} = 100,8 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo equivalente alternante:

En esta sección solo tenemos componente alternante para el esfuerzo flector. La componente "aumentada" de este esfuerzo, teniendo en cuenta que son 2 canales chaveteros, será:

$$\sigma'_{fa} = \frac{2 \times \beta_f}{C_s \times C_t \times C_T \times C_{carga} \times C_c} \times \sigma_{fa} \quad (2.20)$$

$$\sigma'_{fa} = 0,67 MPa$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{(\sigma'_{fa} + \sigma'_{Na})^2 + 3(\tau'_{ta})^2} \quad (2.21)$$

Debido a que para la sección L el $\sigma'_{Na} = 0 MPa$ y $\tau'_{ta} = 0$, el esfuerzo equivalente alternante es:

$$\sigma'_{aeq} = 0,67 MPa$$

- **Factor de seguridad a la fatiga**

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{meq}}{\sigma_B} + \frac{\sigma'_{aeq}}{\sigma_{ALT}} \quad (2.22)$$

Reemplazando valores en (2.22) y considerando que $\sigma_{ALT} = 0.5\sigma_B$ [18], tenemos que el factor de seguridad a la fatiga es:

$$FS = 5,3$$

- **Factor de seguridad a la fluencia**

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Seq}} \quad (2.23)$$

El esfuerzo equivalente superior según Von Mises será:

$$\sigma_{Seq} = \sqrt{(\sigma_{fs} + \sigma_{Ns})^2 + 3(\tau_{ts})^2} \quad (2.24)$$

Donde $\sigma_{fs} = 0,15 MPa$ (esfuerzo de flexión superior)

$\tau_{ts} = 58,2 MPa$ (esfuerzo de torsión superior)

$\sigma_{Ns} = 0 MPa$ (esfuerzo normal superior)

$$\sigma_{Seq} = 100,8 MPa$$

Y como $\sigma_F = 230 MPa$, el factor de seguridad a la fluencia será:

$$FS = 2,28$$

Sección A

Esta sección es crítica debido a que hay un cambio de sección además de que es donde se producen el momento torsor y fuerza normal más altos.

- Las fuerzas y momentos que actúan en dicha sección son:

$$M_t = 1428,6 \text{ Nm} \qquad M_f = 6,28 \text{ Nm}$$

$$F_c = 274,16 \text{ N} \qquad F_N = 11185,04 \text{ N}$$

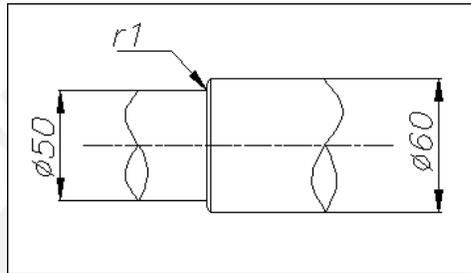


Figura 2.8 Geometría de la sección A

- Esfuerzos : Análogamente a lo expresado en el análisis de la sección L, el momento flector es alternativamente puro y el momento torsor, de carácter estático o constante. Por lo que tenemos que dichos esfuerzos son los siguientes:

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 0,5 \text{ MPa} , \sigma_{fm} = 0$$

$$\tau_{tm} = \tau_{ti} = \tau_{ts} = \frac{16 M_t}{\pi(d^3)} = 58,2 \text{ MPa} , \tau_{ta} = 0$$

Los esfuerzos debido a las fuerzas normal y cortante son, como se muestra en la figura 2.9, de carácter constante y alternante puro respectivamente.

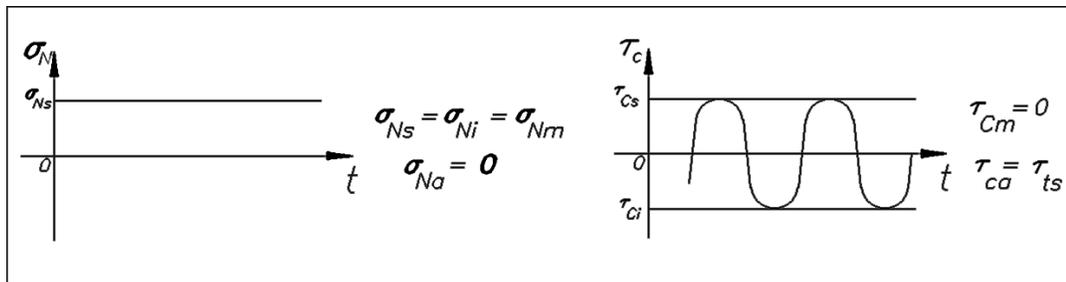


Figura 2.9 Comportamiento de esfuerzos normal y cortante en sección A

Entonces, de la *figura 2.9* tenemos:

$$\sigma_{Nm} = \sigma_{Ns} = \frac{F_N}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (2.25)$$

$$\sigma_{Nm} = 5,7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ca} = \tau_{cs} = \frac{F_c}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (2.26)$$

$$\tau_{ca} = 0,14 \text{ MPa}$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:

- Coeficiente de superficie: Con $R_t = 10 \mu\text{m}$ y $\sigma_B = 540 \text{ MPa}$, obtenemos $C_S = 0,95$.
- Coeficiente de tamaño: Con $d = 50 \text{ mm}$, para la flexión obtenemos $C_t = 0,65$.
- Coeficiente de temperatura: Con $T = 100^\circ\text{C}$, obtenemos $C_T = 1,02$.
- Coeficiente de carga: Considerando carga de flexión, torsión $C_{carga} = 1$.
- Coeficiente de confiabilidad estadística: Sabiendo que la confiabilidad requerida es del 50%, obtenemos $C_c = 1$.
- Factor de concentración de esfuerzos:
Con $D/d = 1,2$ y $r/d = 0,02$ el factor geométrico de concentración de esfuerzos es: $\alpha_f = 2,5$.

El factor de sensibilidad al entalle:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} \quad (2.27)$$

Con: $r = 1 \text{ mm}$, radio del redondeo

$\sigma_F = 230 \text{ MPa}$, esfuerzo de fluencia

$\sigma_B = 540 \text{ MPa}$, esfuerzo máximo de tracción.

Reemplazando en (2.27) obtenemos que $\eta = 0,39$

El factor efectivo de concentración de esfuerzos será:

$$\beta_{Mf} = 1 + \eta(\alpha_f - 1) \quad (2.28)$$

$$\beta_{Mf} = 1,58$$

- Esfuerzo equivalente medio o estático:

Para flexión: $\sigma_{fm} = 0 \text{ MPa}$

Para torsión: $\tau_{tm} = 58,2 \text{ MPa}$

Para esfuerzo normal: $\sigma_{Nm} = 5,7 \text{ MPa}$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{Nm})^2 + 3(\tau_{tm})^2} = 100,97 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo equivalente alternante:

Para flexión: $\sigma_{fa} = 0,5 \text{ MPa}$

Para torsión: $\tau_{ta} = 0 \text{ MPa}$

Para esfuerzo normal: $\sigma_{Na} = 0 \text{ MPa}$

Entonces, la componente “aumentada” para el esfuerzo flector será:

$$\sigma'_{fa} = \frac{\beta_f}{C_s \times C_t \times C_T \times C_{carga} \times C_c} \times \sigma_{fa}$$

$$\sigma'_{fa} = 1,25 \text{ MPa}$$

Y el esfuerzo alternante equivalente según Von Mises:

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{(\sigma'_{fa} + \sigma'_{Na})^2 + 3(\tau'_{ta})^2} = 1,25 \text{ MPa}$$

- **Factor de seguridad a la fatiga:** Según la fórmula (2.22), tenemos:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{meq}}{540} + \frac{\sigma'_{aeq}}{270}$$

$$FS = 5,2$$

- **Factor de seguridad a la fluencia:** Según la fórmula (2.23), tenemos:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Seq}}$$

El esfuerzo equivalente superior según Von Mises será:

$$\sigma_{Seq} = \sqrt{(\sigma_{fs} + \sigma_{Ns})^2 + 3(\tau_{ts})^2}$$

Donde $\sigma_{fs} = 0,5MPa$ (esfuerzo de flexión superior)

$\sigma_{Ns} = 5,7MPa$ (esfuerzo normal superior)

$\tau_{ts} = 58,2MPa$ (esfuerzo de torsión superior)

$$\sigma_{Seq} = 100,9MPa$$

Y como $\sigma_F = 230MPa$, el factor de seguridad a la fluencia será:

$$FS = 2,28$$

Sección M

Esta sección es crítica pues presenta valores máximos de momento torsor y fuerza normal.

- Las fuerzas y momentos que actúan en dicha sección son:

$$M_t = 1428,6 Nm \quad M_f = 82,55 Nm$$

$$F_c = 420,64 N \quad F_N = 11185,04 N$$

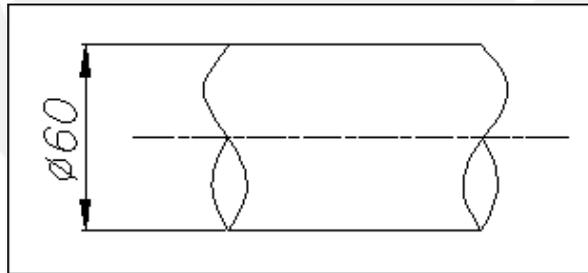


Figura 2.10 Geometría de la sección M

- Esfuerzos : Análogamente a lo expresado en el análisis de las secciones L y A, el comportamiento y componentes de los esfuerzos son los siguientes:

Esfuerzo de flexión: Alternante puro

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi D^3} = 3,89 MPa, \quad \sigma_{fm} = 0$$

Esfuerzo torsor: Constante

$$\tau_{tm} = \tau_{ti} = \tau_{ts} = \frac{16 M_t}{\pi(D^3)} = 33,7 MPa, \quad \tau_{ta} = 0$$

Esfuerzo normal : Constante

$$\sigma_{Nm} = \sigma_{Ns} = \frac{F_N}{\frac{\pi D^2}{4}} = 3,9 \text{ MPa} , \sigma_{Na} = 0$$

Esfuerzo cortante: Alternante puro

$$\tau_{ca} = \tau_{cs} = \frac{F_c}{\frac{\pi D^2}{4}} = 0,15 \text{ MPa} , \tau_{cm} = 0$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:
 - i. Coeficiente de superficie: Con $R_t = 10 \mu m$ y $\sigma_B = 540 \text{ MPa}$, obtenemos $C_s = 0,95$.
 - ii. Coeficiente de tamaño: Con $d = 60 \text{ mm}$, para la flexión obtenemos $C_t = 0,64$.
 - iii. Coeficiente de temperatura: Con $T = 100^\circ C$, obtenemos $C_T = 1,02$.
 - iv. Coeficiente de carga: Considerando carga de flexión, $C_{carga} = 1$.
 - v. Coeficiente de confiabilidad estadística: Sabiendo que la confiabilidad requerida es del 50%, obtenemos $C_c = 1$.
 - vi. Factor de concentración de esfuerzos: en esta zona no hay cambios de sección por lo tanto $\beta_f = 1$
- Esfuerzo equivalente medio o estático:
 - Para flexión: $\sigma_{fm} = 0 \text{ MPa}$
 - Para torsión: $\tau_{tm} = 33,7 \text{ MPa}$
 - Para esfuerzo normal: $\sigma_{Nm} = 3,9 \text{ MPa}$
 - El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{Nm})^2 + 3(\tau_{tm})^2} = 58,5 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo equivalente alternante:
 - Para flexión: $\sigma_{fa} = 3,89 \text{ MPa}$
 - Para torsión: $\tau_{ta} = 0 \text{ MPa}$
 - Para esfuerzo normal: $\sigma_{Na} = 0 \text{ MPa}$
 - Entonces, la componente “aumentada” para el esfuerzo flector será:

$$\sigma'_{fa} = \frac{\beta_f}{C_s \times C_t \times C_T \times C_{carga} \times C_c} \times \sigma_{fa} = 6,27 \text{ MPa}$$

El esfuerzo alternante equivalente según Von Mises:

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{(\sigma'_{fa} + \sigma'_{Na})^2 + 3(\tau'_{ta})^2} = 6,27MPa$$

- **Factor de seguridad a la fatiga:** Según la fórmula (2.22), tenemos:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{meq}}{540} + \frac{\sigma'_{aeq}}{270}$$

$$FS = 7,6$$

- **Factor de seguridad a la fluencia:** Según la fórmula (2.23), tenemos:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Seq}}$$

El esfuerzo equivalente superior según Von Mises será:

$$\sigma_{Seq} = \sqrt{(\sigma_{fs} + \sigma_{Ns})^2 + 3(\tau_{ts})^2}$$

Donde $\sigma_{fs} = 3,89MPa$ (esfuerzo de flexión superior)

$\sigma_{Ns} = 3,9MPa$ (esfuerzo normal superior)

$\tau_{ts} = 33,7MPa$ (esfuerzo de torsión superior)

$$\sigma_{Seq} = 58,9MPa$$

Y como $\sigma_F = 230MPa$, el factor de seguridad a la fluencia será:

$$FS = 3,9$$

Sección N

Esta sección es considerada crítica pues presenta el máximo momento flector. Las fuerzas y momentos actuantes en esta zona son:

- Las fuerzas y momentos que actúan en dicha sección son:

$$M_t = 408,17 Nm \quad M_f = 413,8 Nm$$

$$F_c = 883,63 N \quad F_N = 4194,39 N$$

- Esfuerzos : Análogamente a lo expresado en el análisis de las secciones L y A, el comportamiento y componentes de los esfuerzos son los siguientes:

Esfuerzo de flexión: Alternante puro

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi D^3} = 19,5 \text{ MPa} , \sigma_{fm} = 0$$

Esfuerzo torsor: Constante

$$\tau_{tm} = \tau_{ti} = \tau_{ts} = \frac{16 M_t}{\pi(D^3)} = 9,6 \text{ MPa} , \tau_{ta} = 0$$

Esfuerzo normal : Constante

$$\sigma_{Nm} = \sigma_{Ns} = \frac{F_N}{\frac{\pi D^2}{4}} = 1,4 \text{ MPa} , \sigma_{Na} = 0$$

Esfuerzo cortante: Alternante puro

$$\tau_{ca} = \tau_{cs} = \frac{F_c}{\frac{\pi D^2}{4}} = 0,31 \text{ MPa} , \tau_{cm} = 0$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:
 - i. Coeficiente de superficie: Con $R_t = 10 \mu m$ y $\sigma_B = 540 \text{ MPa}$, obtenemos $C_S = 0,95$.
 - ii. Coeficiente de tamaño: Con $d = 60 \text{ mm}$, para la flexión obtenemos $C_t = 0,64$.
 - iii. Coeficiente de temperatura: Con $T = 100^\circ C$, obtenemos $C_T = 1,02$.
 - iv. Coeficiente de carga: Considerando carga de flexión, $C_{carga} = 1$.
 - v. Coeficiente de confiabilidad estadística: Sabiendo que la confiabilidad requerida es del 50%, obtenemos $C_c = 1$.
 - vi. Factor de concentración de esfuerzos: en esta zona no hay cambios de sección por lo tanto $\beta_f = 1$
- Esfuerzo equivalente medio o estático:

Para flexión: $\sigma_{fm} = 0 \text{ MPa}$

Para torsión: $\tau_{tm} = 9,6 \text{ MPa}$

Para esfuerzo normal: $\sigma_{Nm} = 1,4 \text{ MPa}$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma_{meq} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{Nm})^2 + 3(\tau_{tm})^2} = 16,68 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo equivalente alternante:

Para flexión: $\sigma_{fa} = 19,5 MPa$

Para torsión: $\tau_{ta} = 0 MPa$

Para esfuerzo normal: $\sigma_{Na} = 0 MPa$

Entonces, la componente “aumentada” para el esfuerzo flector será:

$$\sigma'_{fa} = \frac{\beta_f}{C_s \times C_t \times C_T \times C_{carga} \times C_c} \times \sigma_{fa}$$

$$\sigma'_{fa} = 31,44 MPa$$

Y el esfuerzo alternante equivalente según Von Mises:

$$\sigma'_{aeq} = \sqrt{(\sigma'_{fa} + \sigma'_{Na})^2 + 3(\tau'_{ta})^2} = 31,44 MPa$$

- **Factor de seguridad a la fatiga:** Según la fórmula (2.22), tenemos:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{meq}}{540} + \frac{\sigma'_{aeq}}{270}$$

$$FS = 6,78$$

- **Factor de seguridad a la fluencia:** Según la fórmula (2.23), tenemos:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{Seq}}$$

El esfuerzo equivalente superior según Von Mises será:

$$\sigma_{Seq} = \sqrt{(\sigma_{fs} + \sigma_{Ns})^2 + 3(\tau_{ts})^2}$$

Donde $\sigma_{fs} = 19,5 MPa$ (esfuerzo de flexión superior)

$\sigma_{Ns} = 1,4 MPa$ (esfuerzo normal superior)

$\tau_{ts} = 9,6 MPa$ (esfuerzo de torsión superior)

$$\sigma_{Seq} = 26,7 MPa$$

Y como $\sigma_F = 230 MPa$, el factor de seguridad a la fluencia será:

$$FS = 8,6$$

Sección B

Esta sección se encuentra al extremo derecho y es crítica pues presenta un escalonamiento y esfuerzos. Las fuerzas y momentos que actúan en dicha sección son:

$$M_f = 1,03 \text{ Nm} \qquad F_c = 1217,8 \text{ N}$$

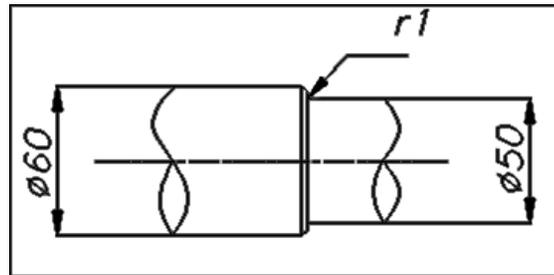


Figura 2.11 Geometría de la sección B

- Esfuerzos : Análogamente a lo expresado en el análisis de las secciones L y A, el comportamiento y componentes de los esfuerzos son los siguientes:

Esfuerzo de flexión: Alternante puro

$$\sigma_{fa} = \sigma_{fs} = \frac{32M_f}{\pi d^3} = 0,08 \text{ MPa} , \sigma_{fm} = 0$$

Esfuerzo cortante: Alternante puro

$$\tau_{ca} = \tau_{cs} = \frac{F_c}{\frac{\pi D^2}{4}} = 0,6 \text{ MPa} , \tau_{cm} = 0$$

- Factores que afectan la resistencia a la fatiga:
 - Coeficiente de superficie: Con $R_t = 10 \mu\text{m}$ y $\sigma_B = 540 \text{ MPa}$, obtenemos $C_S = 0,95$.
 - Coeficiente de tamaño: Con $d = 50 \text{ mm}$, para la flexión obtenemos $C_t = 0,65$.
 - Coeficiente de temperatura: Con $T = 100^\circ\text{C}$, obtenemos $C_T = 1,02$.
 - Coeficiente de carga: Considerando carga de flexión, torsión $C_{carga} = 1$.
 - Coeficiente de confiabilidad estadística: Sabiendo que la confiabilidad requerida es del 50%, obtenemos $C_c = 1$.
 - Factor de concentración de esfuerzos:

Con $D/d = 1,2$ y $r/d = 0,02$ el factor geométrico de concentración de esfuerzos es: $\alpha_f = 2,5$.

El factor de sensibilidad al entalle, usando la fórmula (2.27) será:

$$\eta = 0,39$$

Y el factor efectivo de concentración de esfuerzos según (2.28) es:

$$\beta_{Mf} = 1,58$$

- **Factor de seguridad a la fluencia**

El esfuerzo equivalente superior según Von Mises será:

$$\sigma_{Seq} = \sqrt{(\sigma_{fs} + \sigma_{Ns})^2 + 3(\tau_{cs})^2}$$

Donde $\sigma_{fs} = 0,08MPa$ (esfuerzo de flexión superior)

$\tau_{cs} = 0,6MPa$ (esfuerzo de corte superior)

$$\sigma_{Seq} = 1,04MPa$$

Dado que el esfuerzo equivalente es muy pequeño no es necesario calcular el factor de seguridad para afirmar que la sección B trabaja de forma segura.

Como se pudo observar en los cálculos, el árbol de transportador trabaja de forma confiable bajo el efecto de cargas estáticas y dinámicas según el análisis realizado.

Verificación de la deformación transversal por flexión

Ahora se verificará que la deflexión máxima del árbol esté dentro de lo permisible por el cilindro separador. Para esto, analizaremos el efecto que tienen sobre el árbol la fuerza cortante distribuida y los momentos flectores. En la *figura 2.12* podemos observar, con cierta exageración, la curva elástica que generan estas fuerzas y momentos.



Figura 2.12 Curva elástica de deflexión del árbol del transportador

Calculamos la ecuación de la curva elástica para poder determinar el punto exacto de la deflexión máxima y el valor de esta. Para esto utilizamos los diagramas de momento flector mostrado en la *figura 2.5*.

Con las ecuaciones que describen la curva del momento flector, calculamos la ecuación que describe la curva elástica y la pendiente de esta para toda la longitud del árbol. Pues, tal como lo indica Hibbeler 2006 [19], se cumplen las relaciones siguientes:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M_f \quad (2.29)$$

$$EI \varphi = \int M_f(d_x) \quad (2.30)$$

$$EI y = \iint M_f(d_x) \quad (2.31)$$

La deflexión máxima del eje se da en el tramo perteneciente a $x \in [1,368; 1,588]$. Por tal motivo se mostrará a continuación el análisis realizado para este tramo.

Según las ecuaciones (2.29), (2.30) y (2.31), para el tramo del árbol en mención tenemos:

- Para $x \in [1,368; 1,588]$

$$M_f = -(210,45)x^2 - 215,24x + 1076,58 \quad (2.32)$$

$$EI \varphi = -\frac{210,45}{3}x^3 - \frac{215,24}{2}x^2 + 1076,58x + C_{71} \quad (2.33)$$

$$EI y = -\frac{210,45}{12}x^4 - \frac{215,24}{6}x^3 + \frac{1076,58}{2}x^2 + C_{71}x + C_{72} \quad (2.34)$$

Donde C_{71} y C_{72} son constantes de integración.

Para poder resolver el sistema de ecuaciones y hallar el valor de las constantes C_i necesitamos de una solución además de las condiciones de borde. Por tal motivo hallamos el ángulo de deflexión del extremo izquierdo ($x=0$) mediante el *Teorema de Castigliano* [20]. En la *figura 2.13* se puede observar la representación del ángulo de deflexión mencionado.

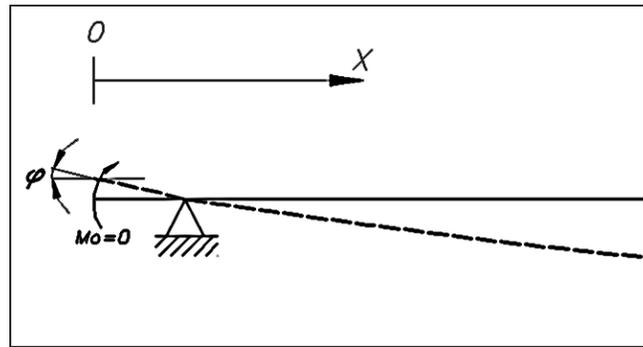


Figura 2.13 Ángulo de deflexión ϕ para $x=0$.

Como se puede observar en la *figura 2.13*, colocamos un momento flector de valor nulo en $x=0$. Luego hallamos la ecuación del momento flector para cada tramo del árbol en función de este momento nulo M_0 . Finalmente derivamos e integramos según lo planteado por el *Teorema de Castigliano* en la siguiente ecuación

$$\phi = \int_0^L \frac{M}{EI} \left(\frac{\partial M}{\partial M_0} \right) dL \quad (2.35)$$

Donde, para nuestro caso:

E: Módulo de elasticidad del acero AISI 304, 193 Gpa

I: Momento de inercia de la sección transversal del árbol, $6,36 \times 10^{-7} m^4$ y $3,07 \times 10^7 m^4$ según corresponda.

Después de plantear la ecuación (2.35) para toda la longitud del árbol, y tal como se observa en el Anexo 3-2, se obtiene que el ángulo de deflexión del árbol en $x=0$ es:

$$\phi = -(0,001)rad$$

El signo negativo del ángulo de deflexión se debe a que es en sentido horario y obedece a la convención de signos planteada en Hibbeler, R.C. [21].

Conocidos el ángulo de deflexión para $x=0$ y que la deflexión del árbol es nula en los puntos de apoyo ($y=0$ para $x=0,13$ y $x=2,382$), aplicamos continuidad y resolvemos el sistema de ecuaciones de la curva elástica. Como se muestra en el Anexo 3-2, obtenemos que las ecuaciones del ángulo de deflexión (ϕ) y de la curva elástica (y) del árbol para el tramo en análisis ($x \in [1,368; 1,588]$) son:

$$\phi = \frac{1}{EI} \left(-\frac{210,45}{3} x^3 - \frac{215,24}{2} x^2 + 1076,58x - 1097,85 \right) \quad (2.36)$$

$$y = \frac{1}{EI} \left(-\frac{210,45}{12} x^4 - \frac{215,24}{6} x^3 + \frac{1076,58}{2} x^2 - 1097,85x + 518,32 \right) \quad (2.37)$$

Ahora, ya estamos en condiciones de determinar la máxima deflexión del árbol pues para ese punto el ángulo de deflexión es nulo. Si igualamos la ecuación (2.36) a cero, obtenemos que la máxima deflexión del árbol ocurre en el siguiente punto:

$$x = 1,38$$

Finalmente, reemplazamos este valor en la ecuación (2.37) para determinar la deflexión máxima. De esto tenemos que la deflexión máxima tiene el siguiente valor:

$$y = -(1,1)mm$$

El tornillo transportador trabaja dentro de un cilindro separador. Por esto, y dado que este no es un árbol de transmisión común, la deflexión máxima permisible estará determinada por la separación que existe entre el transportador y el cilindro separador. En la *figura 2.14* se puede observar el ensamble mencionado.

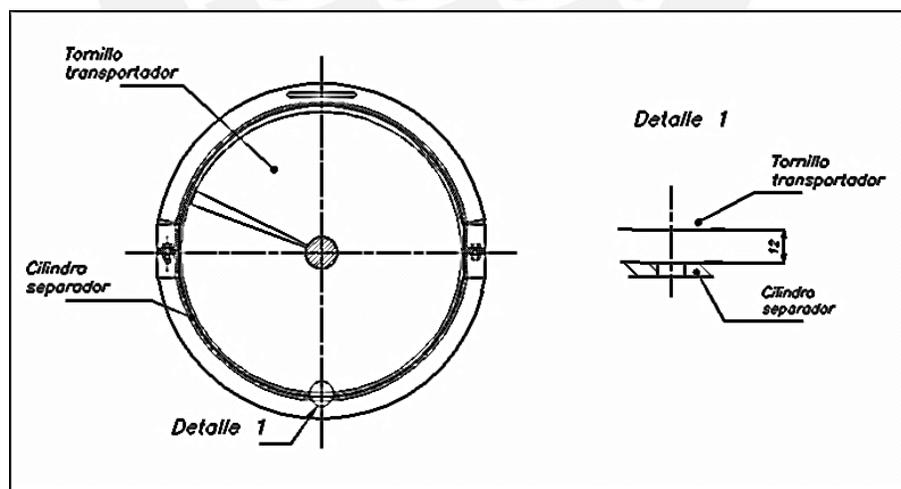


Figura 2.14 Ensamble transportador de tornillo – cilindro separador

En la *figura 2.14* observamos que la separación o “luz” que existe entre el transportador de tornillo y el cilindro separador es de 12mm. Como el árbol del transportador se deflecta 1,1mm como máximo, la deflexión del árbol está dentro de los valores permisibles.

- **Verificación por deformación torsional**

Ahora, se verificará que la deformación torsional del árbol producida por el momento torsor (M_t), que es transmitido desde el motor, esté dentro de los límites permisibles. La deformación torsional queda determinada por la siguiente expresión:

$$\phi = \int_0^l \frac{T(x)}{J(x) \times G} dx \quad (2.38)$$

Donde,

- Ø: Deformación torsional en radianes
- T: Momento torsor
- G: Módulo de elasticidad angular, 75 GPa
- J: Momento polar de inercia del árbol

En la *figura 2.5* se muestra el diagrama de momento torsor. Con este diagrama podremos evaluar la variación del momento torsor a lo largo del árbol del transportador.

Como se puede observar en la *figura 2.5*, el momento torsor en función de la longitud del árbol es:

- $x \in [0; 0,488]$, $M_t = 1428,6 Nm$
- $x \in [0,488; 2,028]$, $M_t = -(927,66)x + 1881,29$
- $x \in [2,028; 2,452]$, $M_t = 0 Nm$

El momento polar de inercia en función de la longitud del árbol es:

- $x \in [0; 0,13]$, $J = \frac{\pi}{2} (0,025)^4 = 6,13 \times 10^{-7} m^4$
- $x \in [0,13; 2,372]$, $J = \frac{\pi}{2} (0,03)^4 = 1,27 \times 10^{-6} m^4$

Teniendo en cuenta la variación del momento torsor y del momento polar de inercia, reemplazamos valores en la ecuación (2.38) y obtenemos que la deformación torsional es la siguiente:

$$\phi = \frac{1}{75 \times 10^9} \left[\int_0^{0,13} \frac{1428,6}{6,13 \times 10^7} dx + \int_{0,13}^{0,488} \frac{1428,6}{1,27 \times 10^6} dx + \int_{0,488}^{2,028} \frac{-(927,66)x + 1881,29}{1,27 \times 10^6} dx \right]$$

$$\phi = 0,021 rad$$

La deformación torsional máxima permisible es $\left(\frac{\phi}{L}\right)_{adm} = 0,5\% / m$ [22] y la deformación torsional para el caso en análisis expresada en unidades similares es:

$$\frac{\phi}{L} = 0,021 rad \times \frac{180^\circ}{\pi} \times \frac{1}{2,452 m}$$

$$\frac{\phi}{L} = 0,49\% / m$$

Entonces podemos concluir que el árbol del transportador trabajará dentro del rango permisible de deformación torsional.

Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos se utilizó como referencia el Catálogo General SKF [23], donde se indica que para velocidades de giro menores a 10 RPM se debe de seleccionar el rodamiento en función a la capacidad de carga estática. Como este es nuestro caso, aplicaremos esta metodología.

Para el extremo izquierdo del árbol del transportador se seleccionó un rodamiento rígido de bolas de contacto angular para compensar la carga axial a la que está sometido el árbol.

Como trabajaremos con un rodamiento rígido de bolas, la ecuación de la carga estática equivalente es planteada como sigue:

$$P_0 = 0,35 \times F_{rA} + 0,57 \times F_{aA} \quad (2.39)$$

Donde,

F_{aA} : Reacción axial en el extremo izquierdo, $F_{aA} = 11185,04 N$

F_{rA} : Reacción radial en el extremo izquierdo, $F_{rA} = 215,24 N$

Reemplazando valores en la ecuación (2.39), tenemos que la carga estática requerida es la siguiente:

$$P_0 = 6,4 KN$$

Ahora, si consideramos el tipo de funcionamiento como normal, el factor de seguridad S_0 será igual a 1. De esto tenemos que la capacidad de carga estática (C_0) es:

$$C_0 = S_0 \times P_0 \quad (2.40)$$

$$C_0 = 6,4KN$$

Por otro lado, es importante tener en cuenta el ángulo de deflexión del árbol en este punto de apoyo. Considerando que el rodamiento está ubicado a 0,13m del extremo izquierdo, utilizamos la ecuación del ángulo de deflexión del árbol, hallada en el Anexo 3.2, como sigue:

$$\phi = -\frac{1}{EI'} \left(\frac{210,45}{3} x^3 + 59,25 \right) \quad (2.41)$$

Si recordamos que para este caso:

E : Módulo de elasticidad, 193Gpa

I : Momento de inercia, $3,07 \times 10^{-7}$

$$\phi = 0,001 \text{ rad}$$

Según el Catálogo General SKF [24], los rodamientos rígidos de bolas tienen como máximo desalineamiento admisible 0,003rad. Entonces, el desalineamiento de árbol del transportador para este punto está dentro del rango permisible.

Considerando la capacidad de carga estática requerida, la desalineación del árbol y las exigencias que debe de cumplir el rodamiento del extremo izquierdo, se seleccionó el rodamiento de contacto angular SKF 7210 BECBJ.

Para el extremo derecho se seleccionó un rodamiento tipo CARB con la finalidad de compensar la dilatación y contracción del árbol debido a la variación de temperatura.

El análisis de este rodamiento se realizó de forma similar. Es así que tenemos que las reacciones en este apoyo son las siguientes:

$$F_{aB} = 0N$$

$$F_{rB} = 1394,88N$$

Dado que este rodamiento solo soporta cargas radiales, la carga estática será:

$$P_0 = 1,39KN$$

Si consideramos que el factor de seguridad estático S_0 es igual a 1 debido a las condiciones normales de trabajo, la capacidad de carga estática será:

$$C_0 = 1,39KN$$

Es necesario también analizar el ángulo de deflexión del árbol en el punto de apoyo entre el árbol y el rodamiento. Para esto, teniendo en cuenta que este rodamiento estará ubicado a 2,382m del extremo izquierdo, reemplazamos valores en la ecuación del ángulo de deflexión del árbol, hallada en el Anexo 3.2, como sigue:

$$\phi = \frac{1}{EI'} \left(-\frac{210,45}{3} x^3 - \frac{215,24}{2} x^2 + 1705,24x - 2234,36 \right) \quad (2.42)$$

$$\phi = 0,004rad$$

Según el Catálogo General SKF [25], los rodamientos tipo CARB tienen como máximo desalineamiento admisible $0,5^\circ$ o $0,0087rad$. Entonces el desalineamiento de árbol del transportador para este punto está dentro del rango permisible.

Finalmente, calculamos la dilatación longitudinal del árbol como sigue:

$$\Delta L = L_0 \times \alpha \times \Delta T \quad (2.43)$$

Donde,

L_0 : Longitud inicial, 2,45m

α : Coeficiente de dilatación térmica, $1,73 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

ΔT : Variación de temperatura, de 20°C a 100°C

Si reemplazamos valores en (2.43), tenemos:

$$\Delta L = 3,4 \times 10^{-3} m < 3,4 mm$$

Considerando la capacidad de carga estática requerida, la desalineación del árbol y las exigencias que debe de cumplir el rodamiento del extremo derecho, se seleccionó el rodamiento tipo CARB SKF C4910 V.

Para finalizar con la selección de rodamientos, como se muestra en el Anexo 3-3, se calculó la vida útil de estos considerando la carga dinámica equivalente y una velocidad de rotación igual a 6,5 rpm, que como se verá más adelante es la máxima velocidad a la que opera el transportador de tornillo. Como resultado se obtuvo que para ambos casos los rodamientos tienen una vida mayor a medio millón de horas con un 90% de fiabilidad.

Cálculo de la unión soldada entre la hélice y el árbol del transportador

Para la verificación de la unión soldada entre la hélice y el transportador de tornillo tomamos como dato de partida que el espesor de garganta seleccionado es 3mm [26] y que el material de aporte seleccionado es AWS A5.4 E308L-16 [27].

La hélice del tornillo transportador está compuesta por segmentos de hélice que pueden ser considerados en número de 8. Por motivos de cálculo **se dividirán las fuerzas y momentos externos actuantes sobre la hélice entre este número** y hallaremos las componentes normal y tangencial (ver *figura 2.15* como referencia).

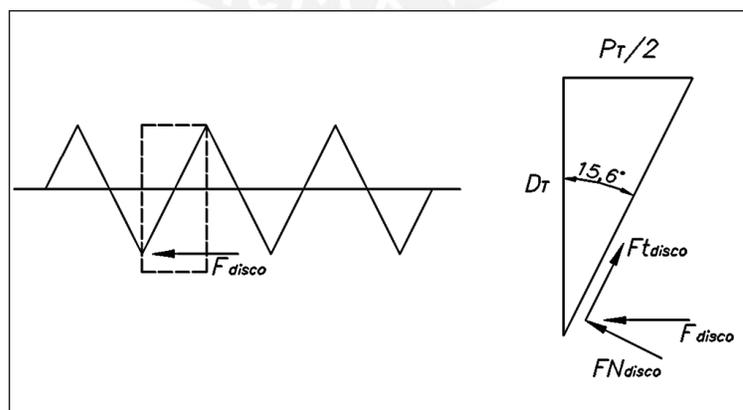


Figura 2.15 Fuerzas actuantes sobre caras del hélice del transportador

Además, se idealizarán los segmentos de la hélice como discos del mismo diámetro; y se evaluará el efecto que tienen las fuerzas, ya calculadas, sobre la unión soldada entre los discos y el árbol del transportador. En la *figura 2.16* se muestra la idealización mencionada líneas arriba.

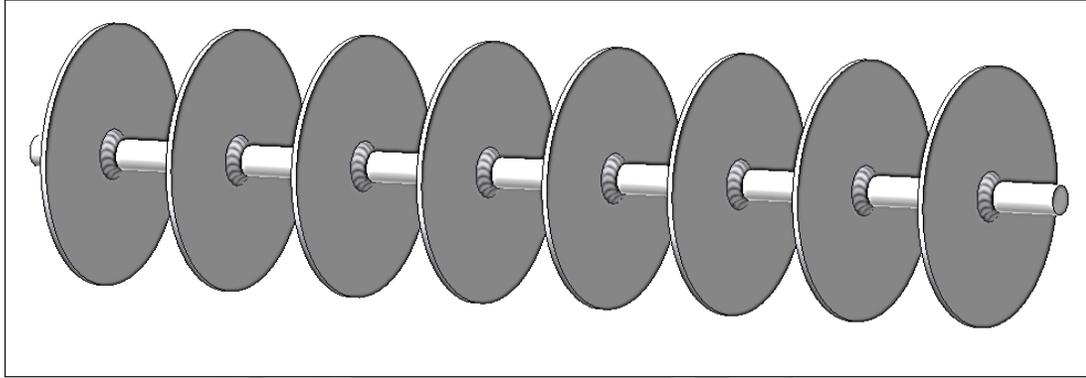


Figura 2.16 Idealización de la hélice del tornillo transportador

Si definimos F_{disco} como la fuerza que actúa sobre cada una de las caras de la hélice y M_{tdisco} como el momento torsor en cada uno de los segmentos de hélice, tenemos que las **fuerzas y momentos externos** que actúan sobre cada uno de los discos son:

$$F_{disco} = \frac{F_{axial}}{\#discos} = \frac{11185}{8} = 1398,13 \text{ N}$$

$$M_{tdisco} = \frac{M_t}{\#discos} = \frac{1428,6}{8} = 178,58 \text{ Nm}$$

De la *figura 2.15* se tiene que las componentes normal y tangencial de la fuerza F_{disco} son los siguientes:

$$F_{Ndisco} = F_{disco} \cos(\gamma) = 1398,13 \cos(15.6) = 1346,63 \text{ N}$$

$$F_{tdisco} = F_{disco} \text{sen}(\gamma) = 1398,13 \text{sen}(15.6) = 375,98 \text{ N}$$

Como producto de la idealización mencionada, y como se muestra en la *figura 2.17*, se verificará la unión soldada entre un disco de diámetro igual al diámetro del transportador ($D_T=0,51\text{m}$) y el árbol del transportador de diámetro $D = 0,06\text{m}$.

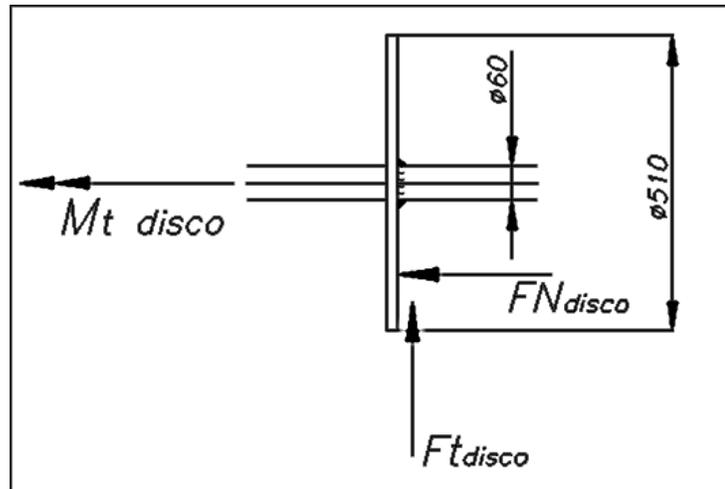


Figura 2.17 Unión soldada entre disco idealizado y árbol del transportador

Si trasladamos las fuerzas externas actuantes sobre el disco al centroide de la unión soldada tenemos el diagrama de cuerpo libre mostrado en la *figura 2.18*. Donde encontramos las siguientes fuerzas y momentos:

- $F_{N\ disco}$: Componente normal de F_{disco} , 1346,63 N
- $F_{t\ disco}$: Componente tangencial de F_{disco} , 375,98 N
- $M_{t\ disco}$: Momento torsor sobre cada uno de los discos, 178,58 Nm
- $M_{f\ disco}$: Momento flector en cada uno de los disco, $M_{f\ disco} = F_N \times 0,15 = 202\ Nm$

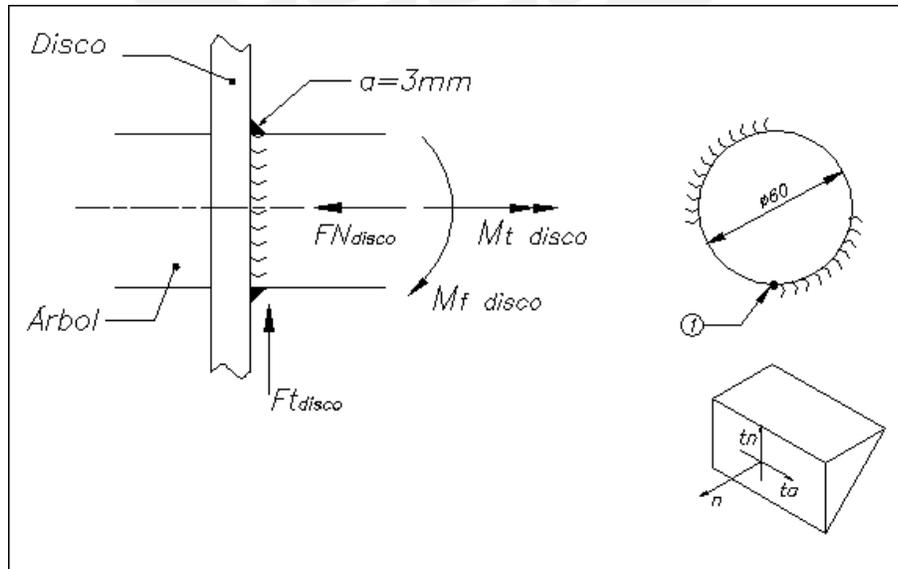


Figura 2.18 DCL de la unión soldada

Considerando que el punto más crítico es el punto 1 en el cateto mostrado en la *figura 2.18*, que el espesor de garganta es $a = 3mm$ y que se soldará solo medio perímetro de la junta hélice-árbol, se tiene lo siguiente:

Para el cordón de soldadura:

$$A_{normal} = A_{corte} = \frac{\pi}{2} (0,033^2 - 0,03^2) = 2,97 \times 10^{-4} m^2$$

$$I = \left[\frac{\pi}{4} (0,033^4 - 0,03^4) \right] \times \frac{1}{2} = 1,48 \times 10^{-7} m^4$$

$$J = \left[\frac{\pi}{2} (0,033^4 - 0,03^4) \right] \times \frac{1}{2} = 2,95 \times 10^{-7} m^4$$

Por tanto, definimos como:

t_a : Esfuerzo longitudinal al cordón

t_n : Esfuerzo paralelo al cateto

n : Esfuerzo normal al cateto

Entonces, los esfuerzos en el punto más crítico, y la forma en la que estos actúan, son los siguientes:

$$t_{a_{Mf}} = \frac{178,58 \times (0,03)}{2,95 \times 10^7} \times \frac{1}{10^6} = 19,98 MPa \quad \rightarrow \quad \text{Constante}$$

$$n_{FN} = \frac{1346,63}{2,97 \times 10^4} \times \frac{1}{10^6} = 4,53 MPa \quad \rightarrow \quad \text{Constante}$$

$$t_{n_{Fi}} = \frac{375,98}{2,97 \times 10^4} \times \frac{1}{10^6} = 1,26 MPa \quad \rightarrow \quad \text{Alternante}$$

$$n_{Mf} = \frac{202 \times (0,038)}{1,48 \times 10^7} \times \frac{1}{10^6} = 51,86 MPa \quad \rightarrow \quad \text{Alternante}$$

Los componentes medios y alternantes serán:

$$t_{a_m} = 19,98 MPa \quad n_{FN_m} = 4,53 MPa \quad t_{n_m} = 0 MPa \quad n_{Mf_m} = 0 MPa$$

$$t_{a_a} = 0 MPa \quad n_{FN_a} = 0 MPa \quad t_{n_a} = 1,26 MPa \quad n_{Mf_a} = 51,86 MPa$$

El esfuerzo equivalente medio es determinado como sigue:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{n_m^2 + 1,8(t_{n_m}^2 + t_{a_m}^2)} \quad (2.44)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{4,53^2 + 1,8(19,98)^2} = 27,19 MPa$$

Para el análisis de los esfuerzos alternantes, incluimos el factor de concentración de esfuerzos V_1 y el factor de la calidad de la unión V_2 . Ambos factores, tomados de Niemann (1979), son los siguientes:

Factor de concentración de esfuerzos V_1 :

$$\text{Para flexión: } V_{1f} = 0,7 \quad \text{Para corte: } V_{1L} = 0,35$$

Ahora, corregimos las cargas alternantes incluyendo efecto de factor V_1 :

$$t_{n_a} = 1,26 / 0,35 = 3,6 MPa$$

$$n_{Mf_a} = 51,86 / 0,7 = 74,09 MPa$$

Calculamos el esfuerzo equivalente alternante utilizando la siguiente expresión:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{n_a^2 + 1,8(t_{n_a}^2 + t_{a_a}^2)} \quad (2.45)$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{74,09^2 + 1,8(3,6)^2} = 74,25 MPa$$

Para verificar el factor de seguridad utilizamos la siguiente expresión:

$$FS = \frac{1}{\frac{\sigma_{eq'a}}{V_2 \sigma_{fAL}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_{\beta}}} \quad (2.46)$$

Donde,

σ_{β} : Esfuerzo máximo a la tracción, para material de aporte AWS A5.4 E308L-16, $\sigma_{\beta} = 550 MPa$

σ_{fAL} : Resistencia a la fluencia alternante, para AWS A5.4 E308L-16, $\sigma_{fAL} = 0,5 \times \sigma_{\beta} = 275 MPa$

V_2 : Factor de calidad de la unión, $V_2 = 0,8$ según DIN 1912

Si reemplazamos valores en expresión (2.46), tenemos que el factor de seguridad es el siguiente:

$$FS = 2,3$$

Este factor de seguridad nos indica que las juntas soldadas entre el árbol del tornillo transportador y las hélices del mismo trabajan de forma segura.

Cálculo de canal chavetero para el árbol del transportador

Se contempló el uso de chavetas al extremo izquierdo del árbol para transmitir la potencia desde el motor hasta el árbol del transportador. Teniendo en cuenta que el diámetro del árbol en la zona donde se harán los canales chaveteros es 50mm, seleccionamos la chaveta según DIN 6885 de la tabla del *anexo 3-4*. De esto, la sección rectangular de la chaveta seleccionada tendrá las siguientes medidas:

b : Ancho de la chaveta, 14mm

h : Alto de la chaveta, 9mm

Considerando ajuste fijo P9 para el canal chavetero del árbol y el cubo, las dimensiones de estos canales quedan definidas como sigue a continuación:

- Para el árbol:

$b_{\text{árbol}}$: Ancho del canal chavetero del árbol, 13,939 mm

t_1 : Profundidad de canal chavetero del árbol, 5,5 mm

- Para el cubo:

b_{cubo} : Ancho del canal chavetero del cubo, 13,939 mm

t_2 : Profundidad de canal chavetero del cubo, 3,3 mm

Se necesitan dos (2) chavetas para la transmisión de potencia desde el motor hasta el árbol del transportador. Por esto, la mínima longitud efectiva de las chavetas, en función a su verificación por aplastamiento, queda definida por la siguiente fórmula:

$$L_{ef} \geq \frac{2M_t}{d \times t \times p_{adm}} \times \frac{1}{\#chavetas} \quad (2.47)$$

Donde,

L_{ef} : Longitud efectiva de la chaveta

M_t : Momento torsor a transmitir, 1428,6 Nm

d : Diámetro menor del árbol, 50 mm

t : Sección de la chaveta que resiste fuerza producto de M_t , $t = h - t_1 = 3,5 \text{ mm}$

P_{adm} : Presión admisible del material. Para St 50 y con F.S.=1,5, $P_{adm} = 196 \text{ MPa}$.

Reemplazando valores en ecuación (2.47), tenemos que la longitud efectiva es la siguiente:

$$L_{ef} \geq 0,04m$$

Ahora, se procede a calcular la longitud L de la chaveta como sigue a continuación:

$$L \geq L_{ef} + b, L \geq 0,04 + 0,014$$

$$L \geq 0,054m$$

Entonces, seleccionamos como longitud normalizada de las chavetas 56mm y nos aseguramos de que estas no fallen por corte verificando la longitud efectiva como sigue a continuación:

$$L_{ef} \geq \frac{2M_t}{b \times d \times \tau_{adm}} \times \frac{1}{(\#chavetas)} \quad (2.48)$$

Donde,

τ_{adm} : Esfuerzo cortante admisible, para St50 y considerando F.S=1,5, $\tau_{adm} = 113,5 \text{ MPa}$

Si reemplazamos valores en ecuación (2.48), tenemos por resultado lo siguiente:

$$L_{ef} \geq 36mm$$

Como la longitud normalizada escogida para las chavetas es 56mm, se puede concluir que estas no fallarán por corte.

Se tiene entonces que las chavetas seleccionadas son: 2 chavetas DIN 6885 de sección rectangular de 14mm x 9mm x 56mm.

2.1.1.2. Dimensionamiento del cilindro separador

Como se concibió el diseño del equipo escaldador en la sección 1.4.2 “Equipo escaldador” el agua de escaldado es calentada con un serpentín por el que circula vapor de agua. Con respecto a esto, y como se puede ver en la *figura 2.19*, el cilindro separador cuenta con perforaciones en el semi-cilindro inferior. Estas cumplen las siguientes funciones:

- Permitir que los productos estén en contacto con el agua caliente para lograr el escaldado de estos.
- Mantener separados los productos y el serpentín de calentamiento del agua, ya que si estos llegan a estar en contacto, el producto se deteriorará debido a sobre cocciones.

Cada una de las secciones del cilindro separador (*figura 2.19*) está compuesta por una plancha rolada de acero inoxidable AISI 304. Estas planchas van soldadas a perfiles tipo L mediante cordones de soldadura de espesor de garganta $a_{\min}=3\text{mm}$.

Los apoyos de este cilindro están sometidos únicamente a esfuerzos debido al peso del mismo ya que la superficie del semi-cilindro inferior cuenta con perforaciones casi en su totalidad; por lo que no soporta el peso del agua filtrada. Por tal motivo es suficiente tener en cuenta las recomendaciones del espesor de garganta $a_{\min}=3\text{mm}$ de los cordones de soldadura (*Eurocódigo 1994*) para asegurar que el cilindro trabaja de forma confiable

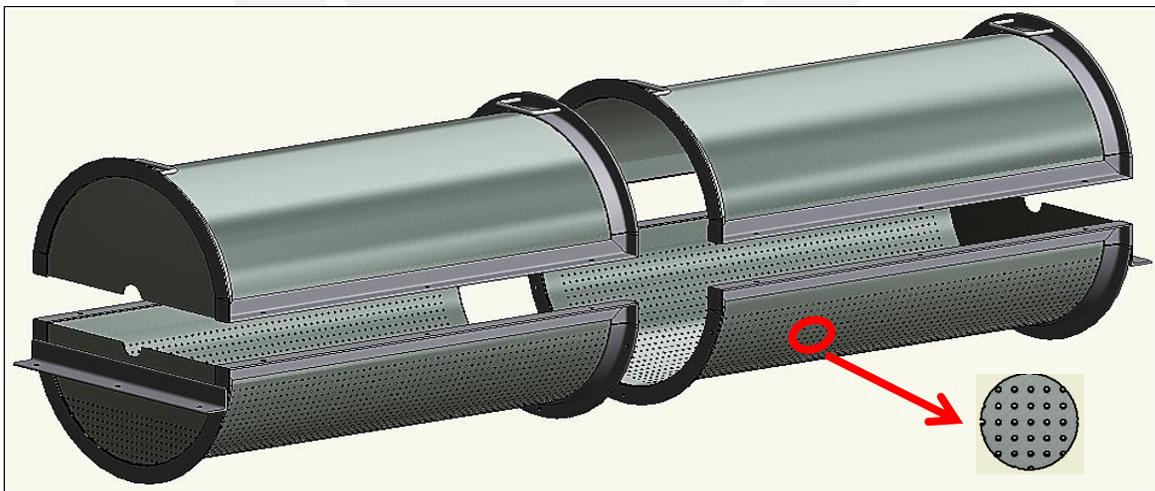


Figura 2.19 Secciones de cilindro perforado

2.1.2. Sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión de potencia debe de tener, además de la capacidad de proporcionar baja velocidad rotacional y alto torque, la posibilidad de graduar las revoluciones del transportador en un rango continuo de valores.

La solución práctica por la que se optó fue la de emplear, como se muestra en la *figura 2.20*, un variador de velocidad (3), para poder configurar diferentes valores de rotación del transportador (que gira en sentido anti-horario); un motorreductor (1); y una transmisión por cadena (2).

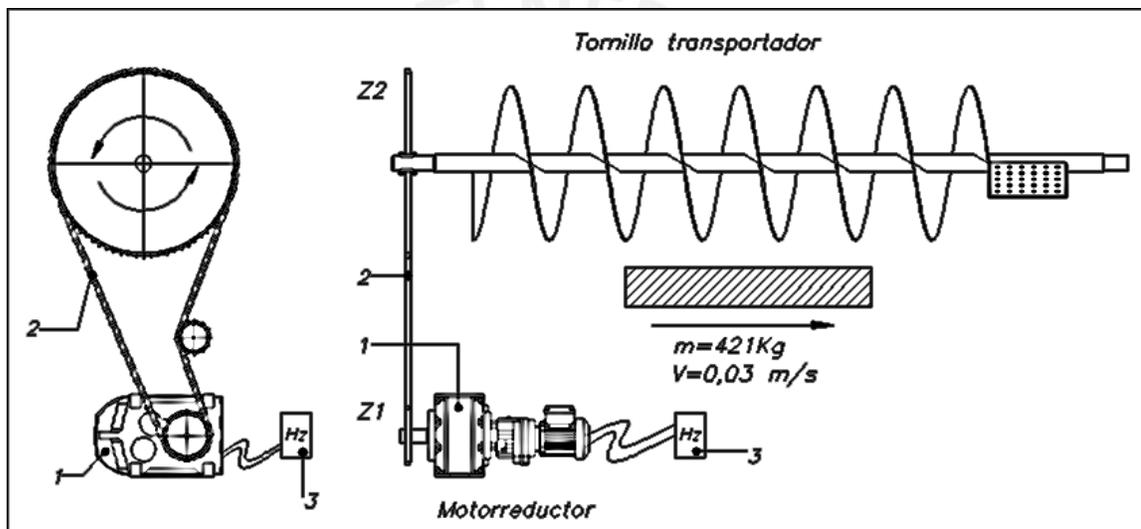


Figura 2.20 Esquema del sistema de transmisión

El sistema descrito en la *figura 2.20* funciona de la siguiente manera:

- Durante la etapa de calentamiento del agua de escaldado, el motor arranca a frecuencia nominal. En el reductor se reduce la velocidad e incrementa el torque según su relación de transmisión. La relación de transmisión del sistema de cadenas es $i_{cadena} = 1$, para conseguir un mayor número de revoluciones del transportador y así proveer la agitación necesaria al agua de escaldado durante su calentamiento.
- Para el escaldado de productos, se cambia la rueda conducida del sistema de transmisión por cadenas para que la relación sea $i_{cadena} = 4$. El motor arranca en frecuencia nominal y una vez que está en funcionamiento se accionan el variador de

velocidad que, sumado al reductor, reducirá la velocidad del transportador de tornillo en un rango continuo de valores para poder cumplir con las condiciones de escaldado de los distintos tamaños de alcachofas.

En el momento de arranque de ambas etapas, el motor deberá de mover, además de todo el sistema de transmisión y el tornillo transportador, una masa de 421Kg de líquido de escaldado. El motor a seleccionar será de 4 polos debido a su mayor disponibilidad en el mercado.

2.1.2.1. Selección del Motorreductor

Como el sistema de transmisión contempla el uso de cadenas y un motorreductor, la potencia para la selección del motor del motorreductor es calculada como sigue:

$$P_{motor} = \frac{P_T}{\eta_{cadena} \times \eta_{reductor}} \times C_s \quad (2.49)$$

Donde,

- P_T : Potencia del transportador, $0,07\text{KW}$
- η_{cadena} : Eficiencia de la transmisión por cadena, $\eta_{cadena} = 0,85$
- $\eta_{reductor}$: Eficiencia del reductor, $\eta_{reductor} = 0,8$
- C_s : Factor de servicio, $C_s = 1,5$

Reemplazando valores en (2.49), tenemos:

$$P_{motor} = 0,15\text{KW}$$

Esta potencia es la necesaria para cumplir con las condiciones de operación del equipo. Sin embargo, este valor solo nos servirá como punto de partida para la selección del motorreductor pues es necesario considerar el arranque del mismo ya que en esta etapa se tiene que vencer toda la inercia del sistema de transmisión y transporte.

Teniendo en cuenta lo expuesto, tenemos que el motorreductor seleccionado del catálogo comercial SEW [28] es del modelo R77 R37 DRE80M4 cuyos datos técnicos son los siguientes:

- Motor trifásico, DRE80M4, de 4 polos y 60 Hz con los siguientes datos nominales:

$$P_{motor} = 0,75 \text{ Kw} \langle \rangle 1\text{Hp} \quad T_N = 5 \text{ Nm} \quad T_{min} = 2,1 T_N$$

$$N_{motor} = 1740 \text{ RPM} \quad J_M = 21,5 \times 10^{-4} \text{ Kgm}^2 \quad T_{m\acute{a}x} = 2,8 T_N$$

- Reducción de 2 etapas de engranajes cilíndricos, R77 R37, que tienen una capacidad de torque máximo igual a 980Nm y una relación de transmisión $i = 260$. Para mayor detalle, consultar fiche técnica adjunta en el Anexo 3-5.

Torque acelerante para el arranque

Calculamos el torque de aceleración (T_a) según las siguientes fórmulas:

$$T_a = T_M - T_C \quad (2.50)$$

Donde, el torque medio del motor (T_M) y el torque de carga (T_C) referido al motor son determinados, según Gugliandolo (1989), como sigue:

$$T_M = 0,85^2 \times (T_{min} + T_{max}) / 2 \quad (2.51)$$

$$T_C = \frac{1,5 \times M_t}{i_{reducción}} \quad (2.52)$$

Teniendo en cuenta que el momento torsor requerido para el accionamiento y transporte de los productos es $M_t = 1428,6 \text{ Nm}$, reemplazamos valores en las ecuaciones (2.51) y (2.52) y obtenemos:

$$T_M = 8,85 \text{ Nm} \quad T_C = 8,24 \text{ Nm}$$

Como el torque medio del motor es mayor al torque de la carga existe torque acelerante positivo y el motor si podrá arrancar. Entonces, el siguiente paso en la selección del

motorreductor será verificar que el tiempo de arranque del motor está en el tiempo admisible para evitar recalentamientos.

Tiempo de arranque

Para la verificación del tiempo de arranque se tomarán en cuenta las **características del arranque en la etapa de escaldado** pues esta presenta mayor solicitud de potencia y torque.

Debido a la elevada carga de inercia que se presenta en este caso, se verificará que el tiempo de arranque del motor sea menor al tiempo recomendado [29] para la potencia considerada.

En el arranque, se tendrá una aceleración producida por el par de aceleración disponible del motor (par motor menos par de la carga), del cual depende el tiempo de arranque.

Así, tenemos que el tiempo de arranque puede ser calculado, según Gugliandolo [30], como sigue:

$$t_a = \frac{J_{total} \times N_M}{9,55(T_M - T_C)} (s) \quad (2.53)$$

Donde,

- J_{total} : Inercia total ($Kg.m^2$)
- N_M : Velocidad de operación del motor (rpm)
- T_M : Torque medio del motor ($N.m$)
- T_C : Torque medio de la carga durante el arranque ($N.m$)

La inercia total movida (J_T) incluye además de las masas de la carga, la inercia del tornillo transportador, de las ruedas dentadas, del reductor y del motor. Como se puede ver en la *figura 2.21*, el transportador de tornillo moverá, en el momento del arranque, 421Kg de agua de escaldado.

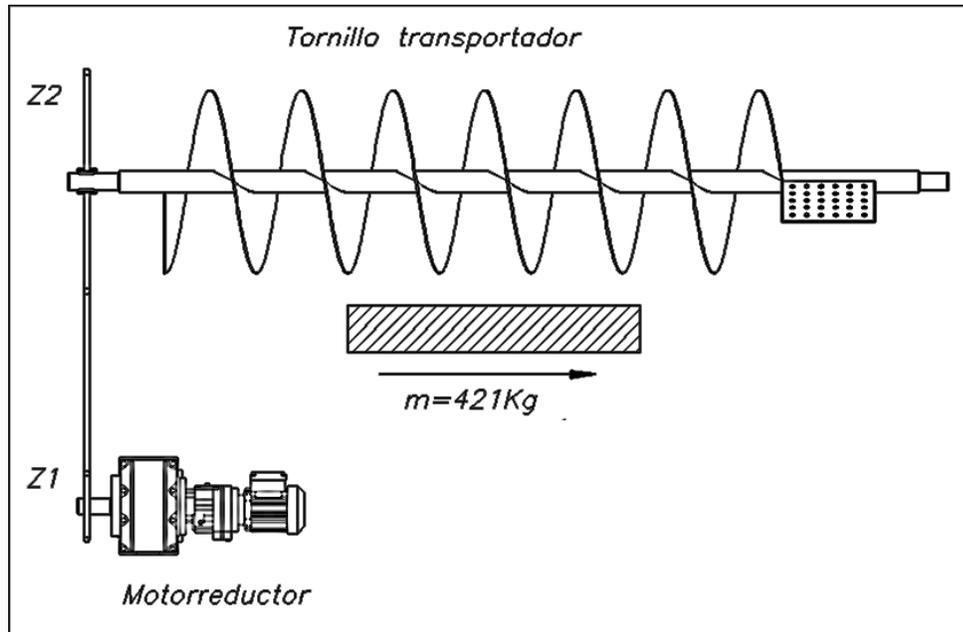


Figura 2.21 Esquema para cálculo de inercias

Teniendo como referencia la *figura 2.21* y sin considerar los engranajes de la caja reductora pues sus inercias no son determinantes al ser de radios pequeños, la inercia total del sistema de transmisión, referida al eje del motor, queda definida como sigue:

$$J_{Total} = J_M + J_{Z1} \left(\frac{N_{Z1}}{N_M} \right)^2 + J_{Z2} \left(\frac{N_{Z2}}{N_M} \right)^2 + J_T \left(\frac{N_T}{N_M} \right)^2 + m \left(\frac{v_T}{\omega_M} \right)^2 \quad (2.54)$$

Hallamos los datos de inercia con ayuda del programa Autodesk Inventor Profesional 2011 y las velocidades de la condición de operación **para el arranque de la etapa de escaldado** y reemplazamos datos en (2.54) como sigue:

- J_{Total} : Inercia de la masa total ($Kg.m^2$)
- J_M : Inercia del motor ($21,5 \times 10^{-4} Kg.m^2$)
- J_{Z1} : Inercia del piñón motriz ($0,006 Kg.m^2$)
- J_{Z2} : Inercia de la rueda conducida ($1,7 Kg.m^2$)
- J_T : Inercia del transportador de tornillo ($1,53 Kg.m^2$)
- N_{Z1} : Velocidad del piñón motriz, salida del motorreductor, ($6,7 RPM$)
- N_{Z2} : Velocidad de la rueda conducida, considerando $i_{cadena} = 4$, ($1,7 RPM$)

- N_T : Velocidad del transportador de tornillo, igual a rueda conducida, (1,7RPM)
 v_T : Velocidad lineal del agua de escaldado, según (2.3), (0,007m/s)
 N_M : Velocidad del motor (1740RPM)
 ω_M : Velocidad del motor (182,21rad/s)

Si reemplazamos estos valores en la ecuación (2.54) tenemos que la inercia total es:

$$I_T = 0,00218Kg.m^2$$

El torque medio del motor (T_M) puede aproximarse, según la referencia [31], como sigue:

$$T_M = 0,85^2 \times (T_{\min} + T_{\max}) / 2 \quad (2.55)$$

Donde el T_{\min} y T_{\max} vienen dados en el catálogo del fabricante y para este caso son 2,1 y 2,8 veces el $T_{NOMINAL}$ respectivamente. Como este torque nominal es $T_N = 5 Nm$, tenemos que el torque medio del motor es el siguiente:

$$T_M = 8,85Nm$$

El torque medio de carga (T_C) es recomendado por el tipo de máquina como el 150% del torque a plena carga referido al motor [32]. Entonces:

$$T_C = \frac{1,5 \times M_t}{i_{reductor}} = \frac{1,5 \times 1428,6}{260} = 8,24Nm$$

Finalmente, de la ecuación (2.53), tenemos que el tiempo de arranque del motor es:

$$t_a = 0,7s$$

Este último valor es menor que el máximo tiempo recomendado por Gugliandolo [30] para la puesta en marcha del motor ($t_{máx} = 6s$), y por tanto queda verificado el tiempo de arranque de este.

2.1.2.2. Cálculo de cadenas

El cálculo de cadenas fue realizado según el manual denominado “*Guía del diseñador RENOLD*” [33], las consideraciones tomadas para su desarrollo se muestran a continuación.

Según las recomendaciones del manual mencionado se asignó al piñón motriz del sistema el mínimo número de dientes, esto es $Z_1 = 19$. Por otro lado, como ya mencionamos se cuidó que las ruedas de esta transmisión no sean de gran tamaño, por esto se asignó que la relación de transmisión del sistema de cadenas sea $i_{cadena} = 4$. Con esto tenemos que el número de dientes de la rueda conducida, montada en el árbol del transportador, es $Z_2 = 76$.

Para la selección del tipo de cadena, se tomó en cuenta la potencia a transmitir calculada en la selección del motorreductor. Esto es:

$$P_{transmitir} = 0,15KW$$

Esta potencia tiene que ser corregida con los factores de aplicación (f_1) y de diente (f_2) presentes en las tablas del Anexo 3-6. Una vez conocidos estos factores de corrección, calculamos la potencia a seleccionar como sigue:

- Factor de aplicación, $f_1 = 1$
- Factor de diente, $f_2 = 1$

$$P_{seleccionar} = P_{transmitir} \times f_1 \times f_2 \quad (2.56)$$

$$P_{seleccionar} = 0,15KW$$

Con esta potencia ($P_{seleccionar} = 0,15KW$), procedemos a seleccionar el tipo de cadena de la tabla de selección ISO del Anexo 3.6.

Debido a que las revoluciones del piñón motriz van a menos de 10 RPM, seguimos la recomendación de multiplicar la potencia por $10/n$ [33], donde n es la velocidad del piñón

motriz, e ingresar al gráfico de selección con 10 RPM como velocidad de rotación del piñón motriz. De esto tenemos que la cadena seleccionada es el tipo simple con 1" o 25,4 mm de paso y que la lubricación de la misma será de modo manual.

El siguiente paso es calcular el largo de la cadena, para esto aplicamos la siguiente fórmula:

$$L = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{P} + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \times P}{C} \quad (2.57)$$

Donde,

- L : Largo de la cadena en eslabones
- Z_1 : Número de dientes del piñón motriz, $Z_1 = 19$
- Z_2 : Numero de dientes del piñón conducido, $Z_2 = 76$
- C : Distancia prevista entre centros, 36 pasos, $C = 36 \times 25,4 = 914,4 \text{ mm}$
- P : Paso de la cadena, $P = 25,4 \text{ mm}$

Si reemplazamos valores en la ecuación (2.57), tenemos el siguiente resultado:

$$L = 121,13 \Rightarrow \text{Tomamos } L = 122 \text{ eslabones}$$

Con el dato del largo de la cadena, podemos calcular la distancia exacta C' entre centros con la siguiente expresión:

$$C' = \frac{P}{8} \left[2L - Z_2 - Z_1 + \sqrt{(2L - Z_2 - Z_1)^2 - \left(\frac{\pi}{3,88} (Z_2 - Z_1)^2\right)} \right] \quad (2.58)$$

Reemplazando valores en la formula (2.58) tenemos:

$$C'_{\text{escalado}} = 917,2 \text{ mm}$$

Ahora, considerando que utilizaremos un tensor para el ajuste de la cadena, agregaremos 2 pasos a la longitud de esta según las recomendaciones del catálogo RENOLD [34]. De esto tenemos que la longitud total de la cadena, en pasos, es la siguiente:

$$L_{\text{escalado}} = 124 \text{ eslabones}$$

Para continuar con el cálculo de cadenas, se determinó la longitud de la cadena a usar durante la etapa de calentamiento del agua de escaldado. Teniendo en cuenta que en este caso ambas ruedas serán de igual número de dientes $Z = 19$ y que se instalará un tensor de cadenas, utilizamos las ecuaciones (2.57) y (2.58) para calcular la longitud de la cadena y la distancia entre centros respectivamente. Se obtuvo lo siguiente:

$$L_{calentamiento} = 94 \text{ eslabones} \quad C'_{calentamiento} = 927,1 \text{ mm}$$

Finalmente, la fuerza originada en el sistema de transmisión por cadenas puede ser calculada, según el catálogo RENOLD [35], como sigue:

$$F_{cadena} = \frac{1000 \times P_{transmitir}}{v} \text{ (N)} \quad (2.59)$$

$$v = \frac{n_1 \times Z_1 \times P}{60000} \text{ (m/s)} \quad (2.60)$$

Donde,

- n_1 : Mínimas revoluciones del piñón motriz, 0,47 RPM
 Z_1 : Número de dientes del piñón motriz, $Z_1 = 19$
 P : Paso de la cadena, $P = 25,4 \text{ mm}$

Si reemplazamos valores en (2.59) y (2.60), tenemos:

$$F_{cadena} = 6666,6 \text{ N}$$

Como ya se mencionó, se utilizará un tensor de cadena por el lado flojo de la transmisión (tener en cuenta que el tornillo transportador gira en sentido anti horario) y estará ubicado en la parte exterior de esta. El tensor disminuirá la vibración de la transmisión y alargará la vida útil de los elementos de este sistema. El tensor seleccionado en función del tipo de cadena del catálogo ROSTA [36] es el siguiente:

- Tensor automático ROSTA SE-38
- Juego de piñón de $Z=13$, ROSTA N1"-20S

2.1.2.3. Selección del variador de velocidad

Durante la operación de escaldado de productos, después del arranque del motorreductor del equipo, se accionará un variador de velocidad para poder disponer de un rango de velocidades continuo. De esta manera, se podrá cumplir con las velocidades requeridas para el escaldado de alcachofas de diferentes tamaños.

El variador de velocidad seleccionado es del tipo vectorial. Con este tipo de control conseguimos variar la velocidad con la posibilidad de mantener el torque del motor. La información de este tipo de control es adjuntada en el Anexo 3-7.

Los datos técnicos del variador de velocidad seleccionado, son los siguientes:

- Marca : Delta electronics
- Modelo : VFD007C43A
- Potencia motor : 1 HP
- Serie : C2000
- Alimentación : 460V/3fases

2.1.3. Recipiente de agua de escaldado

El recipiente de agua cumple la función de contener el agua de escaldado y de alojar al serpentín encargado del calentamiento de esta. Este recipiente, como se ve en la *figura 2.22*, está conformado por un contenedor de agua y por una tapa superior que cubre el equipo escaldador y aísla el cilindro separador y el tornillo transportador del ambiente exterior.

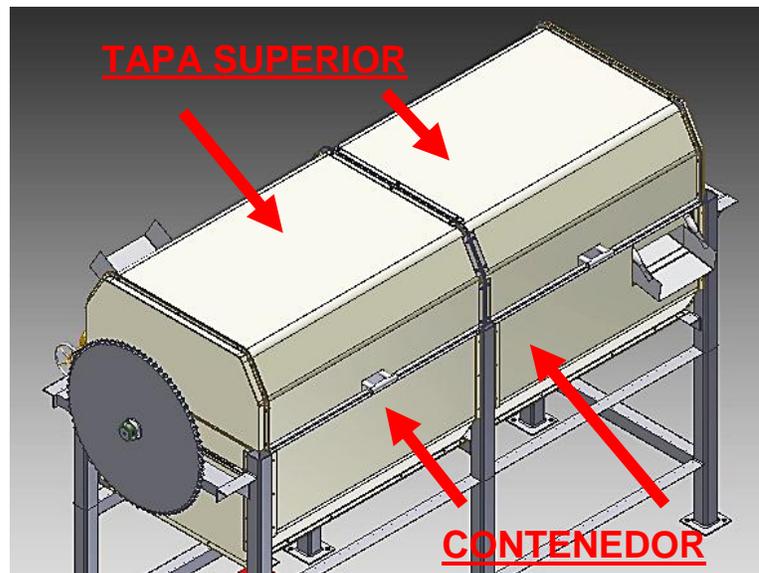


Figura 2.22 Disposición del recipiente de agua

El contenedor de agua y la tapa superior están hechas por doblado y soldado de planchas de acero inoxidable AISI 304 de 4 y 2mm de espesor respectivamente. Para la selección del espesor de plancha del contenedor, se tuvo en consideración que en este irán soldados soportes para el alojamiento del serpentín además de niples para la instalación de válvulas y un visor de nivel.

Para asegurarnos de la confiabilidad del contenedor de agua, se realizó un análisis de esfuerzos empleando el programa Autodesk Inventor Professional 2010 el cual se detalla a continuación.

Las fuerzas que actúan sobre la base y paredes laterales del contenedor son las siguientes:

- Sobre la base del recipiente el peso del agua contenida ejerce la siguiente fuerza distribuida.

$$P_{base} = \frac{\text{Peso}_{\text{agua}} \times 9,81 \frac{m}{s^2}}{\text{Área}_{\text{base}}} \quad (2.61)$$

$$P_{base} = \frac{421 \text{kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2}}{1,17 \text{m}^2} = 3,5 \text{KN} / \text{m}^2$$

- En las paredes laterales del contenedor actúa una fuerza distribuida determinada por la altura (h) del agua almacenada. Esta fuerza es determinada como sigue:

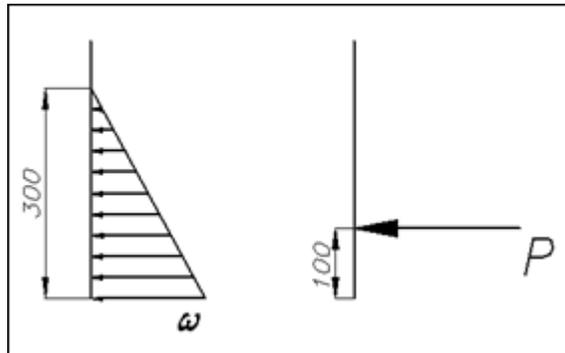


Figura 2.23 Fuerza en paredes del contenedor

$$\omega = \rho \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times h \quad (2.62)$$

$$\omega = 1000 \frac{Kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2} \times 0,3m = 2943 \frac{N}{m^2}$$

Si tenemos en cuenta que las áreas de las superficies laterales son $0,21m^2$ y $0,3m^2$, las fuerzas en estas paredes serán:

$$P_1 = \omega \times 0,21m^2 = 618N$$

$$P_2 = \omega \times 0,3m^2 = 883N$$

Conocidas las fuerzas sobre las paredes, el diagrama de cuerpo libre del contenedor, teniendo en cuenta las reacciones y restricciones ejercidas por la estructura, quedará definido como se muestra en la *figura 2.24*.

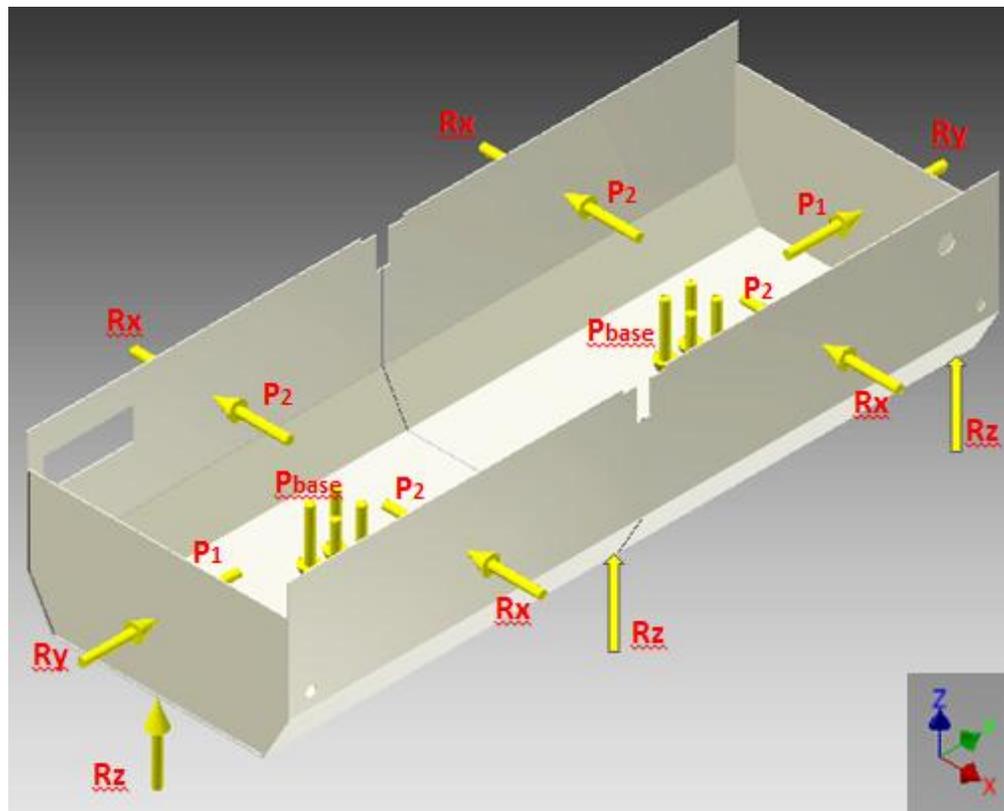


Figura 2.24 DCL contenedor de agua

Los resultados obtenidos del análisis en mención, teniendo en cuenta que tanto las planchas como los cordones de soldadura son de material inoxidable, son resumidos en la siguiente tabla.

Tabla 2.1 Resultados de análisis de esfuerzos del contenedor de agua

Nombre	Mínimo	Máximo
Masa	115.692 kg	
Esfuerzo de Von Mises	0 MPa	140.176 MPa
Desplazamiento	0 mm	1.53085 mm
Factor de seguridad	4.3 ul	15 ul

El factor de seguridad con el que trabaja el contenedor es alto debido a que utilizamos cordones de soldadura continuos para hermetizar el contenedor y planchas gruesas para poder soldar a estas los soportes del serpentín.

Por otro lado, con el objeto de hermetizar las juntas entre el recipiente y las tapas de este se colocarán cintas de caucho butílico, de esta manera se evitarán posibles fugas causadas por salpicaduras de agua.

Finalmente, se instalará un visor de nivel para supervisar el nivel del agua en el contenedor. Este visor será de tipo acorazado y de marca FRANKO, sus características técnicas se detallan a continuación:

Temperatura máxima	:	150°C
Max. Altura de medición	:	35 cm
Diámetro de conexión	:	1/2" NPT

2.1.4. Dimensionamiento de las bandejas de carga y descarga

La carga y descarga de los productos se realizará a través de bandejas, el dimensionamiento de estas debe de garantizar el flujo constante de material para evitar estancamientos con los consecuentes problemas que esto ocasionaría a los productos.

Bandeja de carga

La velocidad de ingreso de los productos será igual en magnitud a la velocidad de transporte del transportador de tornillo. Por esto, la bandeja de carga se dimensionó buscando igualar el flujo volumétrico de alcachofas en el ingreso, por la tolva, y en el transporte, por el tornillo transportador.

La capacidad másica de transporte de alcachofas es $Q_{alcachofas} = 183,5 \frac{Kg}{hr}$ y teniendo en cuenta que, como se muestra en el Anexo 2, la densidad de la alcachofa es $\rho_{alcachofa} = 1050 \frac{Kg}{m^3}$ hallamos el flujo volumétrico \dot{V} , en $\frac{m^3}{s}$, como sigue a continuación:

$$\dot{V} = \frac{Q_{alcachofas}}{\rho_{alcachofa}} \times \frac{1}{3600} = 4,7 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} \quad (2.61)$$

Una vez conocido el flujo volumétrico de alcachofas y dado que la velocidad de ingreso es igual en magnitud a la velocidad de transporte $V_T = 0,002 m/s$ (de ec. 2.3), podemos hallar el área mínima de la sección de la bandeja (A_{carga}) como sigue a continuación:

$$\dot{V} = V_T \times A_{carga} \quad (2.62)$$

$$A_{carga} = 0,0235m^2$$

Como se puede ver en la *figura 2.25*, el área transversal de la bandeja de carga cumple con los requerimientos mencionados.

Bandeja de descarga

Se evaluó el caso en el que se tiene el mínimo valor de revoluciones, en este la velocidad de giro es igual a $N = 0,47 \text{ RPM}$ y la descarga de productos se realizará cada 2 minutos.

Para el dimensionamiento de esta bandeja se buscó que sus dimensiones garanticen que en cada descarga de productos, una por cada revolución del tornillo transportador, se evacue el mismo número de productos que ingresa al equipo durante el tiempo en el que el mecanismo de descarga no viene cumpliendo con su función (2min).

Como se puede observar en la *figura 2.25*, las medidas asignadas a la bandeja de descarga son de $300 \times 256 \times 79 \text{ mm}$. Con estas dimensiones se permite el flujo de 18 alcachofas, número promedio de ingreso de estas en 2min, en cada descarga del equipo escaldador.

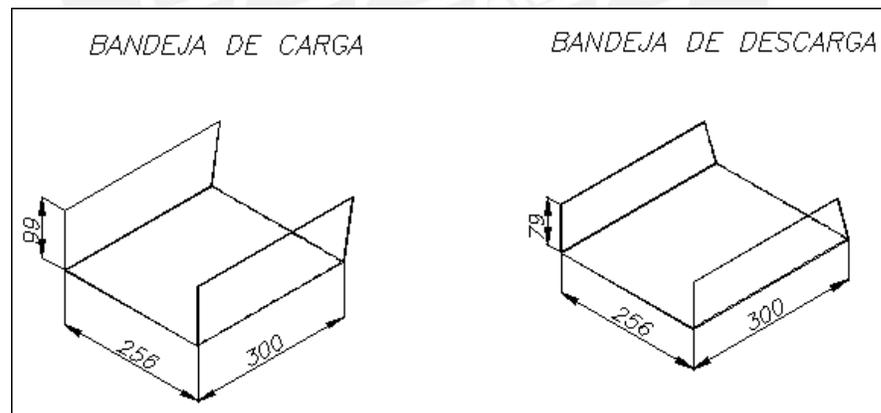


Figura 2.25 Esquemas de bandejas de carga y descarga

2.1.5. Cálculo de la estructura

Para el dimensionamiento de la estructura se partió de las dimensiones del sistema de transporte, sistema de transmisión de potencia, del recipiente de agua y de los requerimientos para la sujeción de los elementos como chumaceras, cilindro perforado y motorreductor.

El diseño de esta contempla la utilización de perfiles ANSI L 2" x 2" x 3/16", ANSI C 3" x 6 y tubos cuadrados de 2 1/2"x2 1/2"x3/16" ambos de acero estructural ASTM A36. El análisis de la resistencia de la estructura se realizó empleando elementos finitos, para esto se utilizó el programa Autodesk Inventor Profesional 2011, que es un software de diseño y simulación en 3D. Las cargas que soporta la estructura se originan por el peso de los elementos, las fuerzas en el sistema de transmisión por cadenas y las reacciones en el tornillo transportador. Estas cargas fueron clasificadas por sistemas y se muestran a continuación:

Sistema de transporte

- Peso del transportador de tornillo: Este peso estará soportado en 2 puntos, por lo que tenemos la siguiente fuerza F_1

$$Peso_{transportador} = 1099,78 N$$

$$F_1 = \frac{Peso_{transp}}{2}$$

- Peso del cilindro separador: Es soportado en 6 puntos, la fuerza F_2 será:

$$Peso_{cilindro} = 1384,76 N$$

$$F_2 = \frac{Peso_{cilindro}}{6}$$

- Fuerza axial en el tornillo transportador:

$$F_3 = F_{axial} = 11185N$$

Sistema de transmisión de potencia

- Peso del motorreductor: Soportado en 2 puntos, la fuerza F_4 será la siguiente

$$Peso_{motorreductor} = 539,55 N$$

$$F_4 = \frac{Peso_{motorreductor}}{2}$$

- Fuerza en transmisión por cadenas: Transmitidas a los apoyos del motorreductor, la fuerza F_5 será la siguiente

$$F_{cadena} = 6'666,6N$$

$$F_5 = \frac{F_{cadena}}{2}$$

Recipiente o cuba de agua

- Agua: El peso del agua será soportado por los 3 apoyos en los que se aloja el contenedor. Entonces definimos la fuerza F_6 como sigue

$$P_{agua} = 4130 N$$

$$F_6 = \frac{P_{agua}}{3}$$

- Cuba: Resistida en su totalidad, contenedor y tapa, en 7 puntos.

$$P_{recipiente} = 5948.31 N$$

$$F_7 = \frac{P_{agua}}{7}$$

Las patas de la estructura estarán ancladas al piso por lo que se tiene restricción de empotramiento (tres fuerzas y tres momentos de reacción) en cada una de las seis bases.

La disposición de las cargas sobre la estructura y los esfuerzos de Von Mises calculados mediante el análisis de elementos finitos se muestran en la *figura 2.26*. El reporte completo del análisis de la estructura es adjuntado en el Anexo 3-

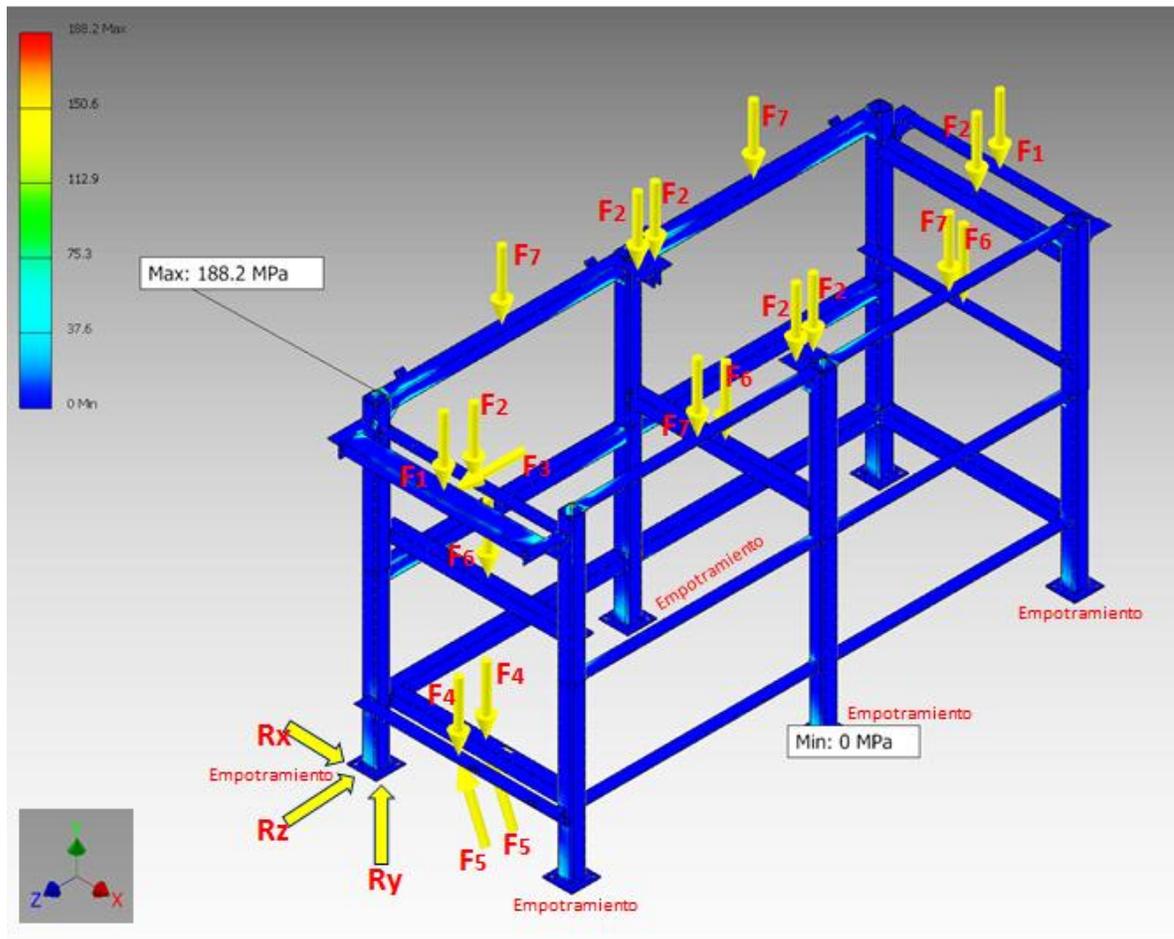


Figura 2.26 Disposición de fuerzas y cálculo de esfuerzos de Von Mises

Como se puede observar, el análisis por elementos finitos de la estructura indica un esfuerzo máximo de 188,2 MPa. Con este valor se procede a calcular el mínimo factor de seguridad con el que trabaja la estructura con la siguiente expresión:

$$F.S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{max}} = 1,3$$

Donde:

σ_F : Resistencia a la fluencia del material, para acero ASTM A 36, 250MPa

σ_{max} : Esfuerzo máximo obtenido en la estructura, 188,2 MPa

2.2. Diseño térmico

Esta etapa del diseño contempló el sistema de calentamiento del agua de escaldado. Este sistema está conformado por un serpentín de vapor, encargado del calentamiento del agua de escaldado; y por un circuito térmico, por el que se suministrará vapor y recuperará líquido saturado a la entrada y salida del serpentín respectivamente. En esta etapa del diseño, también se seleccionó y calculó el espesor del aislante térmico con el que se cubrirán las paredes del equipo.

2.2.1. Cálculo del serpentín

Por el serpentín de vapor circulará vapor de agua a 2 bares de presión. Este serpentín estará encargado de elevar la temperatura de 421Kg de agua de escaldado, desde una temperatura ambiente promedio de 20°C hasta 100°C en 8 horas, aprovechando el calor latente durante la condensación del vapor.

Con los datos de masa de agua de escaldado, y tiempo y temperatura de calentamiento calculamos primero, con la ecuación (2.63), el flujo de calor necesario para elevar la temperatura del agua de escaldado.

$$Q_{agua} = \frac{m_{agua} \times C_p \times \Delta T}{t} \quad (2.63)$$

Donde,

- Q_{agua} : Flujo de calor para calentar el agua de escaldado, en [KW]
- C_p : Calor específico del agua, $C_p = 4,1868 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$
- ΔT : Diferencia entre la temperatura final e inicial del agua, $\Delta T = 80^\circ\text{C}$
- t : Tiempo para el calentamiento del agua, $8\text{hr} \times 3600 \text{ s/hr} = 28800\text{seg}$
- m : Masa de agua a calentar, $m = 421\text{Kg}$

Reemplazando valores en (2.63) tenemos que el flujo de calor necesario para el calentamiento del agua es:

$$Q_{agua} = 4,89\text{Kw}$$

Con este flujo de calor podemos calcular el flujo másico de vapor que debe de circular por el serpentín. Para esto, utilizamos la siguiente expresión.

$$Q_{agua} = \dot{m}_v h_{fg} \quad (2.64)$$

Donde,

Q_{agua} : Flujo de calor por condensación de vapor en el serpentín, 4,89 KW

\dot{m}_v : Flujo de masa de vapor que circulara por el serpentín.

h_{fg} : Entalpia de condensación del vapor de agua, $2201,557 \text{ KJ/Kg}$

Reemplazando valores en (2.64), tenemos que el flujo másico de vapor es:

$$\dot{m}_v = 0,002 \text{ Kg/s}$$

Con estos datos de flujo másico de vapor y flujo de calor para el calentamiento del agua de escaldado podemos determinar y calcular características físicas como material, diámetro y longitud del serpentín.

El material seleccionado para la fabricación del serpentín es el cobre debido a que, además de poseer una buena conductividad térmica, es un material bactericida [38]. Por otro lado, con la finalidad de mejorar el área de transferencia, fijamos el diámetro nominal del serpentín en $DN = 1''$.

Teniendo en cuenta el material y el diámetro nominal seleccionados, definimos las siguientes dimensiones y propiedades:

$$DN = 1'' \quad D_{ext} = 0,02857m \quad d_{int} = 0,02603m$$

$$K_{cu} = 0,3852 \text{ Kw/m}^\circ\text{K}$$

Para determinar la longitud del serpentín, seguimos el cálculo iterativo mostrado en el diagrama de la *figura 2.27*.

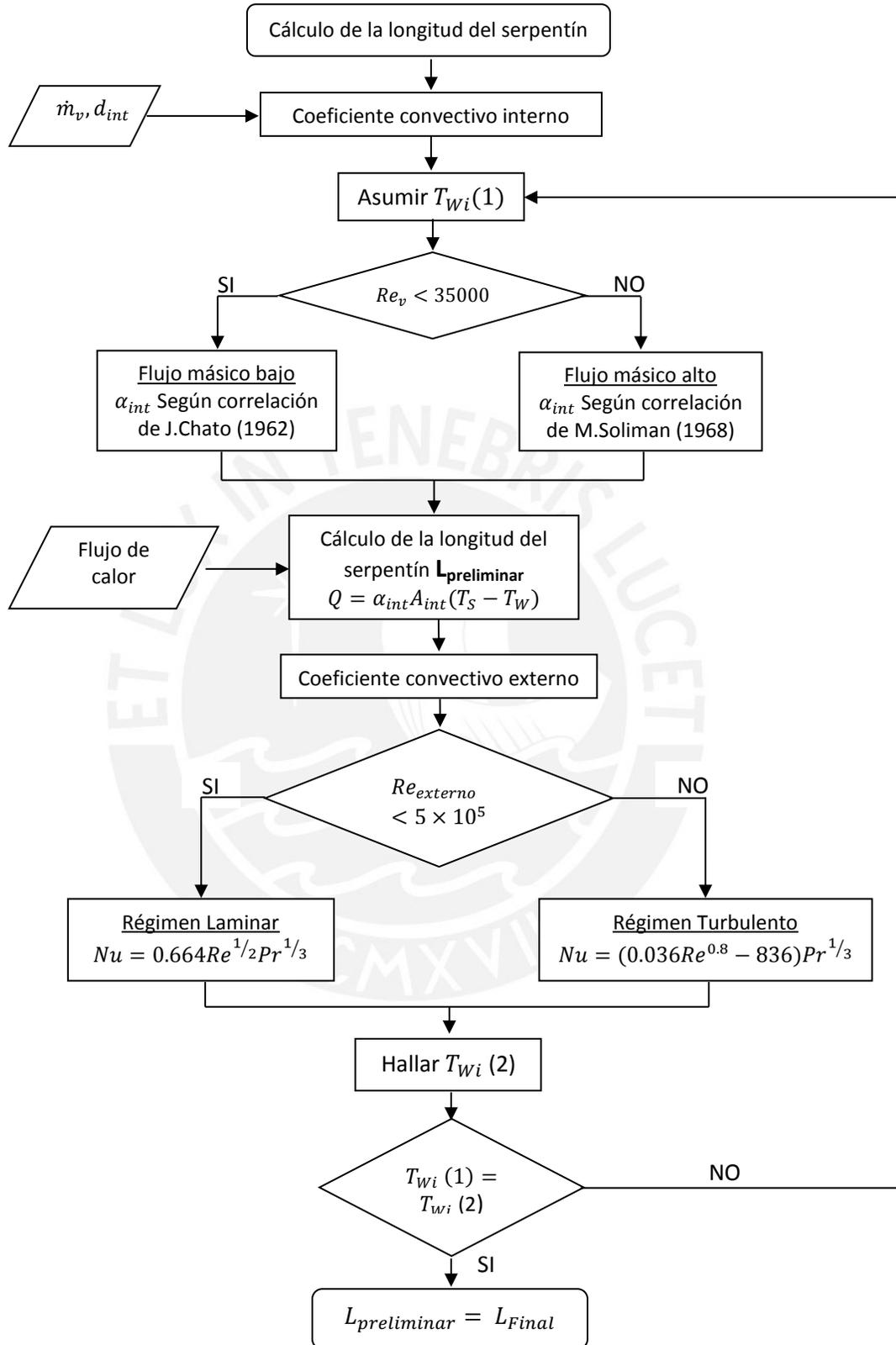


Figura 2.27 Procedimiento de cálculo de la longitud del serpentín

Siguiendo el proceso de cálculo mostrado en la *figura 2.27*, calculamos primero el coeficiente convectivo interno (α_i) del serpentín. Para esto determinamos primero el número de Reynolds del flujo de vapor interno, pues de su valor depende la correlación a usar para el cálculo de α_i .

Con respecto a lo descrito, tenemos que el Reynolds de vapor es:

$$Re_v = \frac{4\dot{m}_v}{\pi d_{int} \mu_v} \quad (2.65)$$

Donde,

- Re_v : Numero de Reynolds de vapor que circula por el serpentín
- \dot{m}_v : Flujo de masa de vapor que circula por el serpentín, $0,002 \text{ Kg/s}$
- d_{int} : Diámetro interno de la tubería de cobre, $0,02603\text{m}$
- μ_v : Viscosidad dinámica del vapor, $1,29 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$

Reemplazando valores en (2.65), tenemos que el Reynolds de vapor es:

$$Re_v = 7548,5$$

Como $Re_v < 35000$, el coeficiente convectivo interno al serpentín es hallado con la correlación de J.Chato (1992) [39] como sigue a continuación:

$$\alpha_{int} \left(\frac{\text{Kw}}{\text{m}^2\text{c}} \right) = 0,555 \left(\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_v) g h_{fg} k_L^3}{\mu_L D_{int} (T_s - T_{wint})} \right)^{0,25} \quad (2.66)$$

Donde,

- α_{int} : Coeficiente convectivo interior al serpentín $\left(\frac{\text{Kw}}{\text{m}^2\text{c}} \right)$
- ρ_L : Densidad del líquido saturado, $942,937 \text{ Kg/m}^3$
- ρ_v : Densidad del vapor saturado, $1,129 \text{ Kg/m}^3$
- μ_L : Viscosidad dinámica del líquido saturado, $2,316 \times 10^{-4} \text{ N.s/m}^2$

h_{fg} : Variación de la entalpía entre vapor y líquido saturado, $2201,557 \text{ KJ/Kg}$

k_L : Conductividad térmica del líquido, $6,832 \times 10^{-4} \text{ Kw/m}^\circ\text{C}$

T_s : Temperatura de saturación del agua a 2 bares de presión, $120,21^\circ\text{C}$

T_{wint} : Temperatura de la superficie interior del serpentín

d_{int} : Diámetro interior del serpentín, $0,02603\text{m}$

g : Aceleración de la gravedad, $9,81 \text{ m/s}^2$

Si asumimos $T_{wint} = 120^\circ\text{C}$ y reemplazamos valores en (2.66), tenemos que el coeficiente convectivo interno es:

$$\alpha_{int} = 26,02 \text{ Kw/m}^2\text{C}$$

Dado que ya conocemos el valor del coeficiente convectivo interno α_{int} , podemos calcular una longitud preliminar del serpentín planteando la ecuación de transferencia (2.67) entre los puntos 1 y 2 de la primera resistencia del circuito térmico mostrado en la figura 2.28.

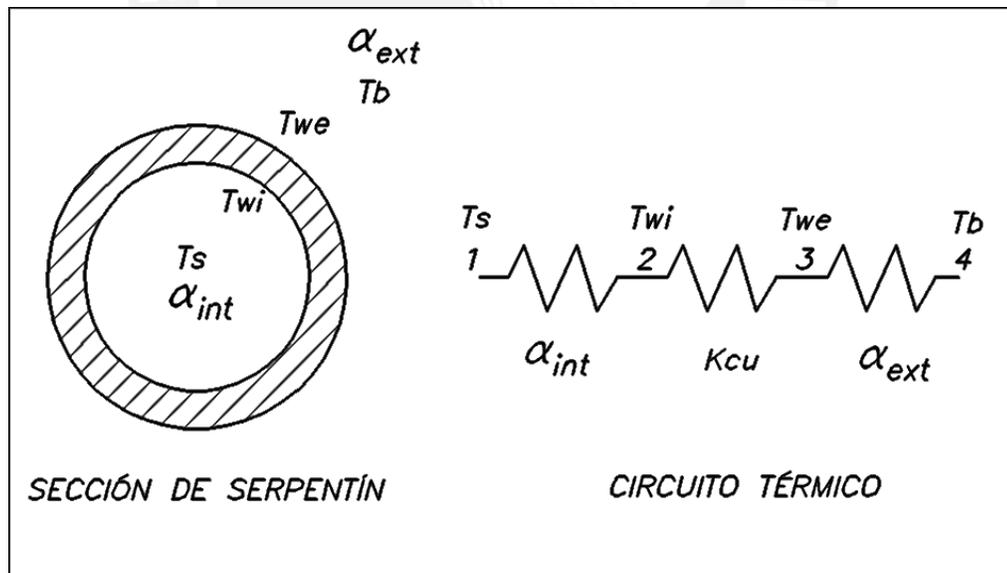


Figura 2.28 Circuito térmico del serpentín

$$Q_{agua} = \alpha_i A_i (T_s - T_{wi}) \quad (2.67)$$

Donde,

Q_{agua} : Flujo de calor necesario para el calentamiento de agua, $Q_{agua} = 4,89 Kw$

α_{int} : Coeficiente convectivo interior, $\alpha_{int} = 26,02 Kw/m^2$

A_i : Área interior del serpentín

T_s : Temperatura de saturación del agua a 2 bar, $120,21^\circ C$

T_{wi} : Temperatura de la superficie interior del serpentín, **valor asumido anteriormente**, $120^\circ C$

Reemplazando valores en (2.67), y dado que el área interior A_i está en función de la longitud, tenemos lo siguiente:

$$L_{preliminar} = 11m$$

Siguiendo con el procedimiento de cálculo de la *figura 2.27*, hallamos el valor del coeficiente convectivo exterior al serpentín. En esta zona encontramos el agua de escaldado que, como ya se mencionó, se calentará desde 20 hasta $100^\circ C$. Durante la etapa de calentamiento, el agua de escaldado tendrá una velocidad de desplazamiento longitudinal a los tubos del serpentín de $0,03 m/s$ debido al movimiento del tornillo transportador.

Las propiedades termodinámicas del agua de escaldado a una temperatura promedio $T_b = 60^\circ C$ son las siguientes:

- Densidad del líquido de escaldado : $\rho_{agua} = 983,195 Kg/m^3$
- Velocidad dinámica : $\mu_{agua} = 4,66 \times 10^{-4} Ns/m^2$
- Conductividad térmica : $K_{agua} = 6,54 \times 10^{-4} KW/m^\circ C$
- Numero de Prandtl : $Pr_{agua} = 2,98$

Si idealizamos la tubería (cilindro) como placa plana, tenemos que el número de Reynolds puede ser calculado como sigue a continuación:

$$Re = \frac{V \times L_{preliminar} \times \rho_{agua}}{\mu_{agua}} \quad (2.68)$$

Donde,

V : Velocidad del agua escaldado, $0,03 \text{ m/s}$

$L_{preliminar}$: Longitud preliminar del serpentín, 11 m

Reemplazando valores en (2.68) tenemos lo siguiente:

$$Re = 696253,97$$

Como el número de Reynolds es mayor a 5×10^5 , tenemos un régimen turbulento. Por esto, el número de Nusselt es hallado como sigue a continuación:

$$Nu = \left(0,036(Re)^{0,8} - 836 \right) (\text{Pr}_{Lesc})^{1/3} \quad (2.69)$$

$$Nu = 1243,71$$

De esto, el coeficiente convectivo exterior (α_{ext}) es hallado como sigue a continuación:

$$Nu = \frac{\alpha_{ext} \times L_{prelim}}{K_{agua}} \quad (2.70)$$

$$\alpha_{ext} = 0,074 \text{ Kw/m}^2\text{C}$$

Finalmente, verificamos el valor asumido de T_{wi} . Para esto igualamos el flujo de calor entre las resistencias 1-2 y 2-4 del circuito térmico ya mostrado en la *figura 2.28*.

$$Q = 2\pi L \alpha_{int} (T_s - T_{wi}) = \frac{2\pi L (T_s - T_{wi})}{\frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{K_{CU}} + \frac{1}{\alpha_e r_e}}$$

Si despejamos T_{wi} y reemplazamos valores tenemos lo siguiente:

$$T_{wi} = 120,02 \approx 120$$

Como se puede ver la temperatura asumida (120°C) fue correcta. En el Anexo 4-1 se muestran los resultados de las iteraciones no acertadas.

Dado que se acertó en el valor asumido de la temperatura interna del serpentín, la longitud final de este es igual a la longitud preliminar (11m). Sin embargo, **esta longitud tiene que ser recalculada pues hay que incluir las pérdidas de calor.**

2.2.2. Cálculo de pérdidas de calor

Pérdidas de calor por las paredes del recipiente

El recipiente de agua está hecho de planchas de acero inoxidable de 4mm de espesor. Las paredes del recipiente estarán forradas de un aislante, lana de roca, de espesor de 30mm y una chapa de protección de acero de 1mm de espesor.

Las dimensiones del recipiente de agua, las características de las paredes y el circuito térmico de este se muestran en la figura 2.29.

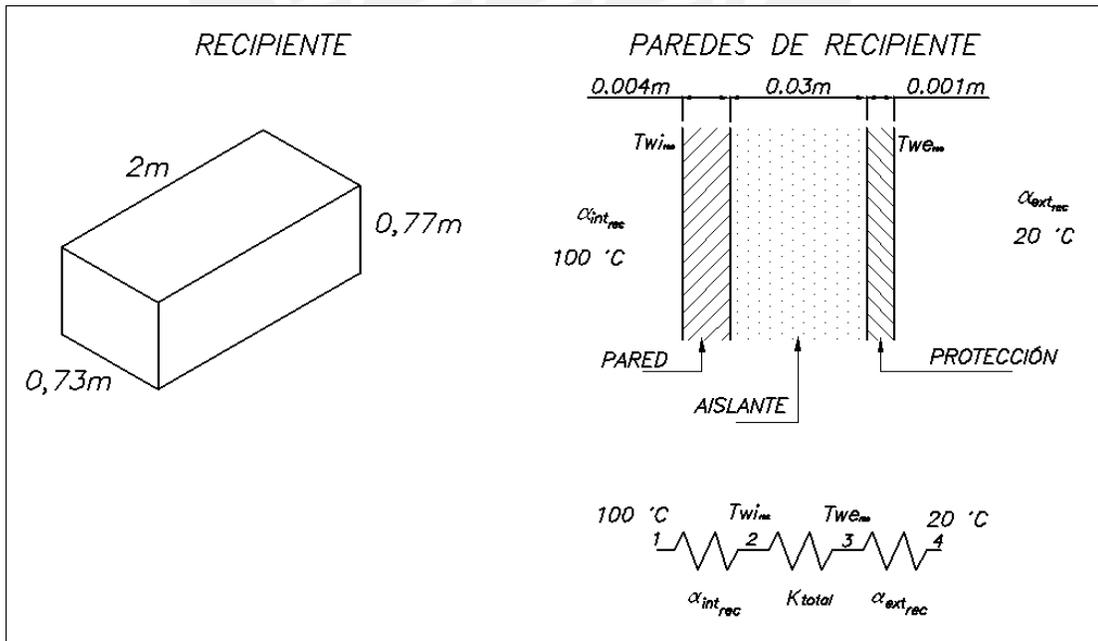


Figura 2.29 Características del recipiente de agua

Para el análisis de la conducción, utilizaremos el factor de forma de las paredes, aristas y vértices. El cálculo de los factores de forma que queda definido como sigue a continuación:

- Pared plana : $S = \frac{A}{e}$ (2.71)

- Aristas : $S = 0,54L$ (2.72)

- Vértices : $S = 0,15e$ (2.73)

Donde,

S : Factor de forma
 A : Área de la pared
 L : Longitud de la arista
 e : Espesor de pared

El factor de forma total de las paredes del recipiente, del aislante y de la chapa de protección es calculado en el *Anexo 4-2*. Los resultados se citan a continuación:

- a) Para la pared del recipiente : $S_{Total} = 1788,6m$
- b) Para el aislante : $S_{Total} = 152,38m$
- c) Para la chapa de protección : $S_{Total} = 8111,95m$

El área interior y exterior, serán:

$$A_{int} = 7,12m^2 \quad A_{ext} = 8,13m^2$$

El coeficiente convectivo interno al recipiente y exterior al serpentín, hallado en la sección anterior, es el siguiente:

$$\alpha_{irec} = 0,0767 \frac{Kw}{m^2 \cdot C}$$

Los coeficientes de conducción, propios a las paredes del recipiente son los siguientes:

$$K_{acero} = 1,90 \times 10^{-2} \frac{Kw}{m \cdot K} \quad K_{aislante} = 3,5 \times 10^{-5} \frac{Kw}{m \cdot K}$$

Los coeficientes de convección y radiación externa son calculados como sigue a continuación:

- **Coefficiente de convección exterior**

Si consideramos que las paredes son placas planas y que el fluido del exterior es aire, el coeficiente convectivo exterior estará definido por la siguiente expresión:

$$\alpha(KW/m^2\text{ }^{\circ}C) = 1.42 \left(\frac{T_{w_{ext}} - T_{ext}}{L} \right)^{0.25} \times 10^{-3} \quad (2.74)$$

Donde:

$T_{w_{rec}}$: Temperatura de la superficie exterior del recipiente

T_{ext} : Temperatura del ambiente exterior. $T_{ext} = 20^{\circ}C$

L : Longitud del recipiente, 2m

Si asumimos $T_{w_{ext}} = 26,6^{\circ}C$ y reemplazamos valores en (2.74) tenemos lo siguiente:

$$\alpha_{c_{ext}} = 1,914 \times 10^{-3} (KW/m^2\text{ }^{\circ}C)$$

- **Coefficiente de radiación**

El coeficiente de radiación α_R , puede ser calculado como sigue a continuación:

$$\alpha_R(KW/m^2\text{ }^{\circ}C) = \left(\frac{E_1 \sigma (T_1 - T_2^4)}{(T_1 - T_2)} \right) \times 10^{-3} \quad (2.75)$$

Donde,

E_1 : Emisividad de las planchas de protección, 0,9

σ : Constante de Stefan-Boltzmann. $5,6697 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$

T_1 : Temperatura de la superficie exterior del recipiente, $299,6^{\circ}K$ (asumido)

T_2 : Temperatura del ambiente exterior en grados Kelvin. $T_{ext} = 293^{\circ}K$

Reemplazando valores en (2.75) tenemos que el coeficiente de radiación externa es:

$$\alpha_R = 5,31 \times 10^{-3} \text{ KW}/\text{m}^2\text{°C}$$

Ya conocidos los coeficientes de convección y radiación externa, podemos calcular el flujo de pérdidas de calor a través de las paredes. Para esto, planteamos la ecuación de transferencia de circuito mostrado en la *figura 2.29* como sigue:

$$Q_{\text{paredes}} (\text{KW}) = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{irec}} A_{\text{int}}} + \frac{1}{K_{\text{acero}} \times S_{\text{pared}}} + \frac{1}{K_{\text{aisl}} \times S_{\text{aisl}}} + \frac{1}{K_{\text{acero}} \times S_{\text{plancha}}} + \frac{1}{(\alpha_R + \alpha_{\text{ext}}) A_{\text{ext}}}} \quad (2.76)$$

Considerando que T_{int} es la temperatura del agua de escaldado al interior del recipiente, reemplazamos valores en la ecuación (2.76) y tenemos como resultado:

$$Q_{\text{paredes}} = 0,39 \text{ KW}$$

Finalmente, verificamos el valor asumido de $T_{\text{Wext}} = 26,6^\circ\text{C}$ evaluando la transferencia de calor entre los puntos 3 y 4 del circuito térmico de la *figura 2.29*.

$$Q_{\text{paredes}} = (\alpha_{\text{ext}} + \alpha_R) A_{\text{ext}} (T_{\text{Wext}} - T_{\text{ext}}) \quad (2.77)$$

Donde,

- Q_{paredes} : es el calor de pérdidas, 0,39 Kw
- α_{Cext} : Coeficient de convección exterior al recipiente $1,914 \times 10^{-3} \text{ Kw}/\text{m}^2\text{°C}$
- α_R : Coeficiente de radiación, $5,31 \times 10^{-3} \text{ KW}/\text{m}^2\text{°C}$
- A_{ext} : Área exterior del recipiente, $8,13 \text{ m}^2$
- T_{Wext} : Temperatura de la superficie exterior del recipiente
- T_{ext} : Temperatura del ambiente exterior, $T_{\text{ext}} = 20^\circ\text{C}$

Si reemplazamos valores en (2.77) y despejamos T_{Wext} , tenemos lo siguiente:

$$T_{\text{Wext}} = 26,64^\circ\text{C}$$

Como la temperatura exterior asumida es similar a la calculada, el calor de pérdidas por las paredes es igual al ya calculado, $Q_{paredes} = 0,39KW$

Pérdidas de calor por calentamiento del sistema de transporte

Como ya se mencionó anteriormente, el sistema de transporte está conformado por el tornillo transportador y el cilindro separador. Estos dos elementos, al estar en contacto con el agua de escaldado, pasarán por un proceso de calentamiento hasta llegar al equilibrio térmico.

El flujo de calor necesario para que los elementos mencionados alcancen la temperatura de equilibrio es calculado como sigue a continuación.

$$Q_{acero} = \frac{m_{acero} \times Cp_{acero} \times \Delta T}{t} \quad (2.78)$$

Donde,

- Q_{acero} : Flujo de calor necesario para el calentamiento del sistema de transporte
 m_{acero} : Masa del sistema de transporte, 240 Kg
 Cp_{acero} : Calor específico de acero inoxidable, $0,5 \frac{KJ}{Kg \times K}$
 ΔT : Variación de la temperatura inicial y final, $100 - 20 = 80^{\circ}C$
 t : Tiempo de calentamiento, 8 horas

Reemplazando valores en la ecuación (2.78), tenemos que el flujo de calor necesario para el calentamiento del sistema de transporte es el siguiente:

$$Q_{acero} = 0.33KW$$

Ahora, podemos calcular el flujo de calor debido a las pérdidas como sigue:

$$Q_{pérdidas} = Q_{paredes} + Q_{acero} \quad (2.79)$$

$$Q_{pérdidas} = 0.72KW$$

Ahora, como mencionamos, es necesario incluir el flujo de calor de pérdidas para el cálculo del serpentín. Es así, que el flujo de calor a entregar por el serpentín queda definido como sigue:

$$Q_{\text{serpentín}} = Q_{\text{agua}} + Q_{\text{pérdidas}} \quad (2.80)$$

$$Q_{\text{serpentín}} = 5,6 \text{KW}$$

Con este nuevo valor recalculamos la longitud del serpentín siguiendo el proceso de iteración (*figura 2.27*) ya desarrollado en la sección 2.2.1 “Cálculo del serpentín”. Como resultado de este nuevo cálculo, obtenemos que la **longitud final del serpentín es 13m**. Los datos obtenidos de la iteración son adjuntos en el *Anexo 4-1*.

2.2.3. Circuito térmico

Para garantizar el flujo de vapor por el serpentín, bajo las condiciones específicas ya mencionadas, es necesario implementar un circuito térmico.

La sección del circuito del lado de ingreso de vapor puede ser observada en la *figura 2.30*. En esta zona podemos observar los siguientes elementos:

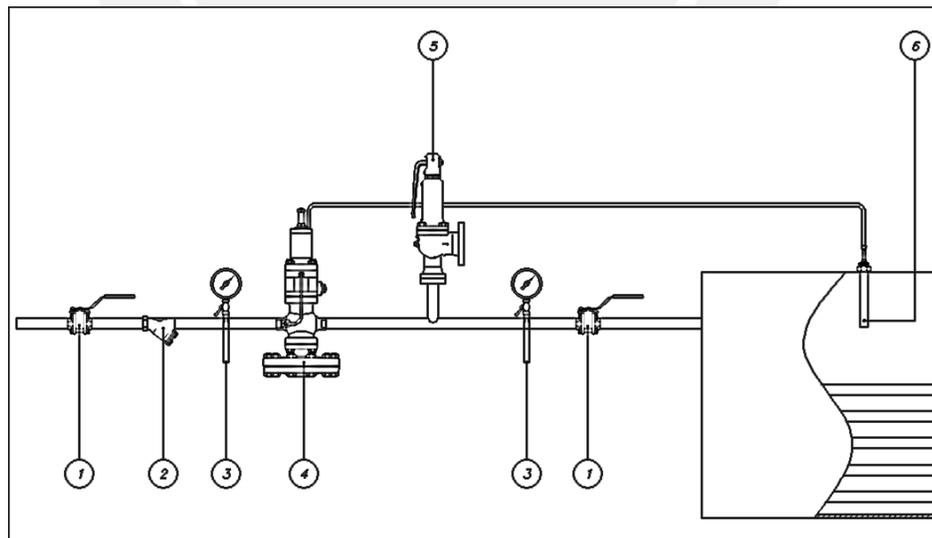


Figura 2.30 Sección de ingreso de vapor del circuito térmico

1. **Válvulas de corte** : Están ubicadas en cada extremo de esta sección del circuito térmico y tienen la función de aislarlo para permitir las labores de su mantenimiento.
2. **Filtro** : Cumple la función de proteger a la válvula reguladora de presión/temperatura de la presencia de partículas.
3. **Manómetros** : Ubicados antes y después de la válvula reguladora de presión/temperatura para poder monitorear la regulación de presión del vapor.
4. **Válvula reguladora** : Esta válvula reducirá, de 6 bar a 2 bar, la presión del vapor que ingresa al serpentín y la temperatura del agua de escaldado del recipiente, pues cuenta con un sensor de temperatura (6) que regula la apertura de la válvula en función de la temperatura del agua dentro del recipiente.
5. **Válvula de seguridad** : Es indispensable contar con esta válvula para proteger de sobre presión a los equipos aguas más abajo.

Dado que en el serpentín se produce la condensación del vapor, a la salida de este se obtendrá líquido saturado. Este líquido será recuperado y enviado al caldero de la planta. Los elementos presentes a la salida del circuito pueden ser observados en la *figura 2.31*.

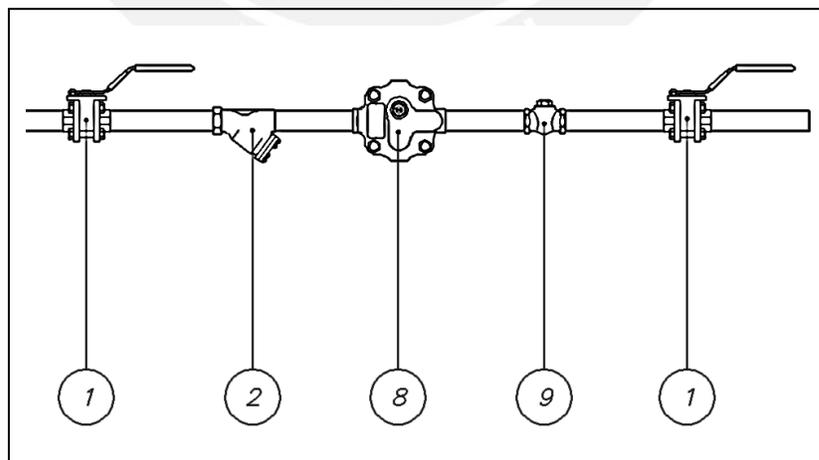


Figura 2.31 Sección de salida del circuito térmico

A continuación, explicaremos los elementos presentes en esta sección del circuito térmico teniendo en cuenta la numeración con la que son identificados en la *figura 2.31*.

1. **Válvulas de corte** : Ubicadas en cada extremo de esta sección del circuito, tienen la función de aislarlo para permitir las labores de su mantenimiento.
2. **Filtro** : Cumple la función de proteger a la trampa de vapor de la presencia de partículas.
8. **Trampa de vapor** : Utilizada para recuperar el condensado del circuito.
9. **Válvula antirretorno** : Necesaria para evitar el retorno de condensado hacia la trampa de vapor.

2.2.4 Selección de accesorios del circuito térmico

Los accesorios seleccionados para la implementación del circuito térmico son los siguientes:

Válvula de corte

- **Tipo** : Válvula de esfera, rosca NPT
- **Marca/Modelo** : Spirax sarco / MV10
- **Diámetro nominal** : 1 in

Filtro

- **Marca** : Spirax sarco
 - **Diámetro nominal** : 1 in
- Tamiz de acero inoxidable, perforaciones de 0.8 mm

Manómetro

- **Marca** : Spirax sarco
- **Diámetro nominal** : 1 in, conexión roscada NPT
- **Rango de presión** : 0-10 bar

Válvula reguladora de presión/temperatura

Considerando que la reducción de presión será de 6 a 2bar y que el flujo de masa de vapor es 11 Kg/h, la válvula seleccionada es la siguiente:

- **Marca/modelo** : Spirax sarco / DP27T
 - **Diámetro nominal** : 1 in, conexión roscada NPT
- Sensor de temperatura con rango de trabajo de 71 a 104°C

Válvula de seguridad

- **Marca/modelo** : Spirax sarco / SV60
- **Configuración** : Cabezal cerrado / con palanca
- **Tamaño** : DN20 x DN32
- **Presión de tara** : 4 bar g
- **Tipo de junta** : Bridada PN40

Trampa de vapor

Considerando que la variación de presión será de 2bar manométricos y que el flujo de vapor es de 11Kg/h, el purgador de boya cerrada seleccionado es el siguiente:

- **Marca/modelo** : Spirax sarco / FT14 (L-R)
- **Tamaño** : 1 in, junta roscada NPT

Válvula antirretorno

- **Marca/modelo** : Spirax sarco / DCV41
- **Tamaño** : 1 in, junta roscada NPT

2.3. Secuencia de operaciones

A fin de resumir el modo de operación del equipo escaldador, presentamos las siguientes etapas de trabajo.

Calentamiento del agua de escaldado

El recipiente de agua de escaldado es llenado con agua “blanda” hasta que el visor de nivel marque 33cm.

Se configura el sistema de cadenas de tal manera que su relación de transmisión sea $i_{cadena} = 1$ (revoluciones en el transportador, 6,5 RPM). Con esto conseguimos que la agitación del agua de escaldado sea la adecuada para cumplir con el calentamiento de esta en el tiempo estimado.

Se arranca el motor y se deja funcionando el equipo, durante las 8 horas que toma llevar la temperatura del agua de escaldado a 100°C.

Escaldado de productos

Para esta etapa de operación, se modifica el sistema de transmisión por cadenas de tal manera que su relación de transmisión sea $i_{cadena} = 4$.

Se enciende el motor y se varían las revoluciones de este con la finalidad de variar la velocidad rotacional del transportador y con esto cumplir con las condiciones de escaldado de los distintos tamaños de alcachofas. En la *Tabla 2.2* se presenta una matriz con la velocidad del motor, el tiempo y la temperatura de escaldado en función del tamaño de las alcachofas a ser procesadas.

Tabla 2.2 Parámetros de escaldado de alcachofas

Diámetro de alcachofa [cm]	Temperatura de escaldado [°C]	Tiempo de escaldado [min]	Velocidad del motor [RPM]
4.0	98	13	628
4.5	98	13	628
5.0	98	13	628
5.5	98	14	583
6.0	98	15	544
6.5	98	17	480
7.0	98	18	453
7.5	98	19	429
8.0-8.5	98	20	408

Durante ambas etapas de operación circulará un flujo de masa de 11 Kg/h vapor de agua a través del serpentín, esto para calentar el agua de escaldado y alimentar las pérdidas de calor.

El cambio del agua de escaldado dependerá las mediciones de dureza general y PH de esta pues, para obtener resultados óptimos, estas propiedades deben de mantenerse en un rango menor a 14°Hf, para la dureza; y entre 7 y 9, para el PH.

Para finalizar con este segundo capítulo, y a modo de resumen, se adjuntan en el Anexo 5 las especificaciones técnicas de los componentes del equipo escaldador.

REFERENCIAS CAPÍTULO 2

- [1] UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
2003 “Cálculo de transportadores de tornillo sin fin según la Norma UNE”.
Alimentación, equipos y tecnología. España, año XXII, número 181, pp. 121-124.
- [2] SOCIEDAD AGRICOLA VIRU
2008 Parámetros del proceso de escaldado de alcachofas. Entrevista
- [3] MIRAVETE, Antonio
1996 *Transportadores y elevadores*. Primera edición. España: Reverté S.A.
- [4] AVNER, Sydney
1991 *Introducción a la metalurgia física*. Segunda edición. México D.F: Tierra firme.
- [5] Martin SPROCKET & GEAR, INC.
s/a *Material Handling*. Martin Catalog 3000. Consultado: 15 de agosto de 2013.
pp. Disponible en: <<http://www.martinsprocket.com/support/literature-media/full-catalog-online>>
- [6] Ibid, pp. H-24
- [7] Ibid, pp. H-24
- [8] Ibid, pp. H-25
- [9] Ibid, pp. H-8 - H-16
- [10] Ibid, pp. H-25
- [11] Ibid, pp. H-25
- [12] DIN – Deutsches Institut für Normung
1995 DIN EN 10 088 - Stainless Steels. Elaborado por: ECISS/TC 23.
- [13] Ibid.
- [14] HIBBELER, R.C.
2006 *Mecánica de materiales*. Traducción de José de la Cera Alonso. Sexta edición. México: Pearson Education S.A
- [15] RODRÍGUEZ, Jorge
2008 *Resistencia de Materiales 2*. Lima: Publicaciones Pontificia Universidad Católica del Perú, pp. 3-11.
- [16] Rodríguez pp. 1-30. Lbid.
- [17] SKF
2008 *Catálogo General*. Publicación 6000/1ES. Suecia: SKF
- [18] RODRÍGUEZ pp. 3-11. Ibid.
- [19] HIBBELER, pp.592. Ibid
- [20] RODRÍGUEZ, pp. 4-21. Ibid.
- [21] HIBBELER, pp.593. Ibid
- [22] G. Köhler/ H. Rögnitz
1973 “*MASCHINENTEILE*”. Tomo 2. Primera edición. Stuttgart-Alemania: B.G. Teubner
- [23] SKF. Ibid.
- [24] SKF. Ibid.

- [25] SKF. *Ibíd.*
- [26] EUROCÓDIGO
2011 *“Parte 1-8: Uniones”*. “Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero”. Madrid-España: AENOR.
- [27] SOLDEXA
2013 *Materiales de aporte*. Consultado: 30 de abril de 2013. Disponible en: <http://www.soldexa.com.pe/detalle_catalogo.php?det=4&t1=SMAW&p1=1&t2=Proceso%20arco%20el%E9ctrico%20con%20electrodo%20revestido.&t3=Aceros%20Inoxidables&idcat=1>
- [28] SEW – EURODRIVE
2013 *Catálogo Motorreductores*. Consultado: 2 de mayo de 2013. Disponible en: <http://www.sew-eurodrive.com/support/documentation_parts.php?PHPSESSID=97gp63kdoeavrsuuovi8o32757&sachnr=16795210&name=Parallel+Shaft+Helical+Gear+motor+F+series>
- [29] GUGLIANDOLO, Filippo
1989 *Como seleccionar un motor eléctrico*. Primera edición. Lima: MEGAPRINT EDICIONES S.A. pp.67.
- [30] GUGLIANDOLO, pp.66. *Ibíd.*
- [31] GUGLIANDOLO, pp.66. *Ibíd.*
- [32] SWEATEIN, Robert W.
1990 *Motores Eléctricos, selección, mantenimiento y reparación*. Tomo1, 2da edición. México: McGraw-Hill. pp.1, 16
- [33] RENOLD
2013 *Guía del diseñador*. Consultado: 4 de mayo de 2013. Disponible en: <<http://www.renold.es/nmsruntime/saveasdialog.asp?IID=1113&SID=2749>>
- [34] *Ibíd.*
- [35] *Ibíd.*
- [36] ROSTA
2013 *Tensores automáticos*. Consultado: 20 de agosto de 2013. Disponible en: <<http://www.tracsa.com/es/catalogos>>
- [37] SOLDEXA
2013 *Materiales de aporte*. Consultado: 30 de abril de 2013. Disponible en: <http://www.soldexa.com.pe/detalle_catalogo.php?det=1&t1=SMAW&p1=1&t2=Proceso%20arco%20el%E9ctrico%20con%20electrodo%20revestido.&t3=Aceros%20de%20bajo%20carbono&idcat=1>
- [38] PROCOBRE
S/A *Propiedades antimicrobianas del cobre: un abanico de posibilidades en beneficio del ser humano*. Consultado: 25 de agosto de 2013. Disponible en: <<http://procobre.org/es/cobre/aplicaciones/salud/antimicrobial/>>
- [39] CHATO,J
1962 *“Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes”*. ASHRAE J. Vol 4, pp.52-60

CAPÍTULO 3

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

3.1. Costos de materiales y equipos

Para poder definir el costo del equipo escaldador en cuanto a materiales y equipos, se establecieron cinco grupos básicos: el sistema de transporte de alcachofas, el sistema de transmisión de potencia, el recipiente o cuba de agua caliente, el sistema de calentamiento de agua y la estructura. A continuación, se detallará el costo de los materiales y equipos utilizados para conformar los sistemas ya definidos anteriormente.

3.1.1. Sistema de transporte

Este sistema está conformado por el tornillo transportador, el cilindro separador y por todos los elementos que permiten el flujo continuo de alcachofas. En la *tabla 3.1* se detalla el precio unitario de los elementos del sistema y el precio total del mismo.

Tabla 3.1 Costo del sistema de transporte

Cant.	Descripción	Precio Unitario [S/.]	Precio Total [S/.]
1	Rodamiento de contacto angular 7210 BECBJ	105.8	105.8
1	Rodamiento tipo CARB C4910 V	200	200
2	Chumaceras SNL210	485	970
3	Manguitos de fijación	50	150
1	Barra redonda de acero AISI 304 60mm x 3m	276.6	276.6
2	Plancha AISI 304 de 4' x 8' x 3mm	771.68	1543.36
3	Perfil AISI 304 L 1 1/2" x 1 1/2" x 3/16" x 6m	118.3	354.9
2	Kilogramos de soldadura AWS E308L-16	43.68	87.36
34	Perno M10 x 30mm, DIN 24018	10	340
34	Tuerca M10, DIN 934	4	136
68	Arandela M10, DIN 125-1A	1.5	102
Total			4266.02

3.1.2. Sistema de transmisión de potencia

Este sistema es el encargado del movimiento del tornillo transportador y está conformado por un motorreductor y un sistema de transmisión por cadenas. En la *tabla 3.2* se detalla el precio de los componentes y el precio total del sistema.

Tabla 3.2 Costo del sistema de transmisión de potencia

Cant.	Descripción	Precio Unitario [S/.]	Precio Total [S/.]
1	Motorreductor SEW i = 260 P=0.75KW	5928.59	5928.59
1	Cadena eslabones =124, p=25.4mm	220	220
1	Cadena eslabones =94, p=25.4mm	220	220
1	Rueda dentada Z=76, P=25.4mm	520	520
2	Rueda dentada Z=19, P=25.4 mm	60	120
1	Tensor de cadena Z=13, P=25.4mm	85	85
2	Chavetas DIN 6885 14 x 9 x 56mm	12	24
1	Variador de frecuencia 0.75KW	452.2	452.2
Total			7569.79

3.1.3. Recipiente o cuba de agua

Este recipiente o cuba, como ya se explicó anteriormente, cumple la función de contener el agua que será calentada y utilizada como medio calefactor para el escaldado de alcachofas. En la *tabla 3.3* se muestran los elementos utilizados para la fabricación de la cuba de agua con sus respectivos precios unitarios y la sumatoria de estos.

Tabla 3.3 Costo del recipiente de agua

Cant.	Descripción	Precio Unitario [S/.]	Precio Total [S/.]
2	Plancha AISI 304 de 4' x 8' x 4mm	771.68	1543.36
2	Plancha AISI 304 de 4' x 8' x 2mm	455	910
3	Perfil AISI 304 L 2"x2"x3/16"x6m	45.5	136.5
1	Kilogramos de soldadura AWS E308L-16	43.68	43.68
1	Válvula de globo DN = 1 1/2"	97.5	97.5
1	Válvula de esfera DN = 2"	32	32
6	Kilogramos de Lana de Roca	30	180
1	Cinta de caucho butílico 11/2" X 1/8" x 30'	284.76	284.76
Total			3227.8

3.1.4. Sistema de calentamiento de agua

Este sistema está compuesto por una serie de componentes responsables del calentamiento del agua de escaldado. En la *tabla 3.4* se muestran los precios unitarios de los componentes que conforman este sistema además del precio total del mismo.

Tabla 3.4 Costo del sistema de calentamiento de agua

Cant.	Descripción	Precio Unitario [S/.]	Precio Total [S/.]
13	Metro de tubería de cobre rígida tipo L 1"	20	260
5	Codo de retorno de cobre de DN=1"	18	90
4	Codo de cobre DN=1", 90°	12	48
2	Unión universal de cobre, DN=1"	31	62
4	Válvulas de esfera DN=1/2"	215.8	863.2
2	Filtros de fundición nodular DN=1/2"	113.7	227.4
2	Manómetros de 1/2", rango de presión: 0-10 bar	235	470
1	Válvula reguladora de presión/temperatura, DN=1/2"	2439.5	2439.5
1	Válvula de seguridad, presión de tara 4bar.	780	780
1	Trampa de vapor DN = 1/2"	390	390
1	Válvula antirretorno DN= 1/2"	83	83
Total			5713.1

3.1.5. Estructura

Para costear los elementos que constituyen la estructura, se tomó en cuenta el metro lineal de los perfiles y de los tubos cuadrados, la soldadura necesaria para la unión de estos elementos, el aislante térmico y la chapa metálica de protección de este. En la *tabla 3.5* se detalla el precio unitario y total de los componentes utilizados para el montaje de la estructura.

Tabla 3.5 Costo de la estructura

Cant.	Descripción	Precio Unitario [S/.]	Precio Total [S/.]
6	Perfil ANSI L 2"x2"x3/16"x6m	45.5	273
1	Perfil ANSI C 3" x 6 x 6m	105	105
2	Tubo cuadrado ANSI 2 1/2"x2 1/2"x3/16"x6m	38.22	76.44
1	Platina (ASTM A107 GR 1020) de 3/16" X 3/4" X 20 ft.	330	330
90	Tuerca M5, DIN 934	1	90
90	Perno M5 x 16mm, DIN 24018	4	360
180	Arandela M5, DIN 125-1A	0.2	36
5	Plancha ASTM A1008 1.2m X 2.4m X 1mm	65	325
2	Kilogramos de soldadura AWS E6011	11	22
Total			1617.44

3.2. Costo de fabricación y montaje

Se consideró el tiempo aproximado para la fabricación y montaje de los sistemas además de la cantidad de personas requeridas para dichas labores. En la *tabla 3.6* se muestran los tiempos promedios requeridos para el cumplimiento de las etapas de fabricación y el costo que estas representan.

Para determinar el costo de hora/hombre se consideró el sueldo promedio mensual que podría ser asignado al personal capacitado. De esto, el precio de horas/hombre queda determinado como sigue a continuación:

$$C_{h/h} = \frac{14 \times S/.2000}{12 [mes]} \times \frac{1 [mes]}{20 [dia]} \times \frac{1 [dia]}{8 [hr]} = 14.6 \frac{S/}{[hr]}$$

Tabla 3.6 costo de fabricación y montaje del equipo escaldador

Descripción	Pers.	Cant. Hrs	Precio Total [S/.]
Preparación de materiales	2	16	467.2
Fabricación de tornillo transportador	3	24	1051.2
Fabricación de cilindro perforado	2	16	467.2
Fabricación de cuba de agua	2	16	467.2
Fabricación de serpentín	2	16	467.2
Fabricación de estructura	3	24	1051.2
Montaje de componentes	2	8	233.6
Total			4204.8

3.3. Costos de diseño

Este costeo se muestra en la *tabla 3.7* y para realizarlo se consideró el tiempo empleado para cada una de las etapas del proyecto teniendo en cuenta el costo por hora de un ingeniero y un dibujante, los mismos que quedan definidos como sigue a continuación:

$$C_{h \text{ ingeniero}} = 50 \frac{S/}{[hr]} \qquad C_{h \text{ dibujante}} = 30 \frac{S/}{[hr]}$$

El costo de diseño será asumido por el número total de equipos escaldadores que se fabricarán en el primer lote. De esta manera, a mayor número de equipos fabricados el costo de diseño asociado a cada uno de estos será menor.

Tabla 3.7 Costo de las etapas del proyecto

Descripción	Tiempo [h]	Costo por hora [S/.]	Precio Total [S/.]
Pre-ingeniería	120	50	6000
Ingeniería	300	50	15000
Dibujo	160	30	4800
Revisión	32	50	1600
Total			27400

Los costos de diseño serán asumidos por la cantidad de equipos a ser fabricados. De esta manera, si se fabrica un lote de 10 equipos el costo de diseño prorrateado a cada uno de los escaladores será de $27400/5 = S/.5480.00$

3.4. Costo total

Como se resume en la *tabla 3.8* el costo total del equipo escalador, incluyendo los costos de materiales, fabricación y diseño, asciende a S/. 35,286.85

Tabla 3.8 Costo total del proyecto

Descripción	Costo [S/.]
Sistema de transporte	4266.02
Sistema de transmisión de potencia	7569.79
Recipiente o cuba de agua	3227.8
Sistema de calentamiento de agua	5713.1
Estructura	1617.44
Diseño	5480
Fabricación y montaje	4204.8
Sub -Total	32078.95
Gastos Administrativos (10%)	3207.895
Total	35286.845

Como se puede observar los costos mayores corresponden al sistema de transporte y al motorreductor utilizado en el sistema de transmisión de potencia. El costo de este último podría reducirse realizando compras directas ya que son de fabricación extranjera. Por último, los costos de diseño y fabricación disminuirán de acuerdo a la cantidad de equipos escaladores que se fabriquen por lotes.

CONCLUSIONES

Con respecto al proyecto desarrollado, podemos concluir:

1. El mínimo factor de seguridad a la fluencia y fatiga con el que trabaja el árbol del transportador es 2.28. Este factor no indica sobredimensionamiento del árbol pues fue la rigidez, específicamente la deformación torsional, la que determinó el dimensionamiento del mismo.
2. Se aprovechó el diseño del tornillo transportador para proveer la agitación necesaria al agua de escaldado durante la etapa de calentamiento de esta. En esta etapa, se configura el sistema de transmisión de manera que el tornillo transportador trabaje a 6.5 RPM y provea la agitación adecuada.
3. El serpentín de vapor utilizado para el calentamiento del agua de escaldado está dimensionado con una potencia de 5,6 KW. Esta potencia de diseño implica un 20% de sobredimensionamiento del serpentín, pues existe un flujo de pérdidas de calor por las paredes del equipo y por el calentamiento del tornillo transportador.
4. El circuito térmico propuesto permite la recuperación del vapor de calentamiento en forma de líquido saturado a alta temperatura (120°C), este líquido puede ser reutilizado para otros procesos. Con esto, no solo recuperamos materia sino también energía.
5. El costo del equipo escaldador diseñado en este proyecto (S/.35 286,85) puede reducirse para ser más competitivo. Esto con la compra directa de equipos que, como el motorreductor, son importados o mediante la fabricación de lotes más grandes.
6. El Equipo Escaldador que se ha diseñado cumple con la lista de exigencias propuesta en el Capítulo 1. Además, durante el proceso de diseño del proyecto se empleó el Método Generalizado de Diseño optimizando cada etapa para obtener la mejor solución.

BIBLIOGRAFÍA

- ALEXANDROV, M
1976 *Aparatos y máquinas de elevación y transporte*. Primera edición. Moscú: MIR
- ÁLVAREZ, Manuel
2000 *Convertidores de frecuencia, Controladores de motores y SSR*. Primera edición. España: MARCOMBO S.A
- ANDERSEN, Niels
1987 *Spray-Type Integrated Vegetable Blancher and Cooler*. US, 4, 702,161 (Cl. 99/470; A23N 12/00) 30 de enero de 1985, App. 696, 666, 27 de octubre de 1987.
- ARNILLAS, Pablo y Enrique CABRAL
2006 *Analizar la viabilidad de exportar alcachofa fresca congelada, corazones y fondos en conserva, desde la Región Junín, al mercado norteamericano*. Tesis para optar el grado de Magister en Administración de Empresas. Lima: Universidad Peruana de Ciencias Aplicadas. Consulta: 3 de octubre de 2012.
<http://cybertesis.upc.edu.pe/sdx/upc/notice.xsp?id=upc.2006.cabral_bp-principal&base=documents&qid=pcd-q&id_doc=upc.2006.cabral_bp&dn=1>
- AVNER, Sydney
1991 *Introducción a la metalurgia física*. Segunda edición. México D.F: Tierra firme.
- BARREIRO, José
2006 *Operaciones de Conservación de Alimentos por Bajas Temperaturas*. 1era edición. Venezuela: Equinoccio.
- CHATO, J
1962 "Laminar Condensation inside Horizontal and Inclined Tubes". ASHRAE J. Vol 4, pp.52-60
- COPEME
2009 *Mejora de las técnicas y procesos en la producción, cosecha y acopio de la alcachofa*. Informe Final del Proyecto de Cooperación UE – Perú en materia de asistencia técnica relativa al comercio. Lambayeque.
- COTAQUISPE, Luis
2012 *Diseño de Equipos de Transporte y Almacenamiento*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Sección Ingeniería Mecánica.

- DIN – Deutsches Institut für Normung
1995 DIN EN 10 088 - Stainless Steels. Elaborado por: ECISS/TC 23
- EUROCÓDIGO
2011 “Parte 1-8: Uniones”. “Eurocódigo 3: Proyecto de estructuras de acero”.
Madrid-España: AENOR.
- FELLOWS, P
2000 *FOOD PROCESSING TECHNOLOGY principles and practice*.
2da edición. Inglaterra : Woodhead Publishing Limited.
- FERNÁNDEZ, José
s/a “Tema 6: Escaldado y pelado al vapor”. *Tecnología de los Alimentos*.
Material de enseñanza. Almería: Universidad de Almería. Consulta: 20 de
septiembre de 2012.
< <http://www.ual.es/~jfernand/TA/Tema6/Tema6-EscaldadoyPV.pdf>>
- FRISH, William
1969 *Blanchers for Food Products*. US, 3, 420,157 (Cl. 99-404; A47j 27/00) 30 de
agosto de 1967, App. 664,451, 7 de enero de 1969.
- G. Köhler/ H. Rögnitz
1973 “MASCHINENTEILE”. Tomo 2. Primera edición. Stuttgart-Alemania: B.G.
Teubner
- GALLARDO, Miguel
2004 Validación Experimental de un Software Asistido por Internet para Describir
el Proceso Combinado Escaldado -Hidrogenfriado en Floretes de Brócoli.
Tesis para optar el grado de Licenciado en Ingeniería en Alimentos.
Valdivia-Chile: Universidad Austral de Chile. Consulta: 25 de setiembre de
2012.
< <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2004/fag163v/doc/fag163v.pdf>>
- GARCÍA, Teonila
2008 “Industrialización Integral de la alcachofa en pasta natural y alimentos
balanceados”. *PRODUCCIÓN Y GESTIÓN*. Lima, 2008, Volumen 11,
número 1, pp. 37-46.
- GERLING, Henrich
1975 *Alrededor de las Máquinas – Herramientas*. Segunda edición. España:
REVERTÉ, S.A.
- GUGLIANDOLO, Filippo
1989 *Como seleccionar un motor eléctrico*. Primera edición. Lima: MEGAPRINT
EDICIONES S.A.

HUGHES, Steven
2004 *Rotary drum blancher for cooking food.* EP1255453 B1 (Cl. A23N 12/04)
29 de noviembre de 2000, 2 de junio de 2004.

INSTITUTO TECNOLÓGICO AGROALIMENTARIO
s/a *Mejores Técnicas Disponibles en la Industria de Elaborados Vegetales.*
España. Consulta: 3 de octubre de 2012
<<http://www.prtres.es/data/images/la%20industria%20de%20elaborados%20vegetales-ab08ebae53a6f06f.pdf>>

INCROPERA, Frank
1996 *Fundamentos de Transferencia de Calor.* Cuarta edición. México:
PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA, S.A.

Martin SPROCKET & GEAR, INC.
s/a *Material Handling.* Martin Catalog 3000. Consultado: 15 de agosto de 2013.
pp. Disponible en: <<http://www.martinsprocket.com/support/literature-media/full-catalog-online>>

MAUPIN, Daniel
1990 *Water seal blancher.* US, 4,942,810 (Cl. 99/477, A23L 3/00) 15 de
setiembre de 1988, App. 245,203, 24 de julio de 1990.

MAUPIN, Daniel
2006 *Rotary steam blancher.* US, 2006/0283333 A1 (Cl. A21B 7/00) 14 de junio
de 2005, App. 11/152,327, 21 de diciembre de 2006.

MIRAVETE, Antonio
1996 *Transportadores y elevadores.* Primera edición. España: Reverté S.A.

NIEMANN, G
1979 *Elementos de Máquinas.* Tomo 1. Primera edición. Barcelona-España:
Hurope. S.A

Organización de Las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura
2011 *Perú es el tercer país exportador de alcachofa en el mundo.* Agro noticias
América Latina y el Criebe. Consulta: 2 de octubre de 2012.
<http://www.fao.org/agronoticias/agronoticias/detalle/es/?dyna_fef%5Bbackuri%5D=agronoticias/archivo/mensual/es/?mes=2011-04&dyna_fef%5Buid%5D=66193>

PARKES, Richard
1985 *Water type blancher.* US, 4,525,370 (Cl. 426/508; A23B 7/06) 14 de junio
de 1984, App. 620,723, 25 de junio de 1985.

- PAULSEN, Kurt
2011 *“Ejes y Árboles - parte 2”. Elementos de máquinas I.* Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Sección Ingeniería Mecánica, pp. 2.
- PAULSEN, Kurt
2011 *“Uniones Soldadas”. Elementos de máquinas I.* Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Sección Ingeniería Mecánica, pp. 15.
- PROCOBRE
S/A *Propiedades antimicrobianas del cobre: un abanico de posibilidades en beneficio del ser humano.* Consultado: 25 de agosto de 2013. Disponible en: <<http://procobre.org/es/cobre/aplicaciones/salud/antimicrobial/>>
- RENOLD
2013 *Guía del diseñador.* Consultado: 4 de mayo de 2013. Disponible en: <<http://www.renold.es/nmsruntime/saveasdialog.asp?IID=1113&SID=2749>>
- REYES DE CORCUERA, José
2004 *“Blanching of foods”.* Washington State University. *Encyclopedia of Agricultural, Food, and Biological Engineering.* Pullman, Washington, U.S.A. Marcel Dekker, Inc
- RIVERA, Eduardo
2006 *Secciones 3.0.* Software de descarga libre. Consultado: 10 de mayo de 2013. Disponible en: <<http://sourceforge.net/projects/secciones/>>
- RODRÍGUEZ, Jorge
2008 *Resistencia de Materiales 2.* Lima: Publicaciones Pontificia Universidad Católica del Perú, pp. 3-11.
- ROSTA
2013 *Tensores automáticos.* Consultado: 20 de agosto de 2013. Disponible en: <<http://www.tracsa.com/es/catalogos>>
- Sergio, L. Pieralice, M. Di Venere, D. Cardinali, A.
2007 *“Thermostability of Soluble and Bound Peroxidases from Artichoke and a Mathematical Model of Its Inactivation Kinetics”.* Food technology and biotechnoly. Ex Yugoslavia, 2007, volumen 45, número 4, pp. 367-373.

SEW – EURODRIVE

2013 *Catálogo Motorreductores*. Consultado: 2 de mayo de 2013. Disponible en: <http://www.sew-eurodrive.com/support/documentation_parts.php?PHPSESSID=97gp63kdoeavrsuuovi8o32757&sachnr=16795210&name=Parallel+Shaft+Helical+Gearmotor+F+series>

SHARMA, Shri; Steven MULVANEZ y Syed RIZVI

2003 *INGENIERIA DE ALIMENTOS Operaciones unitarias y prácticas de laboratorio*. 1era edición. México DF: Limusa.

SWEATEIN, Robert W.

1990 *Motores Eléctricos, selección, mantenimiento y reparación*. Tomo1, 2da edición. México: McGraw-Hill.

SKF

2008 *Catálogo General*. Publicación 6000/1ES. Suecia: SKF

SOLDEXA

2013 *Materiales de aporte*. Consultado: 30 de abril de 2013. Disponible en: <http://www.soldexa.com.pe/detalle_catalogo.php?det=4&t1=SMAW&p1=1&t2=Proceso%20arco%20el%E9ctrico%20con%20electrodo%20revestido.&t3=Aceros%20Inoxidables&idcat=1>

SOLIMAN,M

1968 “A Heat transfer Correlation for Annular Flow Condensation”.ASME J. Heat Transfer.

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

2003 “Cálculo de transportadores de tornillo sin fin según la Norma UNE”. *Alimentación, equipos y tecnología*. España, año XXII, número 181, pp. 121-124.

ZEGARRA REVEGGINO, Diego Alberto

2010 *Diseño de un Productor de Hielo Fluido de 14Kg/h*. Tesis de licenciatura en Ciencias e Ingeniería con mención en Ingeniería Mecánica. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería.

ZITTEL, David

1992 *Steam and air injection blancher*. US, 5,133,249 (Cl. 99-348; A23L 3/00) 20 de diciembre de 1991, App. 811,705, 28 de julio de 1992.