



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA

**ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA
MECANICA**

**TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECANICO**

**“DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATICO DE EXTRACCION-
INMERSION DE PIEZAS TRATADAS TERMICAMENTE EN HORNO
DE LA EMPRESA TOMOCORP S.A.C.”**

AUTOR

JULIO CESAR RONDO JARA

ASESOR

Dr. Jorge A. Olortegui Yume Ph.D

LINEA DE INVESTIGACION

Modelamiento Y Simulación De Sistemas Electromecánicos

TRUJILLO-PERU

2018

LISTA DE JURADO EVALUADOR DE LA TESIS

DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATICO DE EXTRACCION - INMERSION DE
PIEZAS TRATADAS TERMICAMENTE EN HORNO DE LA EMPRESA
TOMOCORP S.A.C.

Rondo Jara Julio Cesar
Autor

Ing. Jorge Salas Ruiz
Presidente

Ing. Jorge Antonio Inciso Vásquez
Secretario

Dr. Jorge Antonio Olórtegui Yume PhD
Vocal

DEDICATORIA

A Dios por guiar siempre cada uno de mis pasos. Le agradezco de todo corazón porque gracias a él tengo todo lo necesario para lograr cada uno de mis objetivos.

A mis padres Julio Rondo Chacón y Cecilia Jara Valdívía por darme todo el apoyo incondicional brindado durante cada uno de los pasos de mi vida y en especial en mi formación profesional.

A mi hermana Mirella Antuaneth Rondo Jara por estar siempre conmigo y brindarme su apoyo incondicional.

A mi tía María Domíngua Valdívía Morillo por todo el apoyo, consejos y palabras de aliento en los momentos difíciles y ser como una madre durante los años que duró mi formación profesional.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradecer a Dios, a mis padres porque es a ellos a quien les debo la existencia y el apoyo brindado día a día para ser mejor.

A todos los docentes que estuvieron presentes a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, por todas sus enseñanzas para poder lograr mi formación profesional como Ingeniero Mecánico.

A mi asesor de tesis Dr. Jorge A. Olortegui Yume por la confianza depositada en mí, los consejos, por guiarme y ser un excelente mentor en la realización de esta investigación.

A mis abuelos, tíos y primos por todo su apoyo y consejos; en especial a mi tío Víctor Hugo Jara Valdivia por incentivarme a seguir la carrera de Ingeniería Mecánica.

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo Rondo Jara Julio Cesar con DNI N° 47157723, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de INGENIERÍA Escuela de INGENIERIA MECÁNICA, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica. Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces. En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 12 de Abril del 2018.

Rondo Jara Julio Cesar

PRESENTACIÓN

Señores Miembros del Jurado:

De conformidad y cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, presento ante ustedes la Tesis titulada: **“DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATICO DE EXTRACCION - INMERSION DE PIEZAS TRATADAS TERMICAMENTE EN HORNO DE LA EMPRESA TOMOCORP S.A.C.”**

Esperando cumplir con los requisitos de aprobación.

Rondo Jara Julio Cesar

Índice General

LISTA DE JURADO EVALUADOR DE LA TESIS	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTO	IV
DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD.....	V
PRESENTACIÓN.....	VI
RESUMEN	10
ABSTRACT	11
I. INTRODUCCIÓN	13
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	13
1.2. TRABAJOS PREVIOS	14
1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA	17
1.3.1. Sistemas de Extracción - Inmersión en Tratamientos Térmicos	17
1.3.2. Tipos de Sistemas de Extracción - Inmersión	18
1.3.3. Partes de sistemas de extracción - Inmersión.....	21
1.3.4. Principio de funcionamiento de sistema de templado	22
1.3.5. Materiales para accesorios de hornos de templado.....	24
1.3.6. Diseño del sistema de templado	26
1.3.7. Transmisión por cadena	30
1.3.8. Selección de rodamientos	47
1.3.9. Factores de selección de motores.....	48
1.3.10. Selección de pistones hidráulicos.....	49
1.3.11. Selección de bombas hidráulicas	51
1.3.12. Teoría de selección de aceros	52
1.3.13. Seguridad en Instalación de Equipos.....	53
1.3.14. SolidWorks.....	56
1.3.15. Matlab	58
1.3.16. FluidSim Hidraulic.....	61
1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	63
1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	63
1.6. OBJETIVOS.....	64
1.6.1. Objetivo General	64
1.6.2. Objetivos Específicos	64
II. MÉTODO.....	66
2.1. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN	66

2.2.	VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN	66
2.2.1.	Variables para el diseño del eje para catalinas	66
2.2.2	Operacionalización de Variables para el diseño del eje para catarinas	67
2.2.2.	Variables para el diseño de Vigas.....	70
2.3.	Población y muestra.....	74
2.4.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos	74
2.5.	Método de análisis de datos	75
2.5.1.	Analítico.....	75
2.5.2.	Sintético.....	75
2.5.3.	Metodología del diseño.....	75
III.	RESULTADOS.....	78
3.1.	Determinación de necesidades de la empresa	78
3.2.	Normas, códigos y procedimientos para procesos de templados	78
3.2.1.	NFPA 86 Estándar para hogares y hornos	78
3.2.2.	Norma ASTM A 991/A 991M – 98 Método de prueba estándar para realizar inspecciones de uniformidad de temperatura de hornos utilizados para calentar productos de acero	79
3.3.	Requerimientos expresados en términos ingenieriles.....	79
3.4.	Generación de conceptos alternativos	81
3.5.	Selección de concepto final mediante matriz de selección	89
3.6.	Dimensionamiento general del sistema de extracción-inmersión	91
3.7.	Cálculo de cargas de diseño para el sistema.....	92
3.7.1.	Cálculo de la fuerza de arrastre o empuje (F_a)	92
3.7.2.	Cálculo de la carga de diseño (F_s)	96
3.7.3.	Cálculo del empuje requerido del mecanismo F_{s1}	97
3.7.4.	Cálculo de las fuerzas para inmersión de canasta.....	97
3.7.5.	Cálculo de fuerzas de apertura/cierre de puerta de horno	101
3.8.	Optimización del diseño de cadenas rígidas mediante programación en GUI Matlab®.	104
3.9.	Diseño paramétrico.....	106
3.9.1.	Diseño paramétrico de ejes soporte para Catarinas – Sistema de enfriamiento rápido.	107
3.9.2.	Diseño paramétrico de Ejes mediante simulación a través de SolidWorks®.....	113
3.9.3.	Diseño paramétrico de ejes soporte para Catarinas – Sistema de apertura de puerta de horno.	117
3.9.4.	Diseño paramétrico de estructura de enfriamiento rápido.....	122
3.9.5.	Diseño paramétrico de Viga mediante simulación a través de SolidWorks®.....	129

3.9.6.	Diseño paramétrico de estructura de apertura de puerta de horno.....	132
3.10.	Diseño y simulación de estructura de inmersión y canasta contenedora del sistema mediante software comercial Solidworks®	136
3.11.	Diseño de selección para componentes estándar.	137
3.11.1.	Selección de Cadenas Rígidas.....	137
3.11.2.	Selección de motorreductor para cadena rígida.....	138
3.11.3.	Selección de pistones hidráulicos.....	139
3.11.4.	Selección de bomba hidráulica	147
3.11.5.	Selección de motor para bomba hidráulica	153
3.11.6.	Selección de cadenas de rodillos para sistema de inmersión	153
3.11.7.	Selección de cadenas de rodillos para apertura y cierre de puerta de horno	158
3.11.8.	Selección de rodamientos	162
3.12.	Análisis económico del proyecto de investigación: Presupuesto, TIR, VAN, ROI y periodo de retorno de inversión.	165
3.13.	Análisis de Tiempos de operación.....	170
IV.	DISCUSIÓN	173
V.	CONCLUSIONES	176
VI.	RECOMENDACIONES	179
VII.	REFERENCIAS	181
	ANEXOS	183

RESUMEN

En esta investigación se realizó el diseño de un sistema automático de extracción–inmersión de piezas tratadas térmicamente en hornos de la empresa TOMOCORP S.A.C ubicada en Puente Piedra, Lima.

Se determinaron las necesidades del cliente mediante una entrevista la cual nos permitió realizar un análisis de tiempos y costos perdidos en la empresa debido a la extracción manual actual. También, se determinaron las dimensiones del espacio de trabajo, así como los parámetros importantes de trabajo de este y del tratamiento específico a realizar. Se elaboraron cinco conceptos alternativos útiles que fueron luego filtrados mediante matrices de selección. Se elaboró una GUI (Interface Gráfica de Usuario) que incluyó conjunto de ecuaciones de diseño para facilitar la elección inicial de parámetros. La estructura y los ejes finalmente usados fueron simulados en SolidWorks® con el fin de determinar el factor de seguridad adecuado. Finalmente se realizó un análisis económico para determinar los valores del TIR, VAN y ROI.

Nuestro sistema de extracción-inmersión de piezas tratadas térmicamente está limitado a 2TM, longitud de carrera en el ingreso y salida de las piezas hacia el horno 1.8 metros y el tiempo total del proceso de 16s como máximo. La GUI determinó que los ejes de soporte serían de AISI 4140, diámetros de 60mm y factores de seguridad 9 y 2.87 con carga estática y en fatiga, respectivamente. La simulación en MEF (Método del Elemento Finito) permitió afinar los factores de seguridad 8.6 y 3.8. Se obtuvo un TIR de 4.4%; un VAN de 2502.34 y un periodo de retorno de la inversión de 4 meses y 3 semanas.

La secuencia planteada por la metodología de diseño fue de gran ayuda en clarificar las decisiones a tomar en cada paso de la tesis. La secuencia del uso de una GUI y el MEF permitiendo el cálculo rápido parametrizado de materiales y dimensiones es de gran ayuda en el diseño. La fabricación de este equipo presenta una buena ventaja económica para la empresa

Palabras Clave: Tratamiento Térmico / Extracción / Inmersión / Sistema.

ABSTRACT

In this research, the design of an automatic extraction-immersion system of thermally treated pieces in kilns of the company TOMOCORP S.A.C located in Puente Piedra, Lima was carried out.

The needs of the client were determined through an interview which allowed us to perform an analysis of time and costs lost in the company due to the current manual removal. Also, the dimensions of the workspace were determined, as well as the important working parameters of this and the specific treatment to be carried out. Six useful alternative concepts were elaborated and then filtered through selection matrices. A GUI (Graphical User Interface) was developed that includes a set of design equations to facilitate the initial choice of parameters. The structure and the axes finally used were simulated in SolidWorks® in order to determine the appropriate safety factor. Finally, an economic analysis was carried out to determine the TIR, VAN and ROI values.

Our system of extraction-immersion of thermally treated parts is limited to 2TM, length of stroke in the entrance and exit of the pieces towards the oven 1.5 meters and the total time of the process of 16s at most. The GUI determined that the support axes would be AISI 4140, diameters of 60mm and safety factors 9 and 2.87 with static and fatigue load, respectively. The simulation in MEF (Finite Element Method) allowed to fine tune the security factors 8.6 and 3.8. An IRR of 4.4% was obtained; a VAN of 2502.34 and a return period of 4 months and 3 weeks.

The sequence proposed by the design methodology was of great help in clarifying the decisions to be taken in each step of the thesis.

The sequence of use of a GUI and the MEF allowing the parameterized rapid calculation of materials and dimensions is of great help in the design. The manufacture of this equipment presents a good economic advantage for the company.

Keyword word: Heat Treatment / Extraction / Immersion / System.

CAPITULO I: INTRODUCCION

I. INTRODUCCIÓN

1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA

El sector metalmecánico en el Perú reporta un movimiento económico anual de entre mil y mil quinientos millones de dólares. Proyecta su crecimiento basado en la provisión de bienes y servicios para la actividad minera, un destino que actualmente demanda el 50% de la producción total de las metalmecánicas en nuestro país.

En la actualidad el sector metalmecánico en Trujillo se encuentra enfrentando una situación difícil, generada, entre otros factores, por la falta de modernidad en el sector. A fin de lograr un futuro desarrollo, se requiere el planteamiento de estrategias y planes de acción que permitan la mejora de los niveles de eficiencia y productividad, y alienten la competitividad del sector

La industria metalmecánica requiere que los aceros o metales utilizados en la construcción de distintos proyectos cuenten con ciertas especificaciones para poder desarrollar productos con alta calidad; a las operaciones de calentamiento y enfriamiento a las que se someten los aceros para conferirles diferentes propiedades y estructuras es a lo que se denomina tratamiento térmico la cual es de suma importancia en la industria metalmecánica.

La empresa "TOMOCORP S.A.C." ubicada en Ov. Puente piedra, Las Vegas -Calle 5 -Lima se dedica al mantenimiento de máquinas, diseño y fabricación de equipos, etc. Esta empresa cuenta con un área en donde se realizan trabajos de fundición y de tratamiento térmico de piezas. En el horno donde se realizan los tratamientos térmicos ingresan aproximadamente 2 *Toneladas* en peso total de diferentes piezas que son tratadas térmicamente, estas piezas a las que se les realizan los tratamientos poseen un alto contenido de cromo.

Es entonces en esta área de tratamientos térmicos donde pueden ocurrir algún tipo accidentes debido a falta de algún sistema o equipo con el cual se

puedan remover las piezas de los hornos y trasladarlas a las pozas donde se sumergen para así finalmente mejorar sus propiedades mecánicas. La falta de algún equipo o máquina para realizar estos trabajos hace que los mismos trabajadores trasladen las diferentes piezas con ganchos lo que provoca que en ocasiones estas piezas se caigan y se deterioren; por otra parte otro influyente en el deterioro de las propiedades de las piezas es el tiempo que se demora en trasladar la piezas tratadas térmicamente hacia las pozas de enfriamiento, y como se mencionó antes, también se está en constante riesgo de sufrir cualquier tipo de accidente debido a la temperatura tan elevada a la que se encuentran estas piezas, hablamos de aproximadamente 1200°C , y también a que se usan utensilios que no garantizan seguridad alguna para los trabajadores.

En este trabajo de tesis se diseñó un sistema automático de extracción - inmersión de piezas tratadas térmicamente en horno de la empresa TOMOCORP SAC, con un tiempo máximo de operación de 5 minutos reducción de riegos de accidente y el incremento de la productividad.

1.2. TRABAJOS PREVIOS

Son trabajos que preceden a la presente investigación los que se detallan a continuación:

Luis Carlos Romero Bonilla y Rodrigo Quiroga Contreras (Romero Bonilla; Quiroga Contreras 2007) en su tesis “simulación y diseño de un mecanismo automático para desplazamiento de piezas en el área de pretratamientos químico de partes metálicas” realizada en la Universidad De La Salle de Bogotá DC, desarrollaron el diseño de un mecanismo automático para el desplazamiento de piezas en el área de pre-tratamientos químicos. Esta investigación tiene por objetivo desarrollar un dispositivo automático que mejore la eficiencia de tratamiento químico. En el diseño mecánico y estructural se tomaron en cuenta tres tipos de estructuras físicas los cuales componen el sistema; este diseño se realizó mediante software

SolidEdge V14. La estructura base y de desplazamientos está formada por seis columnas tipo H apoyadas sobre placas de hierro que se fijan a zapatas de apoyo. La estructura soporte se conforma de tres piezas fundamentales y la interconexión en sí de ellas mismas (patín, soporte y la estructura soporte). Luego se realizó el diseño del sistema eléctrico del mecanismo, debido a que la carga máxima que soportara es de $500kg$ se utilizara un motor para grúa DEMAG para izar dicha carga y otro motor para el desplazamiento horizontal. Para el control se usaron dispositivos electrónicos como sensores, mandos de control, etc. En principal problema fue al momento de querer desarrollar un análisis dinámico en conjunto ya que las restricciones usadas en el ambiente del ensamble son diferentes al ambiente de la simulación dinámica. En la simulación del sistema de control fue necesario usar varios contactores de tipo impulso con el fin de aislar la señal constante de la ubicación del dispositivo sobre la estación. Basados en el análisis matemático y luego usando el software se aseguraron de que cada una de las piezas soportaron las cargas para las que fueron diseñadas y el factor de seguridad corrobora esos resultados. El desplazamiento vertical y horizontal no afectan ni comprometen el acercamiento de la carga respecto al tanque

Carlos Resa Fernández (Reza Fernández 2011) en su tesis “Diseño y cálculo de grúa para almacén con capacidad para $5Tn$ ” realizada en la Universidad Carlos III de Madrid, desarrolló el diseño de un puente grúa con capacidad de carga de 5 toneladas. Esta investigación tiene el objetivo de presentar en forma completa y a modo de solución global el proceso de diseño de un puente grúa, empezando por la selección del tipo de perfil de la estructura que soportara las cargas. El puente grúa con el que se contaba tenía una capacidad de carga de 2.5 toneladas en cual se utilizaba para realizar los diversos mantenimientos de la planta. Se concluyó en que la investigación cumplió el objetivo principal que fue diseñar una grúa para un almacén con una capacidad de carga de $5Ton$.

Alfonso Santos Aberturas (Santos Aberturas 2012) en su tesis “**Diseño de un robot delta 2 para alimentación de un proceso de troquelado y embutición**” realizada en la Universidad de Valladolid, desarrollo un robot Delta 2 para el proceso de alimentación de una embutidora con troquel con platinas cuadradas de aluminio de 100mm de lado y 1mm de espesor. Una de las características de este diseño es que debe poder ser fabricado en un taller externo con un número y tipo limitado de máquinas; así también debido a la versatilidad de este tipo de robots el diseño tiene pequeñas modificaciones para que se utilice en diversas operaciones. El cliente solicita que: el robot tenga la rapidez en el sistema de alimentación, tenga la posibilidad de modificación para otro tipo de alimentación, el robot tiene una elevada precisión en su posicionamiento. Los requerimientos de esta investigación son: la estructura tiene que ser resistente debido a las diferentes posiciones y altas velocidades a las que está sujeto el robot, el peso debe ser el adecuado, a diferencia de los ejes todas las piezas mecanizadas son de aluminio. Se concluyó que el diseño fue satisfactorio y lo que llama la atención el elevado valor de los coeficientes de seguridad.

Oscar Fabián Higuera C., Luis Carlos Flores G., Juan Felipe Arroyave L., (Scientia et Technica Año XIV, No 39, septiembre de 2008) en su investigación “**Diseño de un sistema de enfriamiento para temple de aceros**”, realizada en la Universidad Tecnológica de Pereira, describe el procedimiento para el diseño de un sistema de enfriamiento para temple de aceros. Esta investigación tiene por objetivo principal enfriar el material (acero), lo suficientemente rápido para formar microestructuras como vainita o más frecuentemente martensita. Se tuvo en cuenta para la realización de este diseño las variables de temperatura, agitación y tipo de medio de enfriamiento; se determinó la confiabilidad del sistema a partir de la simulación del comportamiento de mismo, mediante el software COSMOS FloWorks, donde se considera que los resultados obtenidos están dentro de los límites permisibles de aceptación para su funcionamiento. Las conclusiones a la que se llegaron fueron principalmente que se comprueba que la velocidad de

agitación del medio de enfriamiento incide directamente sobre la duración de la etapa A y sobre la máxima rata de transferencia de calor alcanzada durante el proceso de enfriamiento. La posición del agitador en el interior del tanque afecta de forma directa la lata de enfriamiento debido a la diferencia entre las líneas de flujo para cada una de las posiciones, siendo la posición N°2 la que presentó mayor velocidad de enfriamiento.

GUALAN J. Cristian. En su tesis: “**Diseño de un sistema automatizado para el control de procesos de impregnación de resina en la latilla trapichada de bambú para la empresa BIGBAMBU S.A**”. realizada en la Universidad de las Fuerzas Armadas, Sangolquí Ecuador, desarrollo un sistema automatizado para controlar y mejorar el proceso de impregnación de resina en las latillas de bambú. Esta investigación tiene como objetivo diseñar un sistema automatizado para el control del proceso de impregnación de resina en la latilla trapichada de bambú para la empresa BIGBAMBU S.A. Se diseña un alimentador semiautomático de los atados de latillas de bambú, después pasa al proceso de impregnación mediante inmersión de los atados de manera automática evitando de esta manera que el operario realice esfuerzo físico y tenga contacto directo con la resina. La mezcla de la resina se controla por un sensor de densidad y un sensor de nivel además válvulas solenoides y bombas hidráulicas. Se concluye q se realizó el diseño mecánico, eléctrico, de control e instrumentación del proceso de impregnación de resina en las latillas trapichadas de bambú dentro de las especificaciones propuestas por la empresa BIGBAMBU.

1.3. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA

1.3.1. Sistemas de Extracción - Inmersión en Tratamientos Térmicos

Hoy en día existe un incremento en la producción de máquinas y nuevos materiales que suplan los requerimientos tanto de la sociedad como de la industria. El tiempo de vida útil y confiabilidad de los productos

manufacturados están determinados no solo por sus propiedades tribológicas (resistencia a la fricción y al desgaste) sino también por su dureza, tenacidad, elasticidad, resistencia a la corrosión. El tratamiento térmico de los materiales que se utilizan en la construcción de las máquinas es un factor importante en el funcionamiento y mejoramiento de estas. *(HIGUERA C. Oscar, FLORES G. Luis y ARROYAVE L. Juan. Diseño de un sistema de enfriamiento para temple de aceros)*

Los sistemas de extracción-inmersión son sistema de enfriamiento rápido, los cuales son usados en áreas de tratamientos térmicos, proceso de templado, debido a su alta eficiencia ya que este tipo de tratamiento requieren de un enfriamiento lo suficientemente rápido con el fin de endurecer las piezas considerablemente para que los materiales adquieran las propiedades deseadas por el cliente.

1.3.2. Tipos de Sistemas de Extracción - Inmersión

Los tipos de sistemas de extracción-inmersión son los siguientes:

Sistema de enfriamiento horizontal.

En la imagen que se muestra en la Figura 1, una pieza de trabajo se retira del horno de tratamiento térmico. La pieza de trabajo, luego de ser retirada del horno de tratamiento térmico, se coloca en el tanque de enfriamiento.



Figura 1. Sistema de Enfriamiento Horizontal

Fuente: <https://www.wisoven.com/products/batch-ovens/horizontal-quench-system#>

Sistema de Enfriamiento con Manipulador XYZ.

En la imagen que se muestra en la Figura 2, una pieza de trabajo se retira del horno de tratamiento térmico. La pieza de trabajo, luego de ser retirada del horno de tratamiento térmico, se coloca en el tanque de enfriamiento, donde se usa la tecnología avanzada de polímeros para minimizar el microfisuramiento y otros problemas de sustrato.

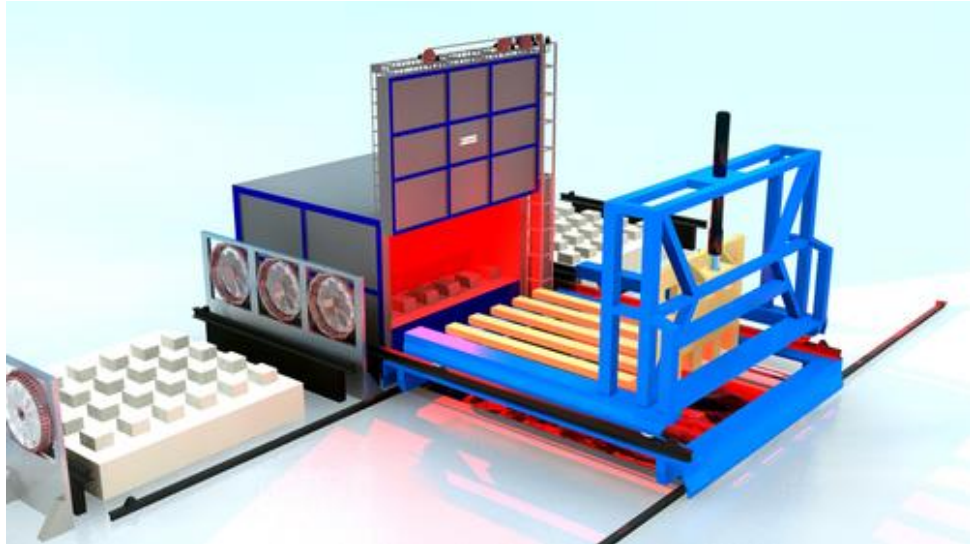


Figura 2. Sistema de Enfriamiento con Manipulador XYZ

Fuente: <https://www.tradeindia.com/fp2724192/Heat-Treatment-Furnaces.html>

Sistema de Enfriamiento Tipo Camión.

En la Figura 3, muestra un sistema de enfriamiento tipo camión. La pieza es retirada del horno de tratamiento térmico, mediante un sistema de carro transportador, para finalmente ser colocada en el tanque de enfriamiento.



Figura 3. Sistema de Enfriamiento Tipo Camión

Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=IV-nW0ffy1Q>

1.3.3. Partes de sistemas de extracción - Inmersión

La Figura 4 muestra un sistema de extracción – inmersión en la cual se enumeran cada una de las partes que lo conforman seguido de la descripción de cada una de ellas.

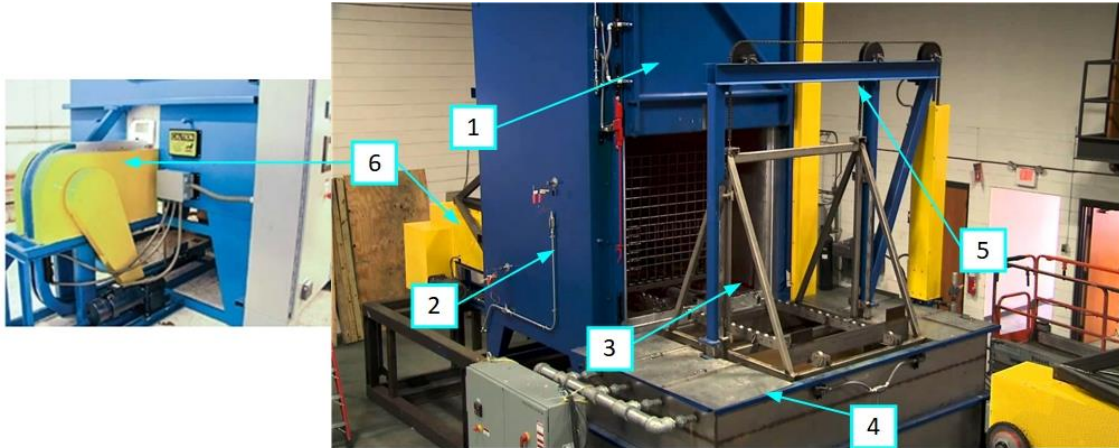


Figura 4. Partes de Sistema de Extracción Sumersión
Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg>

Elevador de puerta (1)

El elevador se encarga de la apertura o cierre instantáneo de la puerta del horno.

Horno de tratamiento (2)

El horno se encarga del procedimiento de calentamiento de las piezas que se van a someter al proceso de templado.

Estructura de inmersión (3)

Esta estructura permite alojar la canastilla que contendrá las piezas que serán tratadas térmicamente.

Tanque de templado (4)

El tanque de templado servirá para enfriar las piezas rápidamente para así obtener las propiedades mecánicas de acuerdo a los requerimientos.

Ascensor para templado (5)

El ascensor de templado permite el enfriamiento rápido de las piezas que fueron ingresadas en el horno de tratamiento térmico.

Sistema de transferencia de carga (6)

Este sistema permite ingresar y expulsar la canastilla contenedora de piezas que serán tratadas térmicamente.

1.3.4. Principio de funcionamiento de sistema de templado

El sistema inicia con la apertura del horno (Figura 5) donde se calentarán las piezas a cierta temperatura, según los datos obtenidos mediante la entrevista la cámara del horno se encuentra a 1200 °C



Figura 5. Apertura de la puerta del horno

Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg>

En sistema de cadena rígida arrastra la canastilla contenedora de piezas hacia el hogar del horno (Figura 6), una vez que la canastilla este en la posición indicada la puerta del horno se cierra.



Figura 6. Arrastre de la carga mediante Cadena Rígida

Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg>

Una vez que las piezas alcanzan la temperatura deseada la puerta del horno se abre y el sistema de cadena rígida expulsa la canastilla hacia el sistema de inmersión, que es accionada mediante pistones y cadenas, la cual sumerge la canastilla contenedora de piezas en la poza que contiene un fluido, a temperatura ligeramente por debajo de la temperatura ambiente (Figura 7).



Figura 7. Enfriamiento de piezas en la poza de enfriamiento

Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg>

El líquido enfriará las piezas para así finalmente poder obtener las propiedades mecánicas deseadas.



Figura 8. Final del proceso de extracción inmersión

Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg>

1.3.5. Materiales para accesorios de hornos de templado

Condiciones de tratamiento de calor, tales como ambientes corrosivos y reactivos y altas temperaturas proporciona un entorno especialmente duro para los accesorios del horno: cestas, bandeja, cadenas transportadoras correas y tubos radiantes.

Aleaciones comunes de alta temperatura

Las aleaciones resistentes al calor más comunes utilizados para la construcción de accesorios de horno son materiales forjado y fundido de Fe-Cr-Ni, Fe-Ni-Cr, y aleaciones base de Ni. Los datos sobre la composición de las aleaciones seleccionadas se proporcionan en la Tabla 1.

Tabla 1. Composiciones nominales de aleaciones utilizadas en las pruebas de laboratorio y de campo.

Fuente: Tratamiento térmico del acero (TOTTEN. George, 2006. p.142)

Composiciones nominales de aleaciones utilizadas en ensayos de laboratorio y de campo

Aleaciones (UNS No.)	Composición (%)										
	Ni	Fe	Co	Cr	Mo	W	Al	Ti	Ci	C	Otro
Cabot No. 214	75	2.5	2	16	0.5	0.5	4.5	—	—	—	Y (presente)
Hatelloy X (N06002)	—	47	—	18.5	22	22	9	0.6	—	—	—
Aleación 600 (N06600)	72	8	1	15.5	—	—	0.35	0.3	—	—	—
Inconel 601 (N06601)	Bal	14	—	25	—	—	1.4	0.3	—	—	—
Cabot No. 625 (N06625)	Bal	5	1.5	9	—	0.4	0.4	—	—	—	Cb+Ta=3.5
Haynes No. 30	57	3	3	22	2	14	0.3	—	—	—	0.03 La
Hastelloy S	67	3	2	5.5	14.5	1	0.25	—	—	—	0.05 La
Waspaloy (N07001)	58	2	13.5	19	4.3	—	1.5	3	—	—	0.05 Zr
RA 333 (N06333)	45	18	3	25	3	3	—	—	—	—	1.25 Si
Haynes nº 188 (R30188)	22	3	39	22	—	14	—	—	—	—	0.07 La
Aleación 800H (N08810)	32.5	44	2	21	—	—	0.4	0.4	—	—	—
Haynes No. 556	20	31	18	22	3	2.5	0.2	—	—	—	0.8 Ta, 0.02 La
Multimet (R30155)	20	30	20	21	3	25	—	—	—	—	Ch+Ta=1.0
RA 330 (N08330)	35	43	—	19	—	—	—	—	—	—	1.25 Si
Tipo 304 SS (S30400)	9	Bal	—	—	—	—	—	—	—	—	2.0 Mn, 1.09 Si
Tipo 310 S (S31000)	20	—	25	—	—	—	—	—	—	—	2.0 Mn, 1.5Mn
Tipo 316 SS (S31600)	12	—	17	2.5	—	—	—	—	—	—	2.0 Mn, 1.0 Si
Tipo 446 SS (S44600)	—	—	25	—	—	—	—	—	—	—	1.5 Mn, 1.0 Si
RA 85 H (S30615)	14.5	—	—	18.5	—	—	1	—	3.5	0.2	—
HR 120	37	—	—	25	—	—	0.1	—	0.6	0.05	07 C, 0.2N
RA 309 (S30908)	13	—	—	23	—	—	—	—	0.8	0.05	—
RA 310 (S31008)	20	—	—	25	—	—	—	—	0.5	0.05	—
RA 446 (S44600)	—	—	—	25	—	—	—	—	0.5	0.05	07 Mn, 0.1N
253 MA (S30815)	11	—	—	21	—	—	—	—	1.7	0.08	0.04 Ce, 17N
314 (S31400)	20	—	—	25	—	—	—	—	2.2	0.1	—
Aleación 800 (N08800)	31.8	Bal	—	21.4	—	—	0.35	—	0.35	0.04	0.79 Mn, 0.44 Ti
Aleación 520	35	Bal	—	21	—	—	NA	—	2	—	1 Cb
Aleación DS	34.3	Bal	—	18	—	—	<0.1	—	2.2	0.03	1.3 Mn, <0.05 Ti
253	11	Bal	—	21	—	—	—	—	1.7	—	N, Ce
DS	36	Bal	—	18	—	—	—	—	2.2	0.06	—
45 TM	Bal	23	—	27	—	—	—	—	2.7	0.08	—
602 CA	Bal	9.5	—	25	—	—	2.1	—	—	0.18	Y, Zr, Ti
x	Bal	18	—	22	—	—	—	—	—	0.1	9 Mo, W, Co
625	Bal	3	—	22	—	—	—	—	—	0.1	9 Mo, 3.5 Cb
617	Bal	1.5	—	22	—	—	1.2	—	—	0.06	9 Mo, 12 Co

SS, acero inoxidable.

Cabot, Hastelloy, Haynes y Multimet son marcas registradas de Cabot Corporation; Waspaloy es una marca registrada de United Technologies. RA es una marca registrada de Rolled Alloys. Inconel es una marca registrada

1.3.6. Diseño del sistema de templado

El enfriamiento rápido es uno de los procesos más críticos en el funcionamiento global del tratamiento térmico. Es esencial, para alcanzar las velocidades de transferencia de calor necesarias y uniformidad óptima del proceso de transferencia de calor, la transformación de los productos de acero deseado debe ser obtenidos minimizando los gradientes térmicos. La optimización del proceso general de temple es interdependiente con sacionar el diseño del sistema, especialmente la dirección, la turbulencia, y la velocidad del flujo de temple. Esto es cierto para todos los sistemas de enfriamiento, ya sea gas o líquido, incluyendo enfriamiento de gas de alta presión y la sal fundida, de lecho fluidizado, salmuera, aceite y temple acuosas de polímeros.

➤ Dimensionamiento de tanque de templado

El dimensionamiento del sistema de enfriamiento rápido depende de las propiedades térmicas del metal (*Figura 9*) y de temple.

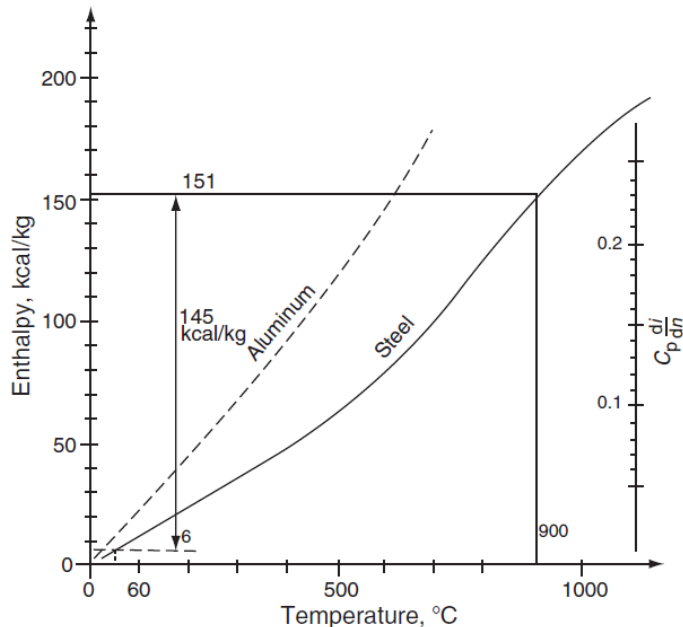


Figura 9. Curva de capacidad calorífica para Aluminio y Acero.

Fuente: *Tratamiento térmico del acero* (TOTTEN. George, 2006. p.151)

➤ **Selección del intercambiador**

Hay cuatro tipos principales de intercambiadores de calor utilizados en los sistemas de enfriamiento: mecanismo de refrigeración, evaporadores, torres de aspersión refrigerados por agua de carcasa y tubos (o placa y marco), y radiadores refrigerados por aire.

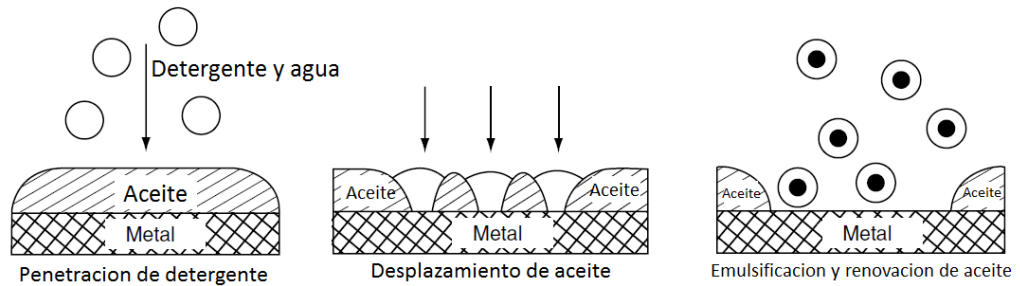


Figura 10. Detergencia para el proceso de lavado alcalino.

Fuente: Manual de tratamiento térmico (seco-Warwick Corp., Meadville, PA)

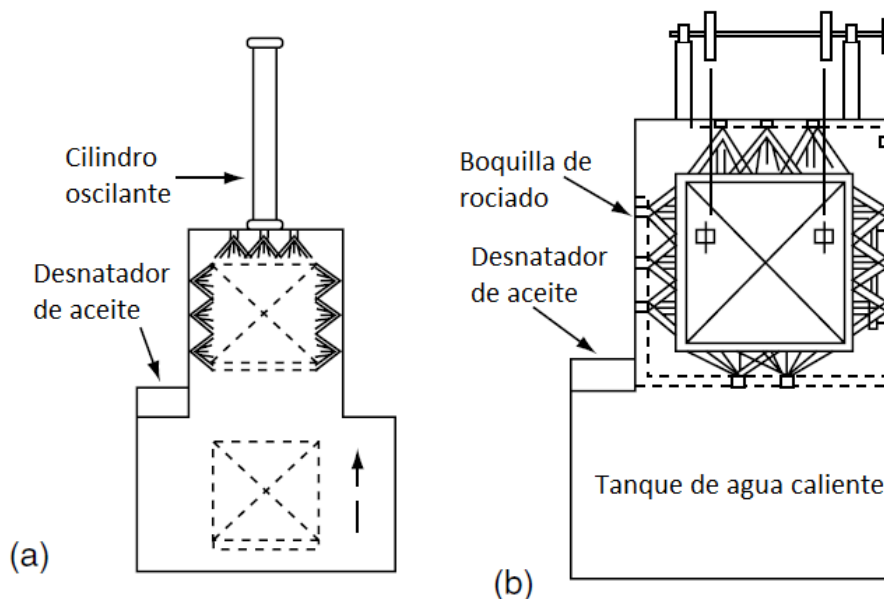


Figura 11. Esquema de (a) la lavadora por aspersión y mate; (b) la arandela de pulverización.

Fuente: Tratamiento térmico del acero (TOTTEN. George, 2006, p.148)

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos contienen típicamente superficies de refrigeración de cobre y están sujetas al ensuciamiento y taponamiento, particularmente cuando se utilizan temple con aceite mineral. La placa y el marco de los intercambiadores de calor tienen placas de acero inoxidable en la superficie de intercambio de calor.

➤ **Selección del agitador**

Existen numerosas alternativas posibles de diseño para proporcionar la agitación necesaria para optimizar las tasas de transferencia de calor y la uniformidad del proceso de temple. Se pueden usar ya sea individualmente o en combinación unos con otros.

➤ **Burbujeo**

Burbujeo de aire o gases inertes en el de temple, un proceso conocido como burbujeo, se puede utilizar ya sea como la única fuente de agitación o para complementar otras formas de agitación, tales como la agitación de la bomba. La aspersion de aire se puede utilizar fácilmente para agua y salmuera. Es relativamente una mala elección para otros temples vaporizables tales como el aceite debido a la presencia de aumentó de aire facilitará la degradación oxidativa. Aunque un gas inerte tal como nitrógeno se debe utilizar, se es significativamente más caro que el aire.

Tasa de flujo de aire es una función del diámetro del tubo:

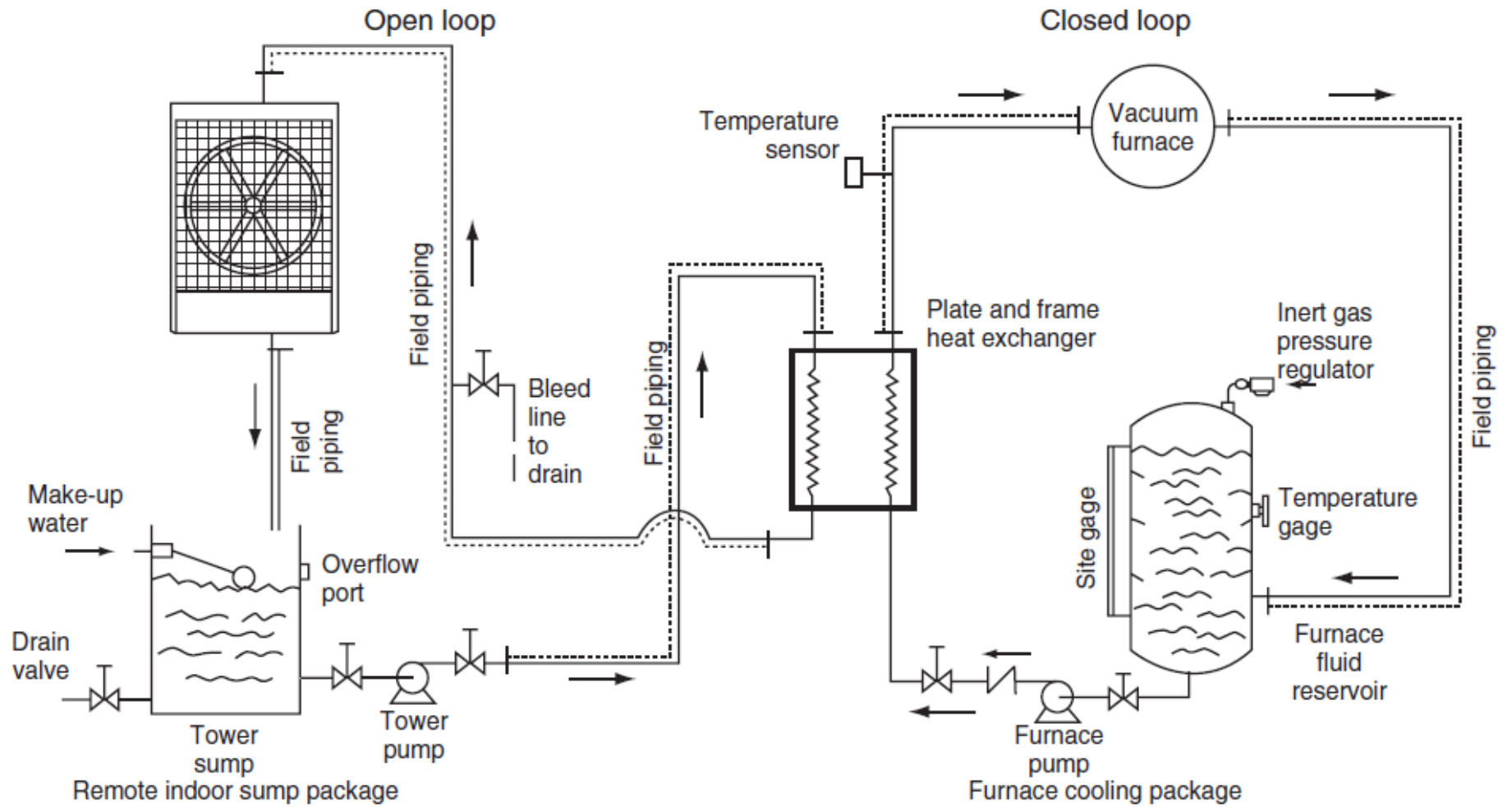


Figura 12. Ejemplo de un intercambiador de calor por evaporación.

Fuente: Tratamiento térmico del acero (TOTTEN. George, 2006, p.151)

➤ Bombas Centrifugas

Sistemas de bomba centrífuga se pueden utilizar para proporcionar agitación del baño de temple y transferir el fluido hacia y desde el intercambiador de calor. Sin embargo, si se utilizan bombas centrífugas, en particular.

Se debe prestar atención a la posición de los colectores de aspersión alrededor de la parte, o la carga, que se apaga.

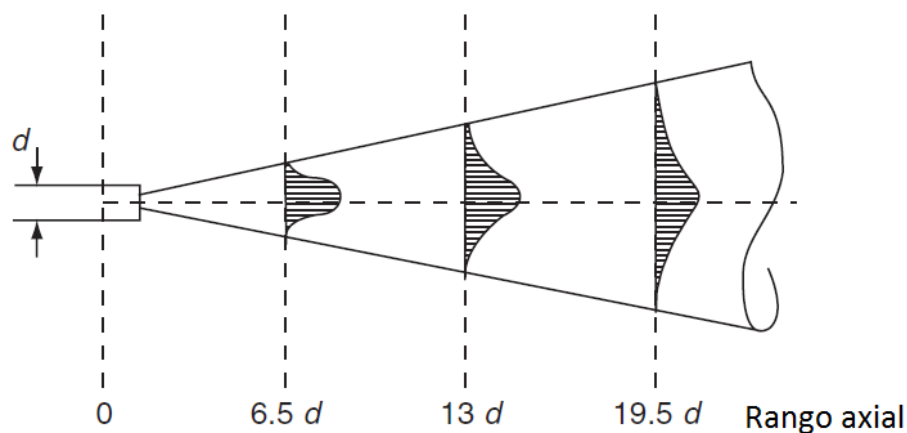


Figura 13. Patrón de flujo como una función del diámetro de la boquilla y la distancia desde la tobera para un mezclador de chorro.

Fuente: Tratamiento térmico del acero (TOTTEN. George, 2006, p.154)

1.3.7. Transmisión por cadena

A. Definición de cadena

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos. Este diseño permite tener flexibilidad y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión.

La capacidad de transmisión de potencia por cadena tiene en cuenta tres modos de falla: 1) fatiga de las placas del eslabón, 2) el impacto de los rodillos al engranar en los dientes de las catarinas, 3) la abrasión entre los pernos de cada eslabón y los bujes.

B. Tipos de cadena

El tipo de cadena más común es la *cadena de rodillos*, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas. Existen otros tipos que comprenden una variedad de diseños de eslabones extendidos, y se usan principalmente para aplicaciones de transportadores (Figura 14).

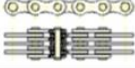
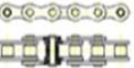


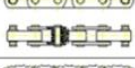




Tipos	Normas	Representación	Tipo	normas	representación
CADENAS FLEYER	DIN 8152 UNE 18085		CADENAS DE RODILLOS SIMPLES	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606 UNE 19015	
CADENAS ROTARY	DIN 8182		CADENAS DE RODILLOS DOBLES	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606	
CADENA DE BLOQUES	DIN 8190 UNE 18003		CADENAS DE RODILLOS TRIPLES	DIN 8187 DIN 8188 DIN 8181 ISO 606	
CADENAS DENTADAS SILENCIOSAS			CADENAS DE CASQUILLOS	DIN 8164	
CADENAS GALLE	DIN 8190 DIN 8151 UNE 18075				

Figura 14. Tipos de Cadenas

Fuente: <https://es.slideshare.net/josein1308/transmision-de-cadenas>

C. Cadena rígida lineal

El accionador de cadena rígida (también conocido como *accionador de cadena lineal*, *accionador de cadena a tracción y compresión*, *accionador de cadena eléctrico* o *accionador de cadena en columna*), es un mecanismo utilizado en el accionamiento de compartimientos de cierre; en gatos, en el manejo de cargas a tracción y compresión y en elevadores. El accionador de cadena rígida funciona como un mecanismo de cremallera que utiliza una barra articulada. Se emplean cadenas de articulación limitada, normalmente parecidas a una cadena de transmisión, que engranan con un piñón motorizado alojado en una carcasa. Los eslabones de la cadena están articulados de manera que puedan curvarse a un solo lado. Cuando un piñón gira, los eslabones de

la cadena rotan 90° , y un sistema de guías acopla los eslabones de la cadena en una forma lineal rígida capaz de resistir tracciones y compresiones. Dado que los eslabones tienen la capacidad de plegarse sobre sí mismos, la cadena puede enrollarse para ser almacenada en un espacio reducido.

D. Diseño de cadenas

- **Cadenas de rodillos cilíndricos**

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante puesto que no se involucra al deslizamiento ni el arrastre, vida larga y capacidad para impulsar varios ejes a partir de una sola fuente de potencia.

La Figura 15 muestra una cadena típica indicando sus partes y en la Tabla 3, se especifica las cadenas ISO indicando los pasos, anchos, diámetros de rodillos, separación entre hileras, cargas de rotura, pesos unitarios y las velocidades máximas según su tipo de lubricación.

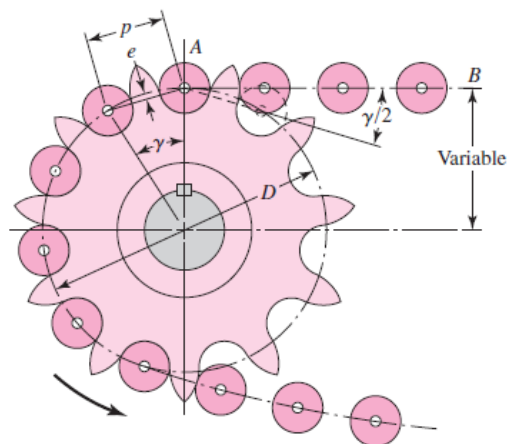


Figura 15. Acoplamiento de una cadena y una Catarina

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Budynas, Richard y Nisbett, J.Kith. Pg.889)*

La potencia de diseño para una cadena de rodillos se calcula mediante:

$$Pot_{Diseño} = Potencia\ del\ motor \quad (1)$$

La potencia nominal equivalente se multiplicará la potencia de diseño por el factor de corrección de número de dientes de la *Tabla 2*.

Tabla 2. Factor modificador de la potencia a transmitir.

Fuente: (HORI, Juan J. 2014, p.139)

NUMERO DE DIENTES	FACTOR	NUMERO DE DIENTES	FACTOR	NUMERO DE DIENTES	FACTOR
1	1.80	19	1.00	27	0.68
12	1.64	20	0.95	28	0.66
3	1.51	21	0.90	29	0.63
14	1.39	22	0.85	30	0.61
15	1.29	23	0.81	31	0.59
6	1.20	24	0.78	32	0.57
17	1.13	25	0.74	33	0.55
18	1.06	26	0.71	34	0.53

En el piñón de la Figura 15 se puede observar el efecto de la acción cordal en la velocidad de la cadena. Para la posición mostrada se tendrá:

$$r_v = r \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

Si la cadena gira a una velocidad angular w , la velocidad de la cadena sería:

$$v = w \cdot r_v = w \cdot r \cdot \cos(\alpha) \quad (3)$$

El ángulo α , varía de:

$$0 \leq \alpha \leq \theta/2 \quad (4)$$

El diámetro de paso del piñón de la catarina se obtendrá mediante:

$$\text{Sen} \frac{\theta}{2} = \frac{p}{2 \cdot r} = \frac{p}{d} \quad (5)$$

Si se designa Z como número de dientes, se tiene:

$$\theta = \frac{360}{Z} \quad (6)$$

Luego:

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Z_g}\right)} \quad (7)$$

Donde:

p : Paso de la cadena [*pulg*]

Z_p : Numero de dientes del piñón [*Adim*]

Z_g : Numero de dientes de la catarina [*Adim*]

D : Diámetro del piñón o Catarina [*pulg*]

La velocidad de la cadena se calculará mediante:

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n_p}{60000} \quad (8)$$

Donde:

d : Diámetro del piñón [*pulg*]

n_p : Velocidad angular del piñón [*rpm*]

La longitud de la cadena se obtiene mediante:

$$L \approx 2 \cdot C + \frac{p \cdot (Z_g + Z_p)}{2} + \frac{p^2 \cdot (Z_g - Z_p)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C} \quad (9)$$

Dividiendo entre el paso y haciendo:

$C_p = \frac{C}{p}$: Distancia entre centros en número de pasos

$L_p = \frac{L}{p}$: Longitud de cadena en número de pasos

Se tendrá:

$$L_p \approx 2 \cdot C_p + \frac{p \cdot (Z_g + Z_p)}{2} + \frac{p^2 \cdot (Z_g - Z_p)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C} \quad (10)$$

Tabla 3. Especificaciones ASA de las cadenas de rodillos.

Fuente: HORI, Juan J. 2014, p.139

ASA (N°)	PASO (pulg)	ANCHO (pulg)	DIA RODILLO (pulg)	DIST ENTRE HILERAS (pulg)	CARGA DE ROTURA (kgs)	PESO PROMEDIO (kg/m)	VELOCIDAD MAXIMA (m/s)		
							TIPO DE LUBRICACION		
							MANUAL	GOTEO	SALPICADO
25	1/4	1/8	0.130	0.252	398	0.134	2.54	12.7	17.78
35	3/8	3/16	0.200	0.299	955	0.313	1.88	8.64	14.22
40	1/2	5/16	5/16	0.566	1682	0.626	1.52	6.6	11.68
50	5/8	3/8	0.400	0.713	2773	1.014	1.27	5.08	10.16
60	3/4	1/2	15/32	0.897	3864	1.491	1.12	4.32	9.14
80	1	5/8	5/8	1.153	6591	2.58	0.86	3.30	7.62
100	1 1/4	3/4	3/4	1.408	10909	3.728	0.76	2.64	6.60
120	1 1/2	1	7/8	1.789	15455	5.503	0.66	2.18	6.10
140	1 3/4	1	1	1.924	20909	7.456	0.58	1.88	5.59
160	2	1 1/4	1 1/8	2.305	26364	9.693	0.51	1.68	5.08
180	2 1/4	1 13/32	1.406	2.817	34545	13.51	0.48	1.52	4.83
200	2 1/2	1 1/2	1 9/16		43182	15.88	0.43	1.32	4.57

- **Procedimiento de selección de cadenas rígidas**

Calcular la fuerza total

La fuerza total (F_T) que debe transmitir la cadena, calculado como la suma de la fuerza de fricción (F_r), la fuerza de aceleración (F_a) y otras fuerzas externas (F_e):

$$F_T = F_r + F_a + F_e \quad [N] \quad (11)$$

Donde:

F_T : Fuerza total [N]

F_r : Fuerza de fricción [N]

F_a : Fuerza de aceleración [N]

F_e : Fuerzas externas [N]

La fuerza de fricción se calcula como sigue:

$$F_r = G \times \mu \quad [N] \quad (12)$$

Donde:

G : Es la fuerza gravitacional [N]

μ : Es el coeficiente de fricción [Adim]

Dependiendo de las propiedades la superficie, los lubricantes usados o los elementos rodantes etc. Los siguientes valores se aplican a las situaciones más comunes:

Acero contra acero y seco: $\mu = 0,3$

Acero contra plástico (PE / H): $\mu = 0,25$

Los rodillos cilíndricos: $\mu = 0,07$

Las unidades de transferencia de bolas: $\mu = 0,025$

Rodillos de oruga: $\mu = 0,07$

Las fuerzas de aceleración y de desaceleración no han de considerarse en ningún caso. En particular, las cargas de choque pueden ocurrir, por ejemplo, por medio de topes mecánicos.

Tipología de la cadena rígida

Las cadenas estándar Serapid transmiten fuerzas de hasta 160 000 N. Cada tipo está diseñado para un rendimiento y economía dentro de un

segmento de aplicaciones. La segmentación es el punto de vista práctico. Las características que distinguen a las cadenas se ilustran a continuación.

Tamaño: Se determina por el paso de la cadena, es decir, la longitud de los miembros individuales (Figura 16), medida entre los ejes transversales. Equivale a 40, 60 o 90 mm. Este número aparece en el nombre del modelo, por ejemplo, CH40...

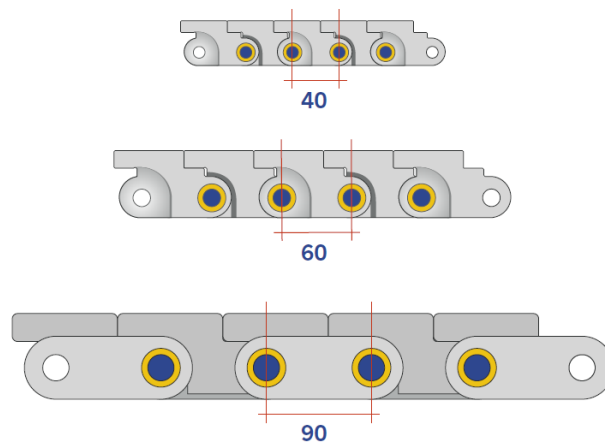


Figura 16. Paso de cadenas rígidas.

Fuente: Primera edición, revisión B. SERAPID. 09/2001

Estructura: La cadena sencilla contiene dos filas de miembros de las mejillas, por lo que dos filas de hombros. La cadena dúplex tiene tres filas de cuatro pares de cadena. Las denominaciones son como se muestran en la Figura17:

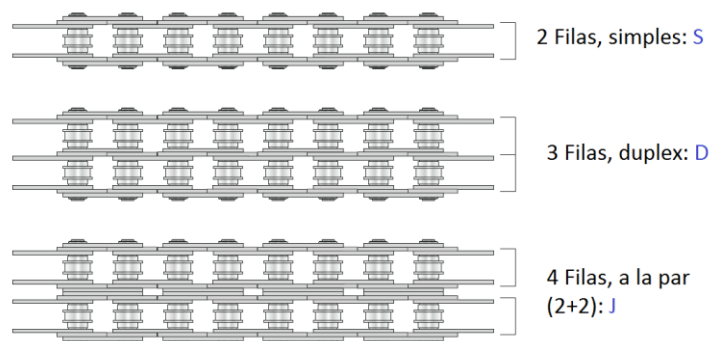


Figura 17. Estructura de las cadenas rígidas.

Fuente: Primera edición. Revisión B, SERAPID. 09/2001

S: Individual
D: Duplex
J: Emparejado

Estilo: Serapid utiliza dos métodos para la preparación de los miembros de las mejillas (Figura 18). Estos se pueden montar ya sea en un extremo o el desplazamiento de dos placas parciales. Para los miembros acodados en las caras está la denominación del tipo P.

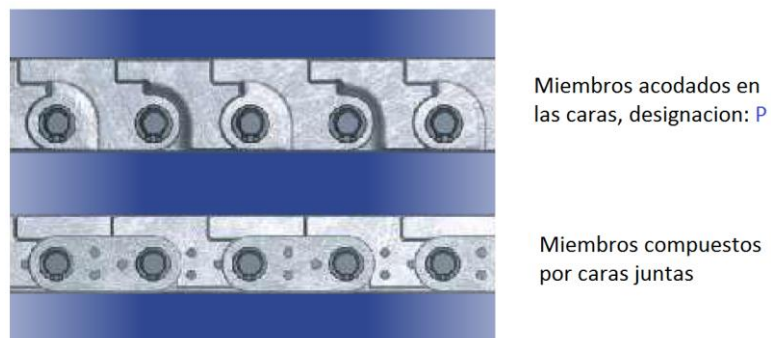


Figura 18. Método de separación de eslabones.

Fuente: Primera edición, revisión B. SERAPID 09-2001

Reforzamiento: Los miembros acodados pueden amplificarse con sólo dos miembros de mejillas espejo. Miembros reforzados se indican con una R en la designación del modelo (Figura 19).

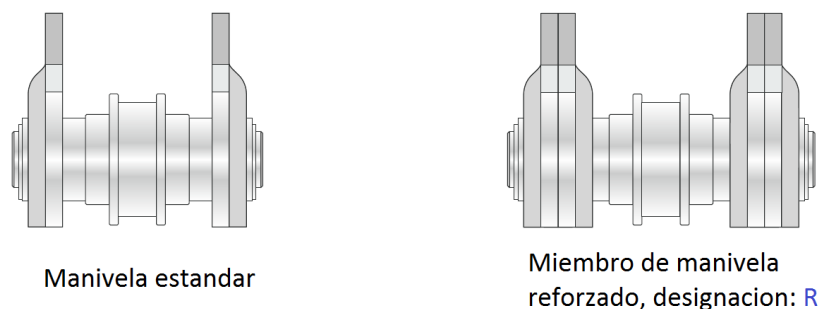


Figura 19. Reforzamiento de eslabones.

Fuente: Primera edición. Revisión B. SERAPID 09-2001

Guía: Hay dos versiones de cadenas viables (Figura 20). La versión con funciones externas (para las guías en forma de E) se llama con una G, la versión con garras (para las guías en forma de T) con una C.

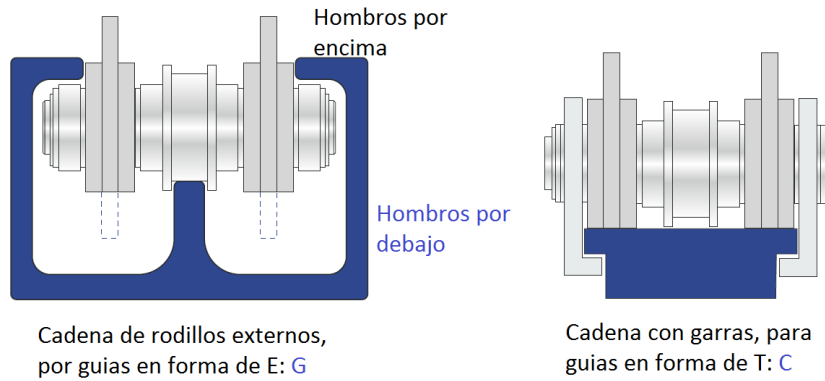


Figura 20. Tipos de guías para las cadenas.

Fuente: Primera edición. Revisión B. SERAPID 09/2001

Los tipos estándar de cadena horizontal Serapid mostrada en la Tabla 4 siguen una secuencia de acuerdo con su capacidad, desde la más débil hasta la cadena más fuerte.

Tabla 4. Tipos de cadenas rígidas horizontales.

Fuente: Primera edición. Revisión B. SERAPID 09/2001

Tipos de cadenas horizontales estándar SERAPID					
Designación	Paso (mm)	Estructura	Diseño	Reforzado	Guías
CH40 PS 2000	40	Simple	Acodado	No	No
CH40 PSR 2000	40	Simple	Acodado	Si	No
CH40 PSC 2000	40	Simple	Acodado	No	Garra
CH40 PSG 2000	40	Simple	Acodado	No	Rod. Ext
CH60 PS 2000	60	Simple	Acodado	No	No
CH60 PSR 2000	60	Simple	Acodado	Si	No
CH60 PSG 2000	60	Simple	Acodado	No	Rod. Ext
CH60 S	60	Simple	Compuesto	–	No
CH60 SC	60	Simple	Compuesto	–	Garra
CH60 SG	60	Simple	Compuesto	–	Rod. Ext
CH60 D	60	Dúplex	Compuesto	–	No
CH60 DC	60	Dúplex	Compuesto	–	Garra
CH60 DG	60	Dúplex	Compuesto	–	Rod. Ext
CH60 J	60	Emparejado	Compuesto	–	No
CH60 JG	60	Emparejado	Compuesto	–	Rod. Ext
CH90 S	90	Simple	Compuesto	–	No
CH90 SC	90	Simple	Compuesto	–	Garra
CH90 SG	90	Simple	Compuesto	–	Rod. Ext
CH90 D	90	Dúplex	Compuesto	–	No
CH90 DC	90	Dúplex	Compuesto	–	Garra
CH90 DG	90	Dúplex	Compuesto	–	Rod. Ext
CH90 J	90	Emparejado	Compuesto	–	No
CH90 JG	90	Emparejado	Compuesto	–	Rod. Ext

Número de piñón de ataque: En tipos de otra manera idénticos tiene cada uno de los de tipo G mayor capacidad. Esto es porque los rodillos exteriores permiten el acoplamiento de dos piñones adicionales. Por otra parte, una simple cadena permite 2 piñones, mientras que el dúplex y la cadena emparejado permiten 4 piñones. Así hasta un máximo de seis piñones son posibles.

La capacidad de los distintos tipos de cadenas

Para una carrera de hasta 1m, donde las fuerzas máximas actúan en ambas orientaciones, con los hombros hacia arriba o abajo. Existen las siguientes limitaciones:

Velocidad: $< 150 \text{ mm/s}$

Utilización: $< 10 \text{ ciclos/día}$

Sin carga de choque

Temperatura: $< 200^{\circ}\text{C}$

Engrase periódico

Cadenas guiadas pueden transferir a cualquier distancia, la fuerza máxima en la práctica. Su capacidad máxima es la misma del tipo no tripulado solamente la longitud de carrera no se limita.

Calcular la longitud de la cadena

La longitud de la cadena es igual a la longitud del recorrido de la cadena más los miembros que deben permanecer en los piñones (Figura 24). Si el extremo de la cadena que se debe adjuntar a la carcasa de accionamiento se necesita más miembros. La longitud se especifica en la regla del número de eslabones de la cadena. Este número, Z, se calcula a partir:

$$Z = \frac{B + X}{p} + K \text{ [miembros]} \quad (13)$$

Donde:

Z : Numero de eslabones de la cadena

B : Es la longitud de los ejes ciegos (punto de partida de la carga) [mm]

X : Longitud de los ejes útiles [mm]

p : Paso de la cadena [mm]

K : Numero de eslabones que permanecen en la caja Figuras 21-23 [Adim]

A los 90° y 180° carcasas de unidades (Cxx - 90, Cxx -180) sin apego eslabón final se añadirán tres miembros: $K = 3$

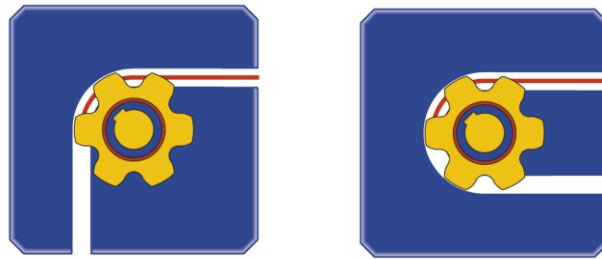


Figura 21. 90° y 180° Carcasa sin miembros en el extremo.

Fuente: Primera edición, revisión B. SERAPID 09-2001

Con un alojamiento 90° unidad (Cxx -90) con el accesorio de acoplamiento próximo fin seis miembros agregaron: $K = 6$



Figura 22. 90° Carcasa con miembros en el extremo.
Fuente: Primera edición, revisión B. SERAPID 09-2001

Con una caja de engranajes 90° con 180° de desviación (90 Cxx - R 180) y las últimas secciones de montaje se añaden diez miembros: $K = 10$

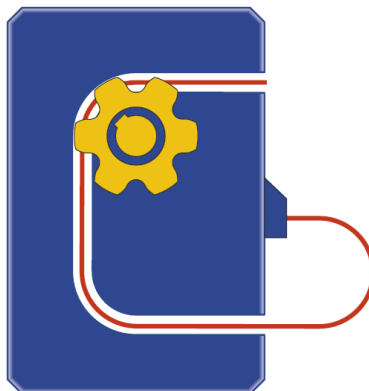


Figura 23. 90°/180° Carcasa con miembros en el extremo.
Fuente: Primera edición, revisión B. SERAPID 09-2001

El resultado está opcionalmente se redondea al número entero más próximo.

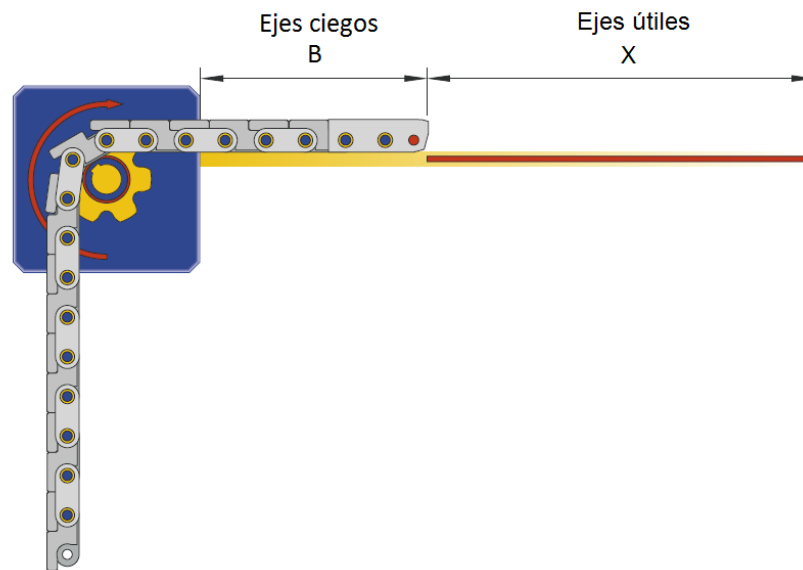


Figura 24. Longitud de cadena rígida.

Fuente: Primera edición, revisión B. SERAPID 09-2001

Conexión de un motor reductor

Un sistema de cadena de empuje Serapid puede, dependiendo de las necesidades, ser eléctrica, neumática o hidráulicamente accionado. El motor está montado en un soporte de montaje (brida) directamente en la carcasa de accionamiento. Las dimensiones de la salida del eje para diferentes tipos de cadenas se pueden encontrar en la Tabla 5.

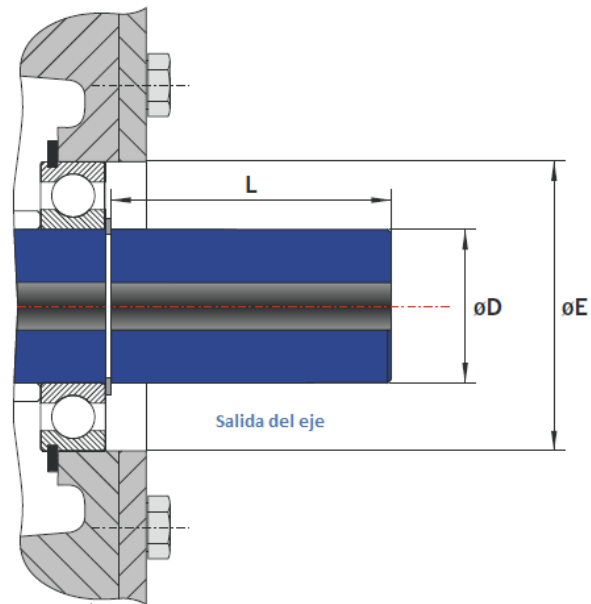


Figura 25. Conexión del motorreductor.

Fuente: Primera edición, revisión B. SERAPID 09-2001

Para calcular la potencia necesaria del motor, debemos conocer el par motor y la velocidad de rotación.

El par motor de accionamiento M se calcula a partir de la fuerza total:

$$M = \frac{F_T \times 10^{-3} \times p}{0,8} \text{ [N.m]} \quad (14)$$

Donde:

M : Par motor de accionamiento [N.m]

F_T : Fuerza total [N]

p : Paso de la cadena [mm]

0.8: Eficiencia del sistema [Adim]

Tabla 5. Dimensiones de la salida del eje.

Fuente: Primera edición. Revisión B. SERAPID 09/2001

Dimensiones de salida del eje			
Tipo de cadena	L (mm)	ØD (mm)	ØE(mm)
CH40 PS	48,8	25	52
CH60 PS/S	82	45	85
CH60 D/J	*	*	*
CH90 S	147,5	70	110
CH 90 D/J	*	*	*

*Ver dimensiones en el Catálogo

La velocidad de la unidad n_{ab} se calcula a partir de la velocidad:

$$n_{ab} = \frac{\vec{v}}{6 \times 10^3 \times p} [U/min] \quad (15)$$

Donde:

n_{ab} : Velocidad de la unidad [U/min]

\vec{v} : Velocidad de desplazamiento deseada en [m/min]

p : Paso de la cadena en [mm].

La requerida para la potencia P eje de transmisión se obtiene por:

$$P = \frac{M \times n_{ab}}{9550} [kW] \quad (16)$$

Donde:

P : Potencia requerida [kW]

M : Par motor de accionamiento [N.m]

n_{ab} : Velocidad de la unidad [U/min]

Selección de materiales

Por defecto, la cadena es de acero templado. Esto es adecuado para temperaturas ambiente de hasta 200°C. Para aplicaciones de alta temperatura, tales como la carga del horno, la cadena puede estar hecha de acero especial, que es de hasta 900°C. Otros aceros y recubrimientos especiales están disponibles para entornos corrosivos.

1.3.8. Selección de rodamientos

Cuando sobre un rodamiento se ejercen al mismo tiempo, cargas radiales y de empuje, la carga equivalente es la carga radial constante que producirá la misma duración nominal del rodamiento que la carga combinada. El método de cálculo de la carga equivalente P , para esos casos, se presenta en el catálogo del fabricante, y tiene la forma:

$$P = VXR + YT \quad (17)$$

Donde:

P : Carga equivalente [N]

V : Factor de rotación [$Adim$]

R : Carga radial aplicada [N]

T : Carga de empuje aplicada [N]

X : Factor radial [$Adim$]

Y : Factor de empuje [$Adim$]

Procedimientos para seleccionar un rodamiento

1. Suponga que el valor $Y = 1.5$ de la tabla es razonable, porque está más o menos a la mitad del intervalo de valores posibles
2. Calcule $P = VXR + YT$

3. Calcule la capacidad de carga dinámica básica requerida C , con las ecuaciones
4. Seleccione un rodamiento probable que tenga un valor de C , cuando menos, igual al valor requerido
5. Para el rodamiento seleccionado, determine C_0
6. Calcule T/C_0
7. De la tabla, determine e
8. Si $T/R > e$, determine Y en la tabla
9. Si el nuevo valor de Y , es distinto al supuesto en el paso 1, repita el proceso.

Si $T/R < e$, emplee la ecuación para calcular P y proceda para una carga radial pura.

1.3.9. Factores de selección de motores

Como mínimo deben de mencionarse los siguientes puntos para especificar los motores:

- Tipo de motor: CD, CA, motores monofásicos y trifásicos, entre otros.
- Potencia y velocidad nominal
- Voltaje y frecuencia de operación
- Tipo de caja
- Tamaño de armazón
- Detalle de montaje

Además, puede haber requisitos especiales, que deben comunicarse al proveedor. Entre los factores principales para seleccionar un motor están los siguientes:

- Par torsional de operación, velocidad de operación y potencia nominal.

$$Potencia = Par\ torsional \times velocidad \quad (18)$$

- Par torsional de arranque.
- Variaciones de carga q se esperen, y variaciones correspondientes de velocidad que se pueden tolerar.
- Limitaciones de corriente durante las fases de marcha y arranque.
- Ciclo de trabajo: con qué frecuencia arranca y para el motor.
- Factores de ambiente: temperatura, presencia de atmosferas corrosivas o explosivas, exposición a la intemperie o a líquidos y disponibilidad de aire de enfriamiento.
- Variaciones de voltaje que se esperen: la mayoría de los motores pueden tolerar una variación de $\pm 10\%$ respecto al voltaje nominal. Para variaciones mayores se requieren diseños especiales.

1.3.10. Selección de pistones hidráulicos

Pascal afirmo que los efectos (presión) de una fuerza sobre un fluido en reposo se propagan a través de todo el fluido.

La presión en un fluido es igual a la intensidad de la fuerza aplicada a un área.

Finalmente, la presión de un fluido es siempre perpendicular a la superficie que lo encierra.

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} = constante \quad (19)$$

En la Figura 26, se muestra un sistema hidráulico estándar en la cual se pueden observar los componentes básicos que se requieren para poder accionar un pistón que a su vez generara una fuerza para mover una carga.

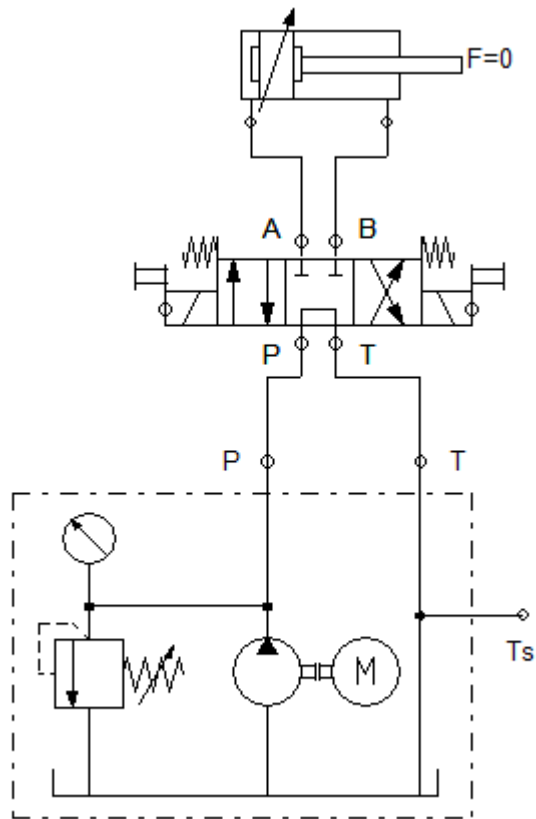


Figura 26. Diagrama simple de sistema hidráulico.
Fuente: Propia

$$p = \frac{F * 100}{A} \text{ [bar]} \quad (20)$$

Donde:

p : Presión para el avance o retorno del vástago [bar]

F : Carga [kN]

A : Área [cm²]

Calculo del volumen de aceite necesario para el accionamiento del pistón

Volumen del cilindro general:

$$V = A * carrera \text{ [cm}^3\text{]} \quad (21)$$

Ahora calculamos el caudal de la bomba necesario para un tiempo de carrera determinado:

$$Q = v * A_k \text{ [cm}^3\text{/s]} \quad (22)$$

1.3.11. Selección de bombas hidráulicas

Las bombas (Figura 27) entregan caudal al girar los motores que las accionan. Para mantener la velocidad v de salida del vástago del cilindro se necesita un caudal:

$$Q = v \cdot A \quad (23)$$

Donde:

Q : Caudal [l/min]

v : Velocidad del vástago [m/s]

A : Area del embolo [m^2]

Este caudal debe ser entregado por la bomba:

$$Q = V_b \cdot n \quad (24)$$

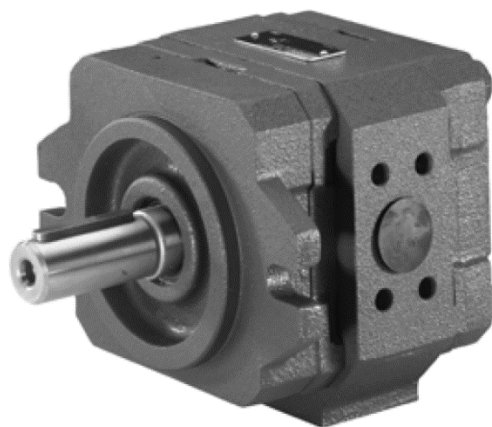


Figura 27. Bomba hidráulica de engranajes.

Fuente: Rexrot: Bosch Group

Donde:

V_b : Volumen que desplaza la bomba por vuelta [l/min]

n : Velocidad angular del motor que acciona la bomba [rpm]

Igualando las dos expresiones de caudal tenemos:

$$Q = v \cdot A = V_b \cdot n \quad (25)$$

$$V_b = \frac{v \cdot A}{n} \quad (26)$$

El valor de V_b se puede elegir en las fichas técnicas del proveedor

1.3.12. Teoría de selección de aceros

A) Aceros resistentes a altas temperaturas

Son similares a los inoxidable en todos sus conceptos; solo el porcentaje de carbono es superior, para mejorar las propiedades mecánicas a altas temperaturas. Se utilizan en aplicaciones en las que las temperaturas de trabajo superan los 700°C .

Ejemplos comparativos:

Supongamos los siguientes materiales ferrosos expuestos a 1000°C durante 48hs:

- Sin Cromo, sin protección: La superficie pierde aproximadamente el 100%
- Con 6% de Cromo hasta un 30%
- Con 13% de Cromo: poco más del 20%
- Con 25% de Cromo: pierde de 1 a 2%

B) Aceros refractarios y resistentes a altas temperaturas más utilizados

- Austeníticos: 309, 310, 330 (Este último para choques térmicos)
- Ferríticos: 446 (Más económico, con propiedades mecánicas inferiores)

No llevan tratamientos térmicos pues como trabajan a altas temperaturas carece de sentido.

1.3.13. Seguridad en Instalación de Equipos

Análisis de riesgos y peligros de los hornos industriales: seguridad del equipo de electro calefacción. (LUBOS, TABAS, BLECHA, & BLECHA, 2006)

Mediante un procedimiento repetido de evaluación y reducción de riesgos, el fabricante:

- Determina los límites de la máquina, incluido su uso previsto y cualquier uso indebido previsible.
- Identifica los peligros que pueden ser generados por la maquinaria y las situaciones peligrosas asociadas.
- Estima los riesgos, tomando en consideración la gravedad de la posible lesión o daño a la salud y la probabilidad de que ocurra.
- Evalúa los riesgos con el objetivo de determinar si es necesario reducirlos.
- Elimina los peligros o reduce los riesgos aplicando medidas de protección en este orden de prioridad:
 - Eliminar o minimizar los riesgos.
 - Tomar las medidas de protección necesarias en caso de riesgos que no pueden ser eliminados.
 - Informar al usuario final sobre los riesgos residuales.

Identificación de peligros de hornos industriales.

Los riesgos generales que ocurren en los hornos industriales son (de acuerdo con ISO 12100: 2011):

- Peligros mecánicos.
- Riesgos eléctricos.
- Riesgos térmicos.
- Riesgos de ruido.
- Peligro de vibración.
- Riesgos de radiación.
- Peligros de materiales / sustancias.
- Riesgos ergonómicos.
- Peligros relacionados con el entorno en el que se utiliza la máquina.
- Combinación de peligros.

Medidas de reducción estándar.

Monitoreo de la concentración de sustancias peligrosas: Una de las medidas de prevención de riesgos más efectivas es el control de la concentración de sustancias peligrosas dentro del horno conectadas con alarma y bloqueo de las puertas del horno. Esta medida puede minimizar el riesgo de lesiones al operador. La medición debe realizarse con un dispositivo de medición fijo (no portátil) apropiado que pueda soportar altas temperaturas.

Ventilación: Los sistemas de ventilación son elementos de seguridad importantes en los hornos de electro calentamiento, en los que hay una emisión de sustancias inflamables o tóxicas de la pieza de trabajo calentada dentro del horno.

Bloqueo de la puerta durante el proceso de calentamiento: Protecciones ajustables que restringen el acceso a aquellas áreas de las

partes móviles estrictamente necesarias para el trabajo ser ajustable de forma manual o automática.

Parada de emergencia: La maquinaria debe estar equipada con uno o más dispositivos de parada de emergencia para evitar un peligro real o inminente.

Protección contra cortes de energía: La interrupción, el restablecimiento después de una interrupción o la fluctuación en cualquier forma de la fuente de alimentación de la máquina no debe dar lugar a situaciones peligrosas (aumento de la atmósfera peligrosa en el horno).

Tableros eléctricos (FARINA, 2016)

Los tableros eléctricos son equipos pertenecientes a los sistemas eléctricos y están destinados a cumplir con algunas de las siguientes funciones: medición, control, maniobra y protección.

Constituyen uno de los componentes más importantes de las instalaciones eléctricas y por ende están siempre presentes en ellas, independientemente de su nivel de tensión, su tipo o tamaño.

Requerimientos: Los aspectos fundamentales que definen y califican un tablero para uso en una instalación eléctrica son:

- Seguridad de quien lo opera.
- Continuidad del servicio.
- Funcionalidad eléctrica y mecánica.
- Solidez estructural.
- Intercambiabilidad de sus componentes.
- Terminación superficial.
- Grado de protección mecánica.

Norma: La norma que trata o rige el tema es la IRAM 2181-1, a la que se deben sumar las disposiciones incluidas en la RIEI.

Ubicación de los tableros: Por su constitución y construcción, los tableros eléctricos deben ser montados naturalmente en lugares preferiblemente secos, con cierto grado de ventilación, de fácil acceso, bien iluminados y que permitan la realización de las tareas de mantenimiento y reparación en forma segura y cómoda.

En cuanto a las distancias mínimas, se puede decir en general que si el tablero tiene acceso solo por el frente se deberá dejar un espacio mínimo de un metro. En cambio, si tiene ingreso por el frente y en la parte posterior, se deberá dejar para esta última una distancia mínima de 0,7 m. De existir pasillos en los laterales la distancia mínima será también de 0,7 m.

1.3.14. SolidWorks

SolidWorks (Figura 28) es un programa de Diseño Asistido por Computadora (CAD) desarrollado por Dassault Systemes en 3D que utiliza un entorno gráfico basado en Microsoft Windows, intuitivo y fácil de manejar (Referencia: <https://www.3ds.com/es/productos-y-servicios/>).

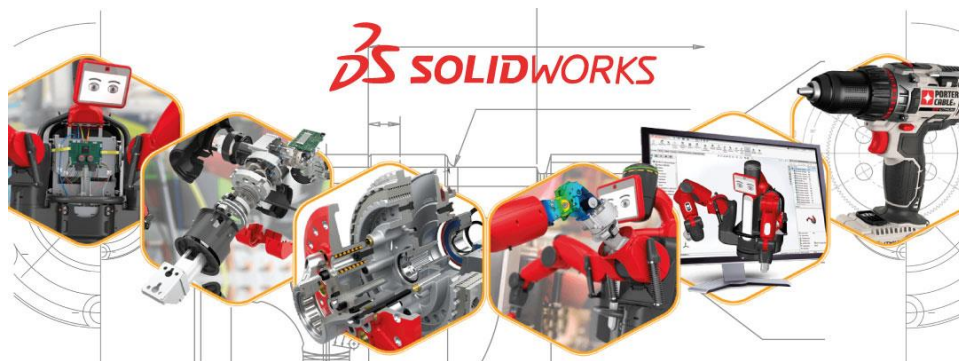


Figura 28. Software de Diseño Asistido por Computadora Solidworks – Dassault Systemes

Fuente: <http://cadsolutions.pe/>

Características

Las principales características que hacen de SolidWorks una herramienta versátil, es su capacidad de ser asociativo, variacional y paramétrico, principal diferencia con respecto a otros programas. A demás utiliza el

gestor de diseño (Feature Manager) que facilita la modificación rápida de operaciones tridimensionales y de croquis de operación sin tener que rehacer los diseños ya plasmados en sus documentos asociados. Este software está conformado por tres módulos: pieza, ensamblaje y dibujo.

Interfaz de usuario SolidWorks

El primer objetivo de SolidWorks® es que el usuario pueda enfocarse en el modelo, no en la Interfaz de Usuario (Figura 29). El sistema CAD debe salirse de tu camino para que puedas concentrarte en tu trabajo real que es el diseño. Para esto SolidWorks® cubre tres áreas importantes:

- Una interfaz de usuario más rápida y fácil de usar, que requiere un desplazamiento del mouse significativamente menor y menos clics.
- Una apariencia moderna y nítida que permite el uso de monitores de alta resolución.
- Más flexibilidad para permitir una personalización rápida y cambios futuros.

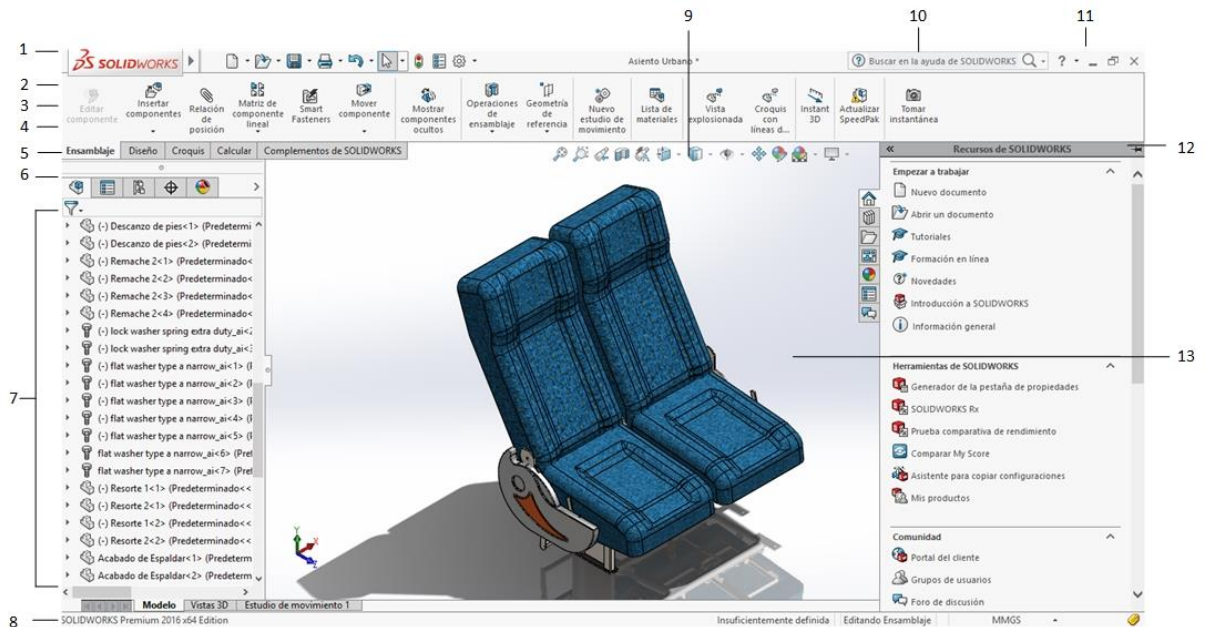


Figura 29. Interfaz de Usuario de SolidWorks
Fuente: Propia

Tabla 6. Descripción de cada una de las partes de la interfaz de usuario de SolidWorks
Fuente: Propia

INTERFAZ DE USUARIO SOLIDWORKS	
1. Barra de menús	2. Barra de herramientas
3. Administrador de comandos	4. Configuration Manager
5. Property Manager	6. Filtro de Feature Manager
7. Gestor de diseño de Feature Manager	8. Barra de estado
9. Barra transparente ver	10. Búsqueda de SolidWorks
11. Menú desplegable de ayuda	12. Panel de tareas
13. Zona de gráficos	

Aplicaciones

- Sector Aeroespacial.
- Sector Automoción.
- Sector Defensa, Educación y Universidades.
- Sector Ingeniería Civil.
- Sector Ingeniería Industrial.
- Sector Ingeniería Marina.
- Sector Ingeniería Mecánica Investigación y desarrollo, y en Simulación.
- Sector Ingeniería Mecatrónica, entre otros.

1.3.15. Matlab

Matlab (Figura 30) es un software de aplicación para ingeniería desarrollado por Mathworks que brinda un ambiente de desarrollo integrado (IDE), con su propio lenguaje y entorno de programación. Lo podemos encontrar en todas las plataformas actuales y disponibles. Tiene muchos beneficios que ofrecer entre los cuales tenemos: la manipulación de matrices, la representación de datos y funciones, la implementación de algoritmos, la creación de interfaces de usuario (GUI) y la comunicación con programas en otros lenguajes y con otros dispositivos hardware.

Puede resolver problemas como:

- Procesamiento de señales
- Diseño de sistemas de control

- Simulación de sistemas dinámicos
- Identificación de sistemas
- Redes neuronales y otros.

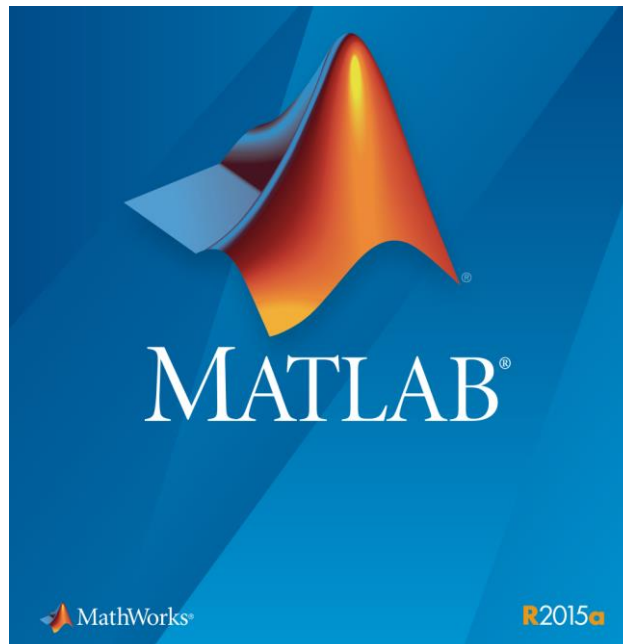


Figura 30. Software de Aplicación para Ingeniería Matlab – Mathworks.

Fuente: <https://es.mathworks.com/products/matlab.html>

Características

Las prestaciones más importantes de MATLAB son:

- Escritura del programa en lenguaje matemático.
- Implementación de aritmética compleja.
- Un gran contenido de órdenes específicas, agrupadas en TOOLBOXES.
- Posibilidad de ampliar y adaptar el lenguaje, mediante ficheros de script y funciones

Entorno de programación en MATLAB

Las aplicaciones de MATLAB como se muestra en la Figura 31, se desarrollan en un lenguaje de programación propio, es interpretado, y puede

ejecutarse tanto en el entorno interactivo, a través de un archivo de script (archivos *.m). Este lenguaje permite operaciones de vectores y matrices, funciones, cálculo lambda, y programación orientada a objetos.

```

1 % SELECCIONBAHID - Programa que permite seleccionar bomba hidraulica para el sistema
2 % Por: Julio Bando
3 % Al : 22/11/2016
4 % -----
5 -clc, clear all, close all
6 % CONSTANTES
7 - g = 9.81; % (m/s^2) Aceleracion de la gravedad
8 % Variables
9 - F = 26584.8; % (N) Fuerza necesaria para el izaje
10 - p = 14.015; % (bar) Presion de accionamiento del piston
11 - d = 19.05; % (mm) Diametro de la tuberia
12 - n = 0.85; % (%) Rendimiento de la bomba
13 - L = 3; % (m) Longitud de la tuberia
14 % CALCULOS
15 % Ingreso de datos segun tablas
16 - Al = input('Ingresar el area del piston en cm^2 (Ejem: 81.07): '); % (Tabla Referencia ...)
17 - AC = input('Ingresar el area anular del piston en cm^2 (Ejem: 65.52): '); % (Tabla Referencia ...)
18 - Ql = input('Ingresar el caudal de accionamiento del piston en m^3/s (Ejem: 0.00608): '); % (Tabla Referencia ...)
19 - v = input('Ingresar la viscosidad cinematica del fluido en m^2/s (Ejem: 14.3*10^(-6)): '); % (Tabla Referencia ...)
20 - Ro = input('Ingresar la densidad del fluido kg/m^3(Ejemplo: 850): '); % (Tabla Referencia ...)
21 - e = input('Ingresar la rugosidad absoluta del material mm (Ejem: 0.0015): '); % (Tabla Referencia ...)
22 - Pval = input('Ingresar la perdida de carga en la valvula direccional en bar(Ejem: 0.5): '); % (Tabla Referencia ...)
23 % Perdidas de carga
24 - Qc = Ql*(AC/Al) % (m^3/s)Caudal de salida del vastago
25 - v1 = (4*Qc)/(pi*(d*10^(-3))^2) % (m/s) Velocidad del fluido al interior de ta tuberia
26 - Re1 = (v1*d*10^(-3))/v % (Adim) Numero de Reynolds
27 - fsl = 0.25/(log10(((e/d)/3.71)+(5.74/Re1^(0.9))))^2 % (Adim) Factor de friccion inicial (Swamee-Jain)
28 - fcl = (1/(-2*log10(((e/d)/3.71)+(2.51/Re1*sqrt(fsl))))))^2 % (Adim) Factor de friccion corregida (Colebrook-White)
29 - fl = fsl; % (Adim) Coeficiente de frotamiento de la tuberia
30 - Pzorgl = (fl*L/(d*10^(-3)))*Ro*(v1^2/2)*10^(-5) % (bar) Perdida de carga en la tuberia

```

Figura 31. Programación Matlab®

Fuente: Propia

Descripción General de la Interfase Grafica de Usuario.

El objetivo de la Interfaz Gráfica de Usuario (GUI) es facilitar mediante ventanas de software la visualización de las variables y la geometría de los sistemas representados (Figura 32).

Para el caso del Módulo de Laboratorio vibracional en cuestión se desea obtener una herramienta de software pedagógica que permita al estudiante resolver las ecuaciones de movimiento, simularlas, y compararlas con los resultados reales del módulo.



Figura 32. Interfaz Gráfica de Usuario
Fuente: propia

1.3.16. FluidSim Hidraulic.

Descripción

FluidSIM® es un software integral para la creación, simulación, instrucción y estudio de circuitos electroneumáticos, electrohidráulicos, digitales y electrónicos (Figura 33). Todas las funciones del programa interactúan sin problemas, combinando diferentes formas de medios y fuentes de conocimiento de una manera fácilmente accesible. FluidSIM® combina un editor de diagramas de circuitos intuitivos con descripciones detalladas de todos los componentes, fotos de componentes, animaciones de vistas seccionales y secuencias de video. Como resultado, FluidSIM® es perfecto, no solo para su uso en lecciones, sino también para su preparación y como un programa de autoaprendizaje.

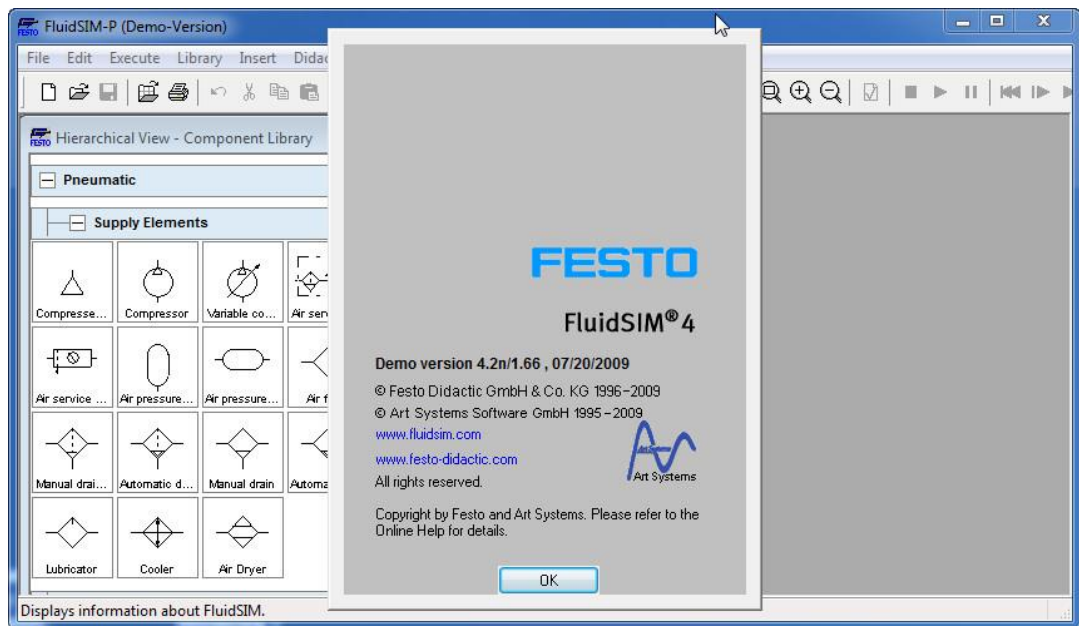


Figura 33. SoftWare de Diseño Asistido por Computadora FluidSim® FESTO
Fuente: <http://telectronica.blogspot.pe/2013/01/como-lo-hago.html>

Características

- Funcionalidad de Windows: arrastrar y soltar, copiar y pegar, menús sensibles al contexto.
- La copia de textos y gráficos a Word y PowerPoint.
- Vista previa de impresión, escalado e impresión en todos los formatos.
- Presentación de diapositivas integrado: circuitos básicos, animada vistas en sección, las unidades de instrucción, soporte para formatos de muchas imágenes compatible con Windows y archivos multimedia.
- Fundamentos integrados para la neumática y la hidráulica en el vídeo CD.
- Simulaciones realistas en tiempo real.
- Cálculo de la acumulación de presión y velocidad de flujo, corriente y voltaje.
- Examen de los datos característicos para el cálculo de la caída de presión en las válvulas.
- Programa de formación de aprendizaje integrada como el complemento ideal para otros programas de formación de aprendizaje de Festo.
- Licencias de red variables o activación del software a través de Internet

1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cuáles serán las dimensiones y configuración de elementos de máquinas de un sistema automático de extracción-inmersión de piezas tratadas térmicamente en horno de la empresa TOMOCORP S.A.C.?

1.5. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

La siguiente investigación es de mucho interés para la empresa “TOMOCORP S.A.C.” ubicada en Ov. Puente piedra, -Las Vegas -Calle 5- Lima; y tiene como fin principal, proponer el diseño de un sistema automático de extracción – inmersión de piezas tratadas térmicamente en horno de la empresa ya que se pierde tiempo en realizar estos procesos debido a que se tienen que hacer con cuidado debido a que los instrumentos con los que se realizan las extracciones de las piezas tratadas térmicamente son muy poco seguros. Por otro lado, se pretende prevenir cualquier tipo de accidente que se pueda presentar al realizar estos procesos.

Por tanto, esta investigación no solo contribuirá con dicha empresa, sino que también puede ser implementado en cualquier otra, ya que en la actualidad existen un sinnúmero de empresas que cuentan con los mismos problemas. Entonces debido a estas razones es que con esta investigación se quiere solucionar el problema ya antes mencionado para así reducir el tiempo de operación, prevenir cualquier tipo de accidentes y aumentar la productividad en la empresa.

1.6. OBJETIVOS

1.6.1. Objetivo General

Determinar las dimensiones y la configuración de elementos de máquinas de un sistema de extracción-inmersión de piezas tratadas térmicamente en horno de la empresa TOMOCORP S.A.C. para reducir tiempos de procesado y evitar accidentes de los operarios.

1.6.2. Objetivos Específicos

- Determinar las necesidades del cliente mediante una entrevista
- Realizar búsqueda bibliográfica de normas, códigos y procedimientos para el diseño de equipos extractores de piezas en hornos de tratamiento térmico
- Expresar en términos de ingeniería los requerimientos de la empresa
- Generar conceptos alternativos con potencial para satisfacer los requerimientos de la empresa.
- Seleccionar concepto final mediante una matriz de selección.
- Dimensionar la geometría general del equipo de extracción - inmersión
- Calcular las cargas de diseño para el equipo
- Optimización del diseño de cadenas rígidas mediante programación en GUI Matlab®.
- Realizar el diseño paramétrico a través de cálculos en una GUI, en software Matlab®, y simulaciones, mediante software SolidWorks®, de las partes críticas del mecanismo en base a cargas y tipos de materiales.
- Diseño y simulación de estructura de inmersión y canasta contenedora del sistema mediante software comercial Solidworks ®.
- Diseño de selección para componentes estándar.
- Realizar análisis económico del proyecto de investigación: Presupuesto, TIR, VAN y ROI.
- Realizar análisis de tiempos de operación.

CAPITULO II:

METODO

II. MÉTODO

2.1. DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

Pre-Experimental

2.2. VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN

La definición de variables usada en esta sección usara una adaptación de los trabajos en ingeniería de diseño formal Eggert (Eggert, 2010) y Schmidt (Schmidt,2000) que proponen: Variables de Diseño, Variables de Solución, Parámetros de Definición de Problema y Variables intervinientes.

Los elementos críticos en este sistema de enfriamiento rápido son los ejes de las catarinas y la estructura principal que están expuestas a las cargas debido al peso de las piezas que serán tratadas térmicamente en el horno.

2.2.1. Variables para el diseño del eje para catalinas

- **Variables de diseño**

Material del eje [*adim*]

Diámetro del eje [*m*]

- **Parámetros de definición del problema**

Carga máxima [*N*]

Longitud del eje [*m*]

- **Variables de solución**

Momento máximo [*N.m*]

Esfuerzo de Von Mises [*MPa*]

Factor de seguridad *FS* [*Adim*]

- **Variables intervinientes**

Temperatura [*°C*]

2.2.2 Operacionalización de Variables para el diseño del eje para catarinas

En la Tabla 7, se puede apreciar la operacionalización de cada una de las variables que componen nuestra caja negra (Figura 34) para el diseño de ejes de catarinas que estarán soportando las cargas tanto de la puerta de horno como de la canasta contenedora de piezas que serán templadas.



Figura 34. Diagrama de caja negra de Ejes para Catarinas.
Fuente: Propia

Tabla 7. Operacionalización de Variables para el diseño del eje para catarinas

Fuente: Propia

variables		Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variables de diseño	Material del eje	Material usado para el análisis de esfuerzos de los ejes de las catarinas.	Se determina a través iteraciones realizadas mediante el cálculo analítico.	Material	Adimensional
	Diámetro de eje	Se refiere a la sección transversal del eje	Se obtienen del cálculo previo realizado para la selección de la catarina que tiene un determinado rango para el diámetro del eje.	Diámetro	Metros [m]
Parámetros de definición del problema	Cargas Máxima	Cargas que actúan sobre los ejes del sistema de enfriamiento rápido	Se miden a través de cálculos de las fuerzas que actúan sobre los ejes de las catarinas.	Fuerzas	Newton [N]
	Longitud del Eje	Se refiere a la longitud máxima que tendrá el eje, teniendo en cuenta el espacio de trabajo	Se determina la longitud tomando en cuenta el espacio de trabajo, esto se obtiene de las necesidades del cliente	Longitud	Metros [m]

Tabla 7. Operacionalización de Variables para el diseño del eje para catarinas (Continuación)

Fuente: Propia

variables		Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variables de solución	Momento Máximo	Se denomina momento flector o de flexión al momento de fuerzas resultantes sobre una sección transversal	Se calcula mediante el método analítico hallando fuerzas resultantes y posteriormente realizando un diagrama de momentos flectores	Momento o Torque	Newton-Metro [<i>N.m</i>]
	Esfuerzo de Von Mises	Magnitud física proporcional a la energía de la distorsión	Luego de hallar, analíticamente, el momento máximo se sigue con los cálculos de los esfuerzos alternantes y medios	Esfuerzo	Pascal [<i>Pa</i>]
	Factor de seguridad <i>FS</i>	Se refiere al grado de confiabilidad que tendrá la estructura	Obteniendo los esfuerzos alternantes y medios se calcula el Factor de Seguridad mediante las distintas teorías de Fallas, para nuestro caso la teoría de fallas de ED-GOODMAN	Factor de Seguridad	Adimensional
Variables interviniente	Temperatura	Temperatura del medio donde se encuentra trabajando el eje.	Se toma de tablas.	Temperatura	Celsius [<i>°C</i>]

2.2.2. Variables para el diseño de Vigas

- **Variables de diseño**
 - Tipo de perfil [*Adim*]
 - Momento de inercia [m^4]
 - Material de la viga [*Adim*]
- **Parámetros de definición del problema**
 - Carga máxima [*N*]
 - Longitud de la viga [*m*]
- **Variables de solución**
 - Momento máximo [*N.m*]
 - Esfuerzo de Von Mises [*MPa*]
 - Factor de seguridad *FS* [*Adim*]
- **Variables intervinientes**
 - Temperatura [$^{\circ}T$]

En la Tabla 8, se puede apreciar la operacionalización de cada una de las variables que componen nuestra caja negra (Figura 35) para el diseño de vigas que componen cada una de las estructuras principales tanto para la apertura de la puerta de Horno como para el sistema de enfriamiento rápido.

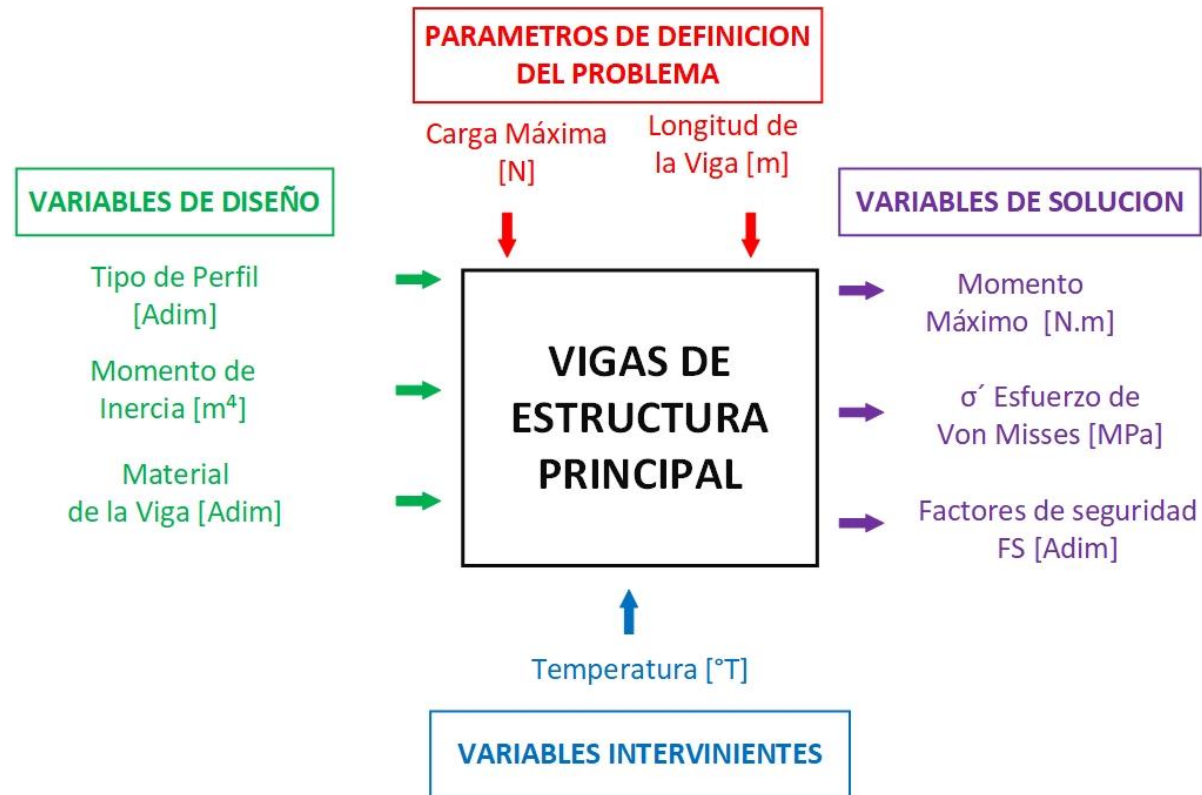


Figura 35. Diagrama de caja negra de estructura principal del sistema.
Fuente: Propia

Tabla 8. Operacionalización de Variables para el diseño de vigas

Fuente: Propia

variables		Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variables de diseño	Tipo de Perfil	Es la sección transversal del perfil usado para el dimensionamiento de la estructura	Se determina teniendo en cuenta el espacio de trabajo y considerando los componentes que van a ir montados sobre este	Perfil	Adimensional
	Momento de Inercia	Es una medida de la inercia rotacional de un cuerpo	Se calcula después de elegir el tipo de perfil o mediante datos del fabricante	Momento de Inercia	$[m^4]$
	Material de la Viga	Material que usado para el análisis de la estructura	Se determina a través iteraciones realizadas mediante el cálculo analítico.	Material	Adimensional
Parámetros de definición del problema	Cargas Máximas	Cargas que actúan sobre las vigas principales del sistema de inmersión y apertura de puerta de horno	Se calculan las cargas que soportaran nuestras vigas (peso de puerta de horno o peso del sistema de inmersión)	Fuerzas	Newton $[N]$
	Longitud de la Viga	Se refiere a la longitud máxima que tendrá nuestra viga, teniendo en cuenta el espacio de trabajo	se determina la longitud tomando en cuenta el espacio de trabajo, esto se obtiene de las necesidades del cliente	Longitud	Metros $[m]$

Tabla 8. Operacionalización de Variables para el diseño de Vigas (Continuación)

Fuente: Propia

variables		Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variables de solución	Momento Máximo	Se denomina momento flector o de flexión al momento de fuerzas resultantes sobre una sección transversal	Se calcula mediante el método analítico hallando fuerzas resultantes y posteriormente realizando un diagrama de momentos flectores	Momento o Torque	Newton-Metro [<i>N.m</i>]
	Esfuerzo de Von Mises	Magnitud física proporcional a la energía de la distorsión	Luego de hallar, analíticamente, el momento máximo se sigue con los cálculos de los esfuerzos alternantes y medios	Esfuerzo	Pascal [<i>Pa</i>]
	Factor de seguridad <i>FS</i>	Se refiere al grado de confiabilidad que tendrá la estructura	Obteniendo los esfuerzos alternantes y medios se calcula el Factor de Seguridad mediante las distintas teorías de Fallas, para nuestro caso la teoría de fallas de ED-GOODMAN	Factor de Seguridad	Adimensional
Variables intervinientes	Temperatura	Temperatura del medio donde se encuentra trabajando la estructura.	Se toma de tablas	Temperatura	Celsius [$^{\circ}\text{C}$]

2.3. Población y muestra

No aplicable a este tipo de investigación

2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

A) Técnicas

Análisis de documentos

Con esta técnica se busca información con respecto al proceso de extracción e inmersión de las piezas tratadas térmicamente. Seleccionamos información correspondiente a los instrumentos utilizados para este proceso.

Es por esto que recurrimos a la empresa TOMOCORP.SAC, para que nos proporcione información sobre cuál es el proceso utilizado por ellos.

Observación

Es una técnica que consiste en observar atentamente el fenómeno o caso, para tomar información y registrarla para su posterior análisis.

Gran parte del acervo de conocimientos que constituye la ciencia ha sido lograda mediante la observación.

Pasos que se tienen que seguir para llevar a cabo la observación directa.

1. Determinar el objeto, situación, caso, etc. (que se va a observar)
2. Determinar los objetivos de la observación (para qué se va a observar)
3. Determinar la forma con que se van a registrar los datos.
4. Observar cuidadosa y críticamente.
5. Registrar los datos observados.
6. Analizar e interpretar los datos.
7. Elaborar conclusiones.

Entrevista

La entrevista es una técnica de recopilación de información mediante una conversación profesional, con la que además de adquirirse información acerca de lo que se investiga, tiene importancia desde el punto de vista educativo, los resultados a lograr en la misión dependen en gran medida del nivel de comunicación entre el investigador y los participantes en la misma.

2.5. Método de análisis de datos

2.5.1. Analítico.

Se analizarán los dos sistemas que componen el diseño, esto es, sistema de arrastre y sistema de templado.

2.5.2. Sintético.

Se escogerán los aspectos más importantes de los elementos a diseñar en cada uno de los sistemas.

2.5.3. Metodología del diseño

La metodología de diseño a seguir consta de los siguientes pasos:

- Formulación de la lista de requerimientos
- Definición del problema en términos ingenieriles
- Revisión de recursos bibliográficos
- Generación de conceptos y selección del mejor concepto a través de la matriz de selección de conceptos.
- Cálculo de las cargas de diseño
- Análisis de factores de seguridad

El diagrama de flujo que se muestra en la Figura 36 muestra como implementamos esta metodología de diseño.

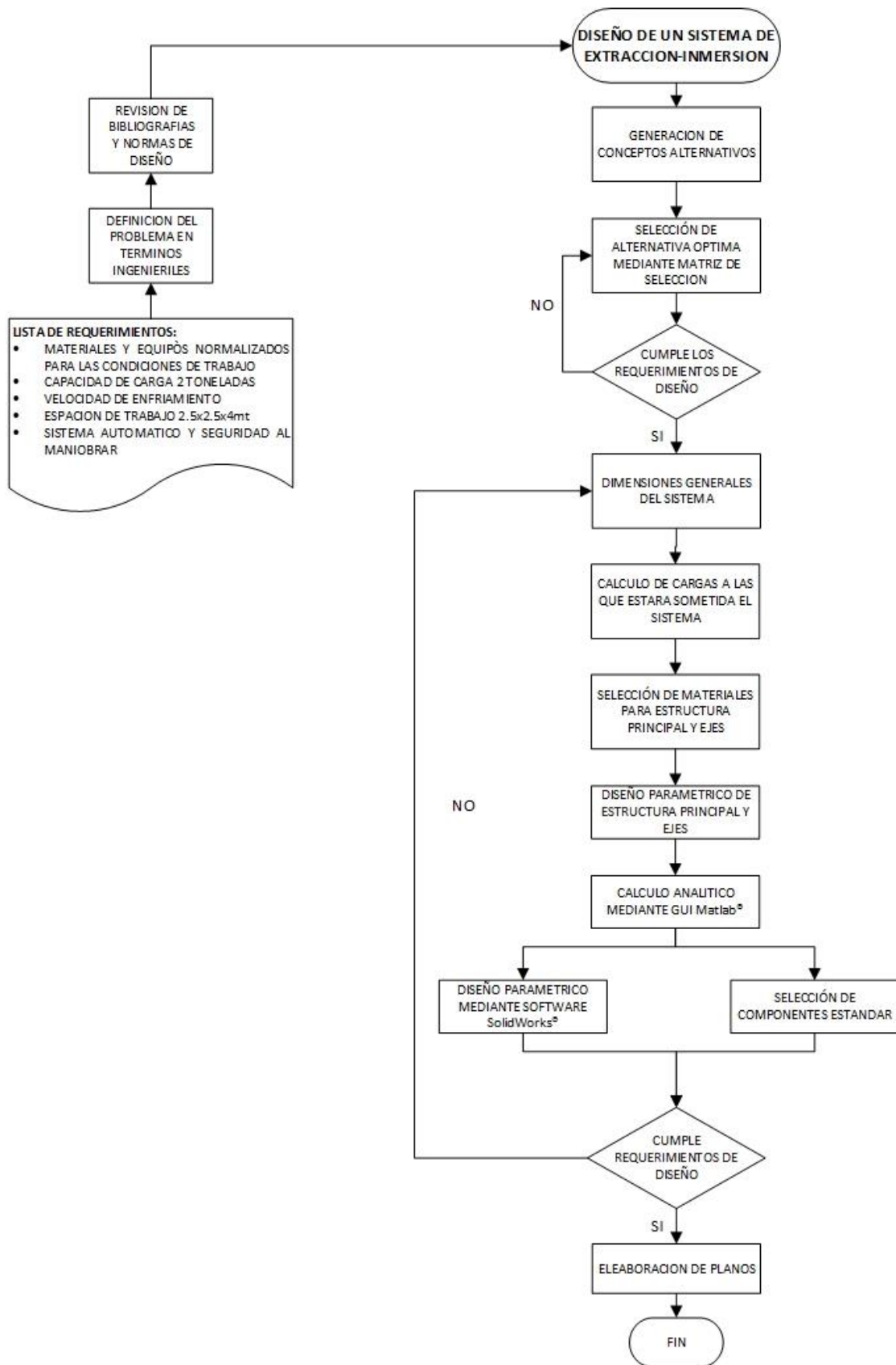


Figura 36. Diagrama de Flujo de Metodología de Diseño.
Fuente: Propia

CAPITULO III: RESULTADOS

III.RESULTADOS

3.1. Determinación de necesidades de la empresa

Se realizó una entrevista personal con el jefe del área de tratamientos térmicos Ing. Miguel Loaiza Quintana. En la cual se indago sobre las necesidades de la empresa en adquirir o construir un sistema de enfriamiento rápido para el proceso de templado. En los Anexos 1 y 2, se puede apreciarse el formato usado para la entrevista y el resultado de dicha entrevista respectivamente. De esta entrevista se desprendió que las características deseadas por la empresa para el sistema de enfriamiento rápido son:

- Materiales y equipos normalizados para las condiciones de trabajo requerida.
- Capacidad de carga *2 Toneladas* por proceso de templado.
- Velocidad optima de enfriamiento.
- El espacio destinado al equipo es de $2.0m * 3.5m * 4.5m$
- Que el sistema sea automático y que presente la seguridad necesaria para su maniobrabilidad.

3.2. Normas, códigos y procedimientos para procesos de templados

3.2.1. NFPA 86 Estándar para hogares y hornos

Esta norma cubre los procedimientos para minimizar los riesgos de incendio y explosión que pueden poner en peligro el horno, el edificio o el personal. La edición 2015 de NFPA 86: Standard for Ovens and Furnaces proporciona los últimos requisitos integrales para el diseño seguro; instalación; operación; e inspección, prueba y mantenimiento de hornos, secadoras y hornos Clase A, B, C y D; oxidantes térmicos; y cualquier otro recinto calefactado utilizado para el procesamiento de materiales y equipos relacionados

3.2.2. Norma ASTM A 991/A 991M – 98 Método de prueba estándar para realizar inspecciones de uniformidad de temperatura de hornos utilizados para calentar productos de acero

Esta norma cubre los procedimientos utilizados para realizar un estudio de uniformidad de temperatura en un horno utilizado para tratar térmicamente productos de acero. Este método se usa para determinar la capacidad del horno para cumplir con la variación de temperatura permisible especificada en la especificación del producto aplicable, o según lo acordado por el comprador y el proveedor de los servicios de tratamiento térmico. Los requisitos de documentación de la encuesta y el procedimiento utilizado para establecer posteriormente la zona de trabajo del horno se definen en este método de prueba

3.3. Requerimientos expresados en términos ingenieriles

Los requerimientos de la empresa para el sistema automático fueron evaluados considerando los resultados de la entrevista y la revisión de la normativa asociada a tratamientos térmicos y hornos de tratamientos térmicos. Los requerimientos expresados en términos ingenieriles se muestran en las Tablas 9 y 10.

Tabla 9. Requerimientos del sistema de inmersión.

Fuente: Propia

ESTRUCTURA Y CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DE INMERSION	
MATERIALES Y EQUIPOS	NORMAS
ACEROS PARA ALTAS TEMPERATURAS	Aceros termo resistentes ASTM B408 para componentes de equipos de tratamientos térmicos, ruedas
PISTONES HIDRAULICOS	Norma ANSI(NFPA) T3.6.7R3-2009 seleccionamos los pistones hidráulicos de acuerdo con las especificaciones del diseño
CADENAS DE RODILLOS	Según normas ASA-ISO diseñamos las cadenas de rodillos cilíndricos para sujetar la estructura de inmersión
RUEDAS DENTADAS	Según normas ASA-ISO diseñamos las ruedas dentadas para la transmisión de potencia
ESTRUCTURA DE INMERSION	Aceros termo resistentes ASTM B408 para estructura de inmersión, armado y uniones mediante soldadura
EJES	Diseño de ejes mediante aceros de aleación AISI
CHUMACERAS	Selección de contactos rodantes, chumaceras SKF, sujetos a la estructura mediante pernos y tuercas de diámetro y grado de resistencia según requerimientos del diseño

Tabla 10. Requerimientos del sistema de arrastre.

Fuente: Propia

ESTRUCTURA Y CARACTERISTICAS DEL SISTEMA DE ARRASTRE	
MATERIALES Y EQUIPOS	NORMAS
CADENAS RIGIDAS	Seleccionamos según especificaciones del fabricante SERAPID
PISTONES HIDRAULICOS	Norma ANSI(NFPA) T3.6.7R3-2009 seleccionamos los pistones hidráulicos de acuerdo a las especificaciones del diseño
CADENAS DE RODILLOS	Según normas ASA-ISO diseñamos las cadenas de rodillos cilíndricos para sujetar la estructura de inmersión
RUEDAS DENTADAS	Según normas ASA-ISO diseñamos las ruedas dentadas para la transmisión de potencia
CANASTA CONTENEDORA	Aceros termo resistentes ASTM B408 para canasta contenedora de piezas tratadas
EJES	Diseño de ejes mediante aceros de aleación AISI
CHUMACERAS	Selección de contactos rodantes, chumaceras SKF, sujetos a la estructura mediante pernos y tuercas de diámetro y grado de resistencia según requerimientos del diseño

3.4. Generación de conceptos alternativos

Luego de realizar la búsqueda bibliográfica se generaron cinco conceptos capaces de solucionar el problema los cuales se detallan a continuación:

Concepto 1: Sistema de Templado mediante Cadenas y Pistones

Este concepto tiene su origen en un tipo de Sistema de Enfriamiento Horizontal, modelo *SDB 436*, diseñado por la empresa Oven Wisconsin Corporation (<https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg&t=10s>).

El funcionamiento empieza con la canastilla llena de piezas que serán tratadas térmicamente en posición por encima del tanque de enfriamiento, del horno sale, mediante una guía, un mecanismo de cadena rígida el cual cuenta con un gancho para sujetar la canasta y hacerla ingresar al horno. Terminado el tratamiento la puerta del horno se abre automáticamente y el mecanismo de cadena rígida regresa la canastilla a la posición inicial, el cilindro hidráulico ubicado al costado del tanque de enfriamiento, mediante su embolo, comienza a soltar las cadenas que están sujetas a la estructura de enfriamiento hacia el fondo del tanque. Una vez terminado este proceso, el embolo se contrae y saca las piezas del tanque regresando a su posición inicial. La Tabla 11 muestra las ventajas y desventajas que tendría este concepto.

Tabla 11. Ventajas y desventajas del Concepto 1.

Fuente: Propia

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none">• La entrada y salida de la canasta es mediante una cadena rígida.• El diseño es de regular complejidad.• Al ser controlado automáticamente ofrece seguridad.• El proceso es automático.• La velocidad de trabajo es la necesaria.• Es de fácil montaje.• El espacio para el montaje es el necesario.• La velocidad de trabajo permite una mejor calidad en El tratamiento.• Es fácil de maniobrar.	<ul style="list-style-type: none">• la cadena rígida estaría expuesta a temperaturas elevadas.• la puerta del horno debe ser modificada.• la cantidad de piezas es elevada.

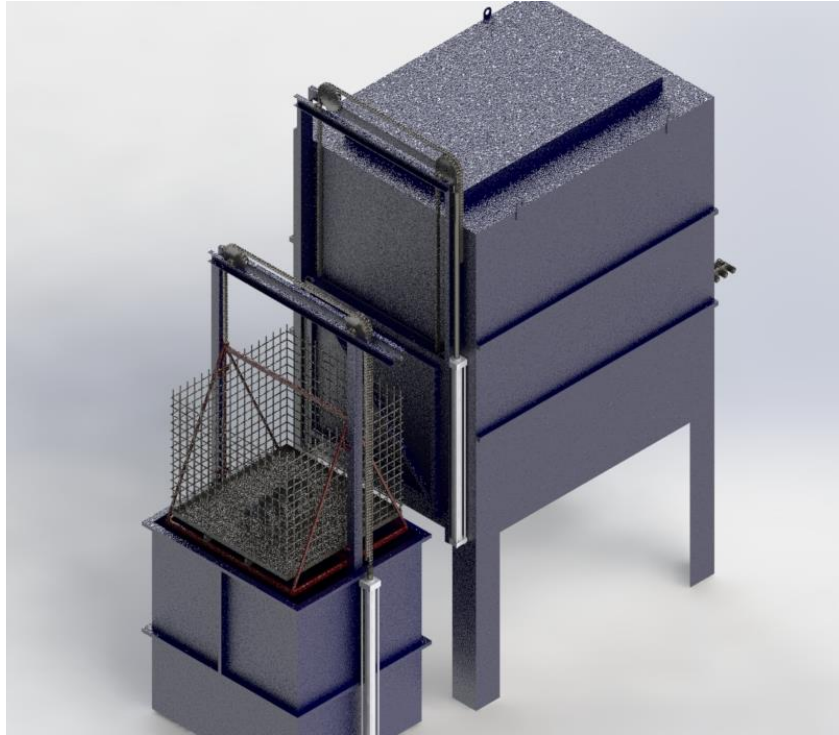


Figura 37. Sistema de templado mediante cadenas, pistones hidráulicos.

Fuente: Adaptado de (<https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg&t=10s>)

Concepto 2: Sistema de Templado con Cadena Rígida y Pistones Directos

Este concepto tiene su origen en un tipo de Sistema de Enfriamiento Horizontal, modelo *SDB 436*, diseñado por la empresa Oven Winsconsin Corporation (<https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg&t=10s>) la diferencia es que los pistones en el proceso de enfriamiento están en otra posición tal como se muestra en la Figura 38.

El funcionamiento empieza con la canastilla llena de piezas q serán tratadas térmicamente en posición por encima del tanque de enfriamiento, del horno sale mediante una guía un mecanismo de cadena rígida el cual cuenta con un gancho para sujetar la canasta y hacerla ingresar al horno. Terminado el tratamiento la puerta del horno se abre automáticamente y el mecanismo de cadena rígida regresa la canastilla a la posición inicial, los cilindros hidráulicos que se encuentran en la parte superior de la estructura comienzan su desplazamiento para sumergir toda la estructura de enfriamiento hacia el fondo

de la posa. Una vez terminado este proceso los émbolos de los cilindros se contraen y regresan la estructura de enfriamiento a su posición inicial.

La Tabla 12 muestra las ventajas y desventajas que tendría este concepto

Tabla 12. Ventajas y desventajas del Concepto 2.

Fuente: Propia

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • La entrada y salida de la canasta es mediante una cadena rígida. • El proceso es automático. • La velocidad de trabajo es la necesaria. • Al ser controlado automáticamente ofrece seguridad. • El diseño no es complejo. • La velocidad de trabajo permite una mejor calidad en el tratamiento. • El montaje no es complejo. 	<ul style="list-style-type: none"> • La cadena rígida está expuesta a altas temperaturas. • Se usan dos pistones para la sumersión debido a su inestabilidad al momento del descenso. • El costo sería más elevado. • La posición de los pistones de inmersión no asegura la estabilidad de la estructura. • El mantenimiento sería más complejo o tomaría más horas. • La puerta del horno debe ser modificada.

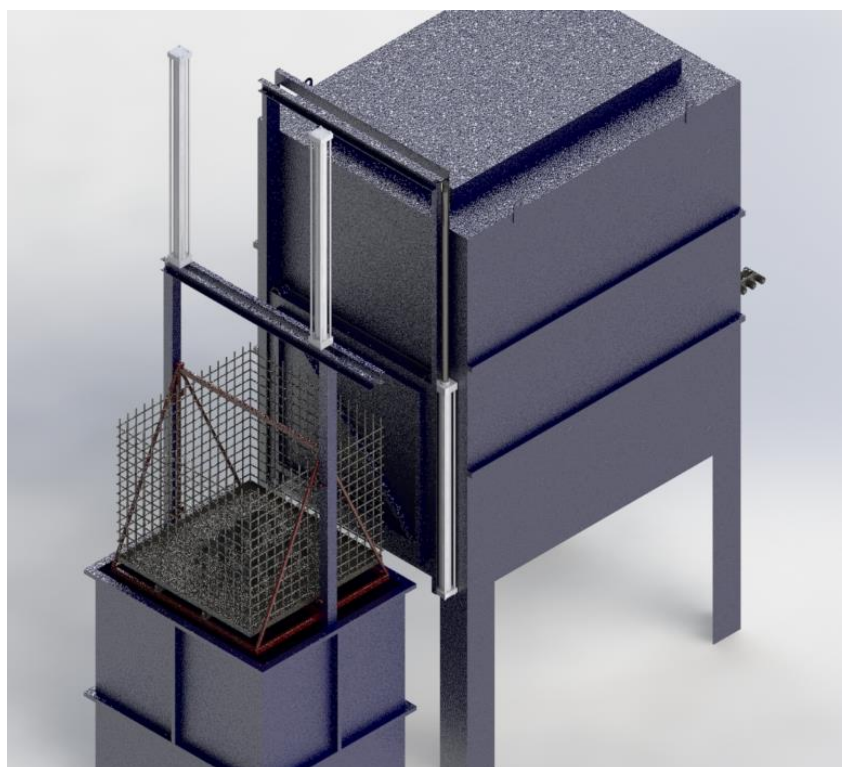


Figura 38. Sistema de templado con cadena rígida y pistones directos.

Fuente: Adaptado de (<https://www.youtube.com/watch?v=c39CeMRc6Gg>)

Concepto 3: Sistema de Templado mediante Puente Grúa

Este concepto tiene su origen en el Heat Treatment Furnace - Hardening Quenching With XYZ Manipulator, Dhanaprakash Industrial Corporation (https://www.youtube.com/watch?v=r57bVY_Q51s) que se muestra en la Figura 39.

El funcionamiento de este diseño parte del funcionamiento de un puente grúa al cual se le incorporo una plataforma la cual tiene un desplazamiento ascendente y descendente mediante cilindros hidráulicos. Terminado el tratamiento en el horno la puerta de este se abre automáticamente luego la plataforma que es guiada mediante un operador ingresa hacia el horno y extrae la canastilla que contiene todas las piezas. Luego las sumerge en el tanque de enfriamiento mediante el accionamiento de los émbolos que hacen descender esta canastilla. Al terminar el sumergido los émbolos de los cilindros se contraen y retiran la canastilla de la poza para luego colocarlas en otro lugar.

La Tabla 13 muestra las ventajas y desventajas que tendría este concepto

Tabla 13. Ventajas y desventajas del Concepto 3.

Fuente: Propia

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none">• El diseño presenta buena estabilidad y rigidez.• Las piezas se pueden encontrar en el mercado local.• El diseño es simple.• Es fácil de maniobrar.	<ul style="list-style-type: none">• El acceso para el mantenimiento no es muy fácil.• La puerta del horno debe ser modificada.• El montaje implicaría algo de riesgo debido a las dimensiones que posee.• El control sería manual• No existe mucha seguridad debido al control manual.• El costo es más elevado.• El periodo de tiempo de inmersión dependerá de la habilidad del operario.• Se requiere de mayor espacio para el montaje.

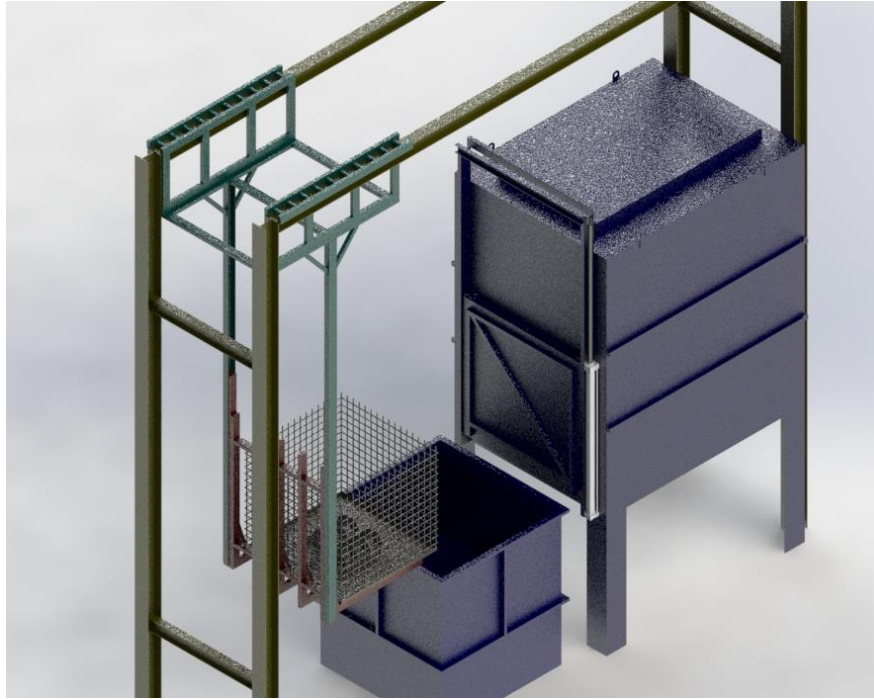


Figura 39. Sistema de templado mediante Puentes Grúa.

Fuente: Adaptado de (https://www.youtube.com/watch?v=r57bVY_Q51s)

Concepto 4: Sistema de Templado Piñón-Cremallera y Cadenas

Este concepto tiene su origen en un tipo de Horno de Tratamiento Térmico, de Aluminio T6, Tipo Camión, fabricado por la empresa Niigata Furnace Industry Co.Ltd (<https://www.youtube.com/watch?v=IV-nW0ffy1Q>) tal como se muestra en la Figura 40.

El funcionamiento de este diseño consta de unas cremalleras que guiarán la trayectoria de la puerta la cual posee unos motores con piñones unidos a los ejes los cuales harán que la puerta del horno, la cual posee unas garras, traslade la canasta conteniendo las piezas a tratar. Una vez terminado el tratamiento los motores de la puerta hacen que esta retroceda llevándolas a la posición por encima del tanque de enfriamiento. Los émbolos de los dos cilindros hidráulicos están adheridos a unas cadenas la cuales, tal como se muestra, sujetan una plataforma que está en la poza de enfriamiento esta plataforma mediante el accionamiento de los émbolos hace quedar la canastilla q contiene las piezas. La puerta se retira y los émbolos sueltan las cadenas

para sumergir las piezas. Una vez terminado este proceso los émbolos se contraen y suben la plataforma con la canastilla. La puerta es puesta una vez más en marcha para retirar la canastilla y ponerlas en otro lugar.

La Tabla 14 muestra las ventajas y desventajas que tendría este concepto

Tabla 14. Ventajas y desventajas del Concepto 4.

Fuente: Propia

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • El proceso es automático. • El espacio para mantenimiento no es complejo. • El proceso es seguro. • Fácil de maniobrar. • Las piezas se pueden encontrar en el mercado local. 	<ul style="list-style-type: none"> • El diseño es inestable. • La puerta del horno debe ser modificada. • El diseño es complejo. • La cantidad de piezas es elevada. • El mantenimiento es mayor. • El espacio para el montaje es mayor. • El montaje es más complejo. • El costo es más elevado.

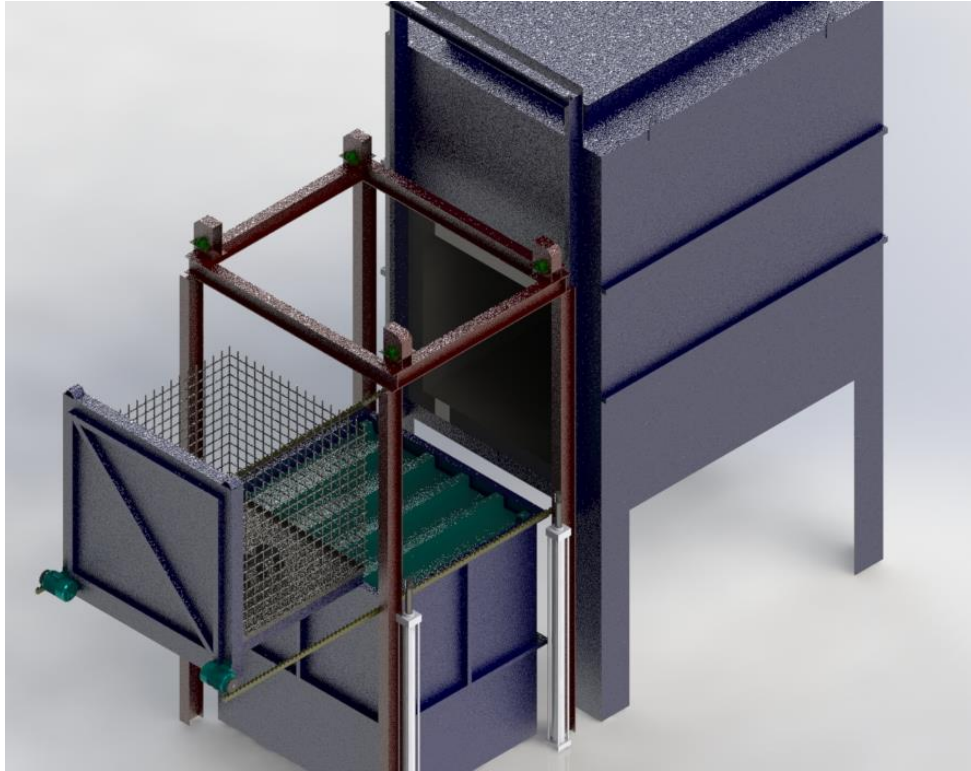


Figura 40. Sistema de templado mediante piñón/cremalleras y pistones
Fuente: Adaptado de (<https://www.youtube.com/watch?v=IV-nW0ffy1Q>)

Concepto 5: Sistema de Templado mediante Pistones Hidráulicos

Este concepto tiene su origen en un tipo de Sistema de Enfriamiento Horizontal, modelo *SDB 436*, diseñado por la empresa Oven Winsconsin Corporation (<https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg&t=10s>), la única diferencia es que el sistema de arrastre de la canasta es mediante pistones (Figura 41).

El funcionamiento empieza con la canastilla llena de piezas q serán tratadas térmicamente en posición por encima del tanque de enfriamiento, una vez abierto el horno los émbolos de los cilindros hidráulicos desplazan la canastilla que contiene las piezas hacia el horno, una vez dentro la puerta se cierra automáticamente.

Una vez terminado el tratamiento la puerta del horno se abre automáticamente y los cilindros neumáticos extraen la canastilla a la posición inicial, el cilindro hidráulico que esta al costado de la posa de enfriamiento mediante su embolo comienza a soltar las cadenas que están sujetas a la estructura de enfriamiento

hacia el fondo del tanque de enfriamiento. Una vez terminado este proceso el embolo se contrae y saca las piezas mediante las cadenas hacia su posición inicial.

La Tabla 15 muestra las ventajas y desventajas que tendría este concepto

Tabla 15. Ventajas y desventajas del Concepto 5.

Fuente: Propia

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Proceso automático. • Fácil montaje. • Suficiente espacio para mantenimiento. • Fácil diseño. • Fácil de maniobrar. 	<ul style="list-style-type: none"> • Amplio espacio para montaje. • Vástagos de pistones expuestos a altas temperaturas. • Costo elevado.

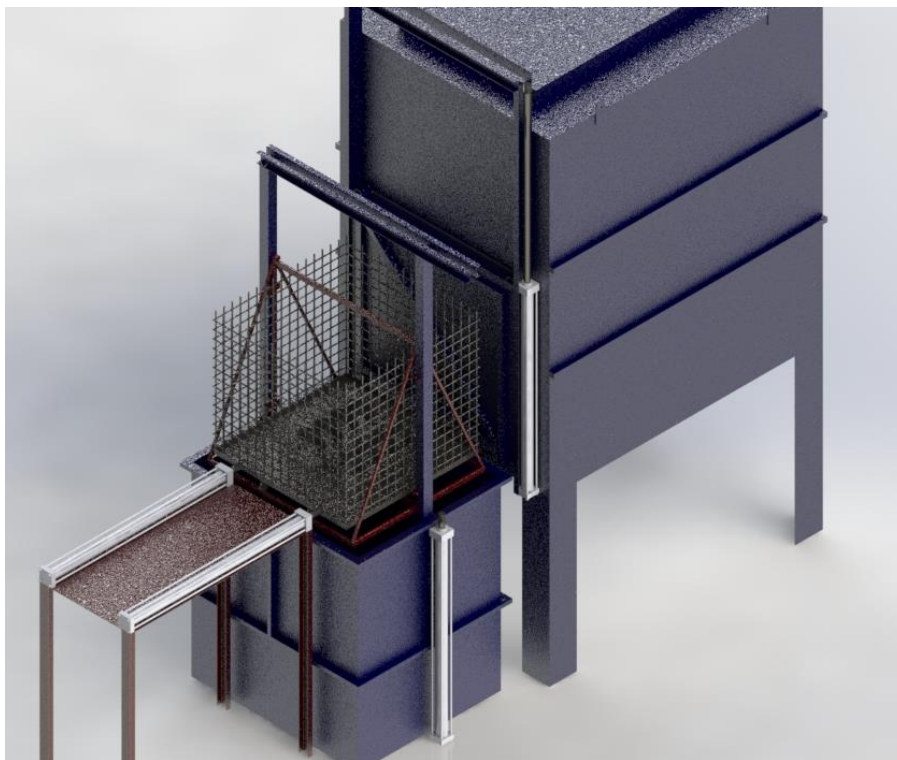


Figura 41. Sistema de templado mediante cadenas y pistones hidráulicos.

Fuente: Adaptado de (<https://www.youtube.com/watch?v=DRUSMCbbnQg&t=10s>)

3.5. Selección de concepto final mediante matriz de selección

Los conceptos se evaluaron para obtener el concepto óptimo para las necesidades de la empresa. El concepto que satisface los criterios de selección con mayor puntaje es el Concepto N°1. Que tiene como base de su funcionamiento el uso de cadenas rígidas, cadenas de rodillos cilíndricos y pistones hidráulicos.

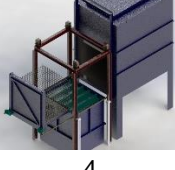
La lógica de trabajo de esta matriz (Tabla 17) se inicia identificando un concepto de referencia. Para esto usamos una hoja de cálculo para facilitar la calificación y análisis de sensibilidad (Tabla 16). Los conceptos identificados para análisis se introdujeron en el lado izquierdo de la matriz y los criterios de selección fueron ubicados en la parte superior; estos criterios dependerán de las necesidades del equipo. Usamos un esquema en el cual ponderamos los criterios de selección asignando un valor de importancia de 1 a 10. en la que el mayor valor obtenido por cada concepto indica que este tiene mayor grado de satisfacción para cada uno de los criterios de selección en comparación con la referencia.

Tabla 16. Tabla de calificación para los conceptos.

Fuente: Propia

Desempeño	Calificación
Mucho peor que la referencia	1 – 2
Peor que la referencia	3 – 4
Igual que la referencia	5 – 6
Mejor que la referencia	7 – 8
Mucho mejor que la referencia	9 – 10

Tabla 17. Matriz de selección de concepto para sistema de templado.
Fuente: Propia

MATRIZ DE SELECCION									
CONCEPTOS		CRITERIOS DE SELECCIÓN							
Alternativas	Descripción del concepto	Complejidad del diseño	Montaje	Ergonomía	Fabricación	seguridad	mantenimiento	Costo	TOTAL
 1	Sistema accionado por cadena rígida, pistones hidráulicos y cadenas de rodillos cilíndricos.	6	8	8	8	9	8	8	55
 2	Sistema accionado por cadenas de rodillos cilíndricos, cadena rígida y pistones hidráulicos.	7	7	9	7	6	6	6	48
 3	Sistema accionado mediante puente grúa y pistones. (REFERENCIA)	5	4	5	4	4	7	4	33
 4	Sistema accionado por piñón/cremalleras accionados por motores eléctricos y pistones hidráulicos.	6	6	7	5	6	6	6	42
 5	Sistema accionado por cadenas de rodillos cilíndricos y pistones hidráulicos.	8	7	8	8	5	7	6	49

3.6. Dimensionamiento general del sistema de extracción-inmersión

La empresa TOMOCORP S.A.C. dispuso de las dimensiones que no se deben exceder al momento de dimensionar el sistema de extracción - inmersión. En la entrevista hecha por el autor se especifica las dimensiones del horno de tratamiento térmico y de la poza de enfriamiento con la que cuentan, así como la distancia y altura a la que se encuentran la una de la otra. Las dimensiones planteadas se especifican en la *Tabla 18*.

Tabla 18. Dimensiones generales para el sistema de extracción – inmersión

Fuente: Propia

	Dimensión	Limite	Norma o Requerimiento
Sistema	Alto Interno [H_{max}]	$H_{m\acute{a}x} = 4.5 [m]$	Necesidad de la empresa
	Largo Interno [L_{max}]	$L_{m\acute{a}x} = 2.0 [m]$	Necesidad de la empresa
	Ancho Interno [A_{max}]	$A_{m\acute{a}x} = 3.5 [m]$	Necesidad de la empresa

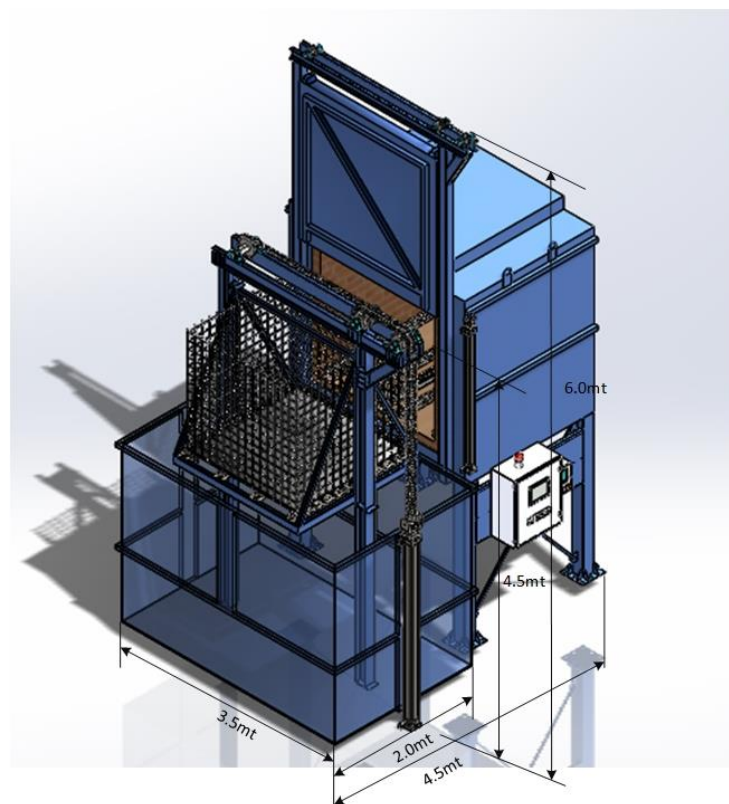


Figura 42. Dimensiones generales del Sistema de Extracción-Inmersión

Fuente: Propia

3.7. Cálculo de cargas de diseño para el sistema

3.7.1. Cálculo de la fuerza de arrastre o empuje (F_a)

Para la determinación de la fuerza de arrastre haremos un análisis dinámico de la canastilla conteniendo la carga máxima de piezas a tratar térmicamente asumiendo un tiempo de aceleración de 0.6 s. Así se planteó el diagrama de cuerpo libre de la carga como se aprecia en la Figura 43.

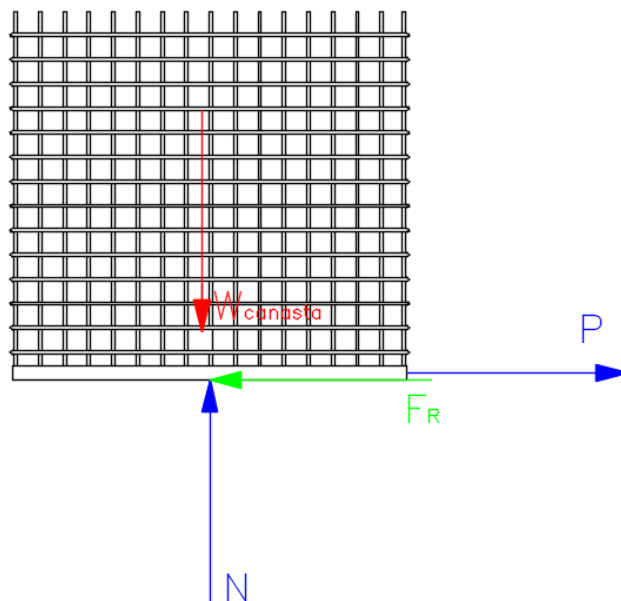


Figura 43. Diagrama de cuerpo libre de canastilla en la fase de arrastre.

Fuente: Propia

La Figura 44 muestra el diagrama $v - t$ en el cual se muestra la aceleración necesaria para mover la canasta hasta q se llega a una aceleración constante obteniéndose así la velocidad de operación la cual será constante en un tiempo t hasta q termine el movimiento.

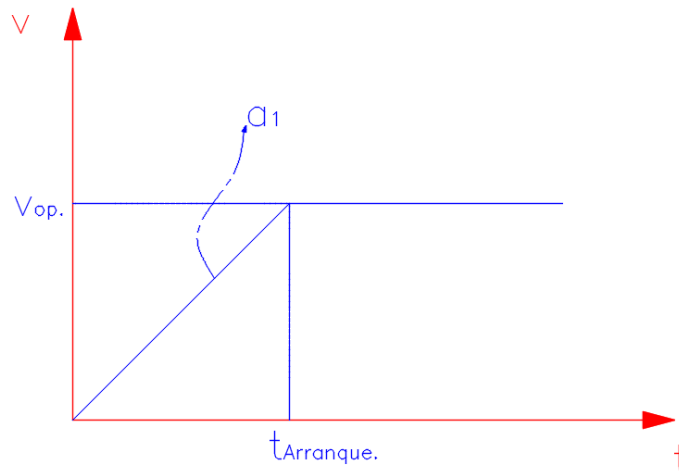


Figura 44. Diagrama $v - t$ del comportamiento de velocidades en la fase de arrastre por cadena rígida.

Fuente: Propia

Según los datos obtenidos mediante el DCL se procede a formular las ecuaciones necesarias para calcular la fuerza F_a necesaria para poder mover la canasta; conteniendo las piezas a tratar térmicamente hacia el horno. Para calcular dicha fuerza se aplicará la segunda ley de Newton tal como se muestran a continuación.

Datos:

Masa de la canasta: $m_{canasta} = 221.57 \text{ kg}$

Masa de la carga: $m_{carga} = 2000 \text{ kg}$

Tiempo total de operación: $t_{Total} = 4\text{s}$

Carrera de la canasta: $x = 1.8\text{m}$

Entonces:

$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$F_a - F_R = m_{Total} \cdot a$$

$$F_a - F_R = \frac{W_{Total}}{g} \cdot a$$

$$a = a_1 ; \quad F_R = \mu \cdot N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$W_{Total} = N$$

$$F_a - \mu \cdot N = \left(\frac{W_{Total}}{g} \right) \cdot a \quad (27)$$

$$F_a - \mu \cdot W_{Total} = \left(\frac{W_{Total}}{g} \right) \cdot a \quad (28)$$

Ahora procedemos a hacer un análisis para obtener los tiempos de arranque y de operación:

$$t_{arranque} = \frac{t_{Total}}{6} = 0.67$$

$$t_{operacion} = \frac{4 * t_{Total}}{6} = 2.67$$

$$t_{apagado} = \frac{t_{Total}}{6} = 0.67$$

$$v_{op} = \frac{x/3}{t_{op}/3} = \frac{1.8}{2.67} = 0.67$$

Donde:

v_{op} : Velocidad de operación [m/s]

t_{Total} : Tiempo total [s]

$t_{arranque}$: Tiempo de arranque [s]

$t_{operacion}$: Tiempo de operación [s]

$t_{apagado}$: Tiempo de arranque [s]

La aceleración en el proceso de arranque la calculamos usando:

$$a_{arranque} = \frac{v_{op}}{t_{arranque}} \quad (29)$$

Donde:

v_{op} : Velocidad de operación [m/s]

$a_{arranque}$: Aceleración en el arranque [m/s²]

$t_{arranque}$: Tiempo de arranque [s]

$$a_{arranque} = \frac{0.67}{2.67} = 0.99 [m/s^2]$$

Entonces obtenido el tiempo de operación y aceleración en el arranque procedemos a reemplazar estos valores en la Ecuación 28 para hallar F_a , tenemos:

$$F_a = \left(\frac{W_{Total}}{g} \right) \cdot a + (\mu \cdot W_{Total}) \quad (30)$$

Donde:

F_a : Fuerza de arrastre o empuje [N]

μ : Coeficiente de rozamiento (Tabla 19) [Adim]

W_{Total} : Peso de canastilla conteniendo la carga total [N]

g : Aceleración de la gravedad [m/s^2]

Tabla 19. Valores de factor de rozamiento para diferentes configuraciones de materiales de contacto.

Fuente: Dinámica (HIBBELER, R.C. 2010)

Materiales en contacto	Coefficientes de rozamiento
Acero contra acero y seco	$\mu = 0,3$
Acero contra plástico (PE / H)	$\mu = 0,25$
Los rodillos cilíndricos	$\mu = 0,07$
Las unidades de transferencia de bolas	$\mu = 0,025$
Rodillos de oruga	$\mu = 0,07$

$$F_a = 0.3 \cdot 21793.6N = \left(\frac{21793.6N}{9.81m/s^2} \right) \cdot 0.99$$

$$F_a = \left[\left(\frac{21793.6N}{9.81m/s^2} \right) \cdot 0.99 \right] + (0.3 \cdot 21793.6N)$$

$$F_a = 8737.43 [N]$$

3.7.2. Cálculo de la carga de diseño (F_s)

Para este cálculo usaremos la ecuación:

$$F_s = F_a * S_f \quad (31)$$

Donde:

F_s : Carga de diseño en [N]

F_a : Fuerza de arrastre/empuje en [N]

S_f : Factor de Servicio [Adim]

$$F_s = 8737.43 * 1.5$$

$$F_s = 13106.15 [N]$$

El factor de servicio S_f , se obtiene a partir de la Tabla 20.

Tabla 20. Factor de servicio para diferentes movimientos de carga.

Fuente: Actuador de cadena (TSUBAKIMOTO Chain Catalogo N° KE1203, 2012, p.9)

Características de carga	Ejemplo de aplicación	Factor de Servicio (S_f)
Movimiento suave sin cargas de impacto Inercia de Carga: BAJA	Cambio de un transportador	1.0 a 1.3
Movimiento con impacto leve Inercia de Carga: MEDIA	Equipo de Transferencia Elevar o bajar un elevador	1.3 a 1.5

3.7.3. Cálculo del empuje requerido del mecanismo (F_{s1})

Obtenemos el empuje requerido por el mecanismo (F_{s1}), dada la carga de diseño (F_s). Para mecanismos q están en funcionamiento simultáneamente se utilizan los factores mostrados en la Tabla 21.

Tabla 21. Factor de carga compartida de acuerdo al número de mecanismos en funcionamiento.

Fuente: Actuador de cadena (TSUBAKIMOTO Chain Catalogo N° KE1203, 2012, p.9)

Numero de mecanismos operando simultáneamente	1	2	3
Factor de carga compartida (F_g)	1.0	0.83	0.69

$$F_{s1} = \frac{F_s}{N^a \text{ unidades} \times F_g} \quad (32)$$

Donde:

F_{s1} : Empuje requerido por el mecanismo [N]

F_s : Carga de diseño [N]

$N^o \text{ unidades}$: Número de unidades en funcionamiento [Adim]

F_g : Factor de carga compartida [Adim]

$$F_{s1} = \frac{13106.15}{1 \times 1.0}$$

$$F_{s1} = 13106.15 \text{ [N]}$$

3.7.4. Cálculo de las fuerzas para inmersión de canasta

Para la determinación de la fuerza de inmersión/elevación haremos un análisis dinámico de la estructura de inmersión/elevación incluyendo la canastilla conteniendo la carga máxima de piezas a tratar térmicamente asumiendo un

tiempo de aceleración de 0.6 s. Así se planteó el diagrama de cuerpo libre de la carga como se aprecia en la Figura 45.

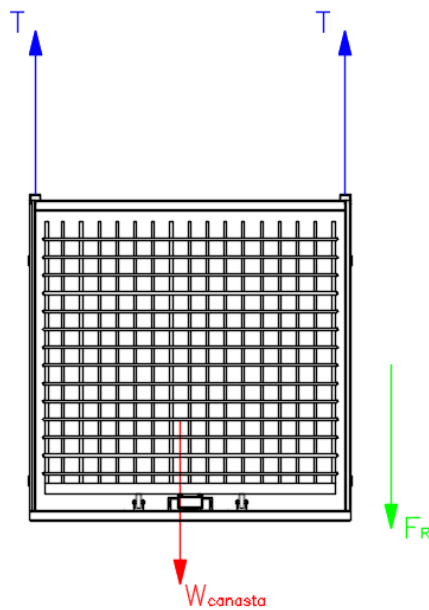


Figura 45. Diagrama de cuerpo libre de canastilla en la fase de inmersión.

Fuente: Propia

La Figura 46, muestra el diagrama $v - t$ en el cual se muestra la aceleración necesaria para sumergir la estructura hasta que se llega a una aceleración constante obteniéndose así la velocidad de operación la cual será constante en un tiempo t hasta que termine el movimiento.

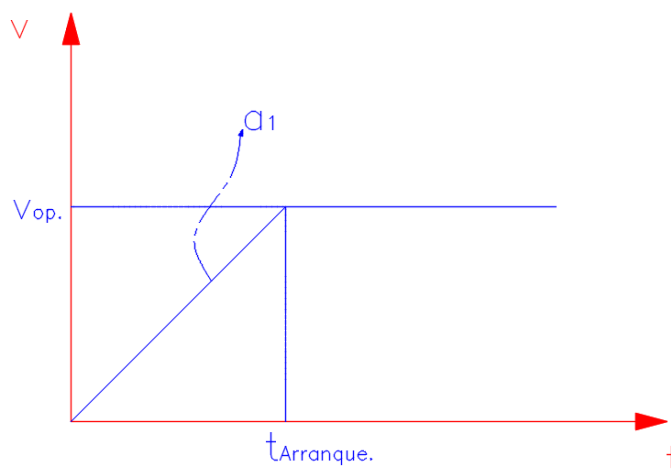


Figura 46. Diagrama $v - t$ del comportamiento de velocidades en la fase de inmersión.

Fuente: Propia

Según los datos obtenidos mediante el DCL se procede a formular las ecuaciones necesarias para calcular la fuerza T necesaria para poder mover la canasta; conteniendo las piezas a tratar térmicamente, hacia el tanque de enfriamiento. Para calcular dicha fuerza se aplicará la segunda ley de Newton tal como se muestran a continuación.

Datos:

Masa de la canasta: $m_{canasta} = 221.57 [kg]$

Masa de la estructura: $m_{estructura} = 77.82 [kg]$

Masa de la carga: $m_{carga} = 2000 [kg]$

Tiempo total de operación: $t_{Total} = 4 [s]$

Carrera de la canasta $y = 2 [m]$

Entonces:

$$\sum F_y = m \cdot a$$

$$2T - W - F_r = m \cdot a$$

$$T = \frac{(m \cdot a) + W + F_r}{2} \quad (33)$$

$$T = \frac{m \cdot v_{op}}{2 \cdot t_{arranque}} + \frac{m \cdot g}{2} + \frac{F_r}{2} \quad (34)$$

Donde:

T : Fuerza de tensión [N]

m : Carga nominal [kg]

v_{op} : Peso de la estructura [kg]

$t_{arranque}$: Tiempo de arranque: [s]

g : Aceleración de la gravedad [$g = 9.81 \text{ m/s}^2$]

F_r : Fuerza de fricción [N]

Nota:

Para este caso como no se cuentan con los datos necesarios para hallar la fuerza de fricción F_r , recurriremos a fórmulas establecidas experimentalmente para el principio de funcionamiento de un elevador la cual establece asumir como fuerza de rozamiento F_r el 4% de la carga del ramal (BARTELS SANCHEZ, 2005, pág. 57)

La ecuación resultaría:

$$2T = (m \cdot a) + (m \cdot g) + F_r \quad (35)$$

$$2T = m(a + g) + 4\%[m(a + g)] \quad (36)$$

$$T = \frac{m \cdot (a + g) \cdot 1.04}{2} \quad (37)$$

Establecidas las ecuaciones nos encontramos con algunas incógnitas las cuales son v_{op} y el $t_{arranque}$. Para esto procedemos a hacer un análisis para obtener los tiempos de arranque, de operación y la aceleración en el arranque:

$$t_{arranque} = \frac{t_{Total}}{6} = 0.67$$

$$t_{operacion} = \frac{4 * t_{Total}}{6} = 2.67$$

$$t_{apagado} = \frac{t_{Total}}{6} = 0.67$$

$$v_{op} = \frac{y/3}{t_{op}/3} = \frac{2}{2.67} = 0.75$$

Donde:

v_{op} : Velocidad de operación [m/s]

t_{Total} : Tiempo total [s]

$t_{arranque}$: Tiempo de arranque [s]

$t_{operacion}$: Tiempo de operación [s]

$t_{apagado}$: Tiempo de arranque [s]

La aceleración en el proceso de arranque de la estructura de inmersión la calculamos usando la Ecuación (29):

$$a_{arranque} = \frac{0.75}{0.67} = 1.12 \text{ m/s}^2$$

Entonces obtenido el tiempo de operación y la aceleración en el arranque procedemos a reemplazar la Ecuación (38) para hallar T , tenemos:

$$T = \frac{2299.39 \cdot (1.12 + 9.81) \cdot 1.04}{2} = 13068.81 \text{ [N]}$$

3.7.5. Cálculo de fuerzas de apertura/cierre de puerta de horno

Para la determinación de la fuerza de apertura/cierre haremos un análisis dinámico de la puerta del horno asumiendo un tiempo de aceleración de 0.8 s. Así se planteó el diagrama de cuerpo libre de la carga como se aprecia en la Figura 47.

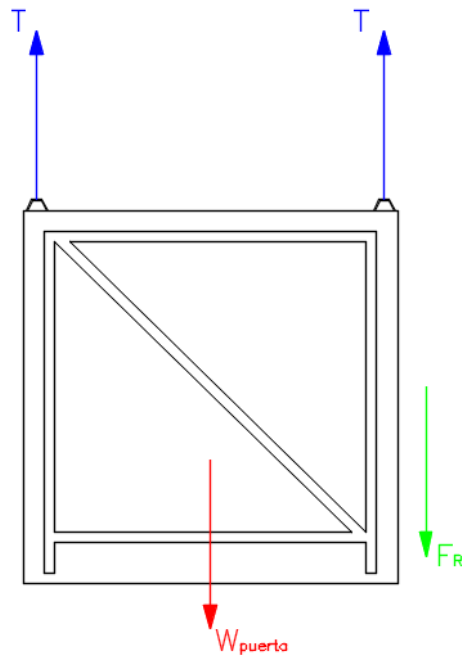


Figura 47. Diagrama de cuerpo libre de puerta de horno.
Fuente: (Autor)

La Figura 48, muestra el diagrama $v - t$ en el cual se muestra la aceleración necesaria para abrir/cerrar la puerta del horno hasta que se llega a una aceleración constante obteniéndose así la velocidad de operación la cual será constante en un tiempo t hasta que termine el movimiento.

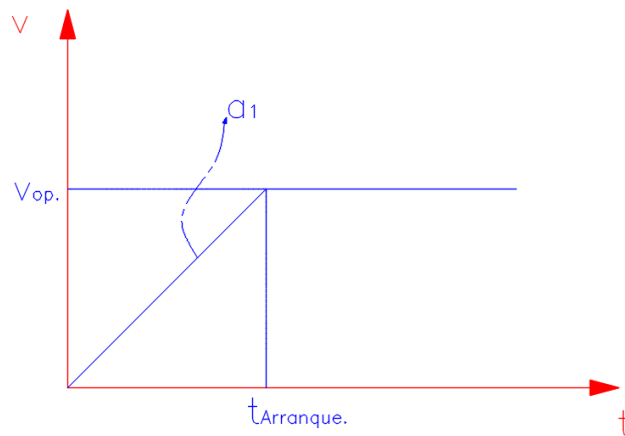


Figura 48. Diagrama $v - t$ del comportamiento de velocidades en la fase de apertura de puerta de horno.
Fuente: (Autor)

Según los datos obtenidos mediante el DCL se procede a formular las ecuaciones necesarias para calcular la fuerza T necesaria para abrir/cerrar la puerta del horno. Para calcular dicha fuerza se aplicará la segunda ley de Newton tal como se muestran a continuación.

Según datos de la empresa el horno térmico está construido con ladrillo refractario, fibra manta y plancha de acero de $e = 1/4''$

Datos:

Masa de la puerta: $m_{puerta} = 400 \text{ kg}$

Tiempo total de operación: $t_{Total} = 5s$

Carrera de la puerta: $h = 1.5m$

Usando los mismos criterios para hallar las cargas de diseño en la estructura de inmersión procedemos a calcular:

$$t_{arranque} = \frac{t_{Total}}{6} = 0.83$$

$$t_{operacion} = \frac{4 * t_{Total}}{6} = 3.34$$

$$t_{apagado} = \frac{t_{Total}}{6} = 0.83$$

$$v_{op.} = \frac{x/3}{t_{op}/3} = \frac{1.5}{3.34} = 0.45$$

La aceleración en el proceso de arranque la calculamos con la Ecuación (29):

$$a_{arranque} = \frac{0.45}{0.83} = 0.54 \text{ m/s}^2$$

Entonces obtenido el tiempo de operación y el tiempo de arranque procedemos a usar los mismos criterios que seguimos para hallar las cargas de diseño en la estructura de inmersión. Usamos la Ecuación (38) para hallar:

$$T = \frac{400 \cdot (0.54 + 9.81) \cdot 1.04}{2}$$
$$T = 2152.8 [N]$$

3.8. Optimización del diseño de cadenas rígidas mediante programación en GUI Matlab®.

La Interfaz Gráfica de Usuario (GUI) realizada para optimizar nuestro proceso de selección de cadenas rígidas muestra como pantalla de inicio o presentación (Figura 49) una portada la cual lleva por título “Calculo para selección de cadena rígida” la cual cuenta con un atajo al final (Inicio) con el cual podremos comenzar a realizar un primer análisis para el proceso de selección de Cadenas Rígidas.

Como la cadena que usaremos será para arrastrar la canastilla contenedora de piezas que serán tratadas; la Figura 50 muestra la GUI donde se proceden a realizar los cálculos dinámicos teniendo como datos de entradas las cargas, tiempo de operación, etc. Estos datos ingresados luego nos arrojaran los resultados de cargas de diseño la cual nos servirá para la selección de nuestra cadena rígida.



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA

CALCULO PARA SELECCION DE CADENA RIGIDA

AUTOR

JULIO CESAR RONDO JARA

ASESOR

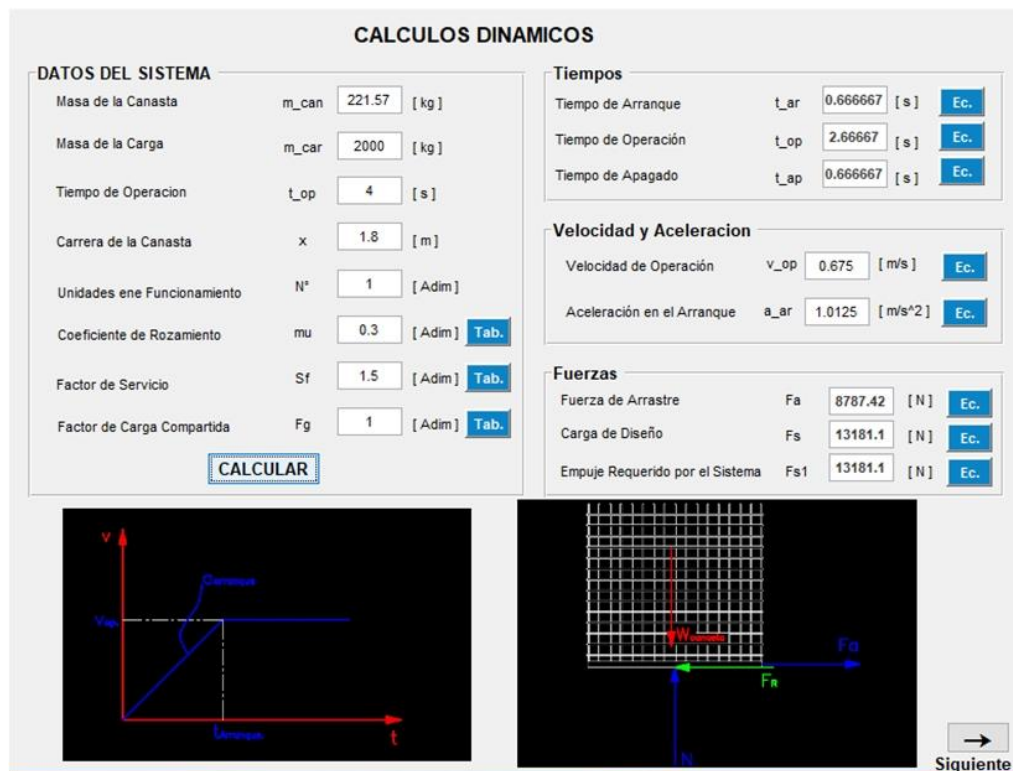
Dr. Jorge A. Olortegui Yume Ph.D

TRUJILLO-PERU

2017

INICIAR

Figura 49. GUI MatLab® para cálculo y optimización de diseño de cadenas rígidas.
Fuente: propia



Luego de realizar los cálculos dinámicos y hallar las cargas de diseño, seguimos avanzando para poder recién realizar el proceso de selección de nuestra cadena rígida. En la Figura 51 podemos seleccionar el tipo de cadena de acuerdo a la carga de diseño seguida de las características que tendrá esta, de acuerdo a nuestros requerimientos, en este paso la GUI nos arrojará los parámetros que tendrá nuestra cadena (número de eslabones, potencia requerida, etc.)

SELECCION DE CADENA RIGIDA

TIPO DE CADENA RIGIDA

Paso (p) **60** [mm] | Estructura **S** | Estilo **P** | Reforzamiento **—** | Guía **G**

Tipo de Cadena **CH60 PSG 2000** | **Tabla**

Paso **p** **60** [mm]

Longitud de Ejes Ciegos **B** **200** [mm]

Longitud de Ejes Útiles **X** **1800** [mm]

Eslabones que Permanecen en la Caja **K** **3** [Adim] **Fig.**

CALCULAR

CALCULOS DE CADENA RIGIDA

Longitud de la Cadena

N° de Eslabones de la Cadena **Z** **37** [Miembros] **Ec.**

Conexion a Moto-Reductor

Par Motor de Accionamiento **M** **988.582** [N.m] **Ec.**

Velocidad de La Unidad **n_ab** **112.5** [U/min] **Ec.**

Potencia Requerida **P** **11.6456** [kW] **Ec.**

Figura 23. Longitud de cadena rígida
Fuente: (Ficha técnica revisión B. SERAFIC 29 2013)

Atras

Figura 51. GUI Matlab. Diseño de Cadenas Rígidas – Selección de Cadena
Fuente: propia (Figuras adaptadas de SERAFID)

3.9. Diseño paramétrico

Después de haber determinado y de examinar la influencia de las variables de diseño respecto a las variables de solución (Figuras 34 y 35), procederemos a realizar un análisis paramétrico de los ejes de transmisión y de la estructura base. Los parámetros considerados en este estudio estarán en base a las cargas y longitud, tanto del eje como de la viga que conforma la estructura base. Y se tomarán como variables de diseño para el eje (diámetro,

material), y para la viga que conforma la estructura (sección transversal, material).

3.9.1. Diseño paramétrico de ejes soporte para Catarinas – Sistema de enfriamiento rápido.

En la Tabla 22 se muestran los valores asignados a cada una de las variables que servirán para en diseño paramétrico. Para poder facilitar la parametrización usaremos las Ecuaciones (38) y (39), usadas para cálculo de ejes y árboles. A continuación, elaboraremos una Interface Gráfica de Usuario (GUI) en el software Matlab® para agilizar el proceso de diseño paramétrico.

$$n_f = \frac{\pi d^3}{16 \left[\frac{(4(K_f M_a)^2)^{1/2}}{S_e} \right]} \quad (38)$$

$$n_y = \frac{S_y}{\left[\frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \right]} \quad (39)$$

Donde:

- n_f : Factor de Seguridad para fatiga [*Adim*]
- n_y : Factor de Seguridad para fluencia [*Adim*]
- d : Diámetro estimado del eje [*m*]
- K_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión [*Adim*]
- M_a : Momento flector máximo alternante [*N.m*] []
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga [*MPa*]
- K_{fS} : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para torsión [*Adim*]
- T_m : Par o Torque medio [*N.m*]
- S_{ut} : Resistencia a la tensión [*MPa*]
- S_y : Resistencia a la fluencia [*MPa*]

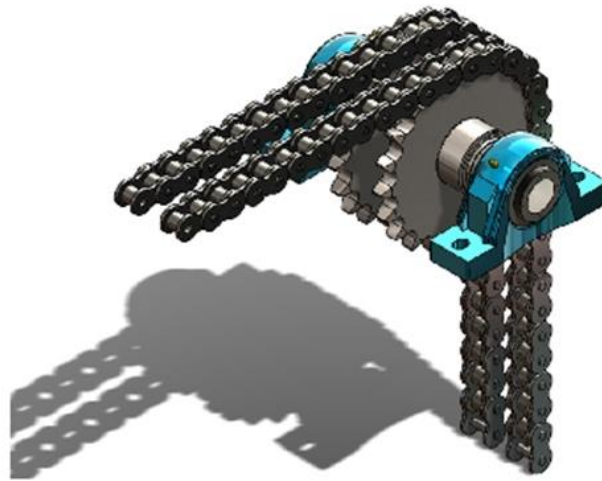
Tabla 22. Caja Negra para GUI-Diseño de Ejes

Fuente: Propia

	Variables	Unidades	Valores/Rango
Parámetros de definición del problema	Carga máxima	[<i>N</i>]	26137.62
	Longitud del eje	[<i>m</i>]	0.330
Variables de diseño	Diámetro del eje	[<i>mm</i>]	$40 \leq d \leq 70$
	Material del eje	[<i>Adim</i>]	<i>AISI</i> 1095 <i>AISI</i> 4130 <i>AISI</i> 4140 <i>AISI</i> 4340
Variables de solución	Momento máximo	[<i>N.m</i>]	A determinar
	Esfuerzo de Von Mises	[<i>MPa</i>]	A determinar
	Factor de seguridad	[<i>Adim</i>]	A determinar

La Interfaz Gráfica de Usuario (GUI) presenta una pantalla de inicio o presentación (Figura 52) la cual muestra una imagen general del sistema a analizar, esta portada lleva por título “Cálculo para el diseño de ejes de transmisión para el proceso de templado” la cual cuenta con dos atajos que nos permitirán seleccionar el tipo o método de diseño: Diseño Estático o por Fatiga.

CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE EJES DE TRANSMISIÓN PARA EL PROCESO DE TEMPLADO



Seleccionar el Método de Diseño

DISEÑO ESTÁTICO

DISEÑO POR FATIGA

Figura 52. Ventana de inicio GUI (Diseño de ejes de Transmisión)
Fuente: Propia

Para ratificar los resultados que nos arrojó la GUI realizamos un cálculo escrito y detallado de los ejes críticos del sistema (ver Anexo N°3). Los resultados de estos cálculos se muestran en las Tablas 23 y 24, del análisis estático y de fatiga respectivamente. Podemos observar que los resultados obtenidos mediante el cálculo escrito coinciden los resultados que nos arrojó la GUI (Figuras 53 y 54)

Tabla 23. Resultados de Calculo por Resistencia Estática-Diseño de Ejes
Fuente: Propia

Ítem	Unidades	valor
Carga máxima	[<i>N</i>]	26137.62
Longitud del eje	[<i>m</i>]	0.330
Tipo de material	[<i>Adim</i>]	AISI 4140
Resistencia a la fluencia	[<i>MPa</i>]	1640
Resistencia a la tensión	[<i>MPa</i>]	1770
Diámetro del eje	[<i>m</i>]	0.06
Momento máximo	[<i>N.m</i>]	1986.6
Esfuerzo de Von Mises	[<i>MPa</i>]	157.3
Factor de seguridad	[<i>Adim</i>]	10.42



Figura 53. Ventana de Diseño de Ejes por Resistencia Estática (GUI)
Fuente: (Propia)

Tabla 24. Resultados de Calculo por Resistencia Estática-Diseño de Ejes
Fuente: Propia

Ítem	Unidades	valor
Carga máxima	[<i>N</i>]	26137.62
Longitud del eje	[<i>m</i>]	0.330
Tipo de material	[<i>Adim</i>]	<i>AISI</i> 4140
Resistencia a la fluencia	[<i>MPa</i>]	1640
Resistencia a la tensión	[<i>MPa</i>]	1770
Diámetro del eje	[<i>m</i>]	0.06
Momento máximo	[<i>N.m</i>]	1986.6
Esfuerzo de Von Mises	[<i>MPa</i>]	157.3
Factor de seguridad	[<i>Adim</i>]	2.67

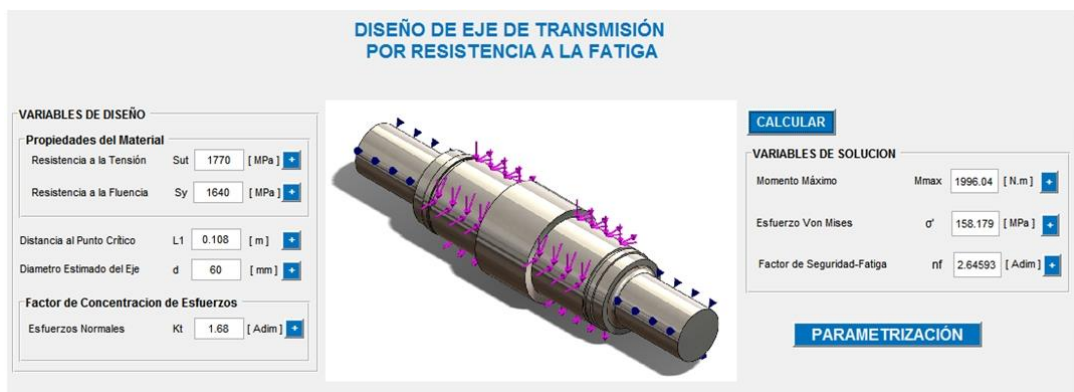


Figura 54. Ventana de Diseño de Ejes por Resistencia a la Fatiga (GUI)
Fuente: (Propia)

Una vez elaborada la GUI, se procedió a evaluar paramétricamente las variables involucradas. En las Figuras 55 y 56 se muestran las gráficas de parametrización por diseño Estático y por Fatiga. Se analiza el diámetro (abscisas) para poder encontrar un Factor de Seguridad (ordenadas) respecto a distintos tipos de materiales. Para este diseño la determinación del material y el diámetro del eje se analizará paramétricamente para fatiga, ya que el eje está más propenso a fallar por fatiga antes que por carga estática.

Asimismo, el eje deberá ser diseñado en acero especial, con aplicaciones a fenómenos dinámicos y a cambios de flexión, por lo que el acero *AISI* 4140

presenta las características de diseño necesarias para el perfecto funcionamiento del sistema a diseñar. En cuanto al diámetro de eje, en el diseño por fatiga, para el acero seleccionado nos da un valor de $n_f = 2.67$ para un factor de seguridad permisible. Debido a los cálculos realizados en el Anexo N°3, el diámetro que seleccionamos fue $d = 60 [mm]$ para el punto más crítico, que es donde ira montada la catarina. El material seleccionado para nuestro eje se encuentra disponible en el mercado peruano (ACEROS BOHLER DEL PERU SA) tal como se detalla en el Anexo N°5.

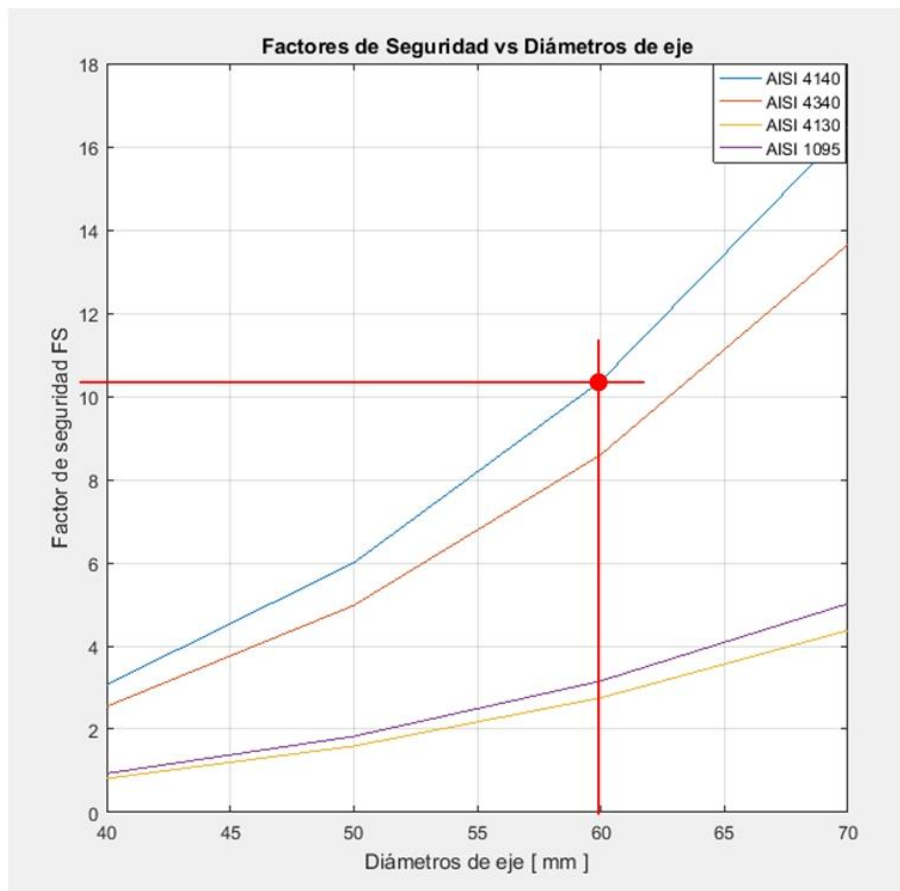


Figura 55. Gráfica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia Estática. Las variables de Diseño parametrizadas son: Diámetro del eje y Material del eje – ANALISIS ESTÁTICO
Fuente: (Propia)

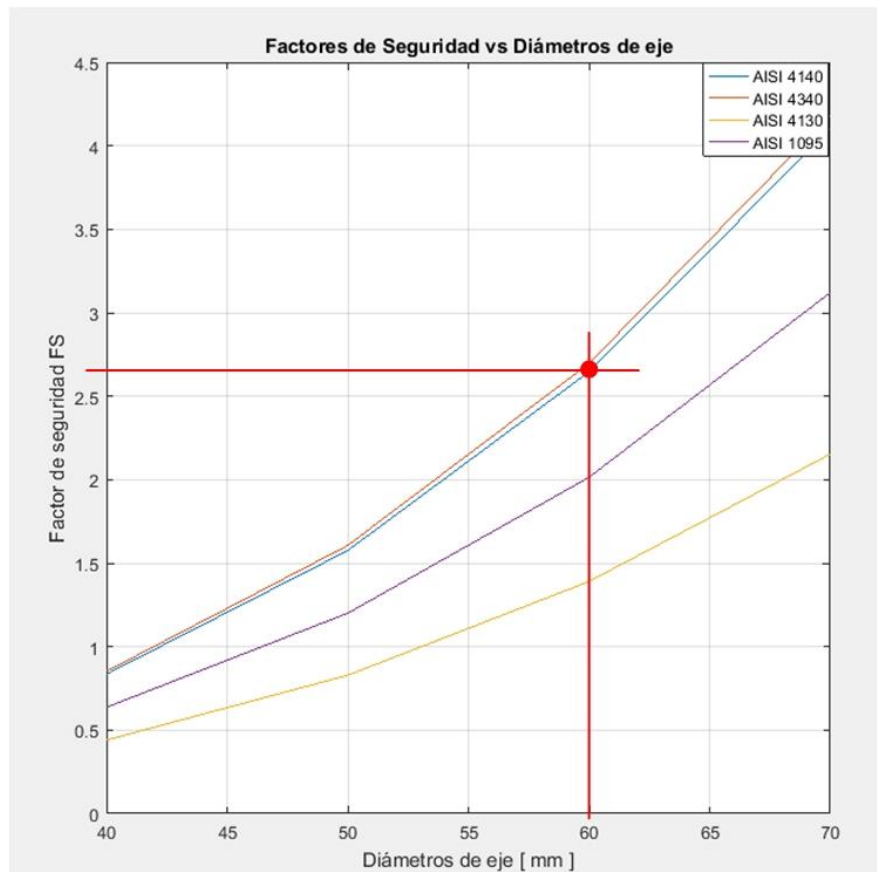


Figura 56. Gráfica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia a la Fatiga. Las variables de Diseño parametrizadas son: Diámetro del eje y Material del eje – ANALISIS POR FATIGA
Fuente: (Propia)

3.9.2. Diseño paramétrico de Ejes mediante simulación a través de SolidWorks®.

Luego de realizar los cálculos respectivos, mediante la GUI, determinamos el diámetro del eje y seleccionamos el material el cual asegura un factor de seguridad confiable para el perfecto funcionamiento del sistema (Tabla 25).

Luego de seleccionar lo mencionado anteriormente y de ver la influencia de las variables de diseño sobre las variables de solución (Figura 31) se analizó paraméricamente el material del eje versus las cargas a las cuales está sometido. Para esto, se realizó el diseño del eje con ayuda del software

SolidWorks® luego definimos los apoyos y las cargas a las cuales estará sometido nuestro eje, luego se realiza el mallado y finalmente se ejecuta el análisis.

El resultado de las simulaciones realizadas nos permitió conocer la distribución de esfuerzos de Von Mises, los desplazamientos o deformaciones y el factor de seguridad por resistencia a estática.

La parametrización de las simulaciones se muestra en la Tabla 26 la cual muestra las deformaciones, esfuerzos de Von Mises y factor de seguridad para cada material analizado.

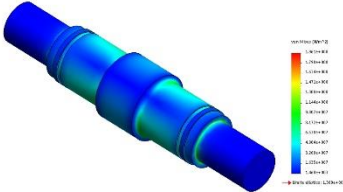
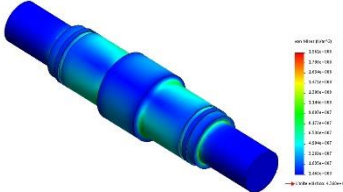
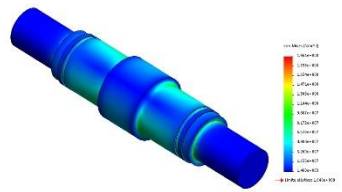
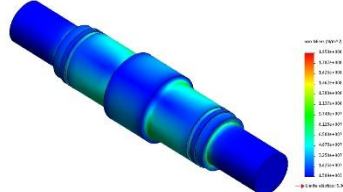
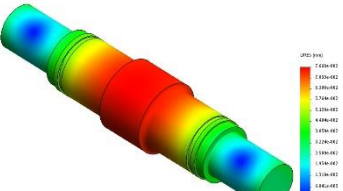
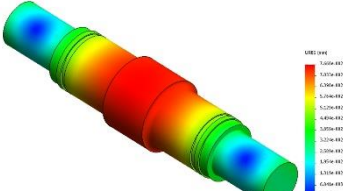
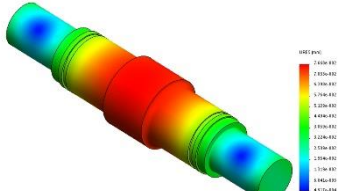
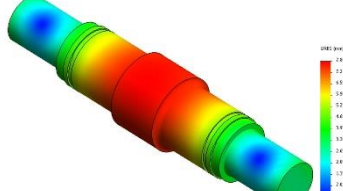
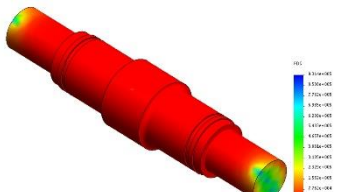
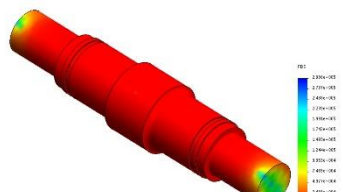
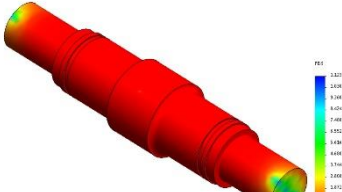
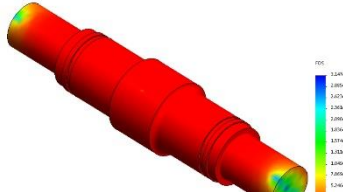
Tabla 25. Caja Negra para GUI-Diseño de Ejes

Fuente: Propia

	Variables	Unidades	Valores/Rango
Parámetros de definición del problema	Carga máxima	[<i>N</i>]	26137.62
	Longitud del eje	[<i>m</i>]	0.330
Variables de diseño	Diámetro del eje	[<i>m</i>]	$40 \leq d \leq 70$
	Material del eje	[<i>Adim</i>]	<i>AISI</i> 1095 <i>AISI</i> 4130 <i>AISI</i> 4140 <i>AISI</i> 4340
Variables de solución	Momento máximo	[<i>N.m</i>]	A determinar
	Esfuerzo de Von Mises	[<i>MPa</i>]	A determinar
	Factor de seguridad	[<i>Adim</i>]	A determinar

Tabla 26. Diseño paramétrico de Eje (Sistema de Enfriamiento Rápido) mediante simulación en software SolidWorks®

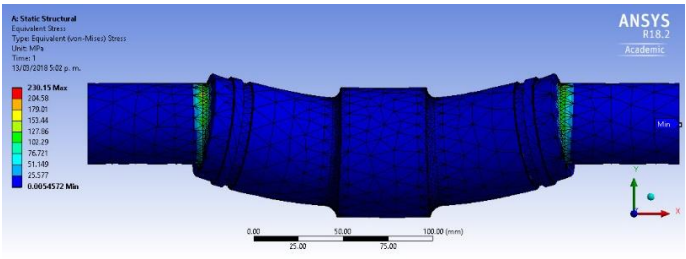
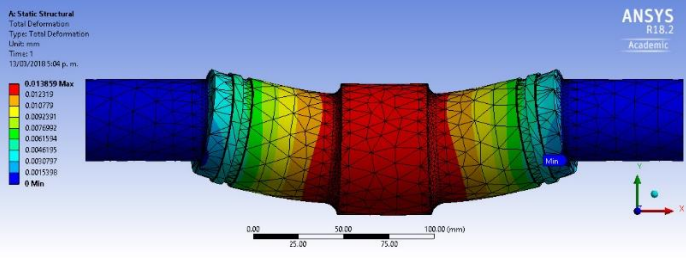
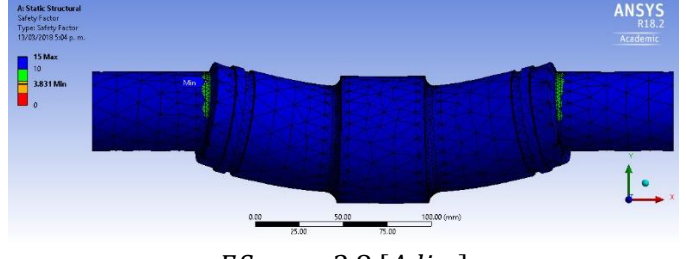
Fuente: Propia

MATERIAL	AISI 4340	AISI 4130	AISI 4140	AISI 1095
RESULTADO				
ESFUERZO DE VON MISES	 <p>$\sigma' = 196.1 [MPa]$</p>	 <p>$\sigma' = 196.1 [MPa]$</p>	 <p>$\sigma' = 196.1 [MPa]$</p>	 <p>$\sigma' = 195 [MPa]$</p>
DESPLAZAMIENTO O DEFORMACION	 <p>$\delta_{max} = 0.07 [mm]$</p>	 <p>$\delta_{max} = 0.07 [mm]$</p>	 <p>$\delta_{max} = 0.07 [mm]$</p>	 <p>$\delta_{max} = 0.07 [mm]$</p>
FACTOR DE SEGURIDAD	 <p>$FS_{min} = 6.9 [Adim]$</p>	 <p>$FS_{min} = 2.2 [Adim]$</p>	 <p>$FS_{min} = 8.36 [Adim]$</p>	 <p>$FS_{min} = 2.5 [Adim]$</p>

De los resultados que se muestran en la Tabla 26 podemos concluir que el material que se eligió mediante el cálculo analítico y la Interfaz Gráfica de Usuario (Matlab) son corroborados por la simulación hecha en el software SolidWorks. En esta tabla se muestra que para un material *AISI 4140* el factor de seguridad por resistencia estática es $n_y = 8.36$ que en comparación con nuestra GUI y los cálculos analíticos nos dan un margen de error de 7.1% para el factor de seguridad mínimo que se ubica en el hombro del eje donde se montara la chumacera.

La Tabla 27 muestra los resultados arrojados por el Software ANSYS para poder hallar el factor de seguridad por resistencia a la fatiga factor de seguridad de $n_f = 2.8$ para resistencia a la fatiga el cual en comparación con los cálculos arrojados por la GUI muestran una desviación de 30%.

Tabla 27. Simulación de Eje en Software ANSYS-Resistencia a la Fatiga
Fuente: Propia

MATERIAL	<i>AISI 4140</i>
RESULTADO	
ESFUERZO DE VON MISES	 <p style="text-align: center;">$\sigma' = 230.15 [MPa]$</p>
DESPLAZAMIENTO O DEFORMACION	 <p style="text-align: center;">$\delta_{max} = 0.013 [mm]$</p>
FACTOR DE SEGURIDAD	 <p style="text-align: center;">$FS_{min} = 3.8 [Adim]$</p>

3.9.3. Diseño paramétrico de ejes soporte para Catarinas – Sistema de apertura de puerta de horno.

Para este punto, realizaremos el mismo procedimiento que seguimos en el Ítem anterior. Debido a que la geometría del eje será igual al diseño anterior, utilizaremos nuestra Interfaz Gráfica de Usuario GUI (Matlab®) para agilizar el proceso de parametrización.

Los resultados de la parametrización se muestran en las Figuras 57 y 58. De estos resultados concluimos en que el material que usaremos será de tipo *AISI 1095* (Anexo N°5) el cual nos arroja un factor de seguridad de $n = 4.6$

(Figura 57) para un diseño por resistencia a la fatiga; este resultado es permisible ya que cumple los requerimientos de nuestro sistema.

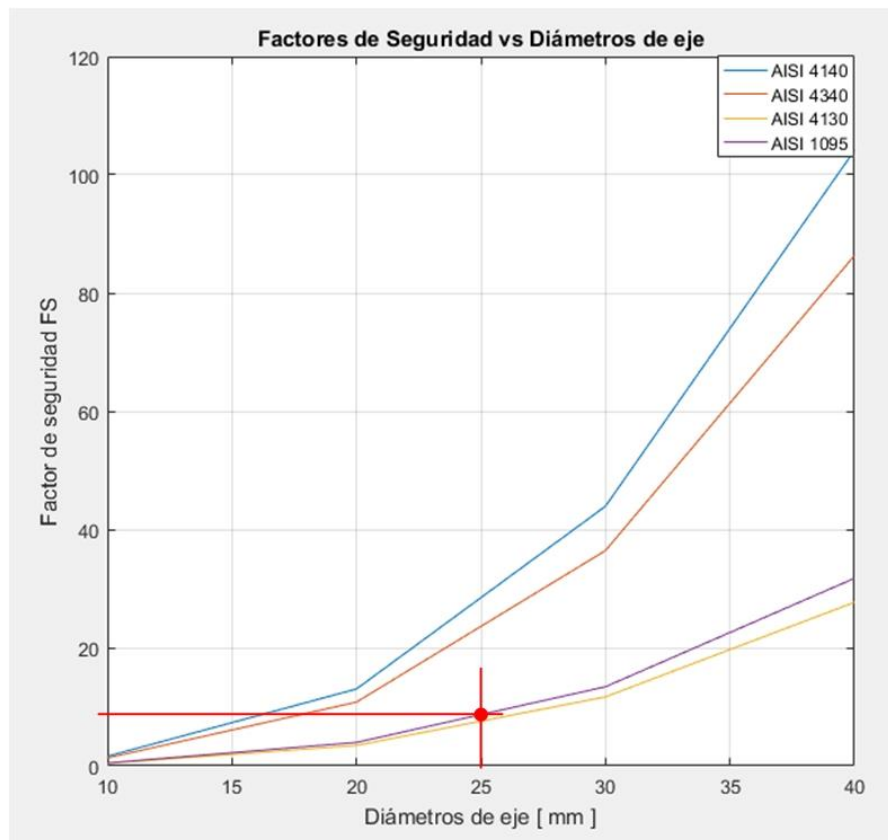


Figura 57. Grafica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia Estática. Las variables de Diseño parametrizadas son: Diámetro del eje y Material del eje – ANALISIS ESTATICO
Fuente: (Propia)

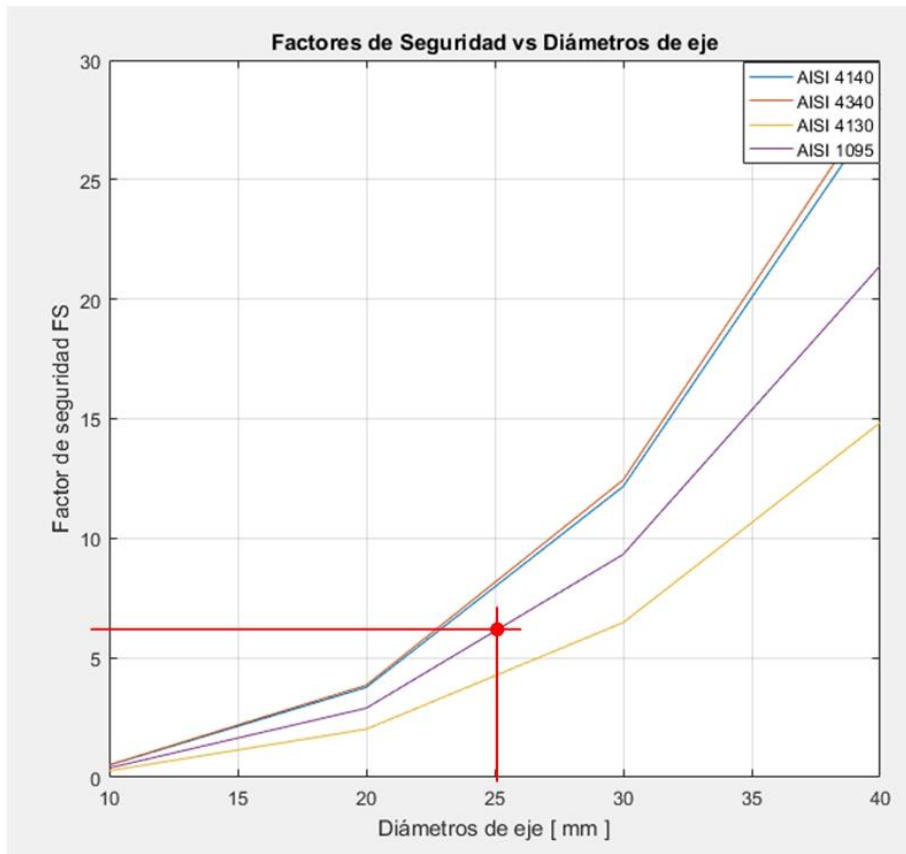
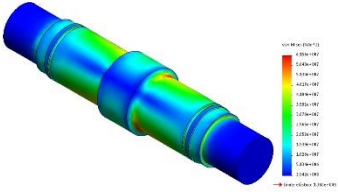
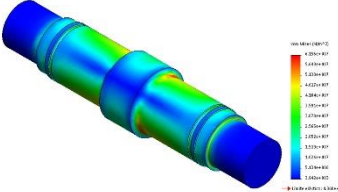
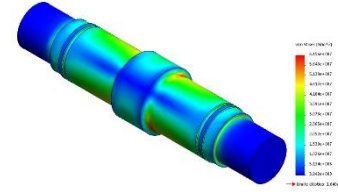
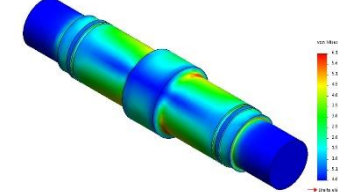
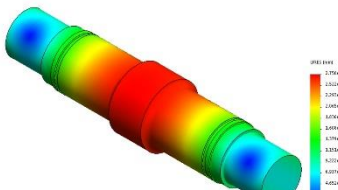
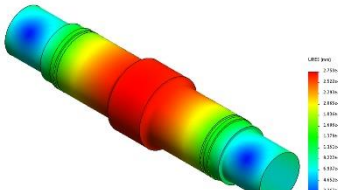
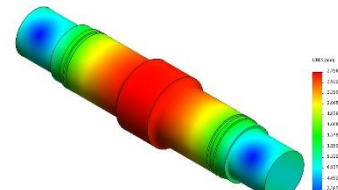
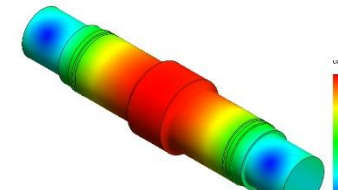
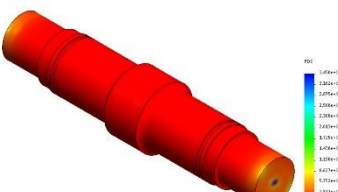
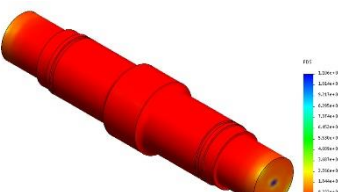
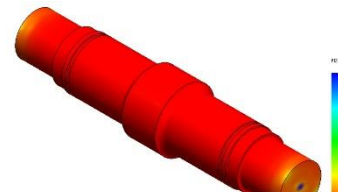
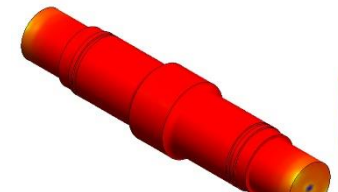


Figura 58. Grafica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia a la Fatiga. Las variables de Diseño parametrizadas son: Diámetro del eje y Material del eje – ANALISIS POR FATIGA
Fuente: Propia

Luego de realizar los cálculos respectivos en la GUI (Matlab®) y determinar el factor de seguridad adecuado para nuestro eje, procedemos a realizar el análisis paramétrico utilizando el Software SolidWorks®. La parametrización de estas simulaciones se muestra en la Tabla 27.

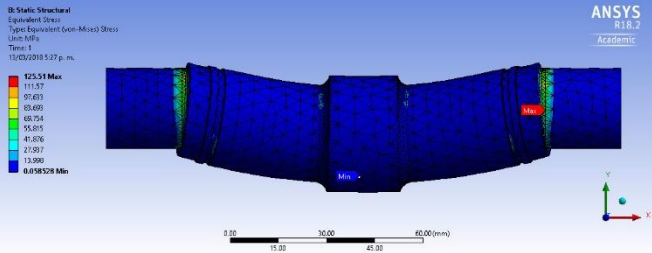
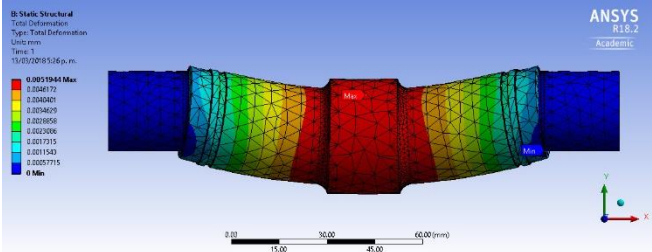
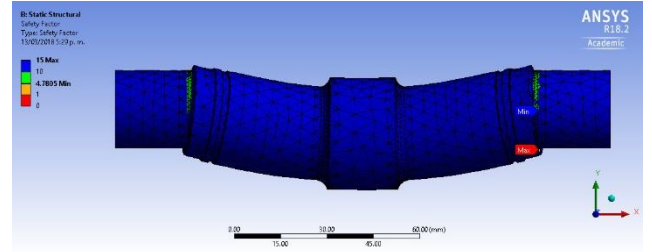
Tabla 28. Diseño paramétrico de Eje (Sistema de Apertura de Puerta de Horno) mediante simulación en software SolidWorks®
Fuente: Propia

MATERIAL	AISI 4340	AISI 4130	AISI 4140	AISI 1095
RESULTADO				
ESFUERZO DE VON MISES	 <p>$\sigma' = 61.56 [MPa]$</p>	 <p>$\sigma' = 61.56 [MPa]$</p>	 <p>$\sigma' = 61.56 [MPa]$</p>	 <p>$\sigma' = 61.21 [MPa]$</p>
DESPLAZAMIENTO O DEFORMACION	 <p>$\delta_{max} = 0.03 [mm]$</p>	 <p>$\delta_{max} = 0.03 [mm]$</p>	 <p>$\delta_{max} = 0.03 [mm]$</p>	 <p>$\delta_{max} = 0.03 [mm]$</p>
FACTOR DE SEGURIDAD	 <p>$FS_{min} = 22 [Adim]$</p>	 <p>$FS_{min} = 7.08 [Adim]$</p>	 <p>$FS_{min} = 26.6 [Adim]$</p>	 <p>$FS_{min} = 8.16 [Adim]$</p>

De los resultados que se muestran en la Tabla 27 se concluye que el material elegido mediante el cálculo analítico y la Interfaz Gráfica de Usuario (Matlab) son corroborados por la simulación hecha en el software SolidWorks. En esta tabla se muestra que para un material *AISI* 1095, el factor de seguridad por resistencia estática es $n_y = 8.16$ que en comparación con nuestra GUI y los cálculos analíticos nos dan un margen de error de 3.8% para el factor de seguridad mínimo que se ubica en el hombro del eje donde se montara la chumacera.

La Tabla 27 muestra los resultados arrojados por el Software ANSYS para poder hallar el factor de seguridad por resistencia a la fatiga factor de seguridad de $n_f = 4.7$ para resistencia a la fatiga el cual en comparación con los cálculos arrojados por la GUI muestran una desviación de 3%

Tabla 29. Simulación de Eje en Software ANSYS-Resistencia a la Fatiga
Fuente: Propia

MATERIAL	AISI 4140
RESULTADO	
ESFUERZO DE VON MISES	 <p>$\sigma' = 125.5 \text{ [MPa]}$</p>
DESPLAZAMIENTO O DEFORMACION	 <p>$\delta_{max} = 0.005 \text{ [mm]}$</p>
FACTOR DE SEGURIDAD	 <p>$FS_{min} = 4.7 \text{ [Adim]}$</p>

3.9.4. Diseño paramétrico de estructura de enfriamiento rápido.

En la Tabla 28 se muestran los valores asignados a cada una de las variables que servirán para en diseño paramétrico. Para poder facilitar la parametrización usaremos las Ecuaciones (40) Y (41), usadas para cálculo de vigas. A continuación, elaboraremos una Interface Gráfica de Usuario (GUI) en el software Matlab® para agilizar el proceso de diseño paramétrico.

$$n_y = \frac{S_y}{\left[\left(K \cdot \frac{M_{max} \cdot c}{I} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{V_{max} \cdot Q}{I \cdot t_w} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad (40)$$

$$n_f = \frac{1}{\left[\frac{\left(K \cdot \frac{M_{max} \cdot c}{I} \right)}{S_e} \right] + \left[\frac{\left(K \cdot \frac{M_{max} \cdot c}{I} \right)}{S_{ut}} \right]} \quad (41)$$

Donde:

- n_f : Factor de seguridad por fatiga [*Adim*]
- n_y : Factor de seguridad por fluencia [*Adim*]
- V_{max} : Fuerza cortante máxima [*N*]
- Q : Primer momento de área que depende de A' y \bar{y}' [m^3]
- I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]
- t_w : Ancho de la sección transversal [*m*]
- M_{max} : Momento flector máximo [*N.m*]
- K : Concentrador de esfuerzos [*Adim*]
- c : Distancia al punto más alejado respecto al eje neutro [*m*]
- S_{ut} : Resistencia a la tensión [*MPa*]
- S_y : Resistencia a la fluencia [*MPa*]
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga [*MPa*]

Tabla 30. Caja negra para GUI-Diseño de Vigas de Estructura
Fuente: Propia

	Variables	Unidades	Valores/Rango
Parámetros de definición del problema	Cargas	[<i>N</i>]	$F_1 = 6534.405$ $F_2 = 13068.81$
	Longitud de la viga	[<i>m</i>]	2.431
Variables de diseño	Tipo de perfil	[<i>Adim</i>]	<i>C</i>
	Momento de inercia	[m^4]	$5.45 \leq I \leq 11.3 [10^{-6}]$
	Material de la Viga	[<i>Adim</i>]	<i>ASTM A36</i> <i>ASTM A572 G50</i> <i>AISI 1095</i> <i>AISI 1141</i>
Variables de solución	Momento máximo	[<i>N.m</i>]	A determinar
	Esfuerzo de Von Mises	[<i>MPa</i>]	A determinar
	Factor de seguridad	[<i>Adim</i>]	A determinar

La pantalla de inicio o presentación de la GUI presentada en la Figura 59 nos presenta una portada la cual lleva por título “Calculo de estructura principal para el proceso de templado” la cual cuenta con dos atajos las cuales nos permitirán seleccionar el tipo o método de diseño: Diseño Estático o por Fatiga.

CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE ESTRUCTURA PRINCIPAL PARA EL PROCESO DE TEMPLADO



Seleccionar el Método de Diseño

DISEÑO ESTÁTICO

DISEÑO POR FATIGA

Figura 59. Ventana de inicio GUI (Diseño de ejes de Transmisión)
Fuente: Propia

Para ratificar los resultados que nos arrojó la GUI realizamos un cálculo escrito y detallado de la viga que estará expuesta a las cargas (ver Anexo N°4). los resultados de estos cálculos se muestran en las Tablas 29 y 30, del análisis estático y de fatiga respectivamente. Podemos observar que los resultados obtenidos mediante el cálculo escrito coinciden con los resultados que nos arrojó la GUI (ver Figuras 60 Y 61)

Tabla 31. Resultados de Calculo por Resistencia Estática-Diseño Vigas de Estructura
Fuente: Propia

Ítem	Unidades	valor
Carga máxima	[N]	26137.62
Longitud de la viga	[m]	2.431
Tipo de material	[Adim]	ASTM A572 G50
Resistencia a la fluencia	[MPa]	352
Resistencia a la tensión	[MPa]	460
Momento de inercia	[m ⁴]	7.24 · 10 ⁻⁶
Esfuerzo máximo	[MPa]	170.92
Esfuerzo cortante máximo	[MPa]	4.52
Esfuerzo de Von Mises	[MPa]	171.09
Factor de seguridad	[Adim]	2.05



Figura 60. Ventana de Diseño de Estructura por Resistencia Estática (GUI)
Fuente: Propia

Tabla 32. Resultados de Calculo por Resistencia a la Fatiga-Diseño de Vigas de Estructura

Fuente: Propia

Ítem	Unidades	valor
Carga máxima	[<i>N</i>]	26137.62
Longitud de la viga	[<i>m</i>]	2.431
Tipo de material	[<i>Adim</i>]	ASTM A572 G50
Resistencia a la fluencia	[<i>MPa</i>]	352
Resistencia a la tensión	[<i>MPa</i>]	460
Momento de inercia	[<i>m</i> ⁴]	$7.24 \cdot 10^{-6}$
Esfuerzo alternante	[<i>MPa</i>]	85.46
Esfuerzo medio	[<i>MPa</i>]	85.46
Esfuerzo de Von Mises	[<i>MPa</i>]	171.09
Factor de seguridad	[<i>Adim</i>]	1.6



Figura 61. Ventana de Diseño de Estructura por Resistencia a la Fatiga (GUI)

Fuente: Propia

Una vez elaborada la GUI, se procedió a evaluar paramétricamente las variables involucradas. En las Figuras 62 y 63, respectivamente, se muestran las gráficas de parametrización por diseño Estático y por Fatiga. En este caso se analiza el momento de inercia (abscisas) para poder encontrar un Factor de Seguridad (ordenadas) respecto a distintos tipos de materiales. Para este diseño la determinación del material y la sección transversal o tipo de perfil se

analizará paramétricamente para fatiga, ya que el eje está más propenso a fallar por fatiga antes que por resistencia estática.

Asimismo, la viga deberá ser diseñada en acero especial, con aplicaciones a fenómenos dinámicos y resistentes a cambios de flexión, por lo que el acero *ASTM A572 G50* presenta las características de diseño necesarias para el perfecto funcionamiento del sistema a diseñar. En cuanto a la sección transversal de la viga, en el diseño por fatiga para el acero seleccionado nos da un valor de $n_f = 1.6$ para un factor de seguridad permisible. Debido a los cálculos realizados en el Anexo N°4, el perfil seleccionado para este diseño fue *C150 x 19*, para las vigas, y *W130 x 130* para las columnas. La viga seleccionada está disponible en el mercado peruano en TRADISA de Perú tal como se detalla en el Anexo N°6.

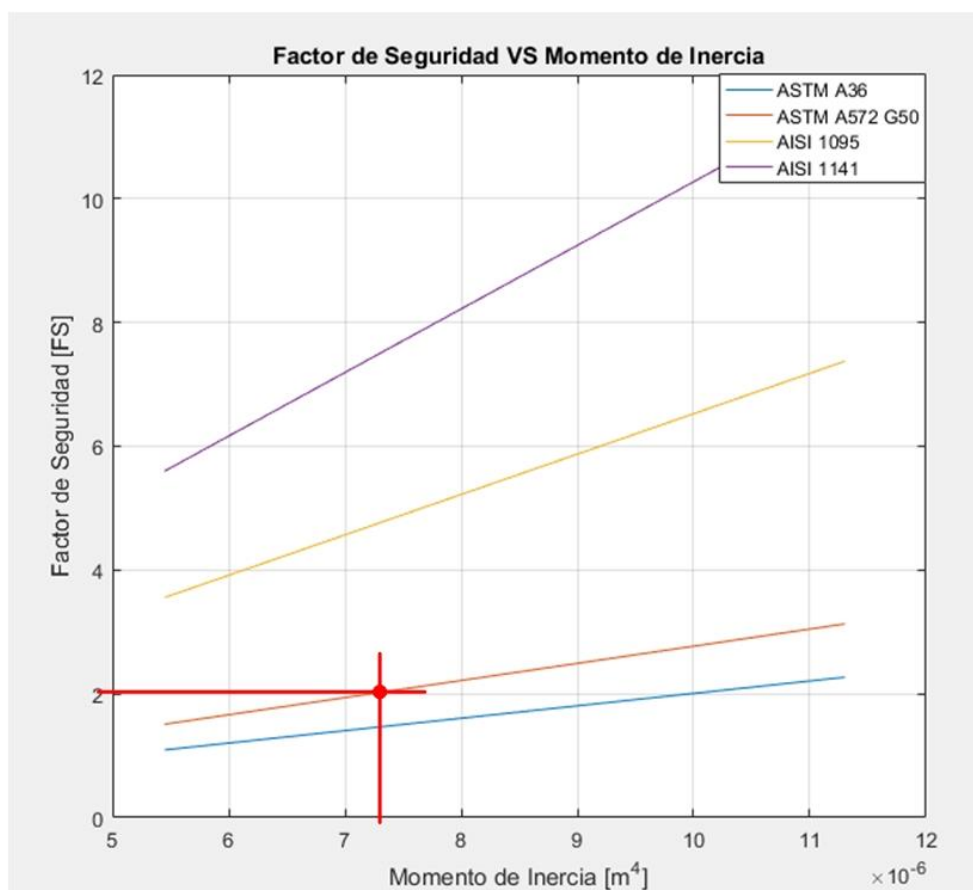


Figura 62. Grafica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia Estática. Las variables de Diseño parametrizadas son: Momento de Inercia de la Viga y Material de la Viga – ANALISIS ESTATICO
Fuente: (Propia)

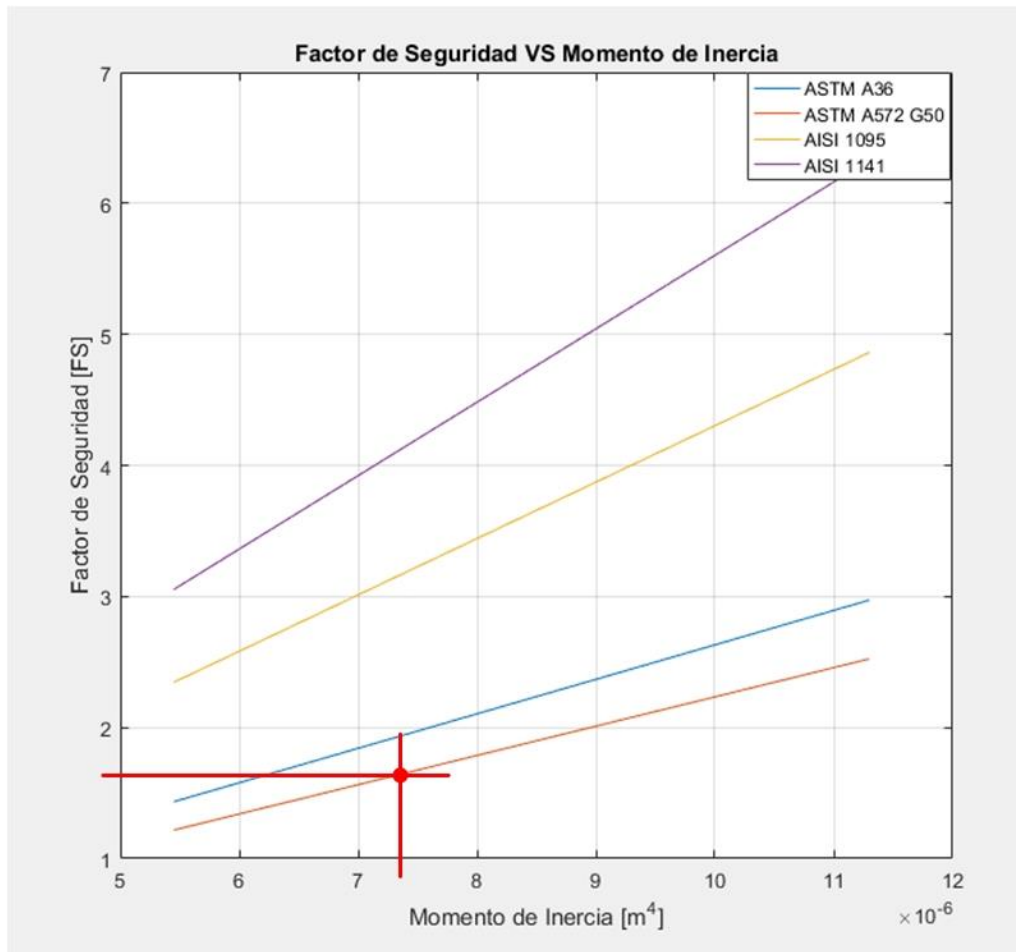


Figura 63. Gráfica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia a la Fatiga. Las variables de Diseño parametrizadas son: Momento de Inercia de la Viga y Material de la Viga – ANALISIS POR FATIGA
Fuente: (Propia)

3.9.5. Diseño paramétrico de Viga mediante simulación a través de SolidWorks®.

Realizados los cálculos respectivos mediante la GUI determinamos el momento de inercia del perfil seleccionado y elegimos el material, el cual asegura un factor de seguridad confiable para el perfecto funcionamiento del sistema (Tabla 31).

Luego de seleccionar lo mencionado anteriormente y de ver la influencia de las variables de diseño sobre las variables de solución (Figura 32) se analizó

paramétricamente el material de la viga versus las cargas a las cuales está sometido. Previamente se realiza el diseño de la viga con ayuda del software SolidWorks®, luego se definen los apoyos y las cargas, se realiza el mallado y finalmente se ejecuta el análisis.

La solución de las simulaciones realizadas nos permitió conocer las concentraciones de esfuerzos de Von Mises, los desplazamientos o deformaciones y el factor de seguridad por resistencia a estática. Estos resultados arrojados por el software nos permiten analizar y validar el diseño. La parametrización de las simulaciones se muestra en la Tabla 32, la cual muestra las deformaciones, esfuerzos de Von Mises y factor de seguridad para cada material analizado.

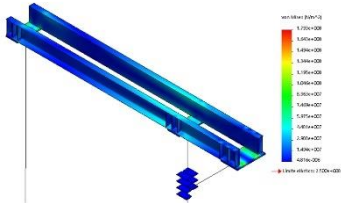
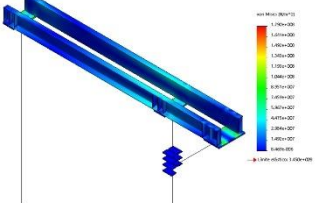
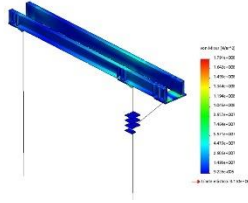
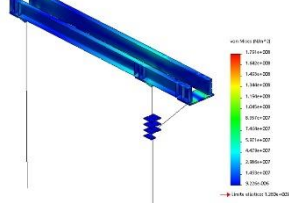
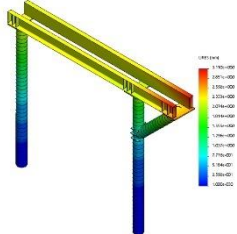
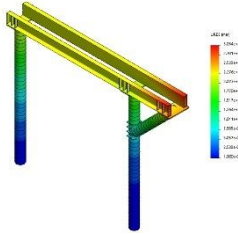
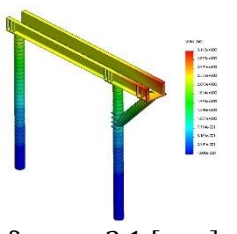
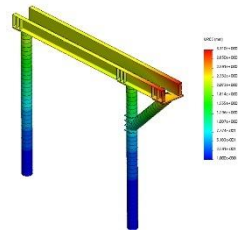
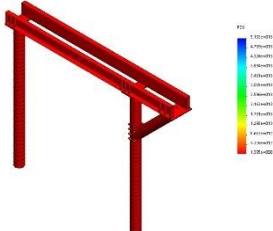
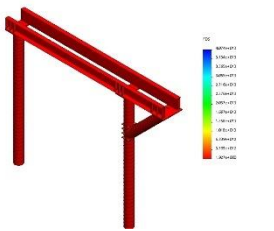
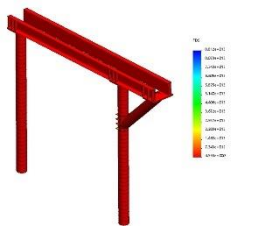
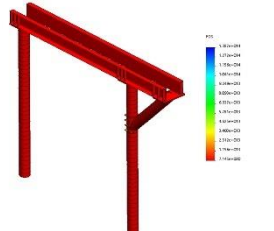
Tabla 33. Caja negra para GUI-Diseño de Vigas de Estructura

Fuente: Propia

	Variables	Unidades	Valores/Rango
Parámetros de definición del problema	Cargas	[<i>N</i>]	$F_1 = 6534.405$ $F_2 = 13068.81$
	Longitud de la viga	[<i>m</i>]	2.431
Variables de diseño	Tipo de perfil	[<i>m</i>]	<i>C</i>
	Momento de inercia	[<i>m</i> ⁴]]	$5.45 \leq I \leq 11.3 [10^{-6}]$
	Material del eje	[<i>Adim</i>]	<i>ASTM A36</i> <i>ASTM A572 G50</i> <i>AISI 1095</i> <i>AISI 1141</i>
Variables de solución	Momento máximo	[<i>N.m</i>]	A determinar
	Esfuerzo de Von Mises	[<i>MPa</i>]	A determinar
	Factor de seguridad	[<i>Adim</i>]	A determinar

Tabla 34. Diseño paramétrico de Vigas de Estructura (Sistema de Enfriamiento Rápido) mediante simulación en software SolidWorks®

Fuente: Propia

MATERIAL	ASTM A36	ASTM A572 G50	AISI 1095	AISI 1141
RESULTADO				
ESFUERZO DE VON MISES	 <p>$\sigma' = 179.1 \text{ [MPa]}$</p>	 <p>$\sigma' = 179.1 \text{ [MPa]}$</p>	 <p>$\sigma' = 179.1 \text{ [MPa]}$</p>	 <p>$\sigma' = 179.1 \text{ [MPa]}$</p>
DESPLAZAMIENTO O DEFORMACION	 <p>$\delta_{max} = 3.1 \text{ [mm]}$</p>	 <p>$\delta_{max} = 3.1 \text{ [mm]}$</p>	 <p>$\delta_{max} = 3.1 \text{ [mm]}$</p>	 <p>$\delta_{max} = 3.1 \text{ [mm]}$</p>
FACTOR DE SEGURIDAD	 <p>$FS_{min} = 1.4 \text{ [Adim]}$</p>	 <p>$FS_{min} = 1.9 \text{ [Adim]}$</p>	 <p>$FS_{min} = 4.5 \text{ [Adim]}$</p>	 <p>$FS_{min} = 7.14 \text{ [Adim]}$</p>

Para el caso del análisis de la estructura de enfriamiento rápido, lo que se hizo fue analizar la estructura completa (Tabla 32). De los resultados arrojados por el Software, pudimos concluir que para un material *ASTM A572 G50*, el factor de seguridad por resistencia estática es $n_y = 1.9$, el cual es el adecuado para nuestra estructura que cuenta con vigas de tipo *C150 x 19* (Anexo N°6) y columnas *W130 x 130*.

3.9.6. Diseño paramétrico de estructura de apertura de puerta de horno.

Para realizar el diseño paramétrico de la estructura de apertura de puerta de horno realizaremos el mismo procedimiento que seguimos en el Ítem anterior. Debido a que la geometría de la viga será igual al diseño anterior, utilizaremos nuestra Interfaz Gráfica de Usuario GUI (Matlab®) para agilizar el proceso de parametrización.

Los resultados de la parametrización se muestran en las Figuras 64 y 65.

De acuerdo a estos resultados concluimos en que el material que usaremos será de tipo *ASTM A36* en cual nos arroja un factor de seguridad de $n = 4.17$ para un diseño por resistencia a la fatiga; este resultado es permisible ya que cumple los requerimientos de nuestro sistema.

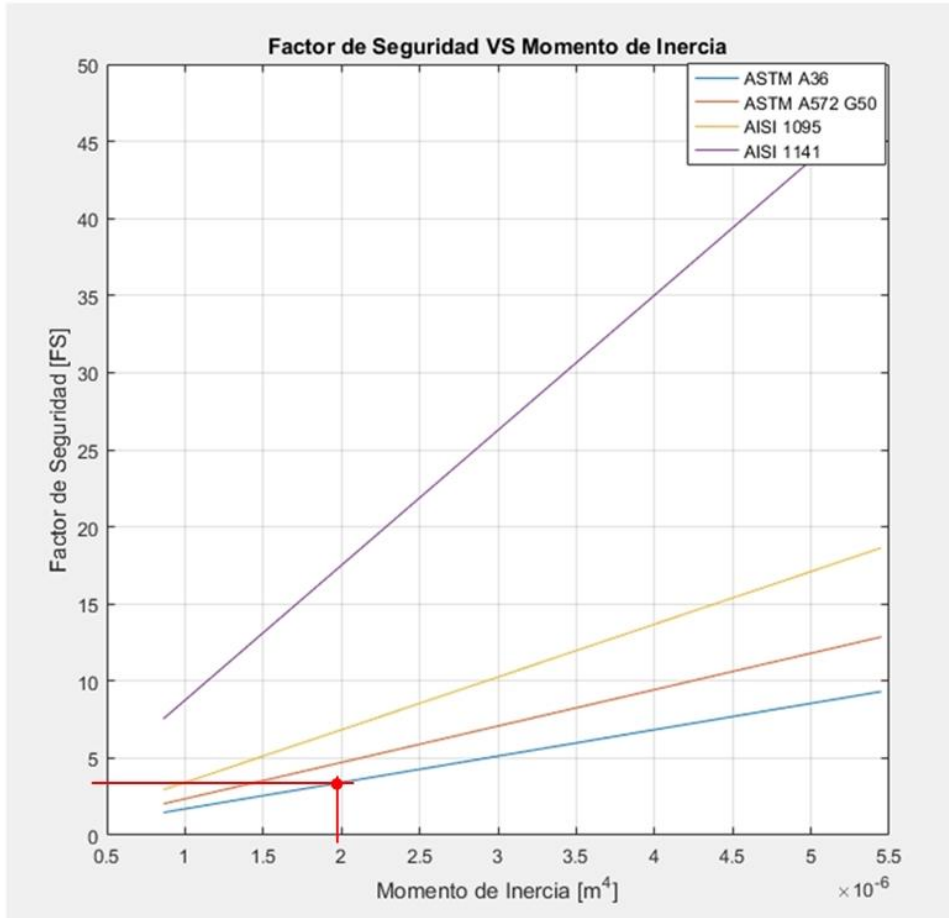


Figura 64. Grafica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia Estática. Las variables de Diseño parametrizadas son: Momento de Inercia de la Viga y Material de la Viga – ANALISIS ESTATICO
Fuente: (Propia)

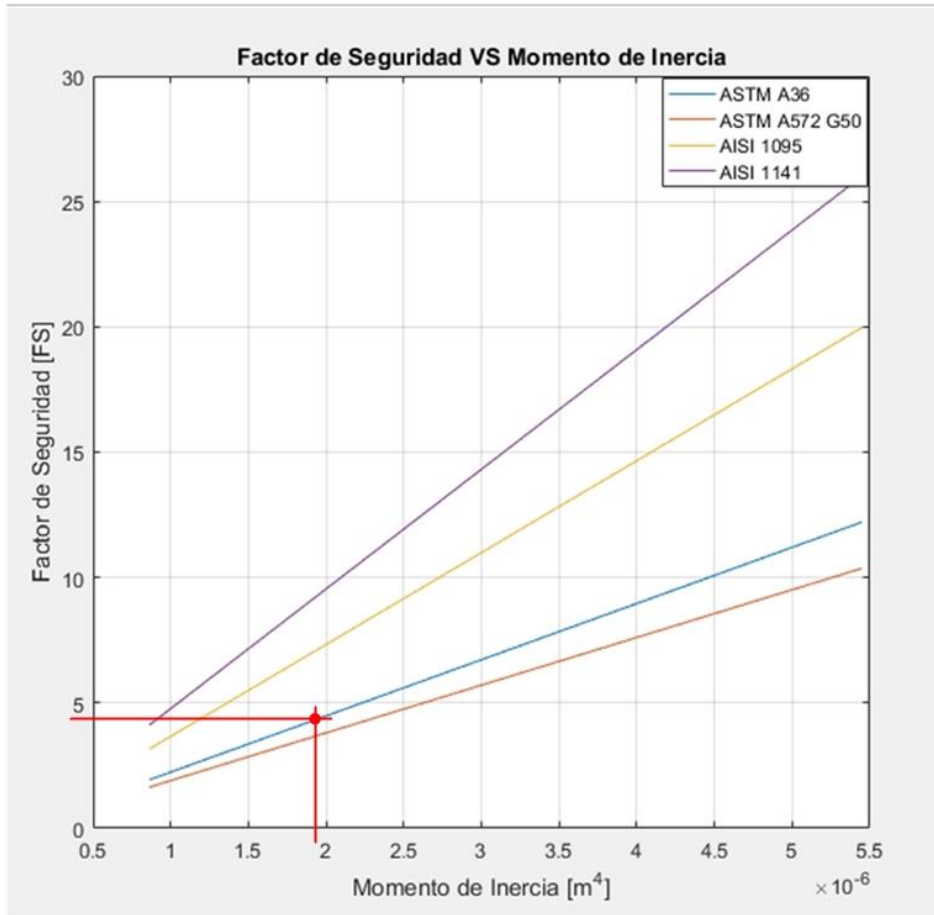
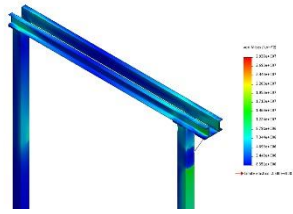
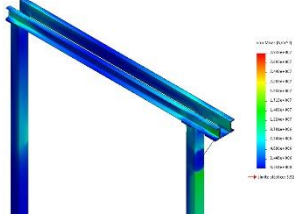
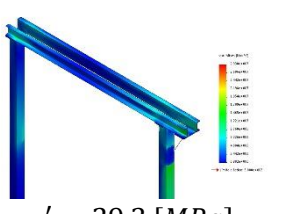
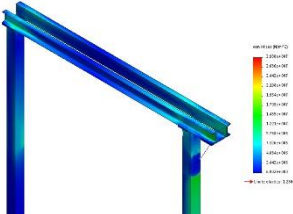
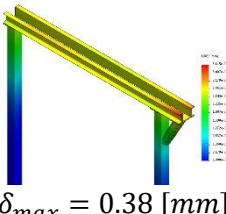
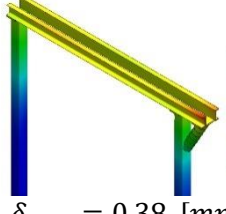
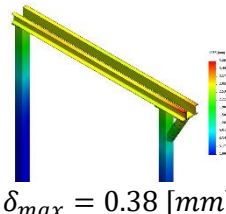
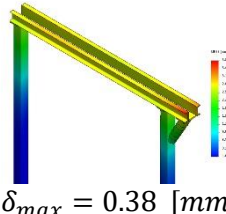
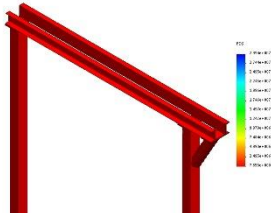
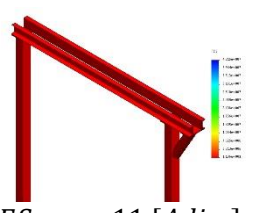
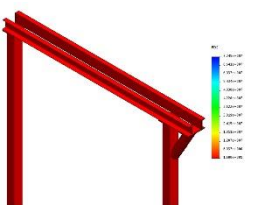
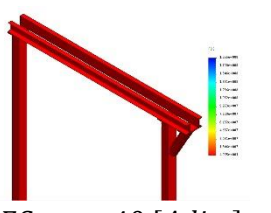


Figura 65. Grafica paramétrica (GUI) para evaluar Variables de Solución: Factor de Seguridad por Resistencia a la Fatiga. Las variables de Diseño parametrizadas son: Momento de Inercia de la Viga y Material de la Viga – ANALISIS POR FATIGA
Fuente: (Propia)

Luego de realizar los cálculos respectivos en la GUI (Matlab®) y determinar el factor de seguridad adecuado para las vigas, procedemos a realizar el análisis paramétrico utilizando el Software SolidWorks®. La parametrización de estas simulaciones se muestra en la Tabla 33.

Tabla 35. Diseño paramétrico de Vigas de Estructura (Sistema de Apertura de Puerta de Horno) mediante simulación en software SolidWorks®

Fuente: Propia

MATERIAL	ASTM A36	ASTM A572 G50	AISI 1095	AISI 1141
RESULTADO				
ESFUERZO DE VON MISES	 $\sigma' = 29.3 \text{ [MPa]}$	 $\sigma' = 29.3 \text{ [MPa]}$	 $\sigma' = 29.3 \text{ [MPa]}$	 $\sigma' = 29.3 \text{ [MPa]}$
DESPLAZAMIENTO O DEFORMACION	 $\delta_{max} = 0.38 \text{ [mm]}$	 $\delta_{max} = 0.38 \text{ [mm]}$	 $\delta_{max} = 0.38 \text{ [mm]}$	 $\delta_{max} = 0.38 \text{ [mm]}$
FACTOR DE SEFURIDAD	 $FS_{min} = 7.8 \text{ [Adim]}$	 $FS_{min} = 11 \text{ [Adim]}$	 $FS_{min} = 16 \text{ [Adim]}$	 $FS_{min} = 40 \text{ [Adim]}$

Para el caso del análisis de la estructura de apertura de puerta de horno, lo que se hizo fue analizar la estructura completa (Tabla 33). De los resultados arrojados por el Software, pudimos concluir que para un material *ASTM A36*, el factor de seguridad por resistencia estática es $n_y = 7.8$, el cual es el adecuado para nuestra estructura que cuenta con vigas de tipo *C100 x 11* (Anexo N°6) y columnas de tubo cuadrado $100 \times 100 \times 3 \text{mm}$.

3.10. Diseño y simulación de estructura de inmersión y canasta contenedora del sistema mediante software comercial Solidworks®.

El proceso de diseño de la estructura de inmersión (Figura 66) se realizó mediante software SolidWorks®, en el cual mediante MEF (Método de elementos finitos) se procedió a analizar la estructura completa agregando las cargas a las cuales esta estaría sometida; para el diseño de esta estructura se utilizó tubos cuadrados de $1' \times 1' \times 3 \text{mm}$. El software nos arrojó valores óptimos en cuanto a factor de seguridad y deformaciones para un material *Acero ASTM A36*; estos resultados se pueden apreciar a continuación:

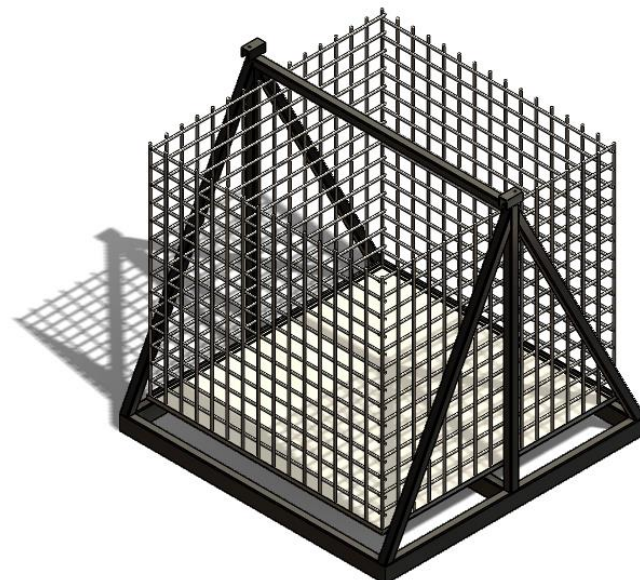


Figura 66. Modelo estructura de inmersión en SolidWorks®

Fuente: (Propia)

Resultados para Validación

- Material: ASTM A36
- Tensión Máxima (MPa): 174.1
- Factor de Seguridad mínimo: 1.43
- Deformación Máxima (mm): 4.4

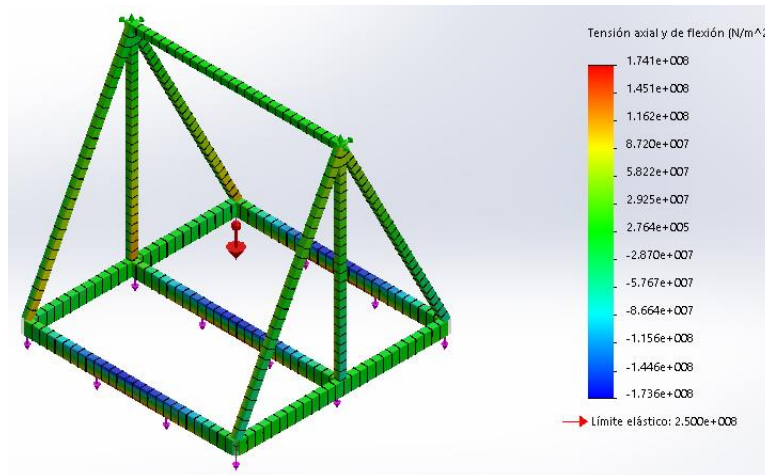


Figura 67. Resultados de análisis por elementos finitos SolidWorks ®

Fuente: (Propia)

3.11. Diseño de selección para componentes estándar.

3.11.1. Selección de Cadenas Rígidas

Selección del tipo de cadena

Una vez calculado la fuerza de arrastre (Ítem 3.7.1), seleccionamos un tipo de cadena rígida de la Tabla 4. La cadena seleccionada de acuerdo con la fuerza de arrastre sería:

Cadena rígida de serie **CH60 PSG 2000**. las especificaciones de este tipo de cadena se muestran en el Anexo N°7.

Cálculo de la longitud de la cadena

La longitud de la cadena es igual a la longitud del recorrido de la cadena más los miembros que deben permanecer en los piñones. La longitud se especifica en la regla del número de eslabones de la cadena. Este número, Z , se calcula con la Ecuación (14) (Ítem 1.3.6)

A los 90° y 180° carcasas de unidades (Cxx - 90, Cxx -180) sin apego de eslabón final se añadirán tres miembros: $K = 3$ (Figura 16)

$$Z = \frac{200 + 1800}{60} + 3 \text{ [miembros]}$$
$$Z = 36.3 \approx 37 \text{ [miembros]}$$

3.11.2. Selección de motorreductor para cadena rígida

Conexión de moto reductor

Para calcular la potencia necesaria del motor, el par motor y la velocidad de rotación debe ser conocido (en U / min).

El par motor de accionamiento M la calculamos usando la Ecuación 15 (Ítem 1.3.7).

$$M = \frac{F_{s1} \times 10^{-3} \times p}{0,8} \text{ [N.m]}$$
$$M = \frac{13106.15 \times 10^{-3} \times 60}{0,8}$$
$$M = 982.96 \text{ [N.m]}$$

Siguiendo con el proceso de selección calcularemos la velocidad de la unidad n_{ab} usando la Ecuación 16 (Ítem 1.3.7).

$$n_{ab} = \frac{0.67 \times 60}{6 \times 10^{-3} \times 0.06}$$

$$n_{ab} = 111.67 [U/min]$$

La potencia requerida P para la transmisión del eje se obtiene usando la Ecuación 17 (Ítem 1.3.7):

$$P = \frac{982.96 \times 111.67}{9550}$$

$$P = 11.49 [kW]$$

Los datos obtenidos nos permiten seleccionar el tipo de motor que será adecuado para el perfecto funcionamiento de nuestro sistema de cadena rígida. La potencia del motor que requiere dicha cadena para su perfecto funcionamiento es:

$$P = 11.49 [kW]$$

En el Anexo N°8 se muestra el catálogo del motorreductor seleccionado.

3.11.3. Selección de pistones hidráulicos

Datos de estructura de sumersión:

Fuerza de izaje: $2T = 26137.62 N$

Carrera de trabajo: $h = 2 m$

Velocidad de descenso: $v = 0.75 m/s$

Datos de puerta de horno:

Fuerza de izaje: $2T = 4305.6 N$

Carrera de trabajo: $h = 1.5 m$

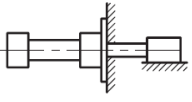
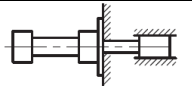
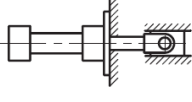
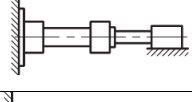
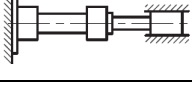
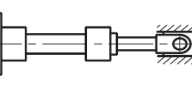
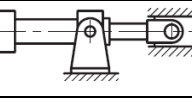
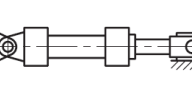
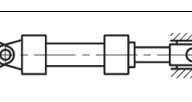
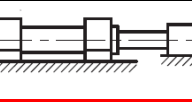
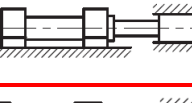

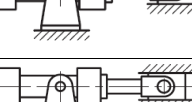
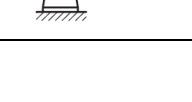
Velocidad de descenso: $v = 0.45 \text{ m/s}$

Como se muestra en el concepto seleccionado, el cilindro hidráulico trabaja jalando un par de cadenas que a la vez están sujetando ambos extremos de la estructura de inmersión de piezas; para esto tenemos que escoger un cilindro por el área del pistón ya que la presión de trabajo actúa cuando vástago está avanzando.

Para la selección del vástago apropiado seguiremos la siguiente metodología

Establecer el tipo de fijación y la conexión del vástago más apropiado para la aplicación del cilindro, para esto utilizamos la Tabla 30. Establecer el factor de carrera correspondiente a las condiciones de trabajo del cilindro.

Tabla 36. Factor de carrera en función al tipo de montaje del pistón.
Fuente: Propia

Tipo fijación	Conexión vástago	Montaje	Factor de carrera
01 MX-3	Fijo y apoyado		2
MX-1 ME-5 MX-5	Fijo y Rígidamente guiado		0.5
	Fijo y articulado guiado		0.7
02 MX-2	Fijo y apoyado		4
MX-6	Fijo y rígidamente guiado		1
ME-6	Fijo y articulado guiado		1.5
MT-1	Articulado y articulado guiado		1
MT-2 MP-3 MP-5 MP-1	Articulado y apoyado		4
	Articulado y articulado guiado		2
MS-2	Fijo y apoyado		2
	Fijo y Rígidamente guiado		0.5
	Fijo y Articulado guiado		0.7
MT-4	Articulado y apoyado		3
	Articulado y articulado guiado		1.5

Calcular la longitud básica multiplicando la carrera útil por el factor de carrera determinado anteriormente:

Carrera útil de la estructura: $carrera_{estruc} = 2000 \text{ mm}$

Carrera útil de la puerta de horno: $carrera_{puerta} = 1500 \text{ mm}$

La longitud básica en la estructura de inmersión la calculamos con la Ecuación (43):

$$L_{Basica} = carrera_{estruc} * factor \text{ de carrera} \quad (42)$$

$$L_{Basica} = 2000 * 0.5$$

$$L_{Basica} = 1000 \text{ mm}$$

Usamos la Ecuación (43) para calcular la longitud básica de la puerta de horno:

$$L_{Basica} = 1500 * 0.5$$

$$L_{Basica} = 750 \text{ mm}$$

En el diagrama de la Figura 68, buscamos el punto de intersección de las coordenadas relativas de la fuerza a empujar y la longitud básica

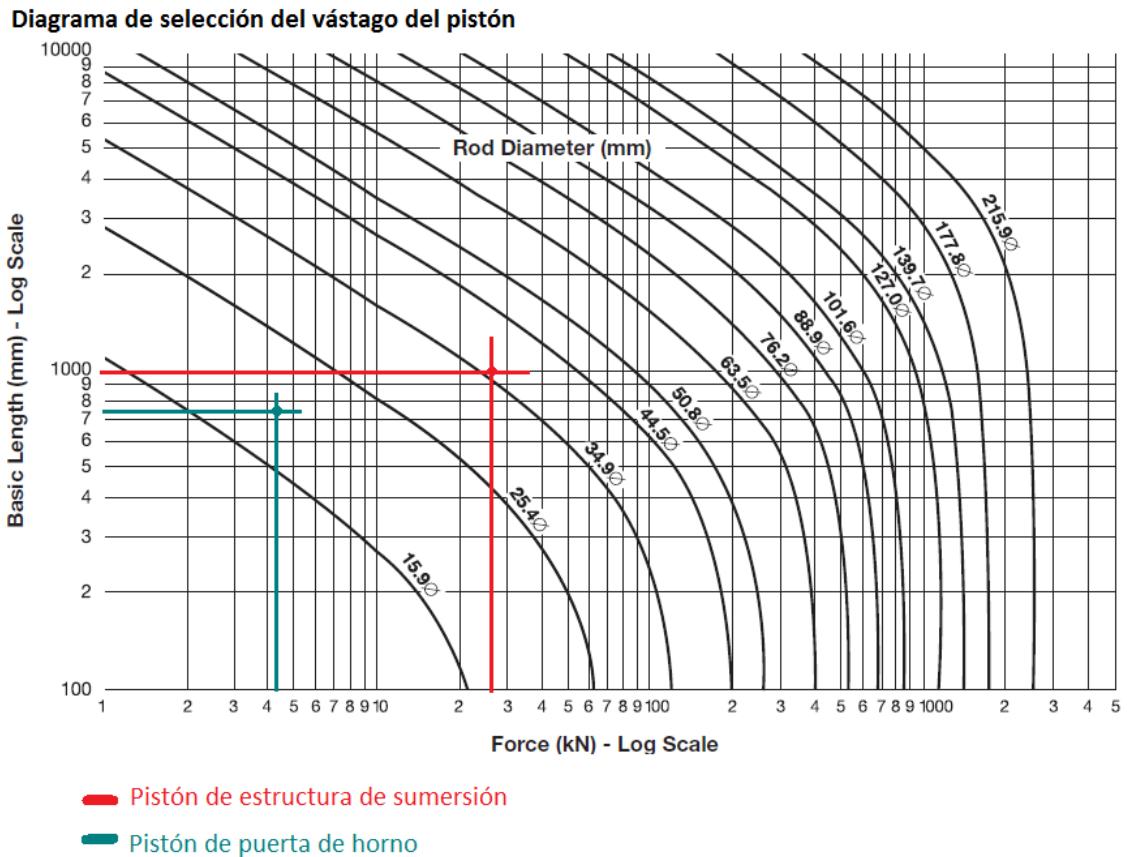


Figura 68. Selección de diámetros de los vástagos de pistones hidráulicos.
 Fuente: Propia (Diagrama tomado de Parker Hannifin Corporation)

Ojo que según el catálogo se debe seleccionar el diámetro del vástago que se encuentra en la curva superior al punto de intersección ya que un diámetro menor no aseguraría la suficiente resistencia mecánica del pistón. A continuación, seleccionamos las dimensiones del pistón tal como se muestra en la Figura 69, basándonos en la dimensión del diámetro del vástago hallado anteriormente en la Figura 68:

Cushion Length and Piston and Rod Mass

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Diameter	Cushion Length		Piston & Rod at Zero stroke kg	Rod only per 10mm Stroke kg
			Head	Cap		
38.1 (1½")	1	15.9 (5/8")	28.6	30.2	0.45	0.02
	2	25.4 (1")			0.73	0.04
50.8 (2")	1	25.4 (1")	28.6	28.6	0.97	0.04
	2	34.9 (1⅜")			1.49	0.07
63.5 (2½")	1	25.4 (1")	28.6	28.6	1.36	0.04
	2	44.5 (1¾")			2.66	0.12
	3	34.9 (1⅜")			1.87	0.07
82.6 (3¼")	1	34.9 (1⅜")	34.9	33.3	2.83	0.07
	2	50.8 (2")	27.0		4.34	0.16
	3	44.5 (1¾")	34.9		3.64	0.12
101.6 (4")	1	44.5 (1¾")	34.9	31.8	4.99	0.12
	2	63.5 (2½")	27.0		7.71	0.25
	3	50.8 (2")	27.0		5.68	0.16
127.0 (5")	1	50.8 (2")	27.0	28.6	8.73	0.16
	2	88.9 (3½")			15.70	0.48
	3	63.5 (2½")			10.75	0.25
	4	76.2 (3")			13.19	0.35
152.4 (6")	1	63.5 (2½")	33.3	38.1	14.98	0.25
	2	101.6 (4")			23.88	0.63
	3	76.2 (3")			17.49	0.35
	4	88.9 (3½")			20.09	0.48
177.8 (7")	1	76.2 (3")	46.0	49.2	22.28	0.35
	2	127.0 (5")	42.9		39.59	0.98
	3	88.9 (3½")	46.0		25.03	0.48
	4	101.6 (4")	33.3		29.01	0.63
203.2 (8")	1	88.9 (3½")	52.4	50.8	33.04	0.48
	2	139.7 (5½")	49.2		54.78	1.19
	3	101.6 (4")	33.3		37.11	0.63
	5	127.0 (5")	42.9		47.91	0.98
254.0 (10")	1	127.0 (5")	54.0	50.8	76.38	0.98
	2	177.8 (7")			105.39	1.92
304.8 (12")	1	139.7 (5½")	54.0	50.8	120.47	1.19
	2	215.9 (8½")			177.25	2.84

— Pistón de estructura de sumersión

— Pistón de puerta de horno

Figura 69. Selección de pistones hidráulicos basados en el diámetro del vástago.

Fuente: Propia (Tabla tomada de Parker Hannifin Corporation)

Según los resultados obtenidos en la Figura 69. Los pistones, para apertura/cierre de la puerta de horno y estructura de inmersión, tendrán las siguientes dimensiones Anexo N°9:

Pistón de inmersión/elevación de estructura

Datos:

Diámetro del pistón: $\varnothing_{Pistón} = 101.6 \text{ mm}$

Diámetro del vástago: $\varnothing_{Vástago} = 44.5 \text{ mm}$

Entonces:

Área del pistón: $A_k = 81.07 \text{ cm}^2$

Área anular: $A_R = 65.52 \text{ cm}^2$

La presión de trabajo para el pistón usado en la estructura de inmersión, en el avance y retorno del pistón, respectivamente, las calculamos usando la Ecuación (21).

$$p_k = \frac{2 * T * 100}{A_k} = \frac{261.37 * 100}{81.07} = 32.24 \text{ [bar]}$$

$$p_R = \frac{2 * T * 100}{A_R} = \frac{261.37 * 100}{65.52} = 39.89 \text{ [bar]}$$

El volumen de aceite necesario para el accionamiento del pistón en el avance y retorno, respectivamente, las calculamos usando la Ecuación (22) obteniendo:

$$V_k = 81.07 * 200 = 16214 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$V_R = 65.52 * 200 = 13104 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Ahora calculamos el caudal de la bomba necesario para un tiempo de carrera determinado usando la Ecuación (23):

$$Q = 75 * 81.07 = 6080.25 \text{ [cm}^3\text{/s]}$$

Pistón de apertura/cierre de puerta de horno

Datos:

Diámetro del pistón: $\varnothing_{Pistón} = 63.5 \text{ mm}$

Diámetro del vástago: $\varnothing_{Vástago} = 25.4 \text{ mm}$

Entonces:

Área del pistón: $A_k = 31.66 \text{ cm}^2$

Área anular: $A_R = 26.6 \text{ cm}^2$

Al igual que en la estructura anterior calculamos la presión de trabajo para el pistón, en el avance y retorno del pistón, respectivamente, usando la Ecuación (21)

$$p_k = \frac{2 * T * 100}{A_k} = \frac{43.056 * 100}{31.66} = 13.59 \text{ [bar]}$$

$$p_R = \frac{2 * T * 100}{A_R} = \frac{43.056 * 100}{26.6} = 16.18 \text{ [bar]}$$

El volumen de aceite necesario para el accionamiento del pistón en el avance y retorno, respectivamente, las calculamos usando la Ecuación (22) obteniendo:

$$V_k = 31.66 * 150 = 4749 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$V_R = 26.6 * 150 = 3990 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Ahora calculamos el caudal de la bomba necesario para un tiempo de carrera determinado usando la Ecuación (23):

$$Q = 45 * 31.66 = 1424.7 \text{ [cm}^3\text{/s]}$$

3.11.4. Selección de bomba hidráulica

En el proceso de selección de pistón hidráulico hallamos los datos necesarios para proceder con la selección de la bomba hidráulica para el sistema mostrado en la Figura 70:

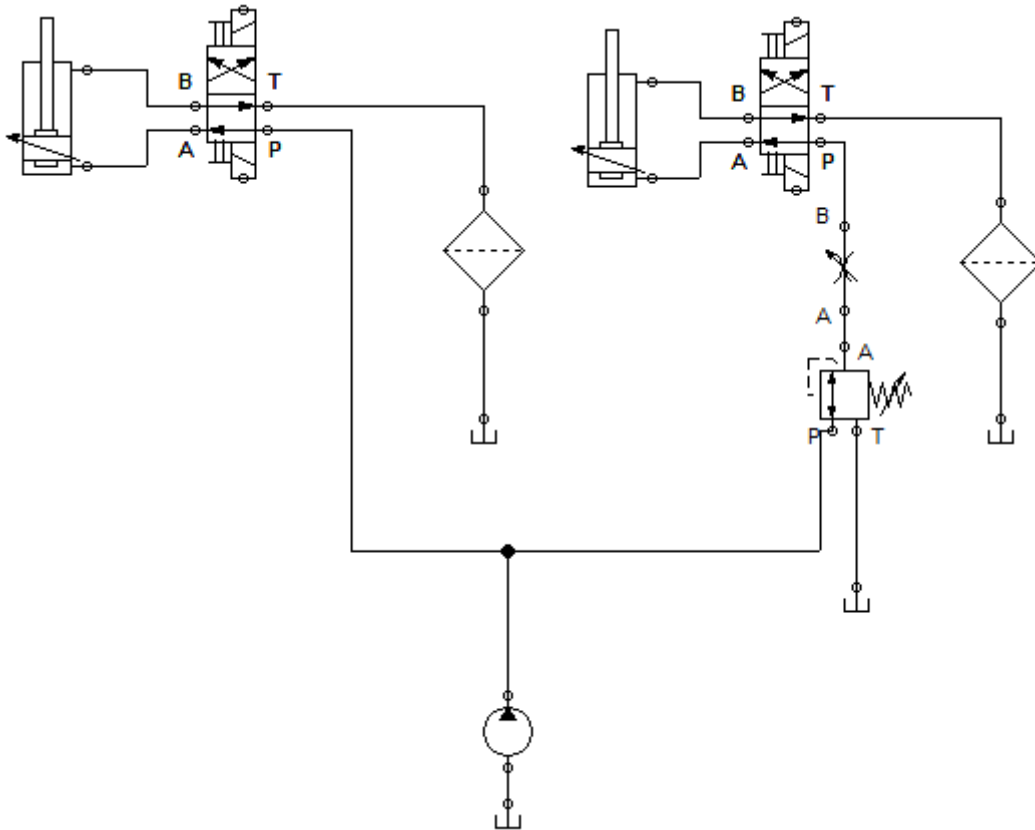


Figura 70. Sistema hidráulico básico para el sistema.

Fuente: Propia

Velocidad media: $v_{op-media} = 0.75 [m/s]$

Caudal: $Q = 6080.25 [cm^3/s] = 360 [l/min]$

Presión: $p = 39 [bar]$

Fuerza: $2T = F = 26137.62 [N]$

Estos datos se obtuvieron despreciando las pérdidas de carga; entonces procederemos a hacer una preselección de bomba de entre las que se incluyen en el catálogo seleccionado tal como se muestra en el Anexo N°10.

La bomba seleccionada; de tipo *P90V*, puede producir un caudal de hasta 400 [l/min].

Ahora haremos el cálculo de las pérdidas de carga en el movimiento de salida del vástago. Lo primero es calcular el caudal Q_2

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{A_2}{A_1} \quad (43)$$

Donde:

Q_2 : Caudal en la salida del vástago [m^3/s]

Q_1 : Caudal en el retorno del vástago [m^3/s]

A_1 : Área del pistón [m^2]

A_2 : Área anular del pistón [m^2]

$$Q_2 = 6080.25 \cdot \left(\frac{65.52}{81.07} \right)$$

$$Q_2 = 4914 [cm^3/s] = 0.0049 [m^3/s]$$

Sabiendo el caudal podemos saber la velocidad por el interior de la tubería usando la Ecuación 24 de la cual desprendemos:

$$v = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot d_{tub}^2} \quad (44)$$

$$v = \frac{4 \cdot 0.0049}{\pi \cdot 0.01905^2}$$

$$v = 17.19 [m/s]$$

Se puede calcular el número de Reynolds

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (45)$$

Donde:

Re: Numero de Reynolds [*Adim*]

v: Velocidad del fluido al interior de la tubería [*m/s*]

D: Diámetro de la tubería [*m*]

ν: Viscosidad cinemática del fluido [*mm²/s*]

Según información del catálogo (Parker) los pistones hidráulicos serán accionados mediante aceite hidráulico con denominación **Mil-H-5606** en un rango de temperatura de **20°C a 80°C**. La Tabla 31, muestra las características físico-químicas de este aceite hidráulico.

Tabla 37. Ficha técnica de aceite hidráulico Mil-H-5606.

Fuente: (CHEVRON Company Products, 12/01/2015)

Datos típicos de la prueba		
Prueba	Método de prueba	Resultados
Grado de viscosidad		15
Vida útil: 60 meses a partir de la fecha de llenado indicada en la etiqueta del producto		
Apariencia	Visual	Rojo
Viscosidad, Cinemática a 40 °C, mm ² / s	ISO 3104	14.3
Viscosidad cinemática a 100 ° C, mm ² / s	ISO 3104	5.13
Índice de viscosidad	ISO 2909	372
Punto de fluidez, °C	ISO 3016	-62
Punto de inflamación COC, °C	ISO 2592	95
Densidad a 15 ° C, kg / l	ASTM D1298	0.88
Corrosión del recipiente 3h / 100 ° C	ASTM D130	1B
Corrosión de cobre 72 h / 135 ° C	ASTM D130	1B
TAN, mgKOH / g, máximo	DIN 51 558	0.04

$$Re = \frac{17.19 \cdot 0.01905}{14.3 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 22869.9$$

Ahora calculamos el factor de fricción en la tubería f ; para eso podemos calcularlo inicialmente con la simplificación obtenida por Swamee - Jain

$$f_{sj} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon/d}{3.71} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (46)$$

$$f_{sj} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.0015/31.75}{3.71} + \frac{5.74}{22869.9^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f_{sj} = 0.025$$

Con este valor f_{sj} obtenido podemos refinar el cálculo del factor de fricción con el modelo de Colebrook – White:

$$\frac{1}{\sqrt{f_{cw}}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon/d}{3.71} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f_{sj}}} \right) \quad (47)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{cw}}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0.0015/31.75}{3.71} + \frac{2.51}{22899.96 \cdot \sqrt{0.029}} \right)$$

$$f_{cw} = f = 0.025$$

Se dispone de todos los datos para el cálculo de la pérdida de carga en la tubería

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (48)$$

Donde:

Δp : Pérdida de carga en la tubería [*bar*]

f : Factor de fricción [*Adim*]

L : Longitud de la tubería [*m*]

D : Diámetro de la tubería [*m*]

ρ : Densidad del fluido [*kg/m³*]

v : Velocidad del fluido al interior de la tubería [*m/s*]

$$\Delta p = 0.025 \cdot \frac{3}{0.01905} \cdot 880 \cdot \frac{17.19^2}{2}$$
$$\Delta p = 418768.07 \text{ Pa} = 5.11 \text{ bar}$$

Si se suman las pérdidas de carga en el filtro de retorno y en la válvula distribuidora la presión en el lado del vástago del cilindro será 4.48 *bar*

Si se hace un equilibrio de fuerzas en el cilindro y usamos la Ecuación (20), obtenemos:

$$p_1 = \left(\frac{26137.62}{81.07 \cdot 10^{-4}} \right) \cdot 10^{-5} + 5.11 \cdot \left(\frac{65.52}{81.07} \right)$$

$$p_1 = 36.37 \text{ [bar]}$$

Se sigue el mismo procedimiento para el cálculo de las pérdidas de carga en el lado del embolo, para lo cual usamos la Ecuación (45).

$$v = \frac{4 \cdot 0.00608}{\pi \cdot 0.01905^2}$$
$$v = 21.33 \text{ [m/s]}$$

Se puede calcular el número de Reynolds y el coeficiente de frotamiento en la tubería f usando las ecuaciones (46)

$$Re = \frac{21.33 \cdot 0.01905}{14.3 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 28415.14$$

Ahora calculamos el factor de fricción en la tubería f ; para eso podemos calcularlo inicialmente con la simplificación obtenida por Swamee – Jain en la Ecuación (47) teniendo como resultado:

$$f_{sj} = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{0.0015/19.05}{3.71} + \frac{5.74}{28415.14^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.023$$

Con este valor f_{sj} obtenido podemos refinar el cálculo del factor de fricción con el modelo de Colebrook – White la cual se muestra en la Ecuación (48).

$$\frac{1}{\sqrt{f_{cw}}} = -2 \cdot \log \left(\frac{0.0015/19.05}{3.71} + \frac{2.51}{28415.14 \cdot \sqrt{0.027}} \right)$$

$$f_{cw} = f = 0.024$$

Se dispone de todos los datos para el cálculo de la pérdida de carga en la tubería con la Ecuación (49)

$$\Delta P = 0.024 \cdot \frac{3}{0.01905} \cdot 880 \cdot \frac{21.33^2}{2}$$

$$\Delta P = 756609.69 \text{ Pa} = 7.56 \text{ bar}$$

Si se le añaden las pérdidas de carga debidas a la válvula distribuidora y a la tubería, la presión en la bomba será de $36.37\text{bar} + 7.56\text{bar} + 0.5\text{bar} = 44.43 \text{ bar}$. Se observa en las características de la bomba que apenas se puede apreciar cambio en el caudal.

La potencia consumida se puede obtener calculando la potencia proporcionada por la bomba y dividiéndola por el rendimiento obtenido en el catalogo

$$P_{motor} = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta} \quad (49)$$

$$P_{motor} = \frac{44.43 * 10^5 * 0.00608}{\eta}$$

$$P_{motor} = \frac{27013.84}{\eta}$$

Según cálculos experimentales y, debido a que el proveedor no cuenta con las tablas de rendimiento de la bomba asumimos $\eta = 85$

$$P_{motor} = \frac{27013.84}{0.85} = 31.78 [kW]$$

3.11.5. Selección de motor para bomba hidráulica

Los datos obtenidos en el ítem anterior nos permiten seleccionar el tipo de motor que será adecuado para el perfecto funcionamiento de nuestra bomba hidráulica. La potencia del motor que requiere la bomba para su perfecto funcionamiento es:

$$P_{motor} = 31.78 [kW]$$

En el Anexo N°11 se muestra el catálogo del motor seleccionado.

3.11.6. Selección de cadenas de rodillos para sistema de inmersión

Siguiendo con los lineamientos de trasmisión de potencia por cadenas de rodillos procedemos con los cálculos teniendo.

Datos:

Fuerza de tensión: $T = 13068.81 [N]$

Reacción de trasmisión: 1:1

Calcularemos la potencia a transmitir:

$$Pot = Fuerza \times velocidad \quad (50)$$

$$Pot = 13068.81 \times 0.75$$

$$Pot = 9801.61 [W] = 13.13 [HP]$$

Ahora asumimos $Z = 21$ dientes y procedemos con el cálculo de la potencia nominal equivalente:

$$P_{eq} = Pot \times K \quad (51)$$

Donde:

P_{eq} : Potencia equivalente [HP]

Pot : Potencia de diseño [HP]

K : Factor de corrección de potencia (Tabla 2) [Adim]

$$P_{eq} = 13.13 \times 0.9$$

$$P_{eq} = 11.82 \text{ HP}$$

Asumimos una velocidad de 95 rpm luego calcularemos la velocidad de la cadena y compararemos con la velocidad de funcionamiento del pistón.

Ahora de la Figura 71 para una potencia de 11.82 HP y a 95 rpm se tendría la siguiente alternativa:

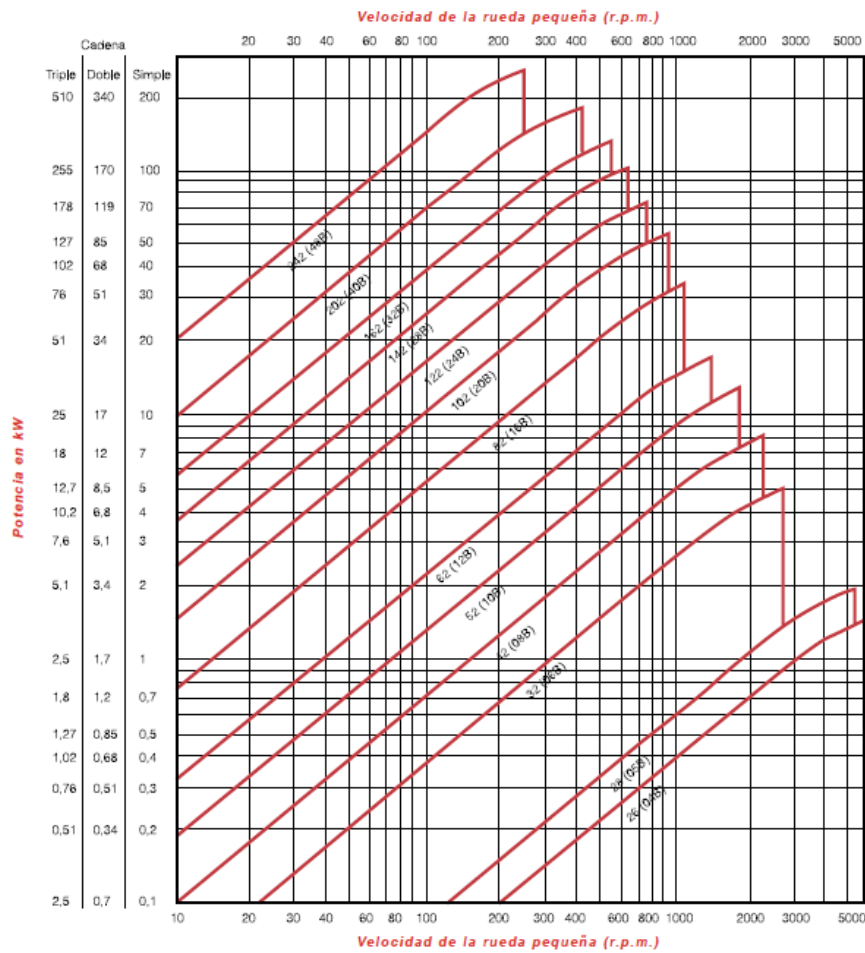


Figura 71. diagrama de selección de cadenas Norma ISO
Fuente: JORESA – Catálogo General

Tabla 38. Valores típicos para cadena ISO 20B-1.
Fuente: (Autor)

CADENA		N° DE HILERAS	FACTOR	CAPACIDAD HP/HILERA	CAPACIDAD HP
ISO	ASA				
20B	100	1	1.0	12.7	12.7

Como no existen limitaciones de espacio, el tipo de cadena que satisface el diseño es: **Cadena ISO 20B – 1**

De la Tabla 3, se obtendrá:

$$p = 1.25'' = 31.75 [mm]$$

Calculamos el diámetro de la catarina usando la Ecuación (8):

$$D = \frac{31.75}{\sin\left(\frac{180}{21}\right)} = 213.02 \text{ mm}$$

Para el cálculo de la velocidad de la cadena usamos la Ecuación (9):

$$V = \frac{\pi \cdot 170.42 \cdot 95}{60,000} = 0.84 \text{ m/s}$$

Como observamos la velocidad es aproximadamente igual a la que deberá salir el pistón que la accionará, por lo tanto, la cadena seleccionada satisface las necesidades del diseño.

En la Tabla 3, para la Cadena *ASA 100 – 1*, se observa que una lubricación manual admite una velocidad máxima de 0.76 m/s por lo tanto la cadena satisface el diseño.

Según normas ISO seleccionamos una Catarina *ISO 20B – 1* para la cadena diseñada anteriormente tal como se muestra en el Anexo 12.

Para calcular la distancia entre centros de la primera cadena (Figura 72) asumiremos $Cp = 65$ pasos, entonces la longitud aproximada de la cadena, usando la Ecuación (11), sería:

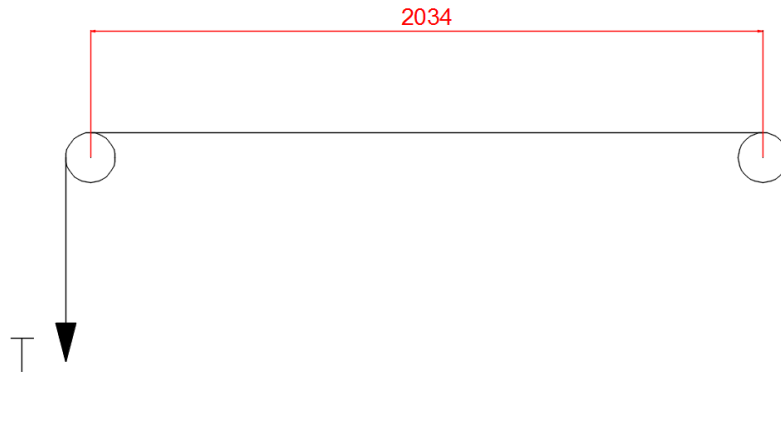


Figura 72. Distancia entre centros de piñones para la cadena larga.

Fuente: (Autor)

$$L_p = 2 \cdot 65 + 0.53 \cdot (21 + 21) = 152.26 \text{ [pasos]}$$

Se aproxima y tomamos: $L_p = 153$ [pasos]. Ahora bien, usando la Ecuación (10), la distancia corregida será:

$$153 = 2 \cdot C_p + \frac{21 + 21}{2} + \frac{(21 - 21)^2}{4 \cdot \pi \cdot C_p}$$

$$C_p = 66 \text{ pasos}$$

Para hallar la distancia entre centros usamos:

$$C_p = \frac{C}{p}$$

$$C = 66 \times 31.75 = 2095.5 \text{ mm}$$

Ahora calcularemos la distancia entre centros de la segunda cadena (Figura 73) donde asumiremos $C_p = 15$ pasos, entonces calculamos la longitud aproximada de la cadena usando la Ecuación (11), obteniendo:

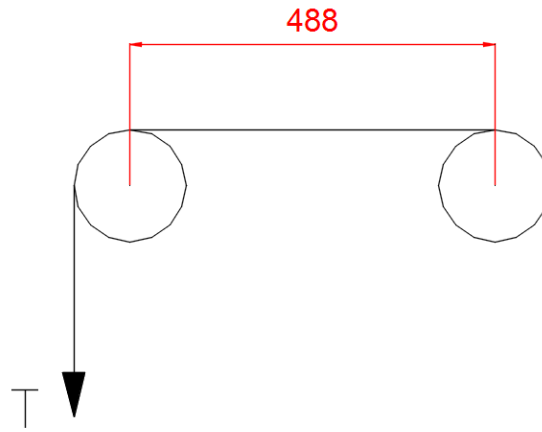


Figura 73. Distancia entre centros de piñones para la cadena corta.

Fuente: (Autor)

$$L_p = 2 \cdot 15 + 0.53 \cdot (21 + 21) = 52.26 \text{ [pasos]}$$

Se aproxima y tomamos: $L_p = 53 \text{ pasos}$. Usando la Ecuación (10) la distancia corregida será:

$$53 = 2 \cdot C_p + \frac{21 + 21}{2} + \frac{(21 - 21)^2}{4 \cdot \pi \cdot C_p}$$

$$C_p = 16 \text{ pasos}$$

Para hallar la distancia entre centros usamos:

$$C_p = \frac{C}{p}$$

$$C = 16 \times 31.75 = 508 \text{ mm}$$

3.11.7. Selección de cadenas de rodillos para apertura y cierre de puerta de horno

Siguiendo con los lineamientos de transmisión de potencia por cadenas de rodillos procedemos con los cálculos teniendo.

Datos:

Fuerza de tensión: $T = 2152.8 [N]$

Reacción de transmisión: 1:1

Calcularemos la potencia a transmitir con la Ecuación (51):

$$Pot = 2152.8 \times 0.45 = 968.76 [W]$$

$$Pot = 1.29 [HP]$$

Ahora asumimos $Z = 17$ dientes y procedemos con el cálculo de la potencia nominal equivalente usando la Ecuación (52):

$$P_{eq} = 1.29 \times 1.13 = 1.46 [HP]$$

Asumimos una velocidad de 60 rpm luego calcularemos la velocidad de la cadena y compararemos con la velocidad de funcionamiento del pistón.

Ahora de la Figura 70 para una potencia de 1.47 HP y a 60 rpm se tendría la siguiente alternativa:

Tabla 39. Valores típicos para cadena ISO 12B-1.

Fuente: Propia

CADENA		N° DE HILERAS	FACTOR	CAPACIDAD HP/HILERA	CAPACIDAD HP
ISO	ASA				
12B	50	1	1.0	2	2

Como no existen limitaciones de espacio, el tipo de cadena que satisface el diseño es: **Cadena ISO 12B – 1**

De la Tabla 3, se obtendrá:

$$p = 0.75'' = 19.05 [mm]$$

Calculamos el diámetro de la catarina usando la Ecuación (8):

$$D = \frac{19.05}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)} = 103.67 \text{ mm}$$

Calculamos la velocidad de la cadena usando la Ecuación (9):

$$V = \frac{\pi \cdot 103.67 \cdot 60}{60,000} = 0.32 \text{ m/s}$$

Como observamos la velocidad es aproximadamente igual a la que deberá salir el pistón que la accionará por lo tanto la cadena seleccionada satisface las necesidades del diseño.

En la Tabla 3, para la Cadena *ASA 50 – 1*, se observa que una lubricación manual admite una velocidad máxima de 1.12 m/s por lo tanto la cadena satisface el diseño.

Según normas ISO seleccionamos una Catarina *ISO 12B – 1* para la cadena diseñada anteriormente tal como se muestra en el Anexo 12.

Para calcular la distancia entre centros de la primera cadena (Figura 74) asumiremos $Cp = 104$ pasos, entonces, usando la Ecuación (11), la longitud aproximada de la cadena sería:

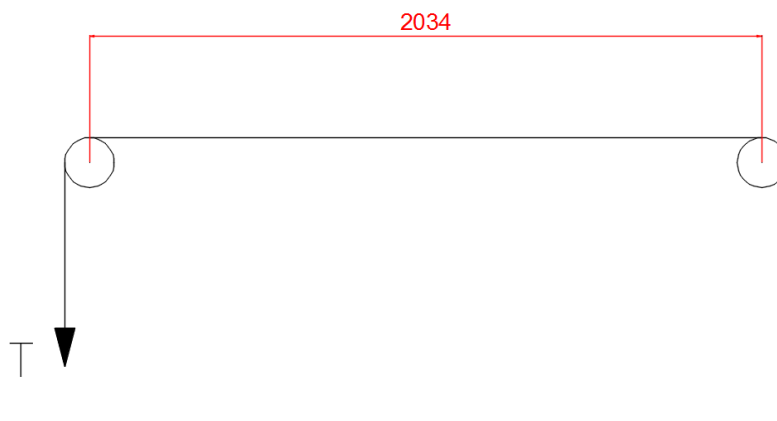


Figura 74. Distancia entre centros de piñones para la cadena larga.

Fuente: (Autor)

$$L_p = 2 \cdot 104 + 0.53 \cdot (17 + 17) = 226.02 \text{ [pasos]}$$

Se aproxima y tomamos: $L_p = 227 \text{ pasos}$. hallamos la distancia corregida usando la Ecuación (10):

$$227 = 2 \cdot C_p + \frac{17 + 17}{2} + \frac{(17 - 17)^2}{4 \cdot \pi \cdot C_p}$$

$$C_p = 105 \text{ pasos}$$

Para hallar la distancia entre centros usamos:

$$C_p = \frac{C}{p}$$

$$C = 124 \times 15.875 = 2000.25 \text{ mm}$$

Ahora calcularemos la distancia entre centros de la segunda cadena (Figura 75) donde asumiremos $C_p = 18 \text{ pasos}$, entonces, usando la Ecuación (11) la longitud aproximada de la cadena seria:

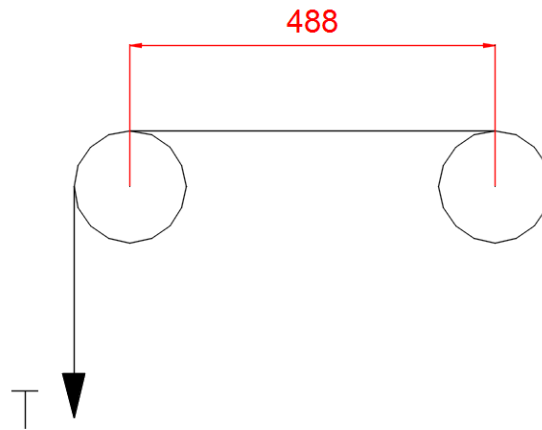


Figura 75. Distancia entre centros de piñones para la cadena corta.

Fuente: (Autor)

$$L_p = 2 \cdot 18 + 0.53 \cdot (17 + 17) = 54.02 \text{ [pasos]}$$

Se aproxima y tomamos: $L_p = 55 \text{ pasos}$. Distancia corregida la hallamos usando la Ecuación (10):

$$55 = 2 \cdot C_p + \frac{17 + 17}{2} + \frac{(17 - 17)^2}{4 \cdot \pi \cdot C_p}$$

$$C_p = 19 \text{ pasos}$$

Para hallar la distancia entre centros usamos: $C_p = \frac{C}{p}$

$$C = 19 \times 19.05 = 361.95 \text{ mm}$$

3.11.8. Selección de rodamientos

Primero especificaremos las cargas de diseño a la cual también podemos conocer como carga equivalente; para este caso como las cargas solo son radiales usaremos rodamientos de rodillos cilíndricos ya que poseen una mayor capacidad de carga radial, entonces teniendo en consideración esos puntos procedemos a calcular la carga equivalente con la siguiente expresión:

$$P = VR \quad (52)$$

Donde:

P : Carga equivalente [N]

V : Factor de rotación [$Adim$]

R : Carga radial [N]

Estructura de inmersión

Las cargas ejercidas en los apoyos las calculamos en el Anexo 3 obteniendo como resultados:

$$\text{Eje 1-2:} \quad R_1 = R_2 = 9241.04 \text{ N}$$

$$\text{Eje 3:} \quad R_1 = R_2 = 18482 \text{ N}$$

Concluimos en que $R_1 = R_2 = P$

Entonces:

$$P_{\text{ejes 1-2}} = 1 \cdot 9241.04 = 9241.04 \text{ N}$$

$$P_{\text{eje 3}} = 1 \cdot 18482 = 18482 \text{ N}$$

Ahora calcularemos la capacidad de carga dinámica básica requerida C con la ecuación:

$$C = \frac{P \cdot f_L}{f_N} \quad (53)$$

Donde:

C : Capacidad de carga dinámica básica requerida

P : Carga equivalente

f_L : Factor de duración (**Figura 76**)

f_N : Factor de velocidad (**Figura 76**)

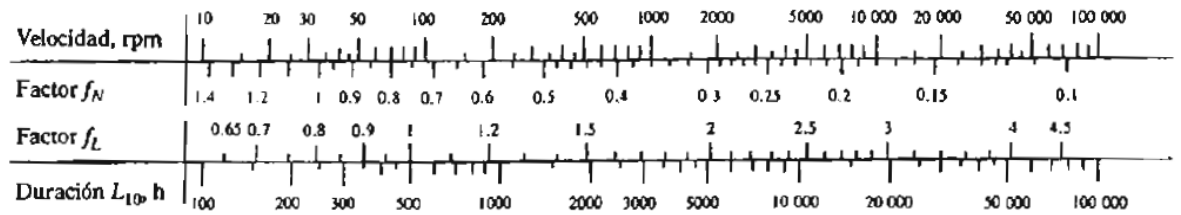


Figura 76. Factores de duración y por velocidad, para rodamiento de rodillos.

Fuente (MOTT, Robert. 2006)

Entonces:

$$C_{ejes\ 1-2} = \frac{9026.43 \cdot 2.5}{0.72} = 31.34 \text{ [kN]}$$

$$C_{eje\ 3} = \frac{18482 \cdot 2.5}{0.72} = 64.173 \text{ [kN]}$$

La unidad de soporte de pie, de rodamientos de rodillos, seleccionada para los ejes 1,2 y 3 es de tipo **SYNT 45 F** con tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos *NUP 2209 ECP*. En el Anexo 13 se muestran las fichas técnicas del soporte y rodamiento respectivamente

Estructura de Apertura de Puerta de Horno

Las cargas ejercidas en los apoyos las calculamos previamente al igual que en el Anexo 3 obteniendo como resultados:

Eje 1-2: $R_1 = R_2 = 1522.25 \text{ N}$

Eje 3: $R_1 = R_2 = 3044.52 \text{ N}$

Concluimos en que $R_1 = R_2 = P$

Entonces calculamos la carga equivalente usando la Ecuación (53):

$$P_{ejes\ 1-2} = 1 \cdot 1522.25 = 1522.25\ N$$

$$P_{eje\ 3} = 1 \cdot 3044.52 = 3044.52\ N$$

Ahora calcularemos la capacidad de carga dinámica básica requerida C con la Ecuación (54); los factores de carga los obtenemos de la Figura 68, para obtener:

$$C_{ejes\ 1-2} = \frac{1522.25 \cdot 2.5}{0.68} = 2.79\ [kN]$$

$$C_{eje\ 3} = \frac{3044.52 \cdot 2.5}{0.68} = 5.59\ [kN]$$

La unidad de soporte de pie, de rodamientos de rodillos, seleccionada para los ejes 1,2 y 3 es de tipo **SY 25 FM** con tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos *NUP 2209 ECP*. En el Anexo 13 se muestran las fichas técnicas del soporte y rodamiento respectivamente

3.12. Análisis económico del proyecto de investigación: Presupuesto, TIR, VAN, ROI y periodo de retorno de inversión.

La Tabla 39 muestra la descripción de cada uno de los componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos que se utilizarán para la fabricación de nuestro sistema de enfriamiento rápido con sus respectivos costos. Esto se realiza con el fin de tener una idea de la **Inversión** que se tendría que hacer para la fabricación de nuestro sistema de enfriamiento con recursos propios.

La empresa TOMOCORP SAC designa a 8 operarios para realizar el proceso de templado; el sueldo mensual por operario es de S/1500.00 lo que nos daría un importe mensual total de S/12000.00. Al realizar el diseño del “Sistema de Extracción – Inmersión de Piezas Tratadas Térmicamente en Hornos” se

necesitará de la participación de no más de 2 operadores lo que nos generaría un importe mensual total de S/3000.

El consumo de energía eléctrica sería de 43.27kW, el sistema estará en funcionamiento aproximadamente 4 minutos diarios lo que haría un total de 120 minutos mensuales.

Haciendo un análisis rápido de la **Ganancia Obtenida** al reducir el número de operarios obtendríamos:

$$\text{Costo de Energía Eléctrica} = \text{consumo Mensual} * \text{Costo kWh} \quad (54)$$

$$\text{Costo de Energía Eléctrica} = 86.54kWh * \frac{S/0.2495}{kWh} = S/21.59$$

$$\text{Costo de Operacion} = N^{\circ}\text{Operarios} * \text{Sueldo mensual} \quad (55)$$

$$\text{Costo de Operacion} = 6 * S/1500.00 = S/9000.00$$

$$\text{Ganancia Obtenida} = \text{Costo de Operación} - \text{Costo Energía Eléctrica} \quad (56)$$

$$\text{Ganancia Obtenida} = S/9000.00 - S/21.59 = S/8978.4$$

La Tabla 38 elaborada en Microsoft Exel nos sirve para poder calcular el Periodo de Retorno de inversión (ROI). Esta tabla al realizar los cálculos necesarios nos indica que la inversión realizada para el diseño de nuestro Sistema de Extracción – Inmersión de Piezas Tratadas Térmicamente en Hornos se podrá recuperar en un tiempo de 4 meses y 3 semanas exactamente.

Tabla 40. Cálculo de tiempo de retorno de la inversión

Fuente: Propia

CÁLCULO DE TIEMPO DE RETORNO DE INVERSIÓN DESCONTADO (18%)					2.3%
Month	Cash Flow (\$)	CFj (\$)	(P/F, 2,3%, n)	CFj(P/F,2,3%,n) (\$)	Sum (\$)
0	-39459	-39459	1,00000	-39459	-39459,0000
1	8978,4	8978,4	0,97752	8776,539589	-30682,4604
2	8978,4	8978,4	0,95554	8579,217585	-22103,2428
3	8978,4	8978,4	0,93406	8386,33195	-13716,9109
4	8978,4	8978,4	0,91306	8197,782942	-5519,1279
5	8978,4	8978,4	0,89253	8013,473062	2494,3451
6	8978,4	8978,4	0,87246	7833,307001	10327,6521
7	8978,4	8978,4	0,85285	7657,191594	17984,8437
8	8978,4	8978,4	0,83367	7485,035772	25469,8795
9	8978,4	8978,4	0,81493	7316,75051	32786,6300
10	8978,4	8978,4	0,79661	7152,248788	39938,8788
11	8978,4	8978,4	0,77870	6991,44554	46930,3243
12	8978,4	8978,4	0,76119	6834,257615	53764,5819
13	8978,4	8978,4	0,74408	6680,603729	60445,1857
14	8978,4	8978,4	0,72735	6530,404428	66975,5901
15	8978,4	8978,4	0,71099	6383,582041	73359,1721
16	8978,4	8978,4	0,69501	6240,060646	79599,2328
17	8978,4	8978,4	0,67938	6099,766027	85698,9988
18	8978,4	8978,4	0,66411	5962,625637	91661,6245
19	8978,4	8978,4	0,64918	5828,568561	97490,1930
20	8978,4	8978,4	0,63458	5697,525475	103187,7185

Tiempo exacto 4,6356

Meses	4
Semanas	3

Tabla 41. Componentes Mecánicos, Eléctricos y Electrónicos para el Diseño del Sistema de Extracción – Inmersión de Piezas Tratadas Térmicamente en Hornos.

Fuente: Propia

MATERIA PRIMA						
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	U.M	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL	
1	Viga H W 6 X 16 de Acero ASTM A-572 G50	3	unid	S/ 585,00	S/	1.755,00
2	Canal C150 x 19 de Acero ASTM A-572 G50	1	unid	S/ 118,00	S/	118,00
3	Canal C150 x 12 de Acero ASTM A-572 G50	1	unid	S/ 100,00	S/	100,00
4	Barra lisa Ø=80mm Acero AISI 4140	1	unid	S/ 305,00	S/	305,00
5	Barra lisa Ø=25mm AISI 4140	1	unid	S/ 200,00	S/	200,00
6	Barra lisa Ø=1/2" ASTM	18	unid	S/ 13,00	S/	234,00
7	Tubo cuadrado 2"x2mm	2	unid	S/ 44,73	S/	89,46
8	Tubo Rectangular 2"x4"x3mm	2	unid	S/ 65,00	S/	130,00
9	Plancha de acero A-36	1	unid	S/ 98,94	S/	98,94
10	Angulo 2"x2"x1/4"	1	unid	S/ 87,50	S/	87,50
11	Tubo Cuadrado 100x3mm	2	unid	S/ 120,00	S/	240,00
SUB-TOTAL 1: MATERIA PRIMA						S/ 3.357,90
COMPONENTES ELECTRICOS Y ELECTRONICOS						
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	U.M	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL	
1	Motor Eléctrico 40HP	1	unid	S/ 3.870,00	S/	3.870,00
2	Motorreductor	1	unid	S/ 1.420,00	S/	1.420,00
3	Sensor Final de Carrera	6	unid	S/ 6,00	S/	36,00
4	PLC	1	unid	S/ 1.500,00	S/	1.500,00
5	Cables y otros	1	unid	S/ 200,00	S/	200,00
SUB-TOTAL 1: COMPONENTES ELECTRICOS Y ELECTRONICOS						S/ 7.026,00
ACCESORIOS						
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	U.M	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL	
1	Soporte y rodamiento YET 205-33	6	unid	S/ 70,00	S/	420,00
2	Soporte y rodamiento SYNT 45	6	unid	S/ 90,00	S/	540,00
3	Pistón Hidráulico 4"	1	unid	S/ 5.200,00	S/	5.200,00
4	Pistón Hidráulico 2,5"	1	unid	S/ 5.200,00	S/	5.200,00
5	Catarinas ISO 20B-1 x 23 Dientes	5	unid	S/ 90,25	S/	451,25
6	Catarinas ISO12B-1 13 x Dientes	5	unid	S/ 43,32	S/	216,60
7	Cadenas de rodillos ISO 12A-1	8,5	m	S/ 50,70	S/	430,95
8	Cadenas de rodillos ISO 20A-1	3,5	m	S/ 74,60	S/	261,10
9	Sistema de cadena rígida	1	unid	S/ 2.000,00	S/	2.000,00
10	Polines	20	unid	S/ 35,00	S/	700,00
11	Bomba Hidráulica	1	unid	S/ 2.599,00	S/	2.599,00
12	Válvula Hidráulica	2	unid	S/ 936,00	S/	1.872,00
13	Componentes Hidráulicos	1	unid	S/ 400,00	S/	400,00
SUB-TOTAL 1: ACCESORIOS						S/ 20.290,90
SEVICIO DE MONTAJE Y OTROS						
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	U.M	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL	
1	Torno y Taladro	1	unid	S/ 285,00	S/	285,00
2	Soldado y Oxicorte	1	unid	S/ 200,00	S/	200,00
3	Pintado	1	unid	S/ 100,00	S/	100,00
4	Instalación Eléctrica y Electrónica	1	unid	S/ 200,00	S/	200,00
5	Montaje de Estructuras y Equipos	1	unid	S/ 8.000,00	S/	8.000,00
SUB-TOTAL 1: SERVICIO DE MONTAJE Y OTROS						S/ 8.785,00
MONTO TOTAL					S/	39.459,80

Mediante el valor actual neto (**VAN**) se determina si el proyecto es rentable a través de un diagrama de caja de flujo a futuro (Tabla 37). Si el **VAN** nos arroja un valor positivo, podemos continuar con la inversión realizada en un principio

$$VAN = -I + \frac{Q}{(1+i)^1} + \frac{Q}{(1+i)^2} + \dots + \frac{Q}{(1+i)^n} \quad (57)$$

Donde:

VAN: Valor Actual Neto

Q: Flujo de caja de cada periodo [*S*/]

i: Tasa de interés [2.3%]

n: Numero de periodo [*meses*]

La medida geométrica de los rendimientos futuros de una determinada inversión se representa a través del **TIR**, que es la tasa interna de retorno. Si el valor del **TIR** tiene mayor valor, entonces generara mayor rentabilidad respecto al interés tomado del **VAN**.

$$-I + \frac{Q}{(1+i)^1} + \frac{Q}{(1+i)^2} + \dots + \frac{Q}{(1+i)^n} = 0 \quad (58)$$

En la Tabla 38 se muestra un diagrama de flujos donde además usando las Ecuaciones (55) y (56) se obtienes los resultados del VAN y TIR.

Tabla 42. Diagrama de caja de flujo, VAN y TIR para el Sistema de Extracción-Inmersión de Piezas Tratadas Térmicamente en Hornos, en un periodo de 5 meses a una tasa de interés del 2.3% mensual.

Fuente: Propia

	CAJA DE FLUJOS
Inversión	-39451
Mes 1	8978.4
Mes 2	8978.4
Mes 3	8978.4
Mes 4	8978.4
Mes 5	8978.4
Tasa de Interés (Mensual)	2.3%
VAN	2502.34
TIR	4.4%

De la Tabla 42 podemos concluir que los resultados obtenidos del VAN son válidos debido a que este es mayor a cero lo que indica que el proyecto es viable. De igual manera, los resultados del TIR son válidos ya que, si este fuera mayor, el proyecto dejaría de ser rentables, concluyéndose que a menor TIR el proyecto sería más rentables.

3.13. Análisis de Tiempos de operación

La empresa TOMOCORP S.A.C. no cuenta, actualmente, con un análisis o estudio de tiempos de operación para el área de tratamientos térmicos. Debido a esto se realizó una estimación de los tiempos de operación en base a la observación y a la información brindada por el jefe del área de tratamientos térmicos.

La Tabla 43 muestra un breve análisis de los tiempos que tarda actualmente la empresa TOMOCORP S.A.C. en la realización de los tratamientos térmicos de templado.

Tabla 43. Analisis de tiempos de operación

Fuente: Propia

TIEMPOS DE OPERACIÓN				
Tiempos	Ingreso de Materiales	Calentamiento de Piezas	Enfriamiento de Piezas	Tiempo total Entrada-Salida de Piezas
Tipo de sistema				
Operación Actual	30 [min]	6 – 14 [hr]	60 [min]	90 [min]
Sistema de Extracción - Inmersión	8 [seg]	6 – 14 [hr]	8 [seg]	16[seg]

De la Tabla 43 podemos concluir que al implementar el sistema de extracción-inmersión para el proceso de templado de piezas en la empresa TOMOCORP S.A.C. se reduce significativamente los tiempos de operación; hablamos de una reducción de tiempos de 90[*min*] a 16[*seg*].

CAPITULO IV: DISCUSIÓN

IV. DISCUSIÓN

La entrevista realizada al jefe de área de tratamientos térmicos Ing. Miguel Loaiza Quintana para determinar las necesidades de la empresa TOMOCORP S.A.C. reportaron la necesidad de esta: diseño que ofrezca la seguridad a los operarios, disminución de tiempo en el proceso de templado de piezas, sistema automático.

Con la obtención de datos de las entrevistas y luego de revisar bibliografías y videos se generaron cinco conceptos alternativos. A través de la matriz de selección se determinó el concepto adecuado para el diseño de sistema; el concepto seleccionado sirvió como base para la configuración y dimensionamiento general de nuestro mecanismo.

El diseño de la configuración de nuestro mecanismo de templado nos permitió determinar las partes de selección, partes estándar y el propósito especial de nuestro trabajo. De este modo basándonos en el área de trabajo, manufactura, ensamblaje y número de partes se seleccionó un boceto en el cual pudimos definir las dimensiones generales de nuestro sistema (Figura 42) tomando en cuenta los parámetros de definición tales como: Carga máxima, espacio de trabajo, de acuerdo la entrevista, longitudes de ejes y de vigas.

Con la finalidad de encontrar la mejor opción para que nuestro sistema y sus distintos componentes puedan soportar las cargas, se realizó un diseño de la configuración del sistema de transmisión y de la estructura principal dado que se trata de los sistemas más críticos de nuestro sistema. De acuerdo a esto se seleccionó el material de los ejes de transmisión y de las vigas en base a la carga máxima que soportaría nuestro sistema.

El diseño desarrollado en esta investigación ha discurrido por los diferentes estudios del diseño de ingeniería según Eggert (2005) y Dieter y Bacon (2013), estos son: determinación de necesidades del cliente, especificación de problema mediante características de ingeniería, diseño conceptual, diseño de

configuración, diseño paramétrico, diseño de selección y diseño de detalle. Se puede apreciar que después de realizar cada etapa se puede tomar una decisión clara de ingeniería respecto del objeto de estudio en el que centra cada etapa. Hay dos ventajas básicas en lo anterior: la exploración de posibilidades y la de mejor toma de decisiones en forma sistemática.

En la revisión bibliográfica de antecedentes no se encontraron trabajos de investigación que reflejen el diseño de este tipo de sistemas, mucho menos que hagan uso del diseño paramétrico mediante Software de Interface Gráfica de Usuario (GUI). Por tanto, una de las ventajas de este proyecto es que los cálculos de escritorio pueden ser corroborados e iterados mediante el uso de software (Matlab®). Las hipótesis simplificadoras de los modelos analíticos considerados en el análisis paramétrico anterior se pueden vencer haciendo uso del Método del Elementos Finitos (MEF). Este último usa los datos obtenidos en la parametrización en Matlab® como punto de partida para un análisis más fino de optimización por software (SolidWorks®).

La parametrización realizada a partir de los cálculos de escritorio iniciales y mediante la interfaz gráfica de usuario (GUI) Matlab®, teniendo en cuenta los parámetros de diseño: material, diámetro de ejes y sección transversal de vigas, se obtuvo un factor de seguridad (FS) para los ejes $n_f = \{2.8; 4.6\}$ y vigas $n_f = \{1.6; 4.17\}$. Mediante el criterio de falla de ED-Goodman mediante las gráficas (Figuras 56, 58, 63 y 65) se pueden determinar el tipo de material con el FS deseado.

En la parametrización realizada mediante Software SolidWorks® con parámetros de definición: cargas, diámetro de ejes y sección transversal de vigas, se logró determinar cuál sería el material que mejor se adecua al trabajo que realizara nuestro sistema arrojándonos así valores de factor de seguridad para ejes $n_f = \{3.8; 4.7\}$, y para las vigas $n_f = \{1.9; 7.8\}$ para los sistemas críticos, enfriamiento rápido y apertura de puerta de horno respectivamente, Las columnas no varían ya que de acuerdo a los cálculos realizados su FS es elevado ya que solo están sometidos a compresión.

CAPITULO V: CONCLUSIONES

V. CONCLUSIONES

Finalizado el trabajo se tiene como conclusiones las que se enlistan a continuación:

- El proceso inicial de obtención de necesidades de la empresa TOMOCORP S.A.C., mediante la entrevista, revisión de bibliografías y la observación de videos, permitió, con exactitud, definir el problema para finalmente poder avanzar con los siguientes pasos del diseño: conceptual, de configuración y paramétrico.
- La selección del diseño conceptual a través de la matriz de selección permitió conocer y evaluar las ventajas y desventajas entre los cinco conceptos presentados. La técnica de esta matriz permitió determinar categóricamente al Concepto N°1 como más adecuado para las necesidades planteadas.
- El diseño de configuración facilito el dimensionamiento general según la entrevista realizada, la normativa revisada y el criterio ingenieril del autor.
- Los resultados obtenidos de la Interfaz Gráfica de Usuario (GUI), Matlab®, presentan similitud con los cálculos de escritorio realizados y las soluciones de las simulaciones en software SolidWorks®; logrando así obtener factores de seguridad óptimos para el perfecto funcionamiento de nuestro sistema.
- La verificación y validación de los resultados de la simulación presentaron un margen de error aproximadamente 26% y 3% para ejes, sistema de inmersión y apertura de puerta de horno comparados con los datos teóricos y el software de Matlab. Esta diferencia es explicable teniendo en cuenta que la GUI- Matlab®, asume cargas puntuales (ideales) en los apoyos debido al supuesto de cuerpo rígido, mientras

que la simulación trabaja con cargas distribuidas al usar modelos de cuerpo deformable.

- Las gráficas y las tablas paramétricas permitieron una apreciación global del comportamiento de las variables de solución en función de las variables de diseño. Esto permitió la toma de decisiones claras y determinantes. Por tanto, el diseño paramétrico es una excelente herramienta en cuanto al análisis de partes críticas de un sistema.
- El presente trabajo está fundamentado en una metodología formal de diseño recomendada por especialistas del área Eggert (2005) y Dieter y Schmidt (2013). Esta forma de atacar un problema de diseño presenta la gran ventaja de conducir al ingeniero diseñador a través de todas o las más relevantes fases del diseño ingenieril y las posibilidades de mejora que esto involucra.
- Los resultados obtenidos en el análisis económico indican que el proyecto es viable, esto debido a que la inversión realizada para la fabricación del sistema con recursos propios de la empresa puede recuperarse en un periodo de 4 meses y 3 semanas.
- El análisis realizado entre los tiempos de operación para el método que actualmente plantea la empresa TOMOCORP S.A.C. y los tiempos de operación del sistema de extracción-inmersión que se propone, presentan una disminución significativa.

CAPITULO VI: RECOMENDACIONES

VI. RECOMENDACIONES

Se recomienda para trabajos futuros:

- Realizar una parametrización que generalice los cálculos de diseño para diferentes tipos de horno
- Parametrizar algunas partes del diseño de selección
- Realizar una búsqueda más profunda sobre proveedores de aceros y otros materiales resistentes al calor.
- Extender la búsqueda a nivel mundial de normativa para sistemas de hornos y extracción de piezas en aplicaciones de tratamientos térmicos.
- Utilizar en lo posible una metodología de diseño recomendada por expertos en el tema de Diseño y Desarrollo de Productos.

REFERENCIAS

VII. REFERENCIAS

ROMERO BONILLA, Luis C. y QUIROGA CONTRERAS, Rodrigo. Simulación y diseño de un mecanismo automático para desplazamiento de piezas en el área de pretratamientos químico de partes metálicas. Tesis de grado (Ingeniero de diseño y automatización electrónica). Bogotá DC: Universidad De La Salle, Facultad de Ingeniería de Diseño y Automatización Electrónica, 2007. 172pg.

RESA FERNÁNDEZ, Carlos. Diseño y cálculo de una grúa para almacén con capacidad para 5TN. Proyecto de fin de carrera. Madrid, España: Universidad Carlos III de Madrid, escuela politécnica superior, departamento de ingeniería mecánica, 2011. 211pg.

SANTOS ABERTURAS, Alfonso. Diseño de un robot delta 2 para alimentación de un proceso de troquelado y embutición. Tesis de grado (Título profesional de Ingeniero Industrial). Valladolid España: Universidad de Valladolid, Escuela de Ingenierías Industriales, 2012. 224pg.

HIGUERA C. Oscar, FLORES G. Luis y ARROYAVE L. Juan. Diseño de un sistema de enfriamiento para temple de aceros. Universidad Tecnológica de Pereira. Scientia et Technica Año XIV No 39, septiembre de 2008. Pg. 170-175

GUALAN J. Cristian. Diseño de un sistema automatizado para el control del proceso de impregnación de resina en la latilla trapichada de bambú para la empresa BIGBAMBU S.A. Tesis de grado (Título de ingeniero en mecatrónica). Sangolquí Ecuador: Universidad de las Fuerzas Armadas, departamento de ciencias de la energía y mecánica, 2013. 227pg

BARTELS SANCHEZ, Hans. Diseño fabricación y montaje de un elevador de carga para el frigorífico metropolitano. Tesis de grado (Título de ingeniero mecánico). Bucaramanga: Universidad Industrial del Santander, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2005. 118pg.

HIBBELER, R. C. Mecánica de Materiales 6a ed. Pearson-Prentice Hall México 2006.

BUDYNAS, Richard G. y NISBETT, J Keith Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8a ed. Mc Graw Hill México 2008.

HORI ASANO, Juan J. Diseño de Elementos de Maquinas. EDUNI, Lima 2014.

MOTT, Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas 4ª ed. Pearson Educación, México 2006.

NORTON, Robert L. 2009. Diseño de Máquinas. s.l: Prentice-Hall, 2009.

TOTTEN, George E., Ph.D., FASM. Steel heat treatment 2nd Ed. Taylor & Francis Group 2007.

BRYNSON, William E. Heat treatment, selection, and Application of tool Steels 2nd Ed. Hanser publishers, Munich 2009.

FARINA, A. L. (2016). Tableros Electricos. Notas Tecnicas, 11.

LUBOS, K., TABAS, M., BLECHA, P., & BLECHA, R. (2006). Analisis de Riesgos y peligros de los hornos industriales: seguridad del equipo de electrocalefaccion. Republica Checa: Universidad de Tecnologia de Brno.

ANEXOS

Anexo N°1: Formato de entrevista



**ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL
LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
CON RESPECTO A LA FABRICACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE
EXTRACCIÓN - INMERSIÓN DE PIEZAS TRATADAS TÉRMICAMENTE**

ENTREVISTADO

Apellidos y nombres:
Cargo:
Profesión:
Entidad:
Ubicación:

ENTREVISTADOR

Apellidos y nombres: Rondo Jara, Julio Cesar
Entidad: Universidad César Vallejo
Escuela: Ingeniería Mecánica
Tesis: Diseño de un sistema automático de extracción - inmersión de piezas
tratadas térmicamente en horno de la empresa TOMOCORP S.A.C.”

PREGUNTAS

ASPECTO GENERALES

1. ¿Qué problemas, frecuentemente, enfrentan al realizar el tratamiento térmico de piezas?
.....
.....
.....

2. ¿Qué dimensiones y formas de piezas son las más comunes y las más extremas?

.....
.....

3. ¿Qué dimensiones posee el horno en el que se calientan las piezas que posteriormente serán templadas?

.....
.....

4. ¿Cuál es la temperatura máxima de operación del horno y cuál es el tiempo de sumersión de las piezas en el pozo?

.....
.....

5. ¿Poseen algún estudio de tiempos y movimientos del método actual para la extracción-sumersión? ¿Cuáles son los tiempos de extracción-sumersión que tiene el método actual?

Sí No

.....
.....

DISEÑO DEL SISTEMA AUTOMÁTICO DE EXTRACCIÓN - INMERSIÓN

6. ¿Tiene usted conocimiento de entidades a nivel local de sistemas de enfriamiento rápido en el proceso de templado de piezas tratadas térmicamente?

Sí No

Si (menciónelos)

.....
.....

7. ¿De qué manera se vería beneficiada la empresa TOMOCORP S.A.C. al implementar un sistema de enfriamiento rápido en el proceso de templado de piezas tratadas térmicamente?

.....
.....
.....

8. ¿Según su experiencia, ¿Qué criterios (*) de diseño serian importantes a considerar para el diseño de un sistema de enfriamiento rápido en el proceso de templado de piezas tratadas térmicamente?

(*) Ejemplo: Costo, Facilidad de Mantenimiento, tamaño, rango de medición, etc.

.....
.....
.....

ECONOMICO

9. ¿Qué rangos de precios considera usted razonable para implementar un mecanismo de enfriamiento rápido, de fabricación propia, para el proceso de templado?

- Menos de 10000 nuevos soles
 Entre 10000 a 20000 nuevos soles
 Mas de 20000 nuevos soles

10. ¿En cuánto tiempo piensa que la empresa podría recuperar la inversión de la fabricación del sistema de enfriamiento rápido?

.....
.....
.....

Anexo N°2: Entrevista ejecutada



ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS NECESIDADES DEL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA CON RESPECTO A LA FABRICACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE EXTRACCIÓN - INMERSIÓN DE PIEZAS TRATADAS TÉRMICAMENTE

ENTREVISTADO

Apellidos y nombres: Miguel Loaiza

Cargo: Jefe de Planta

Profesión: Ingeniero Metalúrgico

Entidad: TOMOCORP SAC

Ubicación: Los Cedros 336 Shangri La. Puente Piedra - Lima

ENTREVISTADOR

Apellidos y nombres: Rondo Jara, Julio Cesar

Entidad: Universidad César Vallejo

Escuela: Ingeniería Mecánica

Tesis: Diseño de un sistema automático de extracción - inmersión de piezas tratadas térmicamente en horno de la empresa TOMOCORP S.A.C.”

PREGUNTAS

ASPECTO GENERALES

1. ¿Qué problemas, frecuentemente, enfrentan al realizar el tratamiento térmico de piezas?

Los problemas mas comunes son el tiempo que se demora en hacer el proceso de templado ya que usan pinzas para esta tarea eso genera también que en ocasiones estas piezas resbalen o caigan al piso. Esto puede generar algún tipo

de accidentes para los operarios que están expuestos al realizar este tipo de tareas.

2. ¿Qué dimensiones y formas de piezas son las más comunes y las más extremas?

Debido a que la empresa se dedica a la fabricación de bombas y ventiladores, las piezas varían sus dimensiones. Lo mas acertado es la capacidad del horno que es de 2 toneladas.

3. ¿Qué dimensiones posee el horno en el que se calientan las piezas que posteriormente serán templadas?

El horno con el que cuenta la empresa tiene medidas de 1.5 x 1.5 x 1.5mt aproximadamente, cabe resaltar que es de fabricación propia de la empresa.

4. ¿Cuál es la temperatura máxima de operación del horno y cuál es el tiempo de sumersión de las piezas en el pozo?

La temperatura máxima de operación del horno es 1200 °C y el tiempo que dura el proceso de tratamiento mínimo es de 6 horas, esto dependerá del acero a tratar y dl tipo de tratamiento.

5. ¿Poseen algún estudio de tiempos y movimientos del método actual para la extracción-inmersión? ¿Cuáles son los tiempos de extracción-sumersión que tiene el método actual?

Sí No

No existe un estudio de tiempos con respecto al procedimiento.

Como se mencionó en la pregunta anterior el tiempo que dura el tratamiento con el método actual es de 6 horas como mínimo y dependerá del tratamiento a realizar

DISEÑO DEL SISTEMA AUTOMÁTICO DE EXTRACCIÓN - INMERSIÓN

6. ¿Tiene usted conocimiento de entidades a nivel local de sistemas de enfriamiento rápido en el proceso de templado de piezas tratadas térmicamente?

Sí No

Si (menciónelos)

.....
.....

7. ¿De qué manera se vería beneficiada la empresa TOMOCORP S.A.C. al implementar un sistema de enfriamiento rápido en el proceso de templado de piezas tratadas térmicamente?

Sería muy beneficioso en todo aspecto ya que se reducirían los tiempos en el tiempo de enfriamiento ya que sería más rápido y eso es lo que se espera, y también lo sería en cuanto a seguridad para los operarios ya que no estarían expuestos a un posible accidente

8. ¿Según su experiencia, ¿Qué criterios (*) de diseño serían importantes a considerar para el diseño de un sistema de enfriamiento rápido en el proceso de templado de piezas tratadas térmicamente?

(*) Ejemplo: Costo, Facilidad de Mantenimiento, tamaño, etc.

Uno de los criterios mas importantes es la seguridad de los operarios por lo que el sistema debería de ser automático, otro criterio sería el costo y por último el fácil mantenimiento.

ECONOMICO

9. ¿Qué rangos de precios considera usted razonable para implementar un mecanismo de enfriamiento rápido, de fabricación propia, para el proceso de templado?

Menos de 10000 nuevos soles

Entre 10000 a 20000 nuevos soles

Mas de 20000 nuevos soles

10. ¿En cuánto tiempo piensa que la empresa podría recuperar la inversión de la fabricación del sistema de enfriamiento rápido?

Creo que si el sistema acelera el proceso la empresa podría recuperar la inversión en menos de un año

Anexo N°3: Cálculo de escritorio para el diseño de ejes por resistencia estática y fatiga.

Se procederá con el cálculo para el diseño de ejes para soporte de catarinas; en este caso se hará el cálculo para el eje que estará expuesto a las cargas más críticas.

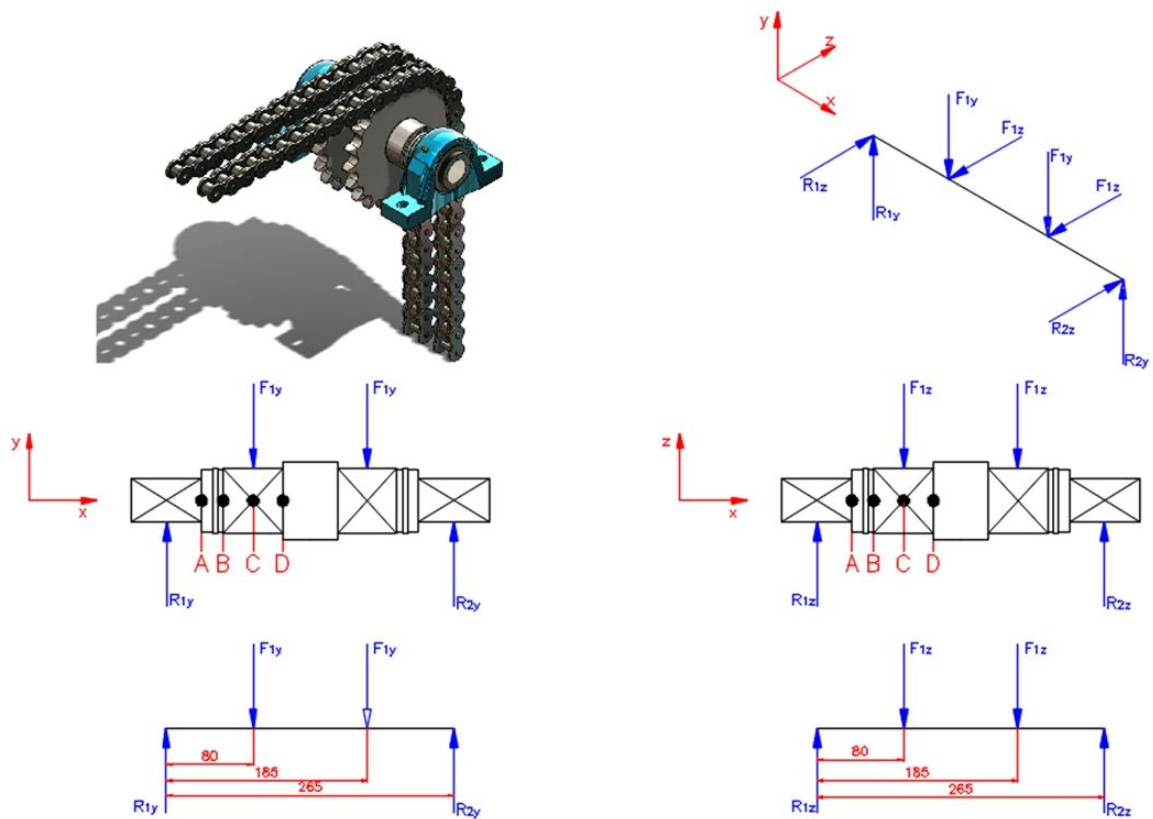


Figura 77. Diagrama de Cuerpo libre de Eje
Fuente: Propia

Determinaremos las reacciones en los apoyos usando el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 77.

Plano $x - y$

$$\sum M_1 = 0$$

$$-(F_{1y} \cdot d_1) - (F_{1y} \cdot d_2) + (R_{2y} \cdot d_3) = 0$$

$$R_{2y} = \frac{F_{1y} \cdot (d_1 + d_2)}{d_3} = \frac{13068.81 \cdot (0.08 + 0.185)}{0.265}$$

$$R_{2y} = 13068.81 \text{ N}$$

$$R_{1y} = (2 \cdot F_1) - R_2$$

$$R_{1y} = 13068.81 \text{ N}$$

Plano x - z

$$\sum M_1 = 0$$

$$-(F_{1z} \cdot d_1) - (F_{1z} \cdot d_2) + (R_{2z} \cdot d_3) = 0$$

$$R_{2z} = \frac{F_{1z} \cdot (d_1 + d_2)}{d_3} = \frac{13068.81 \cdot (0.08 + 0.185)}{0.265}$$

$$R_{2z} = 13068.81 \text{ N}$$

$$R_{1z} = (2 \cdot F_1) - R_2$$

$$R_{1z} = 13068.81 \text{ N}$$

Las fuerzas resultantes en cada uno de los apoyos se calculan mediante:

$$R_1 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} = \sqrt{13068.81^2 + 13068.81^2} = 18482 \text{ [N]}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2} = \sqrt{13068.81^2 + 13068.81^2} = 18482 \text{ [N]}$$

Luego de hallar las fuerzas resultantes en los apoyos procedemos a realizar el diagrama de momentos flectores (Figura 78).

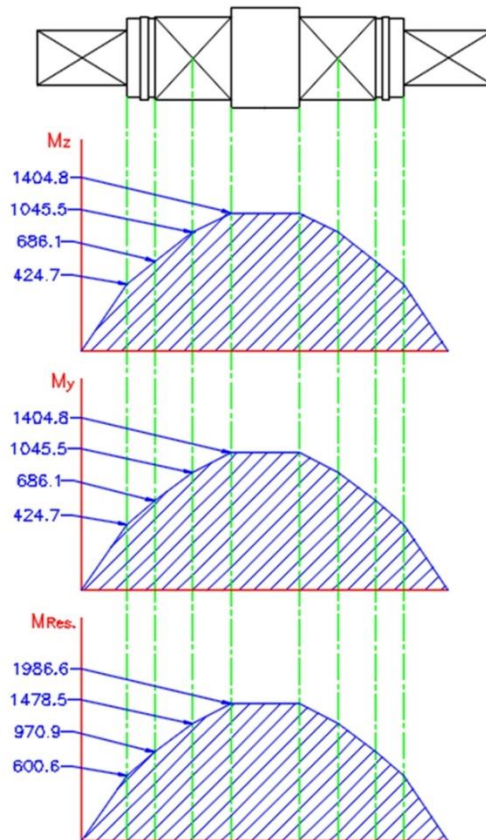


Figura 78. Diagrama de Momentos Flectores
Fuente: Propia

Hacemos una primera estimación partiendo de la Figura 73 para $K_t = 1.7$, $K_{ts} = 1.5$. para dar un primer pase rápido y conservador, suponemos que $K_f = K_t$, $K_{fs} = K_{ts}$

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Figura 79. Estimación de primera iteración de factores de concentración de esfuerzos K_t
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Budynas, Richard y Nisbett, J.Kith. Pg.361)

Asumiremos un tipo de acero para el eje a diseñar en cual será un acero tratado térmicamente con templado y revenido AISI 4140 que posee las siguientes propiedades mecánicas:

Resistencia a la tensión: $S_{ut} = 1770 \text{ MPa}$

Resistencia a la fluencia: $S_y = 1640 \text{ MPa}$

Entonces para obtener el límite de fatiga usaremos la ecuación de Marín:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (59)$$

Donde:

k_a : Factor de modificación de la condición superficial

k_b : Factor de modificación del tamaño

k_c : Factor de modificación de la carga

k_d : Factor de modificación de la temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

k_f : Factor de modificación de efectos varios

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotativa

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de maquina en la geometría y condición de uso

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} 0.9200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Entonces:

$$S'_e = 700$$

Ya que contamos con el diámetro establecido anteriormente procedemos a calcular el límite de resistencia a la fatiga S_e pero antes calcularemos los factores de modificación:

Factor de modificación de la condición superficial (k_a)

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (60)$$

Los factores a y b se encuentran en la Figura 80

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horger (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Figura 80. *Parametros de modificacion superficial de Marin*

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Budynas, Richard y Nisbett, J.Kith. Pg.337)

$$k_a = 1.58 \cdot 1770^{-0.085}$$

$$k_a = 0.836$$

Factor de modificación del tamaño (k_b)

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$k_b = 0.9$$

Consideramos inicialmente $k_b = 0.9$ luego al conocer el diámetro verificamos

Factor de modificación de la carga (k_c)

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$

Como los ejes pasaran la mayor parte de su vida útil en flexión usaremos

$$k_c = 1$$

Factor de modificación de temperatura (k_d)

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad (k_e)

$$k_e = 1 - (0.08 \cdot z_a)$$

Para una confiabilidad del 90% tendremos

$$k_e = 1 - (0.08 \cdot 1.288)$$

$$k_e = 0.9$$

Obtenidos los valores de los factores de modificación, procedemos a calcular el límite de resistencia a la fatiga con la ecuación de Marín.

$$S_e = 0.836 \cdot 0.9 \cdot 0.9 \cdot 700$$

$$S_e = 474.012 \text{ MPa}$$

En la Figura 81 se muestra la relacione de Esfuerzo – Tiempo de donde podemos llegar a la conclusión de que el esfuerzo será completamente invertido debido a que nuestro eje, por su movimiento rotacional, estará expuesto a fuerzas de compresión y tensión en el mismo punto.

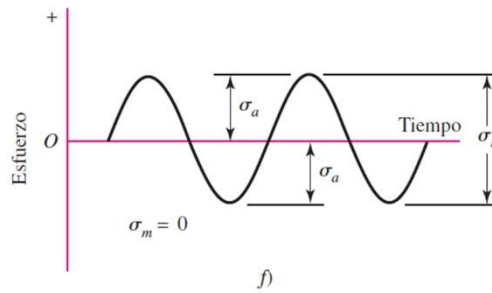


Figura 81. Esfuerzo Sinusoidal completamente invertido.

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Budynas, Richard y Nisbett, J.Kith. Pg.293)*

La primera estimación del diámetro pequeño en el hombro del punto C usamos el criterio de ED-Goodman con: $M_m = T_a = 0$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\frac{(4(K_f M_a)^2)^{1/2}}{S_e} \right] \right\}^{1/3} \quad (61)$$

Donde:

d : Diámetro estimado del eje [m]

n_f : Factor de Seguridad para fatiga [Adim]

K_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión [Adim]

M_a : Momento flector máximo alternante [N.m]

S_e : Límite de resistencia a la fatiga [MPa]

K_{fS} : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para torsión [Adim]

T_m : Par o Torque medio [N.m]

S_{ut} : Resistencia a la tensión [MPa]

$$d = \left\{ \frac{16 * 1.5}{\pi} \left[\frac{(4 * (1.7 * 1986.6)^2)^{1/2}}{474.012 * 10^6} \right] \right\}^{1/3}$$

El resultado obtenido se aproxima a un diámetro estándar:

$$d = 47 \text{ mm} \cong 60 \text{ mm}$$

Según “Mecánica de Materiales de Shigley. Cap 7” una relación típica D/d para soporte en un hombro es $D/d = 1.2$

Así que $D = 1.2 * 60 = 72$

Supongamos que el radio del filete $r = d/10 \cong 6mm$ $r/d = 0.1$. en la Ecuación (62) el valor de S_{ut} se ingresa en [Ksi]

$$\sqrt{a} = 0.245799 - 0.307794(10^{-2})S_{ut} + 0.150874(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.266978(10^{-7})S_{ut}^3 \quad (62)$$

$$\sqrt{a} = -0.0017$$

$$K_t = 1.68$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad (63)$$

$$K_f = 1.68$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (64)$$

$$q = 1.1$$

Volvemos a reemplazar los valores

$$k_a = 0.836$$

$$k_b = 1.51 * 60^{-0.157} = 0.8$$

$$S_e = 421.34 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \quad (65)$$

Donde:

σ'_a : Esfuerzo alternante [MPa]

d : Diámetro estimado del eje [m]

K_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga para flexión [Adim]

M_a : Momento flector máximo alternante [N.m]

$$\sigma'_a = \frac{32 * 1.68 * 1986.6}{\pi * 0.06^3} = 157.3[\text{MPa}]$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} \quad (66)$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{157.3}{421.344}$$

$$n_f = 2.67$$

Verificar para la fluencia:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} > \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} \quad (67)$$

$$n_y = \frac{1640}{157.3} = 10.42$$

Donde:

n_y : Factor de Seguridad para fluencia [Adim]

S_y : Resistencia a la fluencia [MPa]

σ'_{max} : Esfuerzo de Von Mises [MPa]

σ'_a : Esfuerzo alternante [MPa]

σ'_m : Esfuerzo medio [MPa]

Ahora verificaremos el diámetro en el extremo del cuñero (Punto C). A partir del diagrama de momentos, estimamos en extremo del cuñero $M = 1478.5$

Suponemos que el radio de la parte baja del cuñero será estándar $r/d = 0.02$

$$r = 0.02 * 60 = 1.2mm$$

$$K_t = 2.14, \quad q = 1.002$$

$$K_f = 2.14$$

$$K_{ts} = 3, \quad q = 0.95$$

$$K_{fs} = 1 + 0.95(3 - 1) = 2.9$$

De las Ecuaciones (65), (66) y (67) obtenemos:

$$\sigma'_a = \frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.14 * 1478.5}{\pi * 0.06^3} = 149.2 [MPa]$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} = \frac{149.2}{421.344}$$

$$n_f = 2.8$$

$$n_y = \frac{1640}{149.2} = 10.9$$

Para la ranura debido a que en el diagrama se puede observar que no hay par de torsión presente calculamos de la siguiente manera:

Buscamos un anillo de retención de acuerdo con el diámetro de nuestro eje, para eso recurrimos al sitio web www.globalspec.com de donde obtenemos los siguientes datos para un anillo de retención DSR DIN 471.

$$a = 3.15$$

$$t = 1.5$$

$$r = 0.1 * a = 0.315$$

$$r/t = 0.21$$

$$a/t = 2.1$$

$$K_t = K_f = 4 ;$$

$$M_a = 970.9$$

$$M_m = T_a = T_m = 0$$

De la Ecuación (65), (66) y (67) obtenemos:

$$\sigma'_a = \frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 4 * 970.9}{\pi * 0.06^3} = 183.13 \text{ [MPa]}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma'_a} = \frac{421.344}{183.13} = 2.3$$

$$n_y = \frac{1640}{183.13} = 8.9$$

Ahora a partir del diagrama de momentos estimamos si el punto A es crítico, teniendo en cuenta que en este punto solo está presente la flexión, por lo tanto:

$$M_a = 600.6$$

$$M_m = T_a = T_m = 0$$

Estimamos $K_t = 2.7$ de la Figura 71, $d = 45\text{mm}$, y el radio del filete r para que se ajuste a un cojinete típico.

$$r/d = 0.02 \quad ; \quad r = 0.02 * 45 = 0.9$$

$$K_f = 2.7$$

De las Ecuaciones (65), (66) y (67) obtenemos:

$$\sigma'_a = \frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} = \frac{32 * 2.7 * 600.6}{\pi * 0.045^3} = 181.26 \text{ [MPa]}$$

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma'_a} = \frac{421.344}{181.26} = 2.3$$

$$n_y = \frac{1640}{181.26} = 9$$

Por lo tanto, los diámetros respectivos serán

$$D_1 = 45mm$$

$$D_2 = 57mm$$

$$D_3 = 60mm$$

$$D_4 = 72mm$$

Anexo N° 4: Cálculo de escritorio para el diseño de vigas de estructura, por resistencia estática y fatiga

El siguiente cálculo se realiza a la estructura que está expuesta a las cargas más crítica.

Procedemos a realizar el diagrama de cuerpo libre la viga principal de la estructura, la cual está expuesta a las cargas mostradas tal cual se muestran en la Figura 82.

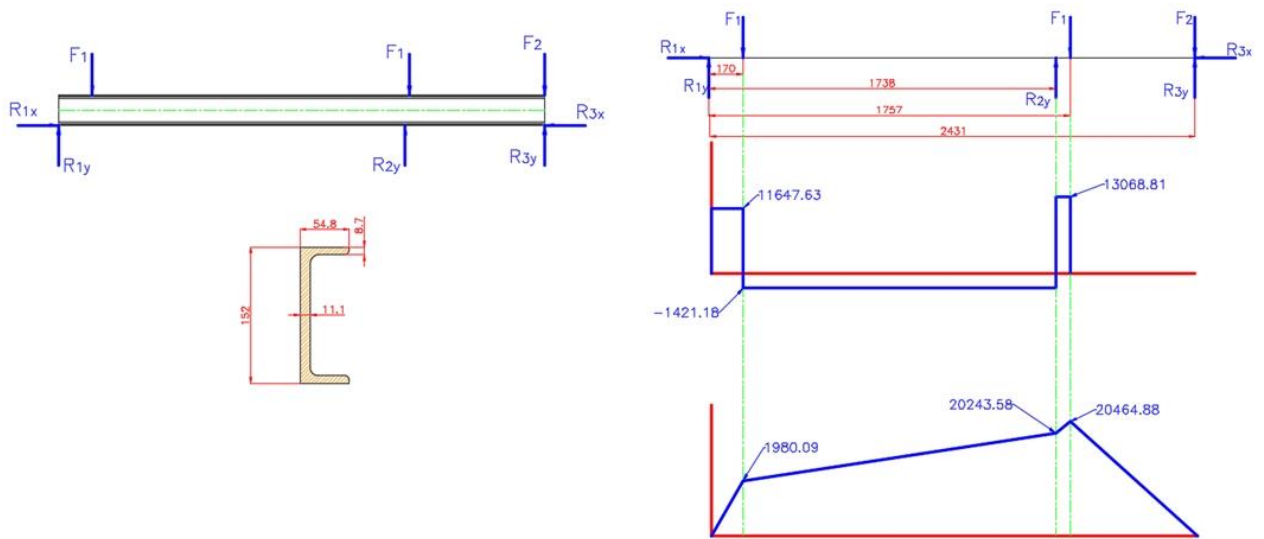


Figura 82. Diagrama de cuerpo libre, diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores
Fuente: Propia

Del diagrama de cuerpo libre podemos calcular las reacciones R_1 y R_2 .

$$\sum M_1 = 0$$

$$-(F_1 \cdot d_1) + (R_2 \cdot d_2) - (F_1 \cdot d_3) - (F_1 \cdot d_4) + (R_3 \cdot \sin 60 \cdot d_4) = 0$$

$$R_2 = \frac{F_1 \cdot (d_1 + d_3)}{d_2} \quad (68)$$

$$R_2 = \frac{6534.405 \cdot (0.170 + 1.757)}{1.738}$$

$$R_2 = 7244.99 [N]$$

$$R_1 = (2 \cdot F_1) - R_2 \quad (69)$$

$$R_1 = 5823.82 [N]$$

Después de hallar las reacciones procedemos con el cálculo del momento de inercia para el perfil seleccionado (Figura 83).

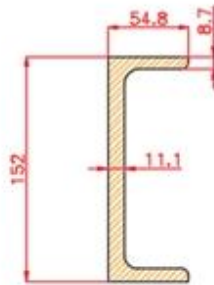


Figura 83. Sección transversal de Perfil C150 x 19
Fuente: *Mecánica de Materiales (Hibbeler.R.C. Pg. 821)*

$$I = \left[\frac{1}{12} \cdot t_w \cdot (d - (2 \cdot t_f))^3 \right] + 2 \cdot \left[\left(\frac{1}{12} \cdot b_f \cdot t_f^3 \right) + \left(b_f \cdot t_f \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) \right] \quad (70)$$

$$I = \left[\frac{1}{12} \cdot 11.1 \cdot (152 - (2 \cdot 8.7))^3 \right] + 2 \cdot \left[\left(\frac{1}{12} \cdot 54.8 \cdot 8.7^3 \right) + \left(54.8 \cdot 8.7 \cdot \left(\frac{152}{2} \right)^2 \right) \right]$$

$$I = 7.28 \cdot 10^6 [mm^4] = 7.28 \cdot 10^{-6} [m^4]$$

Ahora procedemos a calcular la variable Q que dependerá del área y la distancia al centroide de cada uno de los elementos que componen el perfil.

$$Q = \bar{y}' \cdot A' \quad (71)$$

$$Q = \left(\frac{d}{2} \cdot b_f \cdot t_f \right) + \left[\left(\frac{d - 2 \cdot t_f}{4} \right) \cdot t_f \cdot \left(\frac{d - 2 \cdot t_f}{2} \right) \right] \quad (72)$$

$$Q = \left(\frac{152}{2} \cdot 54.8 \cdot 8.7 \right) + \left[\left(\frac{152 - 2 \cdot 8.7}{4} \right) \cdot 8.7 \cdot \left(\frac{152 - 2 \cdot 8.7}{2} \right) \right]$$

$$Q = 5.59 \cdot 10^4 [mm^3] = 5.59 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

Del diagrama de cuerpo libre pudimos obtener la fuerza cortante máxima y el momento flector máximo, de ahí podemos calcular el esfuerzo cortante máximo y el esfuerzo flexionante máximo como sigue:

$$\tau_{max} = \frac{V_{max} \cdot Q}{I \cdot t_w} \quad (73)$$

Donde:

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo [MPa]

V_{max} : Fuerza cortante máxima [N]

Q : Primer momento de área que depende de A' y \bar{y}' [m^3]

I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]

t_w : Ancho de la sección transversal [m]

$$\tau_{max} = \frac{6534.405 \cdot 5.59 \cdot 10^{-5}}{7.28 \cdot 10^{-6} \cdot 0.0111}$$

$$\tau_{max} = 4.52 [MPa]$$

$$\sigma_{max} = K \cdot \frac{M_{max} \cdot c}{I} \quad (74)$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo normal máximo [MPa]

M_{max} : Momento flector máximo [N.m]

K : Concentrador de esfuerzos [Adim]

I : Momento de inercia de la sección transversal [m^4]

c : Distancia al punto más alejado respecto al eje neutro [m]

$$\sigma_{max} = 1.6 \cdot \frac{10232.45 \cdot 0.076}{7.28 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{max} = 170.92 [MPa]$$

Una vez obtenidos los esfuerzos flexionante y cortante máximo podemos calcular el esfuerzo de Von Mises con la siguiente ecuación:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 \cdot \tau_x^2)^{1/2} \quad (75)$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_x^2)^{1/2} \quad (76)$$

Donde:

σ' : Esfuerzo de Von Mises [MPa]

σ_{max} : Esfuerzo normal máximo [MPa]

τ_{max} : Esfuerzo cortante máximo [MPa]

$$\sigma' = (341.83^2 + 3 \cdot 10.03^2)^{1/2}$$

$$\sigma' = 171.09 [MPa]$$

Ahora procedemos a calcular el Factor de Seguridad por resistencia estática. Para lo cual debemos seleccionar un tipo de material; en este caso elegiremos el acero *ASTM A572 G50* que tiene las siguientes propiedades mecánicas:

Resistencia a la tensión: $S_{ut} = 460 MPa$

Resistencia a la fluencia: $S_y = 352 MPa$

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (77)$$

Donde:

n_y : Factor de seguridad para fluencia [Adim]

S_y : Resistencia a la fluencia [MPa]

σ' : Esfuerzo de Von Mises [MPa]

$$n_y = \frac{352}{171.09} = 2.05$$

Para el cálculo de falla por resistencia a la fatiga a hacer el análisis que sigue

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} = 0.9200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Entonces:

$$S'_e = 230 \text{ MPa}$$

Para hallar el valor del factor de superficie usamos la Ecuación (55) y los valores a y b los obtenemos de la Figura 70.

$$k_a = 4.51 \cdot 460^{-0.265} = 0.88$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

Obtenidos los valores de los factores de modificación, procedemos a calcular el límite de resistencia a la fatiga con la ecuación de Marín (Ecuación 54).

$$S_e = 0.88 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 230$$

$$S_e = 204.3 \text{ [MPa]}$$

De la Figura 84 concluimos que el esfuerzo será repetido, esto debido a que se trata de una viga en la cual las fuerzas actúan en un mismo punto, ya que las cargas aplicadas someterán a las vigas a tensiones y compresiones.

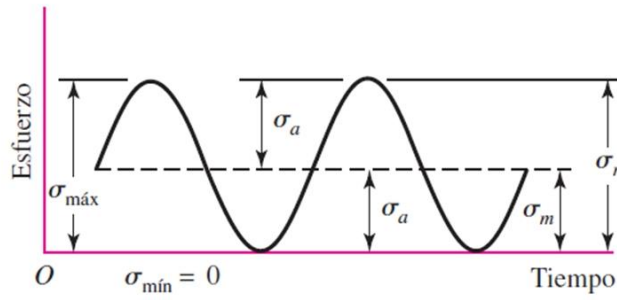


Figura 84. Esfuerzo Repetido.

Fuente: *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Budynas, Richard y Nisbett, J.Kith. Pg.293)

$$\sigma_a = 85.46 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_m = 85.46 \text{ [MPa]}$$

Usamos el criterio de ED-Goodman para calcular el factor de seguridad (Ecuación 63)

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{85.54}{204.3} + \frac{85.54}{460} = 1.65$$

Anexo N°5: Catalogo Bohler.

VCL	AISI : 41 40 DIN : 42 Cr Mo 4 W N° : 1.7223/25
-----	--

Tipo de aleación promedio : C 0,41 Cr 1,1 Mo 0,2 Si 0,2 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Verde - Blanco
 Estado de suministro : Bonificado, 250-310 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo Standard : 3,5 - 5 metros

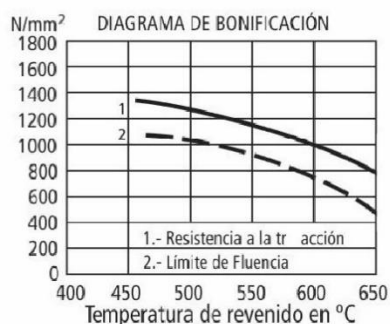
Acero especial de bonificación con aleación de cromo molibdeno.

Muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades arriba mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, cañones de armas para la cacería.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
Normalizado: 840 - 880 °C
Recocido: 690 - 720 °C
 Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
 al agua 820 - 850 °C
Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC
Revenido: 540 - 680 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
770	241	16	16	835	1030 - 1250	10	40	34
		40	40	715	930 - 1130	11	45	41
		100	100	595	830 - 1030	12	50	41
		160	160	530	730 - 900	13	55	41
		160	250	490	690 - 840	14	55	41

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

02

VCN	AISI : ~ 4340 H DIN : 34 Cr Ni Mo 6 WN°: 1.6582
-----	---

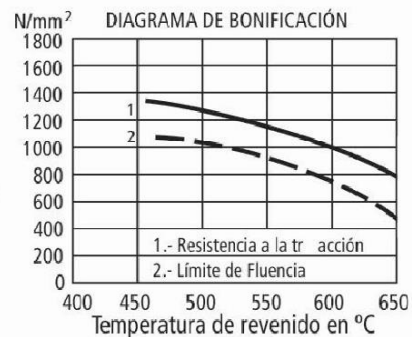
Tipo de aleación promedio : C0,34 Cr1,5 Ni1,5 Mo0,2 Si0,30 Mn0,50%
 Color de identificación : Verde
 Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.
 Largo Standard : 3,5 - 5 metros.

Acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno, altamente resistente a la tracción, a la torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido. Por su estado de suministro permite en la mayoría de los casos su aplicación, sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de mayores dimensiones, sometidas a muy altos esfuerzos dinámicos y otras altas exigencias mecánicas. Cigüeñales, ejes de leva, árboles de transmisión, barras de torsión, ejes cardán, ejes para bombas, ejes para hélice de aviones, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos de transportadora, vástagos y pines, muñones; brazos de dirección, ciertos engranajes, discos de embrague, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
Recocido: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC
Revenido: 540 - 680 °C
Normalizado: 850 - 880 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Limite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
		40	40	885	1080 - 1280	10	45	48
		100	100	785	980 - 1180	11	50	48
		160	160	685	880 - 1080	12	55	48
		160	250	590	780 - 930	13	55	48

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

Anexo N°6: Vigas o Canal "U" - TRADISA

FIERRO[®]
TRADI S.A.

CANALES "U"
STANDARD AMERICANO

Descripción: Producto que tiene una sección transversal en forma de U, y que se obtiene por Laminación de Tochos de Acero Estructural que son precalentados hasta una temperatura de 1250°C.

Usos: En la fabricación de estructuras metálicas como vigas, viguetas, carrocerías.

● PROPIEDADES MECÁNICAS

NORMA TÉCNICA	F	R	A	NORMA EQUIVALENTE
	Kg/mm ²	Kg/mm ²	%	
ASTM A-36	25.3 min	41 min	20 min	JIS G-3101 SS400
ASTM A-572 GR 50	35.2 min	46 min	16 min	DIN 17100 St 52.3
ASTM A-992	35.2 min	46 min	18 min	JIS G-3106 SM490 YA

● DIMENSIONES, PESO UNITARIO Y CARACTERÍSTICAS DE LA SECCIÓN

DESIGNACION pulg x lb/pie ^a	AREA DE SECCION A Pulg. ²	ESPESOR ALA t _f Pulg.	ESPESOR ALMA t _w Pulg.	ANCHO b _f Pulg.	ALTURA d Pulg.	PESO Kg/m	EJE X - X			EJE Y - Y			\bar{X} Pulg.	
							I	S	r	I'	S'	r'		
							Pulg. ⁴	Pulg. ³	Pulg.	Pulg. ⁴	Pulg. ³	Pulg.		
2" x 2.58	0.76	0.187	0.187	1.000	2.00	3.82	0.378	0.378	0.744	0.060	0.098	0.295	0.319	
3" x 4.1	1.19	0.273	0.170	1.410	3.00	6.10	1.6	1.1	1.17	0.20	0.21	0.41	0.44	
	5.0	1.46	0.273	0.258	1.498	3.00	7.44	1.8	1.2	1.12	0.25	0.24	0.41	0.44
4" x 5.4	1.56	0.296	0.180	1.580	4.00	8.00	3.8	1.9	1.56	0.32	0.29	0.45	0.46	
	6.25	1.82	0.296	0.247	1.647	4.00	9.30	4.190	2.093	1.512	0.372	0.311	0.449	0.453
	7.25	2.12	0.296	0.320	1.720	4.00	10.80	4.5	2.3	1.47	0.44	0.35	0.46	0.46
5" x 6.7	1.95	0.320	0.190	1.750	5.00	10.00	7.4	3.0	1.95	0.48	0.38	0.50	0.49	
	9.0	2.63	0.320	0.325	1.885	5.00	13.40	8.8	3.5	1.83	0.64	0.45	0.49	0.48
6" x 8.2	2.39	0.343	0.200	1.920	6.00	12.20	13.0	4.3	2.34	0.70	0.50	0.54	0.52	
	10.5	3.07	0.343	0.314	2.034	6.00	15.63	15.1	5.0	2.22	0.87	0.57	0.53	0.50
7" x 9.8	2.85	0.366	0.210	2.090	7.00	14.60	21.1	6.0	2.72	0.98	0.63	0.59	0.55	
8" x 11.5	3.36	0.390	0.220	2.260	8.00	17.10	32.3	8.1	3.10	1.3	0.79	0.63	0.58	
	13.75	4.02	0.390	0.303	2.343	8.00	20.50	35.8	9.0	2.99	1.5	0.86	0.62	0.56
9" x 13.4	3.89	0.413	0.230	2.430	9.00	19.90	47.3	10.5	3.49	1.8	0.97	0.67	0.61	

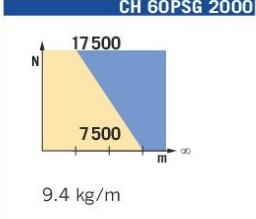
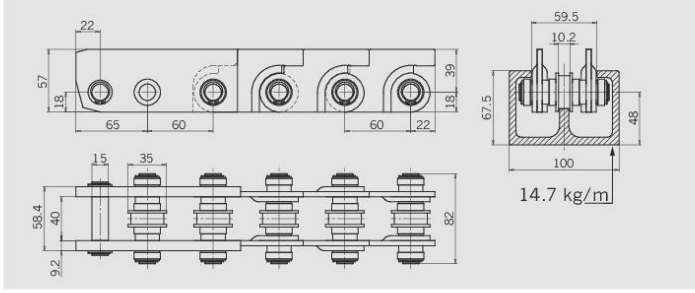
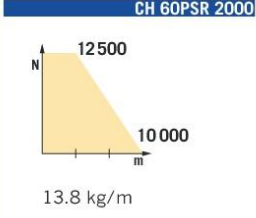
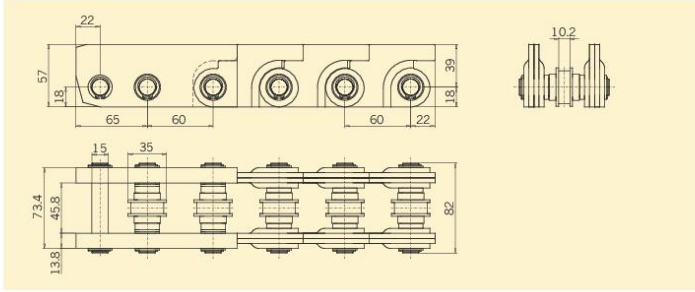
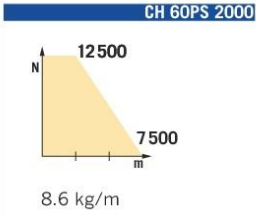
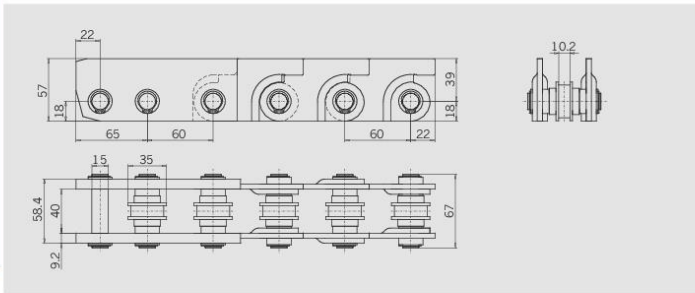
- Canal U-Sist. De Enfriamiento
- Canal U-Sist. De Apertura de Horno

Anexo N°7: Selección de Cadenas Rígidas.

60PS 2000

Rigid-Chain Type CH 60PS 2000

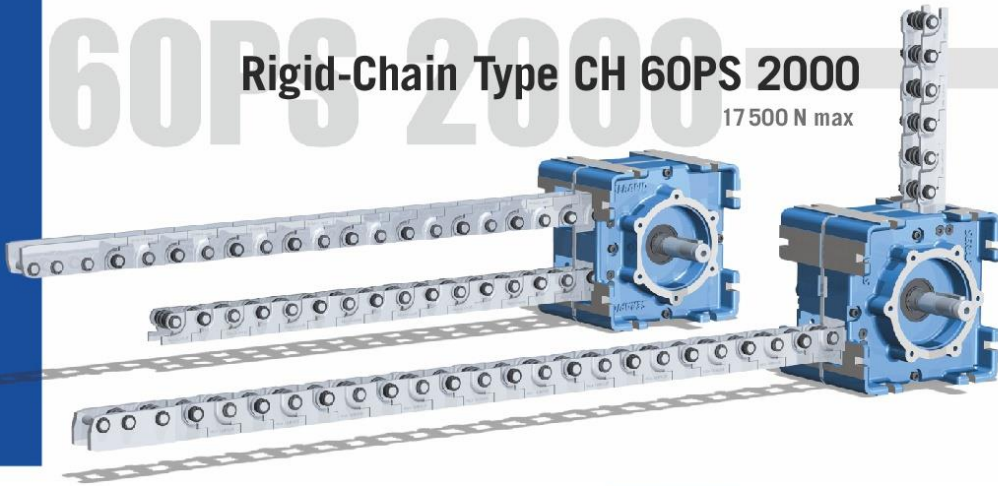
17 500 N max



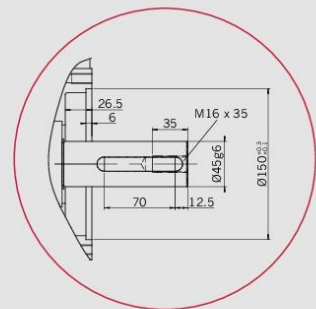
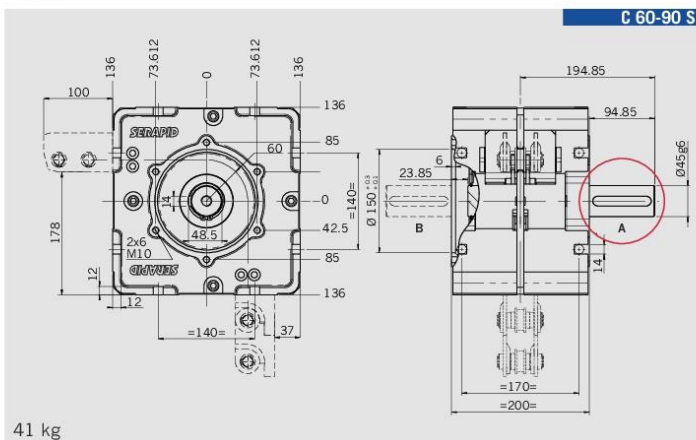
60PS 2000

Rigid-Chain Type CH 60PS 2000

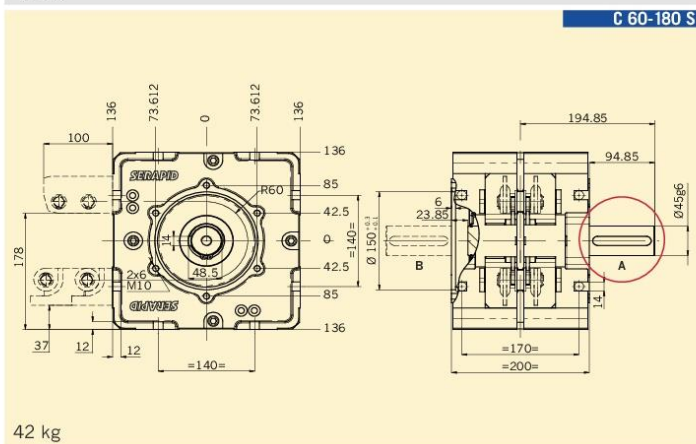
17 500 N max



LINEA · TEXT + DESIGN



A, B: shaft output / sortie d'arbre /
Wellenausgang / uscita dell'albero /
parte externa del eje



STI SERAPID Group, France
Tél. +33 (0)2 32 06 35 60
info-fr@serapid.com
www.serapid.fr

SERAPID Ltd, UK
Tel: +44 (0)1359 233335
info-uk@serapid.com
www.serapid.com

SERAPID Deutschland GmbH, Germany
Tel. +49 (0)7931 9647-0
info-de@serapid.com
www.serapid.de

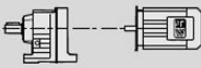

SERAPID INC., USA
Phone +1 586 274 0774
info-us@serapid.com
www.serapid.us

Second Edition, Revision A - SERAPID 04.2012
Brand and product names are trademarks of their respective holders. Subject to change.



Anexo N°8: Selección de Motorreductor para Cadena Rígida.

Como el torque necesario para el funcionamiento del sistema de cadena rígida es de $M = 982.96 \text{ N.m}$ y la velocidad de operación $w = 111.46$. para satisfacer los requerimientos para el diseño, seleccionamos un motorreductor de la marca SEW-EURODRIVE

P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{1)}$ [N]	SEW f_B		m [kg]		
11.0	21	5020	70.54	32300	0.85	K 97	DRE 160MC4	235	521
	24	4450	62.55	32500	0.95	KF 97	DRE 160MC4	255	522
	26	4020	56.55	32500	1.05	KA 97	DRE 160MC4	215	523
	31	3410	47.93*	32400	1.25	KAF 97	DRE 160MC4	240	522
	35	2980	41.87	32200	1.45				
	39	2720	38.30	31900	1.60				
	43	2430	34.23	31600	1.75	K 97	DRE 160MC4	235	521
	48	2190	30.82	31200	1.95	KF 97	DRE 160MC4	255	522
	53	1980	27.91	30700	2.2	KA 97	DRE 160MC4	215	523
	60	1760	24.75	30200	2.4	KAF 97	DRE 160MC4	240	522
	66	1590	22.37	29700	2.7				
	34	3130	44.02	20100	0.85				
	40	2600	36.52*	20500	0.95	K 87	DRE 160MC4	175	516
	47	2230	31.39	20600	1.20	KF 87	DRE 160MC4	185	517
	53	1980	27.88	20500	1.30	KA 87	DRE 160MC4	165	518
	59	1770	24.92	20400	1.40	KAF 87	DRE 160MC4	175	517
	66	1590	22.41	20300	1.45				
	76	1380	19.45	20000	1.65				
	85	1230	17.42	19800	1.75				
	92	1130	16.00	18800	1.60	K 87	DRE 160MC4	175	516
102	1020	14.45	19300	2.0	KF 87	DRE 160MC4	185	517	
117	890	12.56	18900	2.2	KA 87	DRE 160MC4	165	518	
132	790	11.17	17900	1.90	KAF 87	DRE 160MC4	175	517	
148	710	10.00	17600	2.1					
178	590	8.29	17000	2.4					
205	510	7.21	16600	2.5					

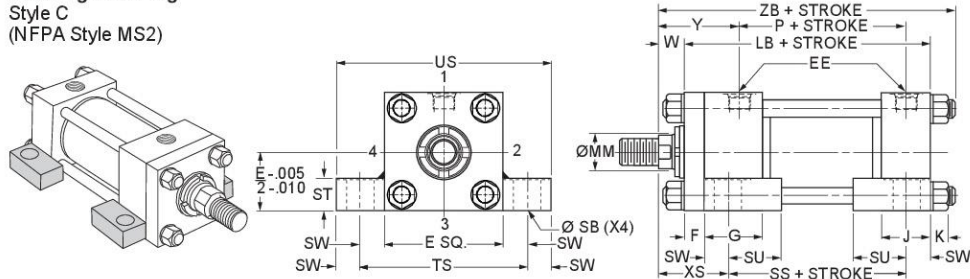
Anexo N°9: Selección de Pitones Hidráulicos.

Catalog HY08-1314-1/NA
Mounting Information

Heavy Duty Hydraulic Cylinders
Series 2H 1.50" - 6.00" Bore

View
 Table of
 Contents

Side Lug Mounting
 Style C
 (NFPA Style MS2)



Style C – Dimensional and Mounting Data

Bore Ø	E	EE		F	G	J	K Max.	SB ³ Ø	ST	SU	SW	TS	US	Add Stroke		
		NPTF ¹	SAE ²											LB	P	SS
1.50	2.50	1/2	10	0.38	1.75	1.50	0.42	0.44	0.50	0.94	0.38	3.25	4.00	5.00	2.88	3.88
2.00	3.00	1/2	10	0.63	1.75	1.50	0.57	0.56	0.75	1.25	0.50	4.00	5.00	5.25	2.88	3.63
2.50	3.50	1/2	10	0.63	1.75	1.50	0.57	0.81	1.00	1.56	0.69	4.88	6.25	5.38	3.00	3.38
3.25	4.50	3/4	12	0.75	2.00	1.75	0.68	0.81	1.00	1.56	0.69	5.88	7.25	6.25	3.50	4.13
4.00	5.00	3/4	12	0.88	2.00	1.75	0.68	1.06	1.25	2.00	0.88	6.75	8.50	6.63	3.75	4.00
5.00	6.50	3/4	12	0.88	2.00	1.75	0.94	1.06	1.25	2.00	0.88	8.25	10.00	7.13	4.25	4.50
6.00	7.50	1	16	1.00	2.25	2.25	1.05	1.31	1.50	2.50	1.13	9.75	12.00	8.38	4.88	5.13

¹NPTF ports are available at no extra charge.
²SAE straight thread ports are standard and are indicated by port number.
³Upper surface spot faced for socket head screws.

Style C – Dimensional and Mounting Data

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	W	XS	Y	Add Stroke
						ZB Max.
1.50	1 (std.)	0.625	0.63	1.38	2.00	6.29
	2	1.000	1.00	1.75	2.38	6.67
2.00	1 (std.)	1.000	0.75	1.88	2.38	6.81
	2	1.375	1.00	2.13	2.63	7.06
2.50	1 (std.)	1.000	0.75	2.06	2.38	6.93
	2	1.750	1.25	2.56	2.88	7.43
	3	1.375	1.00	2.31	2.63	7.18
3.25	1 (std.)	1.375	0.88	2.31	2.75	8.06
	2	2.000	1.25	2.69	3.13	8.43
	3	1.750	1.13	2.56	3.00	8.31
4.00	1 (std.)	1.750	1.00	2.75	3.00	8.56
	2	2.500	1.38	3.13	3.38	8.94
	3	2.000	1.13	2.88	3.13	8.68
5.00	1 (std.)	2.000	1.13	2.88	3.13	9.44
	2	3.500	1.38	3.13	3.38	9.69
	3	2.500	1.38	3.13	3.38	9.69
	4	3.000	1.38	3.13	3.38	9.69
6.00	1 (std.)	2.500	1.25	3.38	3.50	10.93
	2	4.000	1.25	3.38	3.50	10.93
	3	3.000	1.25	3.38	3.50	10.93
	4	3.500	1.25	3.38	3.50	10.93

B
 Series 2H
 1.50" - 6.00" Bore

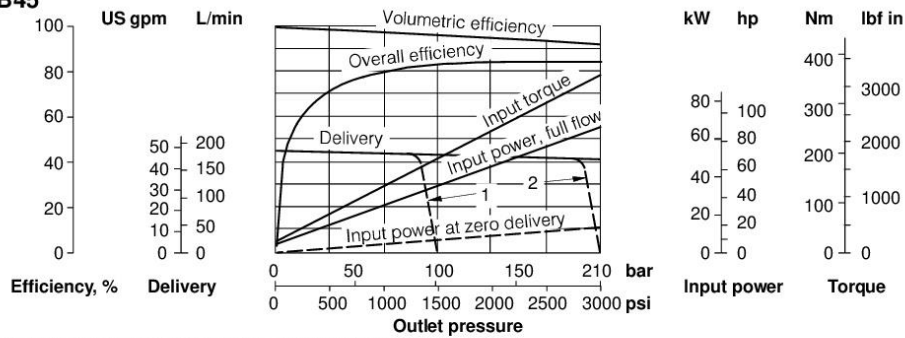


Anexo N°10: Selección de Bomba Hidráulica.

Performance Data at 1800 r/min Drive Speed (cont'd)

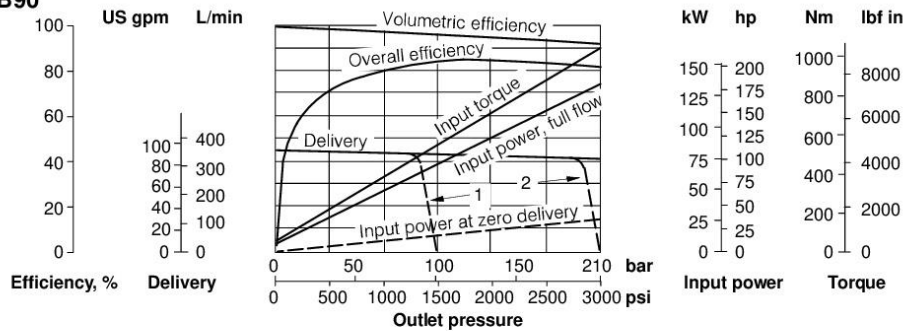
With oil at 21cSt (102 SUS) and at 49°C (120°F): Atmospheric inlet
 For data at drive speed of 1500 r/min, see pages A.7 to A.10

PVB45



1 = Delivery with compensator setting of 100 bar (1500 psi)
 2 = Delivery with compensator setting of 200 bar (3000 psi)

PVB90



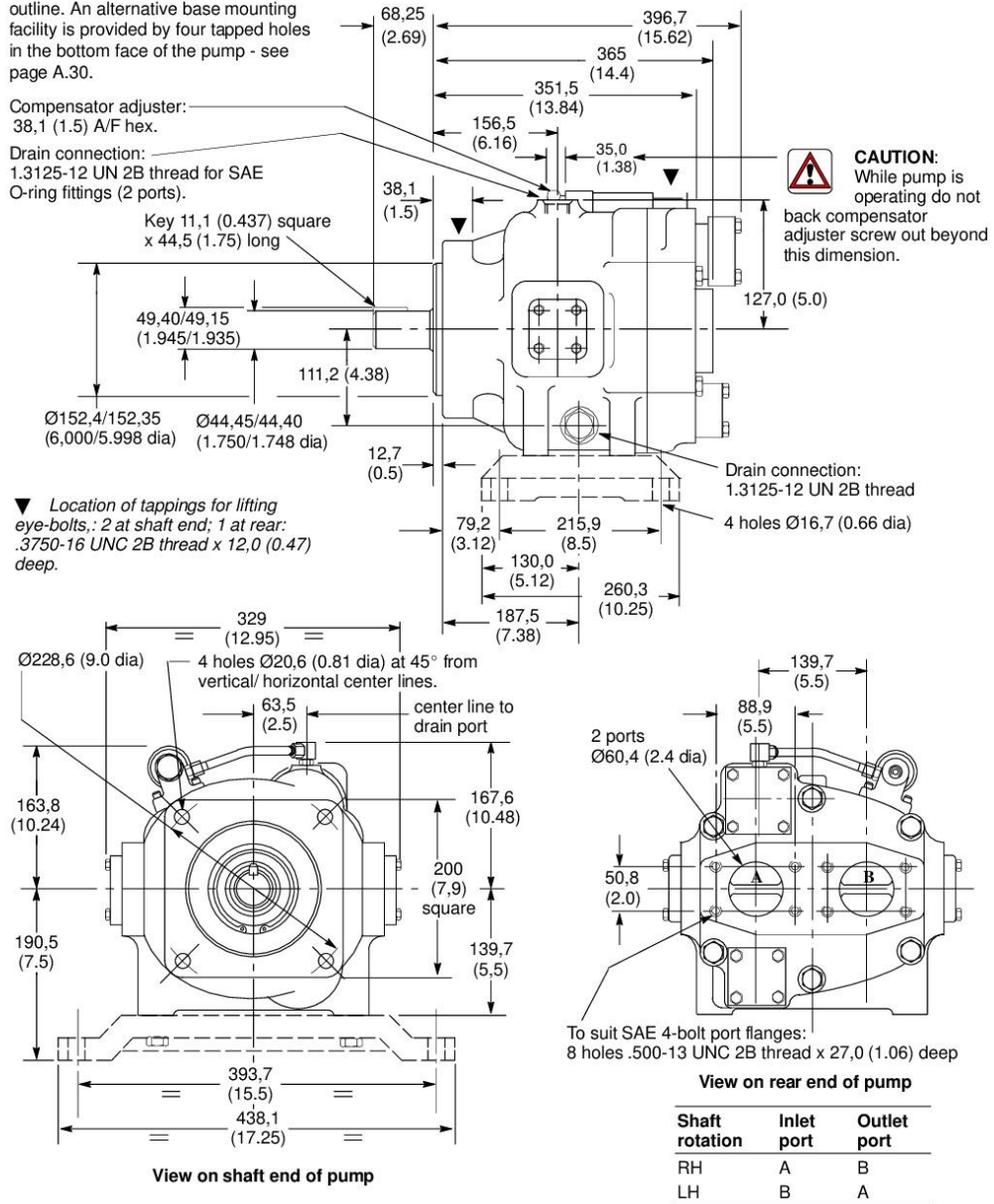
1 = Delivery with compensator setting of 100 bar (1500 psi)
 2 = Delivery with compensator setting of 200 bar (3000 psi)

PVB90

Foot mounting option (designated by Model Code \square ="F") is shown in dotted outline. An alternative base mounting facility is provided by four tapped holes in the bottom face of the pump - see page A.30.

Compensator adjuster:
38,1 (1.5) A/F hex.

Drain connection:
1.3125-12 UN 2B thread for SAE
O-ring fittings (2 ports).

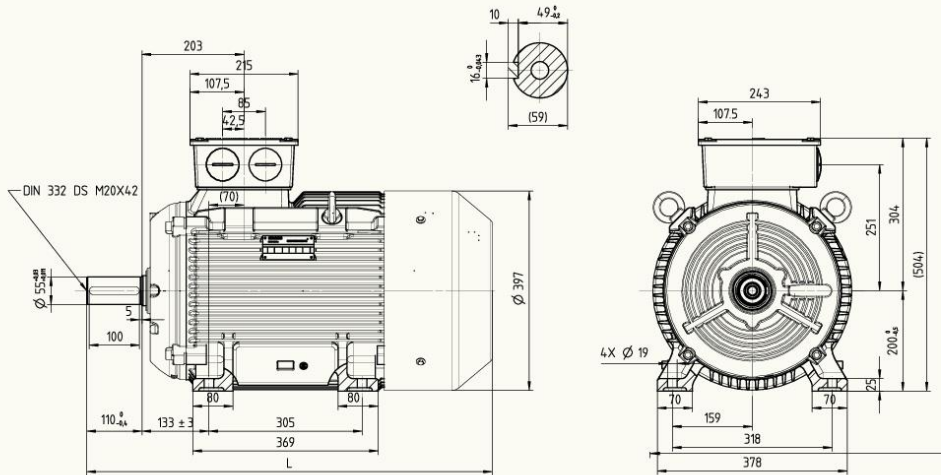


CAUTION:
While pump is operating do not back compensator adjuster screw out beyond this dimension.

Anexo N°11: Selección de Motor para Bomba Hidráulica.

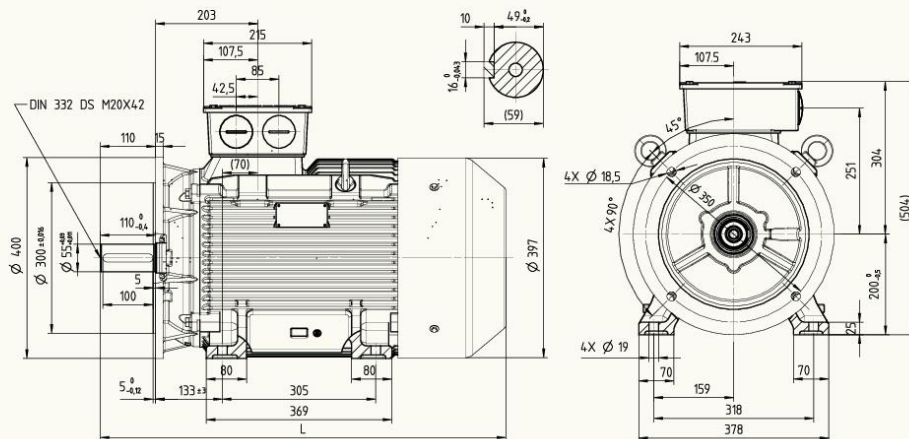
SIMOTICS el portafolio de motores eléctricos más amplio del mundo.

Forma Constructiva IM B3 AH200



Type	Power(HP)	Poles	L
1LE0142-2AA5	50	2	772
1LE0142-2AA8	60		807
1LE0142-2ABB	50	4	807
1LE0142-2AC5	30	6	772
1LE0142-2AC8	40		807

Forma Constructiva IM B35 AH200



Type	Power(HP)	Poles	L
1LE0142-2AA5	50	2	772
1LE0142-2AA8	60		807
1LE0142-2ABB	50	4	807
1LE0142-2AC5	30	6	772
1LE0142-2AC8	40		807

www.motores.siemens.com 15

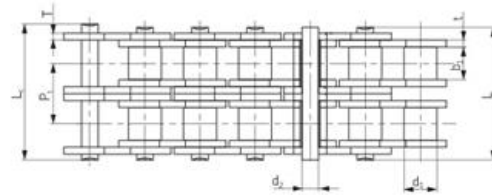
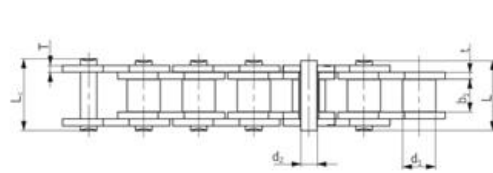
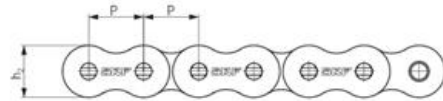
Anexo N°12: Selección de Cadenas de Rodillos Cilíndricos y Piñón para Sistema.



Cadenas de rodillos

BS/ISO

- ▶Correas
- ▶Cadenas
- ▶Acoplamientos
- ▶Casquillos y cubos
- ▶Piñones
- ▶Poleas
- ▶Productos de mantenimiento



N° de cadena BS/ISO	Paso	Diámetro de los rodillos		Anchura entre las placas interiores	Diámetro del pasador		Longitud del pasador		Altura de la placa interior	Grosor de la placa		Paso transversal	Resistencia última a tracción	Resistencia media a tracción	Peso por metro	Designación
		d ₁ Máx.	d ₁ Mín.		d ₂ Máx.	L Máx.	L ₁ Máx.	t Máx.		T Máx.						
	P	d ₁ Máx.	d ₁ Mín.	b ₁ Mín.	d ₂ Máx.	L Máx.	L ₁ Máx.	h ₁ Máx.	t Máx.	T Máx.	Pt	Q Min.	Qo	q		
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kN	kN	kg/m	
04B-1	6,000	4,00	2,80	1,85	6,80	7,8	5,00	0,60	0,60	3,0	3,0	3,0	3,2	0,11	PHC 04B-1...	
05B-1	8,000	5,00	3,00	2,31	8,20	8,9	7,10	0,80	0,80	5,0	5,0	5,0	5,9	0,20	PHC 05B-1...	
06B-1*	9,525	6,35	5,72	3,28	11,15	14,1	8,20	1,30	1,30	9,0	9,0	9,0	10,4	0,41	PHC 06B-1...	
08B-1	12,700	8,51	7,75	4,45	16,70	18,2	11,80	1,60	1,60	18,0	18,0	18,0	19,4	0,69	PHC 08B-1...	
10B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	19,50	20,9	14,70	1,70	1,70	22,4	22,4	22,4	27,5	0,93	PHC 10B-1...	
12B-1	19,050	12,07	11,68	5,72	22,50	24,2	18,00	1,85	1,85	29,0	29,0	29,0	32,2	1,15	PHC 12B-1...	
16B-1	25,400	15,88	17,02	8,28	36,10	37,8	27,00	2,40	2,40	50,0	50,0	50,0	57,8	1,84	PHC 16B-1...	
20B-1	31,750	19,05	19,56	10,19	43,30	45,0	36,40	3,50	3,50	95,0	95,0	95,0	108,7	3,70	PHC 20B-1...	
24B-1	38,100	25,40	25,40	14,63	53,40	57,8	46,00	4,80	4,80	160,0	160,0	160,0	178,0	7,10	PHC 24B-1...	
28B-1	44,450	29,94	30,99	15,90	65,10	69,5	56,70	7,50	6,00	200,0	220,0	220,0	220,0	8,50	PHC 28B-1...	
32B-1	50,800	29,21	30,99	17,81	66,00	71,0	42,00	7,00	6,00	250,0	277,5	277,5	10,25	PHC 32B-1...		
40B-1	63,500	39,37	38,10	22,89	82,20	89,2	52,96	8,50	8,00	355,0	394,0	394,0	16,35	PHC 40B-1...		
48B-1	76,200	48,26	45,72	29,24	99,10	107,0	63,80	12,00	10,00	560,0	621,6	621,6	25,00	PHC 48B-1...		
56B-1	88,900	53,98	53,34	34,32	114,60	123,0	77,80	13,50	12,00	850,0	940,0	940,0	35,78	PHC 56B-1...		
64B-1	101,600	63,50	60,96	39,40	130,00	138,5	90,17	15,00	13,00	112,0	1240,0	1240,0	46,00	PHC 64B-1...		
72B-1	114,300	72,39	68,58	44,48	147,40	156,4	103,60	17,00	15,00	1400,0	1550,0	1550,0	60,80	PHC 72B-1...		
05B-2	8,000	5,00	3,00	2,31	13,9	14,5	7,10	0,80	0,80	5,64	7,8	10,2	0,33	PHC 05B-2...		
06B-2*	9,525	6,35	5,72	3,28	23,4	24,4	8,20	1,30	1,30	10,24	16,9	18,7	0,77	PHC 06B-2...		
08B-2	12,700	8,51	7,75	4,45	31,2	32,2	11,80	1,60	1,60	13,92	32,0	38,7	1,34	PHC 08B-2...		
10B-2	15,875	10,16	9,65	5,08	36,1	37,5	14,70	1,70	1,70	16,59	44,5	56,2	1,84	PHC 10B-2...		
12B-2	19,050	12,07	11,68	5,72	42,0	43,6	16,00	1,85	1,85	19,46	57,8	66,1	2,31	PHC 12B-2...		
16B-2	25,400	15,88	17,02	8,28	68,0	69,3	21,00	4,15	3,10	31,88	106,0	133,0	5,42	PHC 16B-2...		
20B-2	31,750	19,05	19,56	10,19	77,8	81,5	26,40	4,50	3,50	36,45	170,0	211,2	7,20	PHC 20B-2...		
24B-2	38,100	25,40	25,40	14,63	101,7	106,2	33,20	6,00	4,80	48,36	280,0	339,2	13,40	PHC 24B-2...		
28B-2	44,450	27,94	30,99	15,90	124,6	129,1	36,70	7,50	6,00	59,56	360,0	406,8	16,40	PHC 28B-2...		
32B-2	50,800	29,21	30,99	17,81	124,6	129,6	42,00	7,00	6,00	58,55	450,0	508,5	21,00	PHC 32B-2...		
40B-2	63,500	39,37	38,10	22,89	154,5	161,5	52,96	8,50	8,00	72,29	630,0	711,9	32,00	PHC 40B-2...		
48B-2	76,200	48,26	45,72	29,24	190,4	198,2	63,80	12,00	10,00	91,21	1000,0	1130,0	50,00	PHC 48B-2...		
56B-2	88,900	53,98	53,34	34,32	221,2	229,6	77,80	13,50	12,00	106,6	1600,0	1760,0	71,48	PHC 56B-2...		
64B-2	101,600	63,50	60,96	39,40	249,9	258,4	90,17	15,00	13,00	119,89	2000,0	2200,0	91,00	PHC 64B-2...		
72B-2	114,300	72,39	68,58	44,48	283,7	292,7	103,60	17,00	15,00	136,27	2500,0	2750,0	120,40	PHC 72B-2...		
05B-3	8,000	5,00	3,00	2,31	19,5	20,2	7,10	0,80	0,80	5,64	11,1	13,8	0,48	PHC 05B-3...		
06B-3*	9,525	6,35	5,72	3,28	33,5	34,6	8,20	1,30	1,30	10,24	24,9	30,1	1,16	PHC 06B-3...		
08B-3	12,700	8,51	7,75	4,45	45,1	46,1	11,80	1,60	1,60	13,92	47,5	57,8	2,03	PHC 08B-3...		
10B-3	15,875	10,16	9,65	5,08	52,7	54,1	14,70	1,70	1,70	16,59	66,7	84,5	2,77	PHC 10B-3...		
12B-3	19,050	12,07	11,68	5,72	61,5	63,1	16,00	1,85	1,85	19,46	86,7	101,8	3,46	PHC 12B-3...		
16B-3	25,400	15,88	17,02	8,28	99,8	101,2	21,00	4,15	3,10	31,88	160,0	203,7	8,13	PHC 16B-3...		
20B-3	31,750	19,05	19,56	10,19	134,2	137,9	26,40	4,50	3,50	36,45	250,0	290,0	10,82	PHC 20B-3...		
24B-3	38,100	25,40	25,40	14,63	150,1	154,6	33,20	6,00	4,80	48,36	425,0	493,0	20,10	PHC 24B-3...		
28B-3	44,450	27,94	30,99	15,90	184,2	188,7	36,70	7,50	6,00	59,56	530,0	609,5	24,92	PHC 28B-3...		
32B-3	50,800	29,21	30,99	17,81	183,2	188,2	42,00	7,00	6,00	58,55	670,0	770,5	31,56	PHC 32B-3...		
40B-3	63,500	39,37	38,10	22,89	226,8	233,8	52,96	8,50	8,00	72,29	950,0	1092,5	48,10	PHC 40B-3...		
48B-3	76,200	48,26	45,72	29,24	281,6	289,4	63,80	12,00	10,00	91,21	1500,0	1710,0	75,00	PHC 48B-3...		
56B-3	88,900	53,98	53,34	34,32	327,8	336,2	77,80	13,50	12,00	106,6	2240,0	2400,0	107,18	PHC 56B-3...		
64B-3	101,600	63,50	60,96	39,40	369,8	378,3	90,17	15,00	13,00	119,89	3000,0	3300,0	134,00	PHC 64B-3...		
72B-3	114,300	72,39	68,58	44,48	420,0	429,0	103,60	17,00	15,00	136,27	3750,0	4125,0	180,00	PHC 72B-3...		

* Mallas rectas.

Las longitudes estándar son de 10 pies/5 m. Para completar la designación añada la longitud de la cadena. Por ejemplo, una caja de 5 m de tipo 08B-1 sería PHC 08B-1X5MTR.

Para los eslabones, añada "C/L" para los de "unión" y "D/L" para las "medias mallas cortas" a la designación que se muestra en la tabla.

— Cadena Sist. Apertura de Horno

— Cadena Sist. De Enfriamiento



Piñones métricos

Sencillos
Agujero en bruto



ISO 12B-1 Paso de 19,05 mm

Agujero en bruto, Tipo B – Acero/Fundición Tipo A - Acero

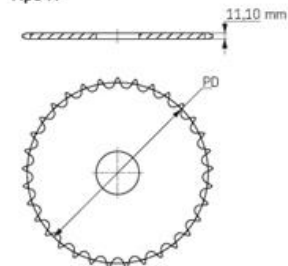
Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD)	Tipo	Agujero		Cubo		Peso	Designación	Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD)	Tipo	Agujero		Peso	Designación
			Mín.	Máx.	H	L						Estándar	kg		
	mm		mm	mm	mm	mm	kg		mm		mm	kg			
8	49,78	B	12	16	31	30	0,22	PHS 12B-1088	8	49,78	A	12	0,13	PHS 12B-1A8	
9	55,70	B	12	20	37	30	0,31	PHS 12B-1089	9	55,70	A	12	0,16	PHS 12B-1A9	
10	61,64	B	12	23	42	30	0,39	PHS 12B-1090	10	61,64	A	12	0,21	PHS 12B-1A10	
11	67,61	B	14	28	46	35	0,54	PHS 12B-1091	11	67,61	A	14	0,25	PHS 12B-1A11	
12	73,61	B	14	32	52	35	0,68	PHS 12B-1092	12	73,61	A	14	0,30	PHS 12B-1A12	
13	79,59	B	14	36	58	35	0,84	PHS 12B-1093	13	79,59	A	14	0,37	PHS 12B-1A13	
14	85,61	B	14	40	64	35	1,01	PHS 12B-1094	14	85,61	A	14	0,43	PHS 12B-1A14	
15	91,63	B	14	44	70	35	1,19	PHS 12B-1095	15	91,63	A	14	0,50	PHS 12B-1A15	
16	97,65	B	16	48	75	35	1,36	PHS 12B-1096	16	97,65	A	14	0,56	PHS 12B-1A16	
17	103,67	B	16	55	80	35	1,56	PHS 12B-1097	17	103,67	A	14	0,65	PHS 12B-1A17	
18	109,71	B	16	55	80	35	1,73	PHS 12B-1098	18	109,71	A	14	0,73	PHS 12B-1A18	
19	115,75	B	16	55	80	35	1,73	PHS 12B-1099	19	115,75	A	14	0,82	PHS 12B-1A19	
20	121,78	B	16	55	80	35	1,83	PHS 12B-1100	20	121,78	A	14	0,90	PHS 12B-1A20	
21	127,82	B	20	55	90	40	2,37	PHS 12B-1101	21	127,82	A	16	0,99	PHS 12B-1A21	
22	133,86	B	20	55	90	40	2,48	PHS 12B-1102	22	133,86	A	16	1,08	PHS 12B-1A22	
23	139,90	B	20	55	90	40	2,58	PHS 12B-1103	23	139,90	A	16	1,21	PHS 12B-1A23	
24	145,94	B	20	55	90	40	2,70	PHS 12B-1104	24	145,94	A	16	1,33	PHS 12B-1A24	
25	152,00	B	20	55	90	40	2,81	PHS 12B-1105	25	152,00	A	16	1,43	PHS 12B-1A25	
26	158,04	B	20	58	95	40	3,11	PHS 12B-1106	26	158,04	A	16	1,57	PHS 12B-1A26	
27	164,09	B	20	58	95	40	3,24	PHS 12B-1107	27	164,09	A	16	1,69	PHS 12B-1A27	
28	170,13	B	20	58	95	40	3,37	PHS 12B-1108	28	170,13	A	16	1,83	PHS 12B-1A28	
29	176,19	B	20	60	95	40	3,49	PHS 12B-1109	29	176,19	A	16	1,97	PHS 12B-1A29	
30	182,25	B	20	60	95	40	3,66	PHS 12B-1110	30	182,25	A	16	2,11	PHS 12B-1A30	
31	188,31	B	20	64	95	40	3,96	PHS 12B-1111	31	188,31	A	20	2,26	PHS 12B-1A31	
32	194,36	B	20	64	95	40	4,14	PHS 12B-1112	32	194,36	A	20	2,37	PHS 12B-1A32	
33	200,40	B	20	64	95	40	4,28	PHS 12B-1113	33	200,40	A	20	2,58	PHS 12B-1A33	
34	206,46	B	20	64	95	40	4,45	PHS 12B-1114	34	206,46	A	20	2,72	PHS 12B-1A34	
35	212,52	B	20	64	95	40	4,62	PHS 12B-1115	35	212,52	A	20	2,90	PHS 12B-1A35	
36	218,58	B	20	70	100	40	4,79	PHS 12B-1116	36	218,58	A	20	3,04	PHS 12B-1A36	
37	224,64	B	20	70	100	40	4,97	PHS 12B-1117	37	224,64	A	20	3,27	PHS 12B-1A37	
38	230,69	B	20	70	100	40	5,15	PHS 12B-1118	38	230,69	A	20	3,42	PHS 12B-1A38	
39	236,75	B	20	70	100	40	5,34	PHS 12B-1119	39	236,75	A	20	3,61	PHS 12B-1A39	
40	242,81	B	20	70	100	40	5,54	PHS 12B-1120	40	242,81	A	20	3,80	PHS 12B-1A40	
41	248,87	B	20	70	110	56	5,78	PHS 12B-1121	41	248,87	A	25	3,97	PHS 12B-1A41	
42	254,93	B	20	70	110	56	6,02	PHS 12B-1122	42	254,93	A	25	4,18	PHS 12B-1A42	
43	260,98	B	20	70	110	56	6,26	PHS 12B-1123	43	260,98	A	25	4,43	PHS 12B-1A43	
44	267,04	B	20	70	110	56	6,50	PHS 12B-1124	44	267,04	A	25	4,60	PHS 12B-1A44	
45	273,10	B	20	60	110	56	6,30	PHS 12B-1125	45	273,10	A	25	4,77	PHS 12B-1A45	
46	279,16	B	20	70	110	56	6,98	PHS 12B-1126	46	279,16	A	25	5,07	PHS 12B-1A46	
47	285,21	B	20	70	110	56	7,22	PHS 12B-1127	47	285,21	A	25	5,30	PHS 12B-1A47	
48	291,27	B	20	70	110	56	7,46	PHS 12B-1128	48	291,27	A	25	5,55	PHS 12B-1A48	
49	297,33	B	20	70	110	56	7,70	PHS 12B-1129	49	297,33	A	25	5,81	PHS 12B-1A49	
50	303,39	B	20	70	110	56	7,94	PHS 12B-1130	50	303,39	A	25	6,06	PHS 12B-1A50	
54	327,64	B	20	70	110	56	8,90	PHS 12B-1134	54	327,64	A	25	7,08	PHS 12B-1A54	
57	345,81	B	20	60	110	56	7,75	PHS 12B-1137	57	345,81	A	25	7,84	PHS 12B-1A57	
60	363,99	B	20	70	110	56	10,34	PHS 12B-1140	60	363,99	A	25	8,82	PHS 12B-1A60	
65	394,29	B	20	70	110	56	11,64	PHS 12B-1145	65	394,29	A	25	10,46	PHS 12B-1A65	
68	412,49	B	20	70	110	56	12,20	PHS 12B-1148	68	412,49	A	30	11,44	PHS 12B-1A68	
70	424,60	B	20	70	110	56	12,74	PHS 12B-1150	70	424,60	A	30	12,10	PHS 12B-1A70	
72	436,74	B	20	80	110	56	13,22	PHS 12B-1152	72	436,74	A	30	12,75	PHS 12B-1A72	
76	460,99	B	20	60	110	56	12,50	PHS 12B-1156	76	460,99	A	30	14,06	PHS 12B-1A76	
80	485,22	B	20	80	110	56	15,14	PHS 12B-1160	80	485,22	A	30	15,73	PHS 12B-1A80	
84	509,48	B	20	80	110	56	16,10	PHS 12B-1164	84	509,48	A	30	17,40	PHS 12B-1A84	
90	545,85	B	20	80	110	56	17,23	PHS 12B-1170	90	545,85	A	30	19,91	PHS 12B-1A90	
92	557,98	B	20	80	110	56	18,19	PHS 12B-1172	92	557,98	A	30	20,75	PHS 12B-1A92	
95	576,17	B	20	92	110	56	18,74	PHS 12B-1175	95	576,17	A	30	22,00	PHS 12B-1A95	
96	582,23	B	20	92	110	56	18,98	PHS 12B-1176	96	582,23	A	30	22,42	PHS 12B-1A96	
114	691,36	B	20	92	110	56	23,30	PHS 12B-1194	114	691,36	A	30	29,94	PHS 12B-1A114	

Los agujeros máximos pueden incorporar chavetas estándar. Existen agujeros más grandes para chavetas superficiales o cuando no se requiere una chaveta.

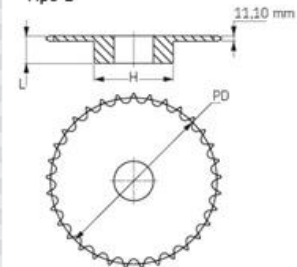
Para los dientes de piñones templados, añada una "H" después de la identificación del diseño del piñón, p.e.j. PHS 08B-1AH8.

— Piñón Sist. Apertura de Horno

Tipo A



Tipo B





Piñones métricos

Sencillos
Agujero en bruto



ISO 20B-1 Paso de 31,75 mm

Agujero en bruto, Tipo B/C – Acero/Fundición Tipo A - Acero

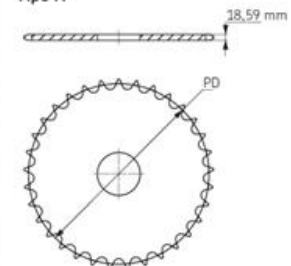
Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD) mm	Tipo	Agujero		Cubo		Peso kg	Designación	Nº de dientes	Diámetro primitivo (PD) mm	Tipo	Agujero		Peso kg	Designación
			Min. mm	Máx. mm	H mm	L mm						Estándar mm			
8	82,97	B	20	57	53	40	1,04	PHS 20B-188	8	82,97	A	16	0,63	PHS 20B-1A8	
9	92,83	B	20	57	63	40	1,45	PHS 20B-189	9	92,83	A	16	0,95	PHS 20B-1A9	
10	102,75	B	20	60	70	40	1,86	PHS 20B-190	10	102,75	A	16	1,27	PHS 20B-1A10	
11	112,70	B	20	70	77	45	2,40	PHS 20B-191	11	112,70	A	16	1,59	PHS 20B-1A11	
12	122,67	B	20	76	88	45	2,95	PHS 20B-192	12	122,67	A	20	1,91	PHS 20B-1A12	
13	132,67	B	20	76	98	45	3,00	PHS 20B-193	13	132,67	A	20	2,18	PHS 20B-1A13	
14	142,68	B	20	76	108	45	3,40	PHS 20B-194	14	142,68	A	20	2,49	PHS 20B-1A14	
15	152,71	B	20	76	118	50	4,31	PHS 20B-195	15	152,71	A	20	2,68	PHS 20B-1A15	
16	162,75	B	20	76	120	50	4,63	PHS 20B-196	16	162,75	A	20	3,08	PHS 20B-1A16	
17	172,79	B	25	76	120	50	4,99	PHS 20B-197	17	172,79	A	20	3,54	PHS 20B-1A17	
18	182,84	B	25	76	120	50	5,44	PHS 20B-198	18	182,84	A	20	3,81	PHS 20B-1A18	
19	192,90	B	25	76	120	50	5,90	PHS 20B-199	19	192,90	A	20	4,31	PHS 20B-1A19	
20	202,96	B	25	76	120	50	6,35	PHS 20B-200	20	202,96	A	20	4,58	PHS 20B-1A20	
21	213,03	B	25	76	140	55	7,03	PHS 20B-201	21	213,03	A	25	5,17	PHS 20B-1A21	
22	223,10	B	25	76	140	55	7,71	PHS 20B-202	22	223,10	A	25	5,72	PHS 20B-1A22	
23	233,17	B	25	84	140	55	8,16	PHS 20B-203	23	233,17	A	25	5,99	PHS 20B-1A23	
24	243,25	B	25	84	140	55	8,62	PHS 20B-204	24	243,25	A	25	6,62	PHS 20B-1A24	
25	253,32	B	25	84	140	55	9,07	PHS 20B-205	25	253,32	A	25	6,94	PHS 20B-1A25	
26	263,41	B	25	84	150	55	9,53	PHS 20B-206	26	263,41	A	25	7,62	PHS 20B-1A26	
27	273,49	B	25	84	150	55	10,43	PHS 20B-207	27	273,49	A	25	8,35	PHS 20B-1A27	
28	283,57	B	25	84	150	55	11,34	PHS 20B-208	28	283,57	A	25	8,85	PHS 20B-1A28	
29	293,66	B	25	84	150	55	11,76	PHS 20B-209	29	293,66	A	25	9,43	PHS 20B-1A29	
30	303,75	B	25	84	150	55	12,02	PHS 20B-210	30	303,75	A	25	9,98	PHS 20B-1A30	
31	313,83	B	25	84	150	55	12,77	PHS 20B-211	31	313,83	A	25	10,73	PHS 20B-1A31	
32	323,92	B	25	84	150	55	13,52	PHS 20B-212	32	323,92	A	25	11,49	PHS 20B-1A32	
33	334,01	B	25	84	150	55	14,59	PHS 20B-213	33	334,01	A	25	12,24	PHS 20B-1A33	
34	344,10	B	25	84	150	55	15,66	PHS 20B-214	34	344,10	A	25	13,00	PHS 20B-1A34	
35	354,20	B	25	84	150	55	16,74	PHS 20B-215	35	354,20	A	25	13,75	PHS 20B-1A35	
36	364,29	B	25	84	150	55	17,51	PHS 20B-216	36	364,29	A	25	14,50	PHS 20B-1A36	
37	374,38	B	25	84	150	55	18,17	PHS 20B-217	37	374,38	A	25	15,25	PHS 20B-1A37	
38	384,48	B	25	84	150	55	18,82	PHS 20B-218	38	384,48	A	25	16,01	PHS 20B-1A38	
39	394,57	B	25	84	150	55	19,78	PHS 20B-219	39	394,57	A	25	16,76	PHS 20B-1A39	
40	404,67	B	25	84	150	55	21,27	PHS 20B-220	40	404,67	A	25	17,52	PHS 20B-1A40	
41	414,77	B	25	84	150	70	22,07	PHS 20B-221	41	414,77	A	30	18,27	PHS 20B-1A41	
42	424,88	B	25	84	150	70	22,86	PHS 20B-222	42	424,88	A	30	19,03	PHS 20B-1A42	
43	434,96	B	25	84	150	70	23,40	PHS 20B-223	43	434,96	A	30	19,78	PHS 20B-1A43	
44	445,06	B	25	84	150	70	23,95	PHS 20B-224	44	445,06	A	30	20,53	PHS 20B-1A44	
45	455,15	B	25	84	150	70	24,49	PHS 20B-225	45	455,15	A	30	21,29	PHS 20B-1A45	
46	465,25	B	25	84	150	70	26,31	PHS 20B-226	46	465,25	A	30	22,04	PHS 20B-1A46	
47	475,35	B	25	84	150	70	28,12	PHS 20B-227	47	475,35	A	30	22,79	PHS 20B-1A47	
48	485,45	B	25	102	150	70	29,94	PHS 20B-228	48	485,45	A	30	23,55	PHS 20B-1A48	
49	495,55	B	25	102	150	70	31,76	PHS 20B-229	49	495,55	A	30	24,30	PHS 20B-1A49	
50	505,65	B	25	102	150	70	33,57	PHS 20B-230	50	505,65	A	30	25,06	PHS 20B-1A50	
51	515,75	B	25	102	150	80	35,39	PHS 20B-231	51	515,75	A	30	24,43	PHS 20B-1A51	
52	525,85	B	25	102	150	80	37,21	PHS 20B-232	52	525,85	A	30	25,85	PHS 20B-1A52	
53	535,95	B	25	102	150	80	39,02	PHS 20B-233	53	535,95	A	30	27,27	PHS 20B-1A53	
54	546,05	C	25	102	150	80	32,90	PHS 20B-1C54	54	546,05	A	30	25,70	PHS 20B-1A54	
55	556,15	C	25	102	150	80	34,77	PHS 20B-1C55	55	556,15	A	30	30,12	PHS 20B-1A55	
56	566,25	C	25	102	150	80	36,63	PHS 20B-1C56	56	566,25	A	30	31,34	PHS 20B-1A56	
57	576,35	C	25	102	150	80	38,50	PHS 20B-1C57	57	576,35	A	30	32,96	PHS 20B-1A57	
58	586,45	C	25	102	150	80	40,37	PHS 20B-1C58	58	586,45	A	30	35,80	PHS 20B-1A58	
59	596,56	C	25	102	150	80	42,24	PHS 20B-1C59	59	596,56	A	30	37,22	PHS 20B-1A59	
60	606,66	C	25	102	150	80	44,10	PHS 20B-1C60	60	606,66	A	30	38,64	PHS 20B-1A60	
70	707,68	C	25	133	150	80	65,36	PHS 20B-1C70	70	707,68	A	30	52,85	PHS 20B-1A70	
72	727,89	C	25	133	150	80	67,23	PHS 20B-1C72	72	727,89	A	30	55,70	PHS 20B-1A72	
76	768,30	C	25	133	150	80	70,98	PHS 20B-1C76	76	768,30	A	30	61,38	PHS 20B-1A76	
80	808,71	C	25	133	150	80	74,70	PHS 20B-1C80	80	808,71	A	30	67,06	PHS 20B-1A80	
84	849,13	C	25	133	150	90	78,43	PHS 20B-1C84	84	849,13	A	30	72,75	PHS 20B-1A84	
90	909,76	C	25	133	150	90	84,03	PHS 20B-1C90	90	909,76	A	30	81,27	PHS 20B-1A90	
95	960,28	C	25	133	150	90	117,18	PHS 20B-1C95	95	960,28	A	30	102,42	PHS 20B-1A95	
96	970,38	C	25	133	150	90	117,56	PHS 20B-1C96	96	970,38	A	30	103,84	PHS 20B-1A96	
114	1152,27	C	25	133	150	90	124,40	PHS 20B-1C114	114	1152,27	A	30	130,84	PHS 20B-1A114	

Los agujeros máximos pueden incorporar chavetas estándar. Existen agujeros más grandes para chavetas superficiales o cuando no se requiere una chaveta.

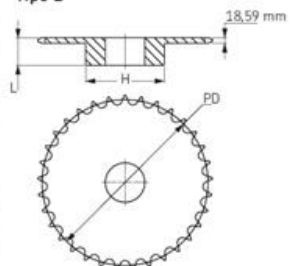
Para los dientes de piñones templados, añada una "H" después de la identificación del diseño del piñón, p.e.j. PHS 08B-1AH8.

Piñón Sist. De Enfriamiento

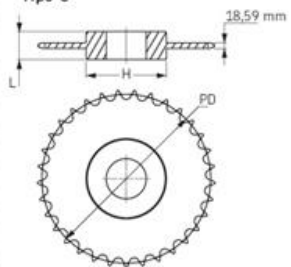
Tipo A



Tipo B



Tipo C

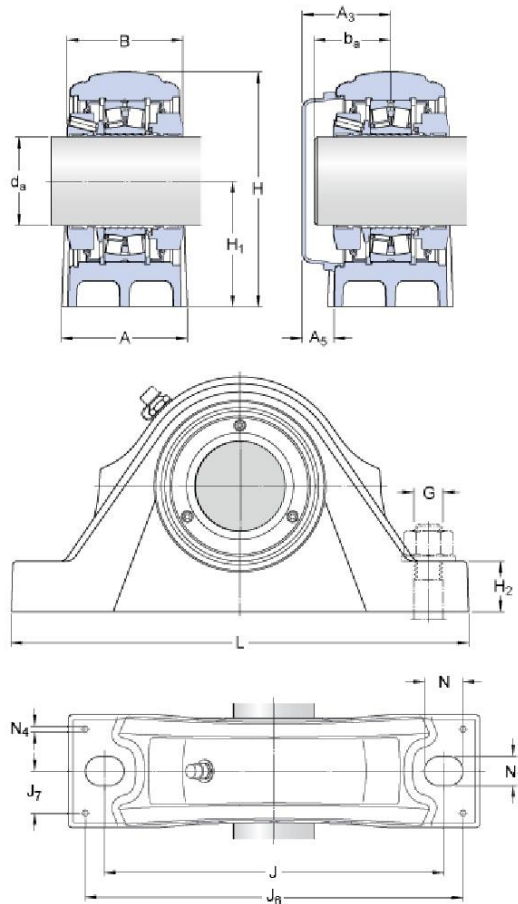


Anexo N°13: Selección de rodamientos y soporte de rodamientos para ejes.

SKF

SYNT 45 F

Dimensiones



d_a	45	mm
A	60	mm
B	65	mm
H	118	mm
H_1	60	mm
H_2	25	mm
J	170	mm
L	205	mm
N	20	mm
N_1	15	mm

Extremo del eje

A_3	52	mm
A_5	23	mm
b_a	min. 34	mm
b_a	max. 43	mm

Fijas de situación

J_6	185	mm
J_7	21	mm
N_4	max. 6	mm

Datos del cálculo

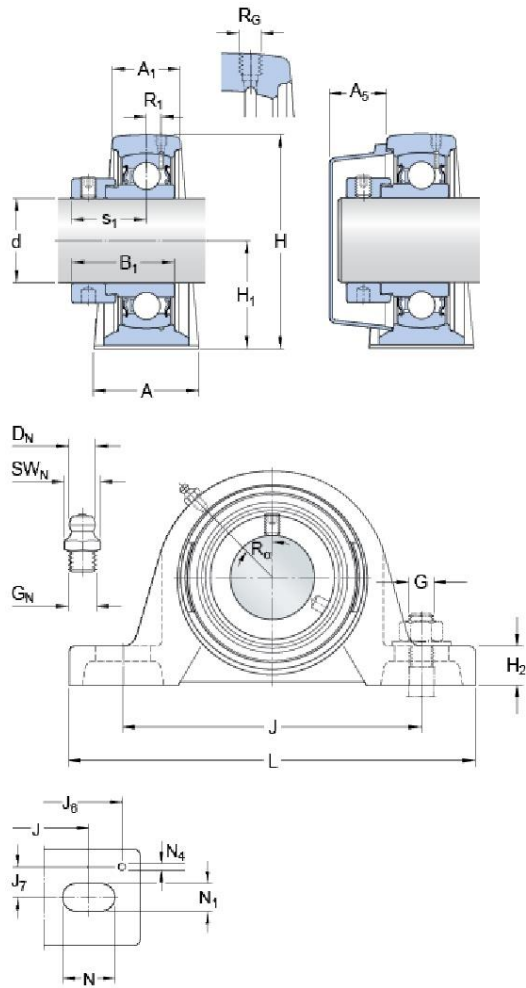
Capacidad de carga dinámica básica	C	102	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	98	kN
Carga límite de fatiga	P_u	10.8	kN
Velocidad límite		3500	r/min
Factor de cálculo	e	0.26	
Factor de cálculo	Y_1	2.6	
Factor de cálculo	Y_2	3.9	
Diámetro medio del rodamiento	d_m	65	mm
Designación básica del rodamiento		22209 E	

SY 25 FM

Material

Fundición

Dimensiones



d	25	mm
A	36	mm
A ₁	22	mm
A ₅	18	mm
B ₁	31	mm
H	70	mm
H ₁	36.5	mm
H ₂	16	mm
J	102	mm
J	max. 110	mm
J	min. 94	mm
L	130	mm
N	19.5	mm
N ₁	11.5	mm
s ₁	23.5	mm

Orificio roscado

R _G	1/4-28 UNF	
R ₁	2	mm
R	45	°

Boquilla engrasadora

D _N	6.5	mm
SW _N	7	mm
G _N	1/4-28 SAE-LT	

Fijas de situación

J ₆	120	mm
J ₇	13	mm
N ₄	4	mm

Anexo N°14:

PLANOS



**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE
TESIS EN REPOSITORIO INSTITUCIONAL
UCV**

Código : F08-PP-PR-02.02
Versión : 09
Fecha : 23-03-2018
Página : 1 de 1

Yo Julio César Rando Jara..... identificado con DNI N° 47157723
egresado de la Escuela Profesional de Eng. Mecánica..... de la
Universidad César Vallejo, autorizo (), No autorizo () la divulgación y
comunicación pública de mi trabajo de investigación titulado.

"DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE
EXTRACCIÓN - INMERSIÓN DE PIEZAS TRATADAS
TÉRMICAMENTE EN HORNO DE LA EMPRESA TOMOCORP. S.A.C"

en el Repositorio Institucional de la UCV (<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo
estipulado en el Decreto Legislativo 822, Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art.
33

Fundamentación en caso de no autorización:

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....


FIRMA

DNI: 47157723

FECHA: 26 de Enero del 2019

Elaboró	Dirección de Investigación	Revisó	Representante de la Dirección / Vicerrectorado de Investigación y Calidad	Aprobó	Rectorado
---------	----------------------------	--------	---	--------	-----------



ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD
DE TESIS

Código : F06-PP-PR-02.02
Versión : 09
Fecha : 23-03-2018
Página : 1 de 1

Yo, Jorge Antonio Inciso Vásquez
....., docente de la Facultad Ingeniería y Escuela
Profesional Ing. Mecánica de la Universidad César Vallejo Trujillo..... (precisar
filial o sede), revisor (a) de la tesis titulada

"DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE EXTRACCIÓN -
INMERSIÓN DE PIEZAS TRATADAS TÉRMICAMENTE
EN HORNO DE LA EMPRESA TOMOCORP S.A.C."

del (de la) estudiante Julio César Rondo Sara
....., constato que la investigación tiene un índice de
similitud de 14% verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin.

El/la suscrito (a) analizó dicho reporte y concluyó que cada una de las
coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la tesis
cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la
Universidad César Vallejo.

Lugar y fecha Trujillo 23 de Enero de 2019

Firma

Nombres y apellidos del (de la) docente

DNI: 26695389

Elaboró	Dirección de Investigación	Revisó	Representante de la Dirección / Vicerrectorado de Investigación y Calidad	Aprobó	Rectorado
---------	----------------------------	--------	---	--------	-----------