

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

Sección Ingeniería Mecánica



PONTIFICIA  
UNIVERSIDAD  
CATÓLICA  
DEL PERÚ

### DISEÑO DE UN BANCO DE ESTIRADO PARA PRODUCIR TUBOS DE COBRE DE 1" DE DIÁMETRO NOMINAL

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el alumno:

**MARIO ALEXANDER HORNA ESPINO**

**ASESOR: Ing. Víctor Girón Medina**

**Lima, noviembre de 2014**

## RESUMEN

En la presente tesis se realizó el diseño mecánico de un banco de estirado para tubos de cobre de una pulgada de diámetro nominal, el cual tiene como función principal reducir la sección transversal del material mediante conformado por deformación plástica. Esta máquina fue diseñada para la industria de producción de tubos de cobre sin costura.

El proceso realizado por esta máquina se inicia con el estampado de los tubos (*swaging*) para que las puntas de estos puedan entrar por el agujero del dado y sea sujeta por las mordazas del carro. Luego, los tubos se colocan en la bancada donde está el mandril fijo, cuya función es darle la dimensión final al diámetro interior de los tubos. Después, el operario se encarga de asegurar la parte saliente del tubo en la prensa que tiene el carro de estirado, donde también conectará el gancho del carro con un eslabón de la cadena que gira en la bancada donde se realizará el conformado.

Entre las consideraciones para el sistema motriz de la máquina, se seleccionó un motor eléctrico y un reductor de ejes coaxiales con el objetivo de obtener 50 revoluciones por minuto a la salida. La salida del reductor se conecta a un acoplamiento flexible que se une con el árbol que transmite la potencia a la rueda de la cadena para el estirado.

Por otro lado, se logró obtener el diseño más económico posible, con el fin de reducir los costos que se tendrían al importar una máquina ya existente en el mercado internacional; basado en un estudio previo de la tecnología ya existente en otros países.

Finalmente, en este trabajo se adjuntaron los resultados del diseño, reflejados en los planos de fabricación y detalle que fueron solicitados en el alcance de la tesis, además de la lista de piezas a comprar y del costo total de fabricación de la máquina.

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO : **DISEÑO DE UN BANCO DE ESTIRADO PARA PRODUCIR TUBOS DE COBRE DE 1" DE DIÁMETRO NOMINAL**

ÁREA : Producción

PROPUESTO POR : Ing. Víctor Sergio Girón Medina

ASESOR : Ing. Víctor Sergio Girón Medina

TESISTA : Mario Alexander Horna Espino

CÓDIGO : 20077101

FECHA : 25 de noviembre de 2014

**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

El Perú es productor de cobre, y una tarea importante es darle valor agregado a la materia prima que produce. Por esta razón es una necesidad la disponibilidad de máquinas utilizadas en la manufactura de productos de cobre semi elaborados.

El objetivo principal de esta tesis es el diseño mecánico de un banco de estirado para producir tubos comerciales de cobre de 1" de diámetro interior nominal, como una forma de contribución a la búsqueda de tecnología para dar valor agregado a la materia prima que el Perú produce.

## TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

### DISEÑO DE UN BANCO DE ESTIRADO PARA PRODUCIR TUBOS DE COBRE DE 1" DE DIÁMETRO NOMINAL

Introducción

Objetivos

1. Evaluación del problema
2. Planteamiento de la solución
3. Cálculos
4. Planos
5. Costos de fabricación

Conclusiones

Observaciones y recomendaciones

Bibliografía

Anexos

---

Ing. Víctor Girón Medina  
Asesor

## ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVOS.....	2
1. EVALUACIÓN DEL PROBLEMA .....	3
1.1. Marco teórico.....	3
1.2. Proceso de estirado de tubos.....	4
1.3. Estado de la tecnología .....	9
1.4. Lista de Exigencias.....	13
2. PLANTEAMIENTO DE LA SOLUCIÓN.....	16
2.1. Secuencia de operaciones .....	16
2.2. Parámetros del sistema .....	17
2.2.1. Parámetros de entrada.....	18
2.2.2. Parámetros de salida .....	18
2.3. Estructura de funciones .....	19
2.4. Matriz morfológica.....	21
2.5. Proyectos preliminares .....	22
2.5.1. Alternativa 1.....	22
2.5.2. Alternativa 2.....	23
2.5.3. Alternativa 3.....	24
2.5.4. Alternativa 4.....	25
2.6. Evaluación técnico-económica .....	26
2.6.1. Evaluación técnica .....	26
2.6.2. Evaluación económica .....	28
2.6.3. Coordenadas cartesianas de los Conceptos de Solución .....	29
3. CÁLCULOS.....	30
3.1. Cálculo de la fuerza de estirado .....	30
3.1.1. Verificación de la fuerza de estirado por método de cálculo alternativo.....	33
3.1.2. Verificación de la fuerza para otro tamaño.....	34
3.1.3. Diagrama de cuerpo libre en el estirado .....	36
3.1.4. Verificación de esfuerzo .....	37
3.1.5. Cálculo de la potencia para la carga .....	37
3.2. Selección de la cadena.....	38

3.2.1. Selección de la rueda para la cadena.....	39
3.3. Selección del motor y el sistema de reducción .....	40
3.4. Cálculo del acoplamiento flexible .....	44
3.5. Cálculo del árbol de transmisión y sus rodamientos.....	44
3.5.1. Cálculo del árbol de transmisión .....	44
3.5.2. Selección de rodamientos y chumacera .....	52
3.5.3. Cálculo de chavetas .....	54
3.5.4. Dimensionamiento del árbol cercano al dado de estirado.....	54
3.6. Cálculos para las bancadas.....	55
3.6.1. Cálculos para la bancada del lado del estirado.....	55
3.6.2. Consideraciones para la bancada del mandril .....	63
3.7. Selección del eje loco .....	67
3.8. Cálculos y selección para el carro de estirado.....	68
3.8.1. Consideraciones para la base del carro de estirado.....	69
3.8.2. Cálculos para la parte trasera del carro de estirado.....	70
3.8.3. Cálculos para la prensa de sujeción del tubo .....	74
3.9. Sistema de retorno.....	77
3.10. Protección contra la corrosión .....	78
3.11. Consideraciones para la zona del dado.....	78
3.11.1. Selección del dado de estirado .....	79
3.11.2. Unión atornillada.....	81
3.11.3. Selección de la bomba para circulación de lubricante .....	81
3.12. Mesa para el motor y el reductor .....	82
3.13. Tablero de control.....	83
4. PLANOS .....	85
5. COSTOS DE FABRICACIÓN.....	87
Costos de los materiales y fabricación.....	88
Otros costos.....	90
CONCLUSIONES.....	91
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	92
BIBLIOGRAFÍA.....	93

## NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
$A_i$	Área inicial del material	[N]
$A_f$	Área final del material	[N]
$c_t$	Constante de rigidez del eje a la flexión	[N/m]
$C_s$	Coeficiente por acabado superficial	-
$C_t$	Coeficiente por tamaño (diámetro de la sección)	-
$C_{temp}$	Coeficiente por temperatura (del eje en servicio)	-
$d_{i\ ext}$	Diámetro inicial exterior	[mm]
$d_{i\ int}$	Diámetro inicial interior	[mm]
$d_{f\ ext}$	Diámetro final exterior	[mm]
$d_{f\ int}$	Diámetro final interior	[mm]
$Dm$	Coeficiente por tamaño (diámetro de la sección)	-
$E$	Módulo de elasticidad del acero	[GPa]
$FS$	Factor de seguridad	-
$\bar{Y}_f$	Esfuerzo de fluencia promedio	[MPa]
$F_d$	Fuerza de deformación	[mm <sup>2</sup> ]
$F_f$	Fuerza de fricción	[N]
$F_r$	Fuerza redundante	[N]
$F_T$	Fuerza de estirado	[mm <sup>2</sup> ]
$f_s$	Factor de servicio de la máquina	-
$G$	Módulo de cizalladura	[GPa]
$i$	Relación de transmisión	-
$I$	Momento de inercia	[mm <sup>4</sup> ]
$I_o$	Momento de inercia polar	[mm <sup>4</sup> ]
$J_m$	Momento de inercia de la masa giratoria	[kg-m <sup>2</sup> /s]
$K$	Coeficiente de resistencia	[MPa]
$KG$	Kilogramo	[kg]
$M$	Metro	[m]
$n$	Esfuerzo normal al cateto	[MPa]
$n_1$	Frecuencia rotacional a la entrada del reductor	[rpm]
$n_2$	Frecuencia rotacional a la salida del reductor	[rpm]

Símbolo	Descripción	Unidad
$P$	Potencia útil en la cadena	[kW]
$P_1$	Potencia de entrada al motor	[kW]
$t_a$	Esf. paralelo al cateto o paralelo al cordón	[MPa]
$t_n$	Esfuerzo paralelo al cateto y transversal	[MPa]
$T_2$	Torque a la salida del reductor	[N-m]
$v$	Velocidad	[m/s]
$\bar{Y}_f$	Esfuerzo de fluencia promedio	[MPa]
$\alpha$	Semi-ángulo d	[°]
$\alpha_o$	Coefficiente de fatiga	-
$\beta$	Semi-ángulo de entrada en el dado	[°]
$\beta_f$	Factor de concentración de esf. a la flexión	-
$\beta_t$	Factor de concentración de esf. a la torsión	-
$\gamma$	Semi-ángulo de salida en el dado	[°]
$\gamma$	Semi-ángulo de salida en el dado	[°]
$\varphi$	Desplazamiento angular	[rad]
$\delta_{max}$	Deformación transversal admisible	[mm]
$\varepsilon$	Deformación	-
$\eta$	Eficiencia del reductor	-
$\mu$	Coefficiente de fricción entre el dado y el material	-
$\rho'$	Ángulo de fricción efectiva	[°]
$\sigma$	Esfuerzo	[MPa]
$\sigma_B$	Resistencia máxima a la tracción	[MPa]
$\sigma_{eq}$	Esfuerzo equivalente	[MPa]
$\sigma_f$	Esfuerzo de flexión	[MPa]
$\sigma_{f AL}$	Resistencia a la fatiga en flexión alternante	[MPa]
$\tau_t$	Esfuerzo de corte por torsión	[MPa]
$\tau_{t PUL}$	Resistencia a la fatiga en torsión pulsante	[MPa]
$\emptyset$	Factor para deformación no homogénea	-
$\omega$	Velocidad angular del eje	[rad/s]
$\omega_n$	Velocidad angular propia del sistema	[rad/s]



## INTRODUCCIÓN

Actualmente, el Perú es el segundo productor de cobre a nivel mundial; no obstante, actualmente no cuenta con la tecnología adecuada para darle valor agregado a la materia prima que produce. Por ello, con esta tesis se busca proponer una alternativa para reducir los costos en adquisición de maquinaria, teniendo como objetivos la fabricación de un banco de estirado con un diseño conciso, versátil y económico para tubos cobre de hasta una pulgada de diámetro nominal.

La Metodología de Diseño aplicada en este trabajo de tesis es la indicada en la Recomendación VDI 2222, hoja 1 (Métodos de Diseño; Concepción de productos técnicos), cuyo desarrollo se puede observar en cada uno de los capítulos.

En el capítulo 1 se muestra una descripción del problema, partiendo desde los conceptos teóricos para tener un conocimiento de las características y posibles exigencias que se tendrán en cuenta para el diseño, en conjunto con el estado del arte con la finalidad de averiguar lo que sería útil para el diseño de la máquina. Al tener ya una mejor visión de los conceptos teóricos y la tecnología existente, se realizó la Lista de Exigencias.

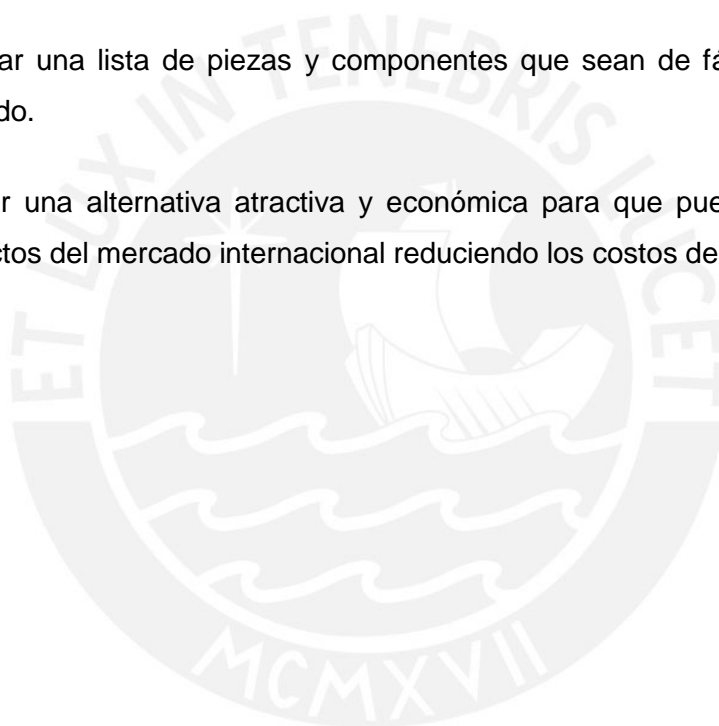
En el capítulo 2 se muestra el planteamiento de la solución al problema. Para encontrar la solución a un problema se debe definir una adecuada secuencia de funciones a seguir. Es así que se llegó a la estructura de funciones óptima que se muestra en una de las primeras tablas, seguido del diseño preliminar y el análisis técnico-económico, con la finalidad de hallar la solución más adecuada.

En el capítulo 3 se muestra el dimensionamiento y selección de elementos para el banco de estirado. En el capítulo 4 se presenta la lista de planos de ensamble y detalle necesarios para la fabricación y montaje de la máquina.

Finalmente, en el capítulo 5 se hace un análisis del costo aproximado del banco de estirado, seguido de las conclusiones y recomendaciones.

## OBJETIVOS

- Diseñar un banco de estirado que esté en la capacidad de estirar tubos de cobre de hasta una pulgada de diámetro nominal interior.
- Establecer los parámetros necesarios para dimensionar y calcular los componentes que integrarán la máquina.
- Elaborar una lista de piezas y componentes que sean de fácil adquisición en el mercado.
- Ofrecer una alternativa atractiva y económica para que pueda competir con los productos del mercado internacional reduciendo los costos de fabricación.



## EVALUACIÓN DEL PROBLEMA

### 1.1 Marco teórico

El cobre, por su naturaleza metálica, es un metal que generalmente se encuentra en la naturaleza formando compuestos con otros elementos. Es relativamente pesado y se distingue por su color rojizo y por ser un elemento muy usado en la industria debido a sus ventajosas propiedades. Dentro de la vasta variedad de cualidades que este metal tiene se puede nombrar su excelente conductividad eléctrica y térmica (solamente superada por la plata), resistencia al desgaste, resistencia a la corrosión, su alta tenacidad y ductilidad, entre otros. Dentro de este universo de propiedades, para esta tesis se enfatizará en la tenacidad y ductilidad del cobre para el proceso de trefilado. El cobre en su estado de recocido cuenta con baja dureza, baja resistencia y alta ductilidad. Una característica del proceso de estirado en frío es que el material se endurezca y reduzca su ductilidad conforme aumenta el número de pasadas, y precisamente un material tan dúctil como el cobre permitirá obtener un mayor número de pasadas antes que sea necesario un tratamiento térmico.

Para este tipo de operación, es necesaria una máquina de estirado para tubos. La función de esta máquina es la de ofrecer una fuerza capaz de hacer que el material, en este caso el cobre, sea jalado y en consecuencia tenga una reducción de su sección transversal, tal como se muestra en la Figura 1.01.

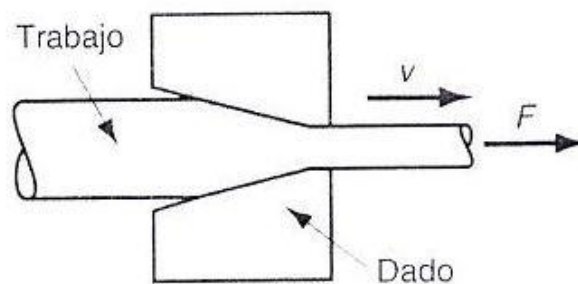


Figura 1.01. Esquema básico del estirado de una barra circular.

## 1.2 Proceso de estirado de tubos

La operación de estirado de tubos es similar a la de una barra de sección circular. Consiste en hacer pasar el material a través de un dado cónico utilizando una fuerza, la cual debe ser lo suficientemente grande como para que las paredes exteriores del tubo se deformen plásticamente y sea jalado a través del dado. Asimismo, dentro de las características del proceso se produce una reducción de área del material y por consecuencia el incremento de la longitud del tubo. También cabe señalar que para llegar a la reducción deseada, el material puede pasar por sucesivas pasadas hasta llegar a las dimensiones finales. Gracias a este proceso se pueden obtener buenos acabados superficiales, aumento de resistencia y dureza y tubos con diámetros pequeños o paredes delgadas. [1]

El método de estirado tiene algunas variantes que serán expuestas a continuación.

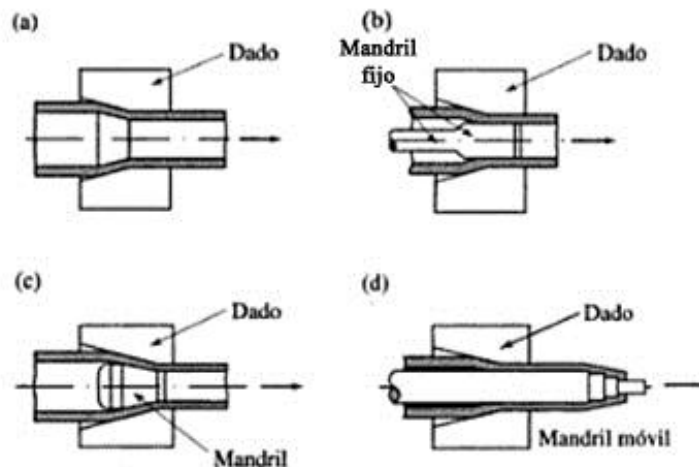


Figura 1.02. Tipos de trefilado de tubos. Simple (superior izq.), mandril fijo (superior derecha), con mandril flotante (inferior izq.) y mandril móvil (inferior derecha).

Como se puede apreciar en la Figura 1.02 [2], la principal diferencia en el proceso está en relación a si se usa o no mandril en el agujero del tubo o si este estará fijo o móvil dentro de él.

Si bien el proceso de estirado sin mandril es una operación más rápida, cuenta con las desventajas de la pérdida de uniformidad en las paredes interiores debido a que no se cuenta con un apoyo para la superficie interna del tubo y que, a diferencia de las otras opciones, el esfuerzo redundante es mayor y el límite de deformación es menor debido a la gran cizalladura en la entrada y salida del dado. En cambio, los otros procesos, al contar con mandril, ya sea cónico o cilíndrico, ofrecen un control dimensional asegurando de esta manera la uniformidad en ambas superficies. La diferencia entre las alternativas que implican el uso de un mandril está en la fricción y la máxima reducción posible en el estirado. El proceso con mandril fijo ofrece una reducción de área de 30%, mientras que con mandril móvil se puede obtener una reducción de área de 45% y la fricción es menor que en la operación con mandril fijo. La última opción, un estirado con mandril móvil, tiene como ventaja que la fricción es reducida hasta un mínimo posible, pero tiene como desventaja que al momento de remover el mandril el diámetro del tubo se incrementa levemente y las tolerancias superficiales podrían verse alteradas. [3]

Se analizó todas las opciones posibles y se optará por utilizar un mandril fijo, el cual, a pesar de tener una menor reducción de área comparada a la posible reducción que se podría obtener con un mandril flotante, es de diseño más simple ya que el parámetro a tener en cuenta es la magnitud del esfuerzo de estirado, evitando complejidades en la forma geométrica, como sí ocurre con el mandril flotante. [4]

También será esencial el uso de un lubricante para este proceso. El objetivo del lubricante será el de formar una película fina que reduzca la fricción del material y el dado. Para este caso, donde se utilizará el mandril fijo, el lubricante será aplicado en el tubo antes de su contacto con el dado de estirado y el tubo para lograr un buen proceso de estirado.

Con respecto a la carga necesaria para la operación, se pueden apreciar tres grandes sollicitaciones energéticas [5]: la energía interna de deformación, energía redundante de deformación y la energía que se consume por el rozamiento entre el dado y la pared del tubo. Lo que normalmente se hace para cada trabajo de estirado es trabajar con un semi ángulo de dado  $\alpha$  tal que reduzca la energía total requerida para estirar el tubo al mínimo, como se muestra en la Figura 1.03.

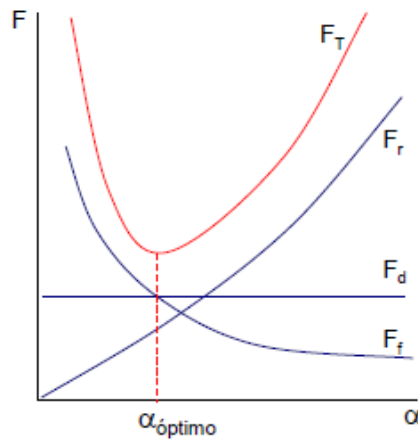


Figura 1.03. Diagrama donde se muestra el semi ángulo de dado  $\alpha$  donde la Fuerza Total es mínima.

Donde  $F_t$  es la fuerza total de estirado,  $F_r$  es la fuerza redundante,  $F_d$  es la fuerza de deformación y  $F_f$  es la fuerza de fricción.

Asimismo, el esfuerzo de deformación total varía dependiendo de cómo se considere el proceso. El caso más sencillo de todos es cuando se considera una deformación ideal u homogénea, donde la fuerza de estirado se ve reducida en gran proporción:

$$F = \bar{\sigma}_f * A_f * \ln \left( \frac{A_i}{A_f} \right)$$

Para una deformación ideal pero ahora considerando los efectos de la fricción la expresión cambia a la siguiente:

$$F = \sigma_f * A_f * \ln R(1 + \mu * \cot \alpha), \quad \text{donde } R = \left( \frac{A_i}{A_f} \right)$$

Y en un tercer y último caso teniendo en cuenta una deformación no homogénea [6]:

$$F_T = \sigma_f * A_f * \left[ \ln R(1 + \mu * \cot \alpha) + \frac{2}{3} * \alpha \right], \quad \text{donde } \alpha \text{ se expresa en radianes}$$

Con esta ecuación podemos deducir que habrá una presión extra cuando se incrementa el ángulo del dado debido a la deformación redundante, verificando la gráfica en la Figura 1.03.

Otro punto importante son los parámetros en el proceso de estirado. Principalmente estos se agrupan en variables de origen geométrico definidos por el material a trefilar y la forma del dado, y los otros definidos por el rozamiento entre estas dos superficies. A continuación se nombrarán los principales parámetros para esta operación [7]

- i) Deformación longitudinal ( $\varepsilon$ ), se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \ln\left(\frac{A_i}{A_f}\right)$$

- ii) Reducción de sección ( $r$ )

$$r = \frac{A_i - A_f}{A_i}$$

- iii) Esfuerzo de fluencia medio ( $\bar{\sigma}_f$ )

$$\bar{\sigma}_f = \frac{K * \varepsilon^n}{1 + n}$$

- iv) Semi ángulo de dado óptimo ( $\alpha$ ), según recomendaciones encontradas, el valor óptimo oscila entre los 8 y 10 grados, con un máximo de 12°

En la Figura 1.04. [8] se muestran los principales parámetros que actúan en esta operación:

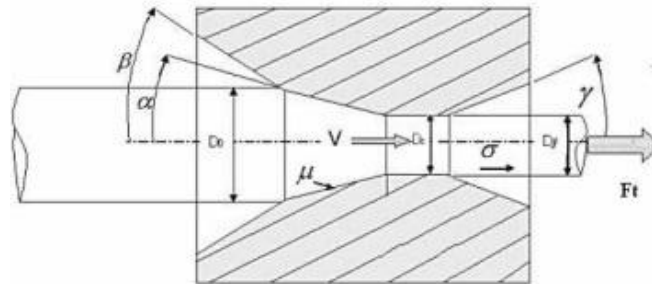


Figura 1.04. Diagrama con los parámetros necesarios para el estirado.

Esta fuerza para trefilar los tubos generalmente se utiliza un carro, el cual contiene unas mordazas las cuales sujetaran al tubo para estirarlo. El mecanismo es similar al que se muestra en la Figura 1.05. [9]

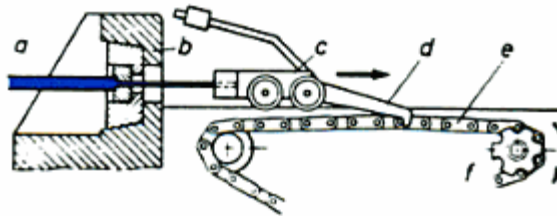


Figura 1.05. Esquema de un banco de estirado, donde a) Tubo a estirar, b) Caja del dado c) Carro de estiramiento d) Gancho e) Cadena de tracción f) Rueda tractora.

El proceso que se lleva a cabo en el banco de estirado consta de varias partes. En primer lugar, se debe perfilar una punta del tubo de cobre mediante una máquina de estampado de metal (en inglés *swaging machine*, cuyo catálogo se adjunta en el Anexo 23 de este Trabajo de Tesis) para que esta pase a través del dado y pueda ser jalado por el carro. El carro estará conectado a la cadena a través de un gancho y se acciona con un mecanismo conformado por la misma cadena y una rueda que será movida por una fuerza externa.

Otra imagen de la sujeción del extremo perfilado del tubo con las mordazas del carro es mostrado a continuación en la Figura 1.06., esta vez con un esquema del proceso con mandril flotante [10].



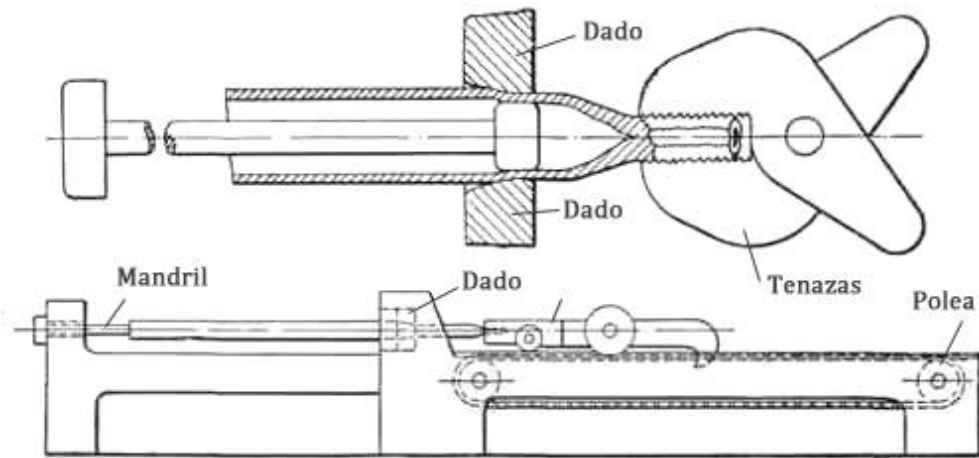


Figura 1.06. Representación de la sujeción del tubo siendo estirado.

Proceso con mandril fijo.

### 1.3 Estado de la tecnología

Se ha hecho una investigación sobre la tecnología disponible en la actualidad para realizar este tipo de proceso relacionado con el estirado de tubos de cobre. La importancia de este punto es la de tener una idea de la tecnología que se está usando y, sobre todo, la que se utilizara para el conformado de la máquina que se desea diseñar.

El principal motor de búsqueda ha sido el Internet (buscadores, bases de datos, registro de patentes, páginas web de empresas y venta de máquinas de manufactura, entre otros).

En la Figura 1.07., se tiene un banco simple para estirar tubos. El carro tiene un movimiento longitudinal, mientras que el punteado y la colocación de los tubos deben ser realizados por el operario. Es la maquina base de donde parten todas las modificaciones que se verán inmediatamente después de esta ilustración.



Figura 1.07. Banco de trefilado con posicionamiento de tubo y punteado manual.

[http://fangrong.en.alibaba.com/product/476182147-211982262/FR\\_300T\\_Hydraulic\\_cold\\_drawing\\_machine\\_for\\_copper\\_pipe\\_brass\\_tube\\_steel\\_bar.html](http://fangrong.en.alibaba.com/product/476182147-211982262/FR_300T_Hydraulic_cold_drawing_machine_for_copper_pipe_brass_tube_steel_bar.html)

En la Figura 1.08. se puede apreciar una máquina de precisión para tubos de cobre. El tubo ingresa por la izquierda al dado y tiene un elemento cilíndrico que hace de apoyo mientras el tubo es estirado por un carro que se mueve de forma longitudinal. En la imagen también se puede apreciar que el proceso se realizará utilizando un refrigerante.



Figura 1.08. Banco de trefilado de precisión para tubos de cobre.

<http://dgfangrong.en.made-in-china.com/product/mojEXaBvgTip/China-High-Precision-Copper-Cold-Drawn-Machine-FR-16-.html>

En la Figura 1.09. se tiene otra máquina de trefilado con la diferencia que esta tiene al tubo alineado con el dado y el material es movido por unos apoyos en forma de rodillos. Asimismo, del otro lado del dado se tiene el carro que y todo el sistema es accionado por un motor eléctrico el cual se ubica en la parte baja de la máquina.



Figura 1.09. Máquina de trefilado alineada con rodillos como apoyos.

<http://dgfangrong.en.made-in-china.com/productimage/tqNxviSKXTHY-2f0j00qKAtapJcngkV/China-High-Precision-Cold-Drawing-Machine-for-Steel-Copper-Pipe-FR-76-.html>

En la Figura 1.10. se muestra un proceso de trefilado de tubos de cobre automático. Los tubos previamente punteados son colocados en una plataforma la cual está conectada con una cama de rodillos la cual transporta al material hasta el dado. Por el lado punteado, el tubo de cobre es sujetado por un carro cuyo movimiento está definido por una cadena. El material ya estirado cae y rueda hasta otra plataforma que recoge los productos terminados.



Figura 1.10. Máquina automática para trefilado de tuberías de cobre trabajando.  
<http://www.horenc.com.tw/webe/html/products/show.aspx?pid=30&kid=9,12>

En la Figura 1.11. se presenta un detalle de la sujeción del tubo de cobre.



Figura 1.11. Tubo de cobre siendo estirado. Vista del banco de trefilado.  
[http://www.alibaba.com/product-gs/721512207/TUBE\\_DRAW\\_MACHINE.html](http://www.alibaba.com/product-gs/721512207/TUBE_DRAW_MACHINE.html)

En la Figura 1.12. se puede apreciar una máquina con dados múltiples. El objetivo es la de tener varios tubos trefilados a la vez y se aprovecha la fuerza hidráulica para su accionamiento.



Figura 1.12. Máquina trefiladora de tubos movida por fuerza hidráulica.

[http://www.alibaba.com/product-gs/795623509/SXCQ\\_LBJ\\_Hydraulic\\_tube\\_draw\\_bench.html](http://www.alibaba.com/product-gs/795623509/SXCQ_LBJ_Hydraulic_tube_draw_bench.html)

Dentro del universo de máquinas que se han encontrado, se ha podido observar que en la tecnología que se utiliza para realizar el estirado de los tubos se tiene la mayoría de elementos de interés para realizar el diseño del banco de trefilado. Además, se optó por seguir el modelo de los bancos de la Figura 1.10. y la Figura 1.11., debido a que tienen mucha semejanza con el proceso que se busca hacer en esta tesis, la cual es tener un banco y por medio de una fuerza jalar el tubo estirándolo. Otro de los puntos afines con estas dos máquinas es que los procesos son casi automáticos, el tubo es colocado en una cama de rodillos que lo lleva hasta el dado y es jalado por un carro con movimiento longitudinal, para después ser desplazado por unos apoyos con desnivel a una superficie donde se almacenan los tubos ya estirados.

#### 1.4 Lista de Exigencias

A continuación se presenta la Lista de Exigencias que se ha elaborado para cubrir con los requerimientos necesarios para la elaboración del diseño del banco de trefilado.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 2
Proyecto:		Diseño Mecánico de un Banco de Estirado para producir tubos comerciales de cobre de 1 pulgada de diámetro interior nominal.	
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
24/04/14	E	<b>1. Función principal:</b> - Estirar tubos de cobre, con diámetro interior de hasta 1 pulgada (diámetro interior de 25,4 mm y 28,575 mm de diámetro exterior)	M.H.E
24/04/14	E	<b>2. Materia prima:</b> - Para el estirado se requerirán de tubos de cobre con diámetro interior de 26 mm y 30 mm de diámetro exterior. - Los tubos deben haber pasado por procesos previos de conformado para tener la forma previa al proceso de trefilado (operación de extrusión, laminado, etc.) - El material deberá entrar en estado de recocido.	M.H.E
24/04/14	E	<b>3. Geometría:</b> - La máquina debe ser lo suficientemente larga como para poder jalar el tubo de 6 m con un carro deslizante a fin de estirarlo.	M.H.E
24/04/14	E	<b>4. Fuerza:</b> - Se debe ejercer una fuerza capaz de deformar plásticamente al tubo de cobre y estirarlo a través del dado.	M.H.E
24/04/14	D	<b>5. Cinemática:</b> - El recorrido del carro del estirado debe ser el necesario para poder estirar toda la longitud del tubo (6 m)	M.H.E
24/04/14	E	<b>6. Energía:</b> - La energía que ha de accionar el banco de trefilado será del tipo eléctrica (trifásica).	M.H.E
24/04/14	E	<b>7. Fabricación:</b> - Se debe poder fabricar en un taller local. - Los componentes se deben ensamblar y desmontar con facilidad. - Debe contar con dados intercambiables para tubos de menores dimensiones.	M.H.E

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 2 de 2
Proyecto:		Diseño Mecánico de un Banco de Estirado para producir tubos comerciales de cobre de 1 pulgada de diámetro interior nominal.	
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
24/04/14	E	<b>8. Seguridad:</b> - El equipo no debe involucrar por ningún motivo daños en la integridad de la persona que lo opere, además debe contar con dispositivos de seguridad para evitar accidentes.	M.H.E
24/04/14	E	<b>9. Señales:</b> - El dispositivo debe contar con toda la señalización necesaria para seguridad y además, para su correcto funcionamiento.	M.H.E
24/04/14	E	<b>10. Montaje:</b> - El montaje y desmontaje deberán ser simples, de tal manera que sean rápidamente comprendidos por los operarios en función.	M.H.E
24/04/14	D	<b>11. Transporte:</b> - En el diseño se tendrá en cuenta que la máquina tenga un peso y tamaño que ayude a su fácil transporte.	M.H.E
24/04/14	E	<b>12. Mantenimiento:</b> - Deberá tener piezas que puedan ser rápidamente encontradas en el mercado en caso necesiten ser reemplazadas.  - La máquina deberá contar con una protección en forma de pintura para protegerla de la corrosión.  - El diseño será tal que cuando se necesite cambiar una pieza el acceso a todas las partes de la máquina sea simple.	M.H.E

## PLANTEAMIENTO DE LA SOLUCIÓN

### 2.1 Secuencia de operaciones

Con el objetivo de solucionar el problema se han estudiado los pasos a seguir para lograr estirar los tubos de cobre. Se presenta a continuación una lista con la secuencia de operaciones necesarias para completar el proceso, iniciando desde la alimentación de la máquina colocando la materia prima, hasta la salida de los tubos ya estirados por el otro extremo:

- **Realizar punteado.** Se debe perfilar una punta del tubo de cobre mediante una máquina de estampado de metal (en inglés *swaging machine*, cuyo catálogo se adjunta en el Anexo 23 de este Trabajo de Tesis).
- **Colocar tubos.** Se debe llevar la materia prima cerca de la máquina para que pueda ser trasladada hasta la zona del dado por un sistema de la máquina.
- **Insertar mandril.** Se debe colocar el mandril fijo antes de que el tubo sea trasladado.
- **Trasladar tubos.** El siguiente paso es trasladar la materia prima hasta la zona del dado. Se puede conseguir con el esfuerzo del operario o con un sistema de traslado tal como cadena, cama de rodillos, etc.
- **Aplicar lubricante.** Antes que ingrese al dado, el tubo será bañado en lubricante. Esto con el objetivo de reducir la fricción producida en estirado.
- **Mover el carro.** Las mordazas del carro deberán trasladarse, ya sea manual o automáticamente, hasta la zona del dado.



- **Sujeción del tubo.** Asimismo, el extremo punteado del material debe ser sujetado por unas mordazas unidas al carro.
- **Estirado del tubo.** Es el proceso crítico en la secuencia de operaciones. Se necesitará una fuerza la cual debe ser lo suficientemente grande como para deformar plásticamente el material, haciéndolo pasar a través del dado. Entre las posibilidades se consideró hacerlo con un sistema de rueda y cadena, usar un sistema hidráulico, entre otros.
- **Retiro del tubo estirado.** Se debe sacar el producto terminado para continuar con el siguiente proceso.
- **Limpieza del tubo.** Se debe limpiar el material procesado a fin de quitarle el lubricante remanente.
- **Corte del extremo punteado.** Como paso final, se debe quitar el extremo que fue sujetado por las mordazas del carro. Esto se realizará en una máquina aparte.

Se ha considerado que los procesos de traslado de tubos, la aplicación del refrigerante, el movimiento del carro, la sujeción del tubo y el estiramiento de este deben ser las funciones de la máquina. El resto de operaciones pueden ser realizadas por un operario.

## 2.2 Parámetros del sistema

El proceso técnico que es inherente a la solución contempla tres parámetros básicos, materia, energía y señales.

Una manera de representar la función del banco de estirado es a través de un esquema denominado “caja negra”, como se muestra en la Figura 2.01.

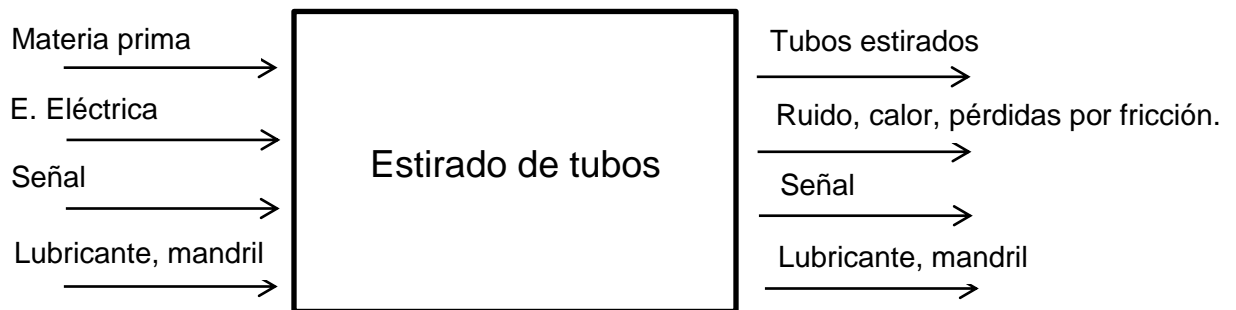


Figura 2.01. Caja Negra

### 2.2.1 Parámetros de entrada

- Señales: Control del proceso. El operario se encarga del control y activación de funciones automatizadas.
- Energía: Del tipo eléctrica para los motores del sistema de accionamiento y la bomba del lubricante.
- Materia prima: Tubos de cobre recocidos, con dimensiones de 30 mm de diámetro exterior y 26 mm de diámetro interior, y una longitud de 6200 mm.
- Otros: Mandril flotante, lubricante.

### 2.2.2 Parámetros de salida

- Señales: Señales de encendido, apagado y estado que indiquen que el sistema motriz no se encuentre accionado.
- Energía: Calor producido por la fricción, ruido debido a los mecanismos del sistema, vibraciones producidos por el movimiento de las máquinas.
- Materia prima: Tubos estirados.
- Otros: Mandril flotante, lubricante.

### 2.3 Estructura de funciones

Para esta fase del proyecto se ha logrado discernir los problemas en el diseño de esta máquina, logrando clasificarlos, agruparlos y explicar su procedimiento en la Secuencia de operaciones. Para cada una de las funciones propias de la máquina, se propusieron alternativas de solución para cada una de ellas.

Una vez definidas las soluciones para cada función se reunió la información en un solo esquema con la ayuda de una matriz morfológica de Zwicky. Haciendo diferentes combinaciones en la matriz se encontró 3 conceptos de soluciones tentativos las cuales han sido comparadas objetivamente con criterios técnicos y económicos comunes a los cuales se les asignó un puntaje según la metodología de diseño VDI 2225 [11] y el manual de Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica para encontrar la solución óptima.

Para el esbozo de la estructura de funciones se consideraron solo los procesos propios de la máquina, tales como el traslado del material, la aplicación del refrigerante, el movimiento del carro, la sujeción de los tubos y el estiramiento de estos. Es necesaria la transformación de la energía eléctrica en mecánica para los diferentes mecanismos en la máquina, como por ejemplo, para el accionamiento del sistema de traslación de los tubos hacia la zona del dado, el movimiento del carro, entre otros.

En el siguiente cuadro (Figura 2.02.) se muestra la estructura de funciones seleccionada.

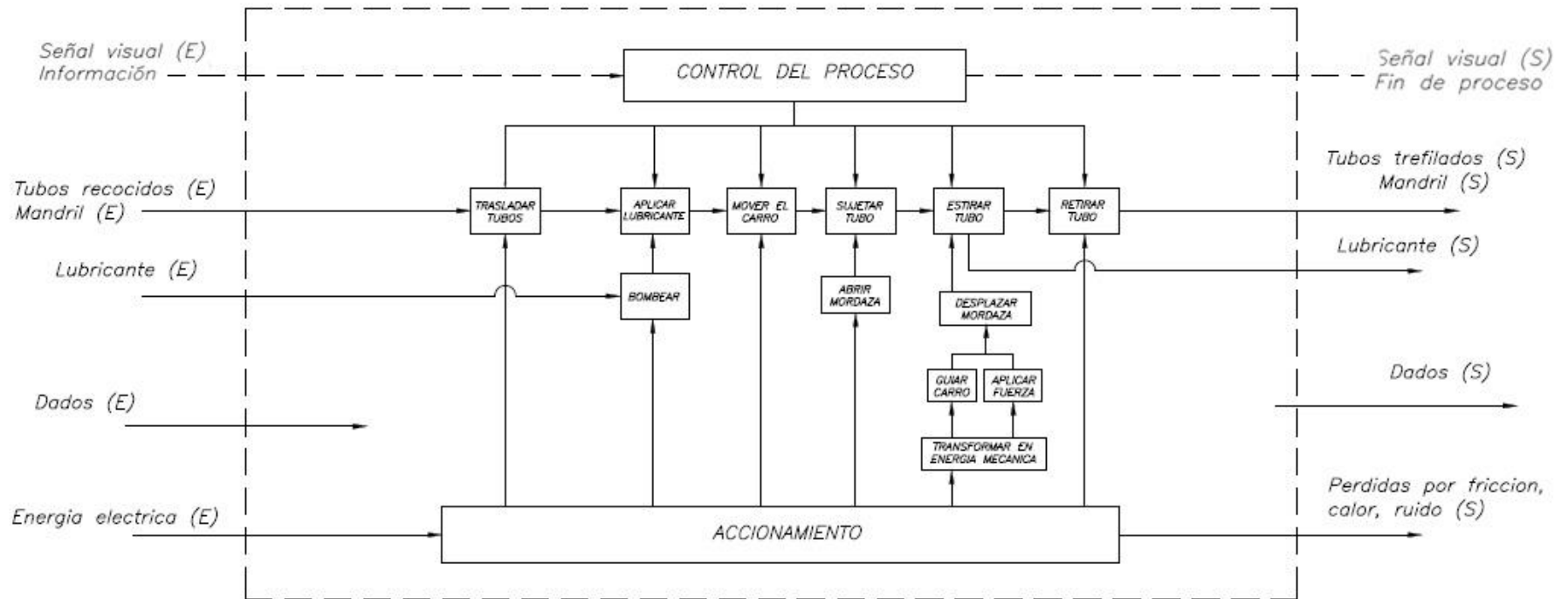


Figura 2.02. Estructura de funciones seleccionada.

2.4 Matriz morfológica

Tabla 2.01. Matriz Morfológica

MATRIZ MORFOLOGICA			
Diseño de un banco de estirado para tubos de cobre de 1" de diámetro nominal.			
Funciones	PORTACIONES DE FUNCIONES (Alternativas de efectos y/o principios de solución)		
1 Trasladar tubo			
2 Aplicar lubricante			
3 Mover carro			
4 Sujetar tubo			
5 Estirar tiro			
6 Retirar tubo			
	<b>CONCEPTO DE SOLUCION 1</b>	<b>CONCEPTO DE SOLUCION 2</b>	<b>CONCEPTO DE SOLUCION 3</b>

## 2.5 Proyectos preliminares

Gracias a las posibles soluciones agrupadas en la Matriz Morfológica se consiguió llegar a tres conceptos de solución. Se ha hecho un esbozo a mano alzada de todas las posibles soluciones los cuales se mostrarán a continuación.

### 2.5.1 Alternativa 1

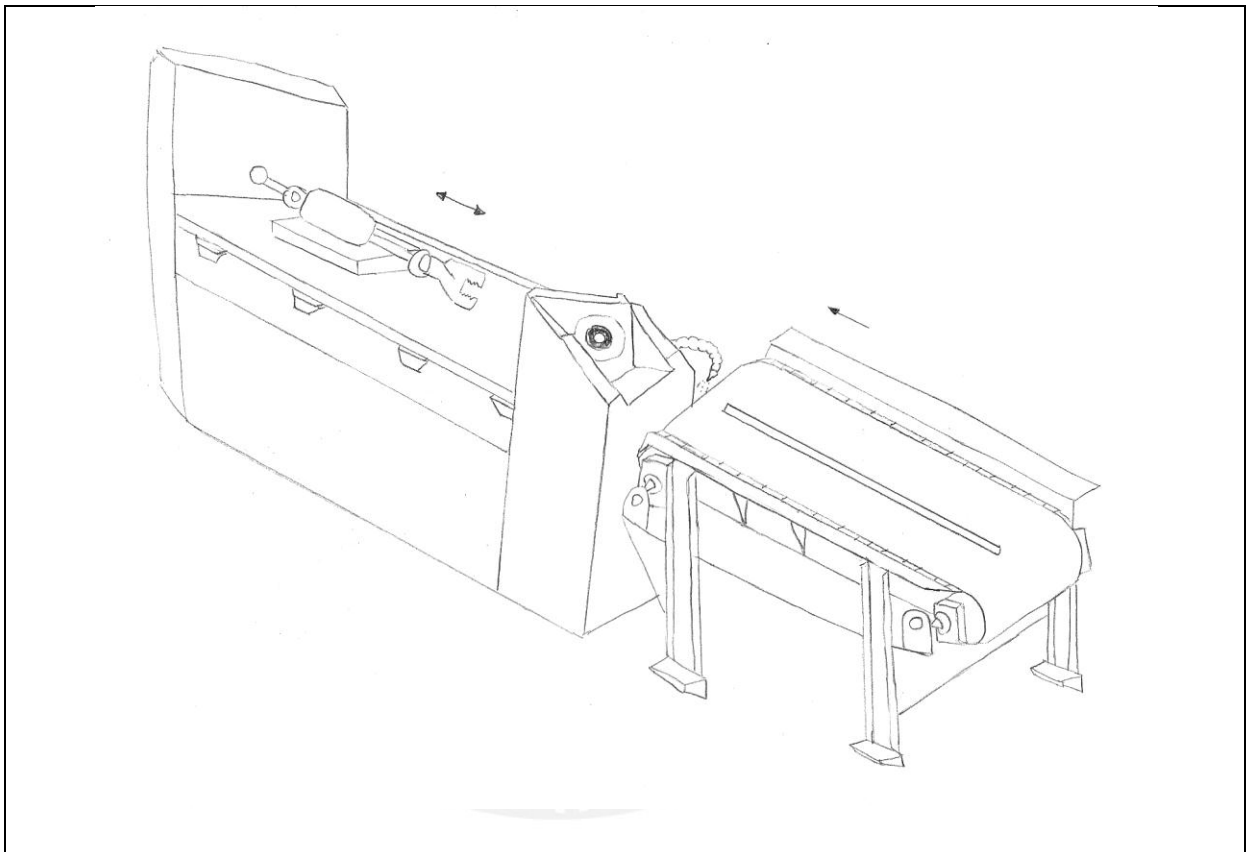


Figura 2.03. Alternativa 1

**Descripción:** En este modelo se aprecia que los tubos son trasladados hacia la zona del dado por una faja transportadora (ver Figura 2.03). Asimismo, se tiene un banco de estirado cuya fuerza es producida por el sistema hidráulico de la parte derecha en la figura. Se tiene un cilindro hidráulico apoyado y cuyo eje está alineado con el eje del tubo a estirar. Por otra parte, en uno de sus extremos está sujeto a un apoyo y en el otro extremo tiene a las mordazas que sujetaran el extremo punteado del tubo que se debe estirar. Por último, la recepción del tubo es manual, debe estar un operario listo para retirarlos una vez estirados.

### 2.5.2 Alternativa 2

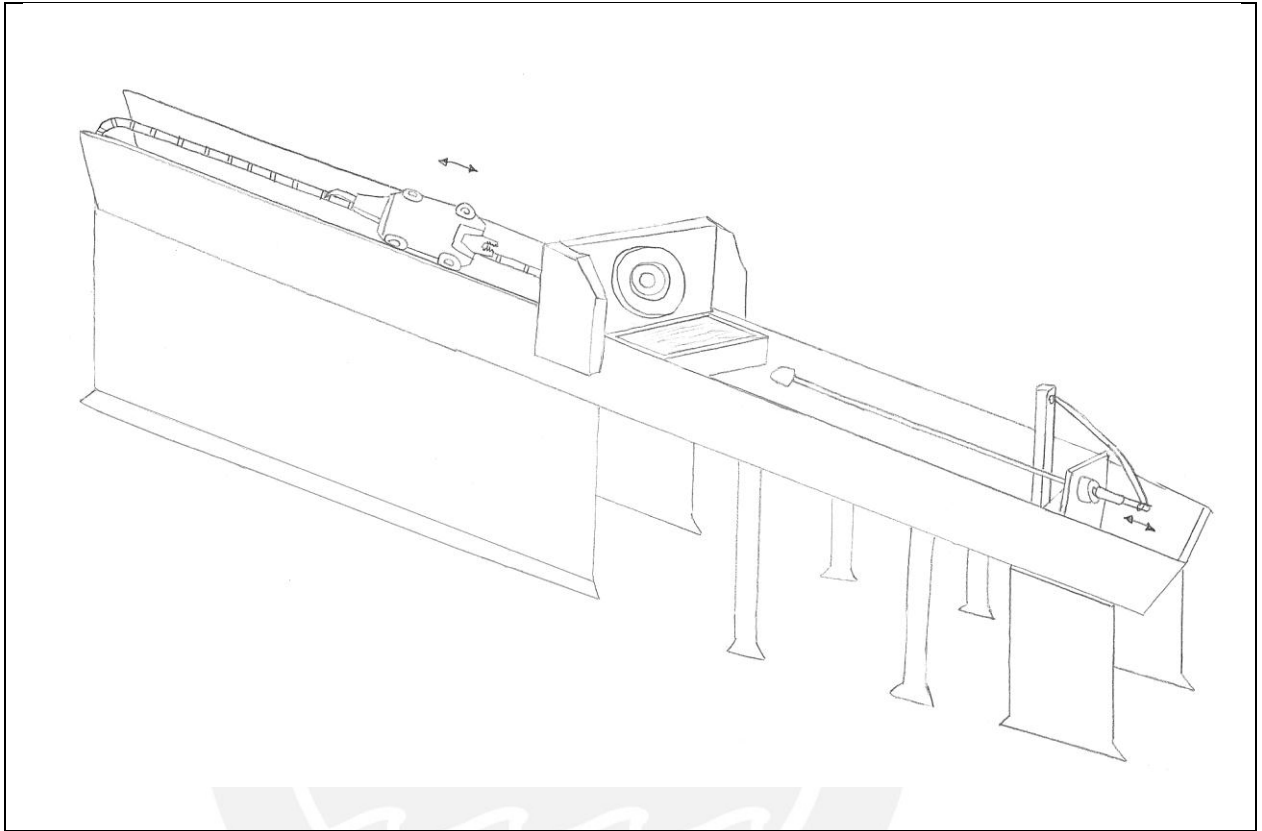


Figura 2.04. Alternativa 2

**Descripción:** Esta segunda alternativa es más sencilla en lo que a automatización se refiere. Por ejemplo, no se tiene una camilla o faja para transportar el tubo, ya que se considera que el operario puede realizar esta operación manualmente (ver Figura 2.04). Asimismo, el lubricante será aplicado por efecto de la bomba de lubricante. La forma en cómo se estira el tubo también cambia. En este caso se tiene un carro cuyo recorrido está limitado por la longitud de la bancada posterior a la zona del dado (sección derecha de la Figura 2.04). El carro se acciona por el movimiento de la cadena, la cual es movida por una rueda. Todo el sistema motriz es accionado por un motor eléctrico, asimismo se ha considerado tener una caja de engranajes para reducir la velocidad que entrega el motor.

Una vez que el tubo ha sido estirado, un operario se encargará de la recepción del producto terminado.

### 2.5.3 Alternativa 3

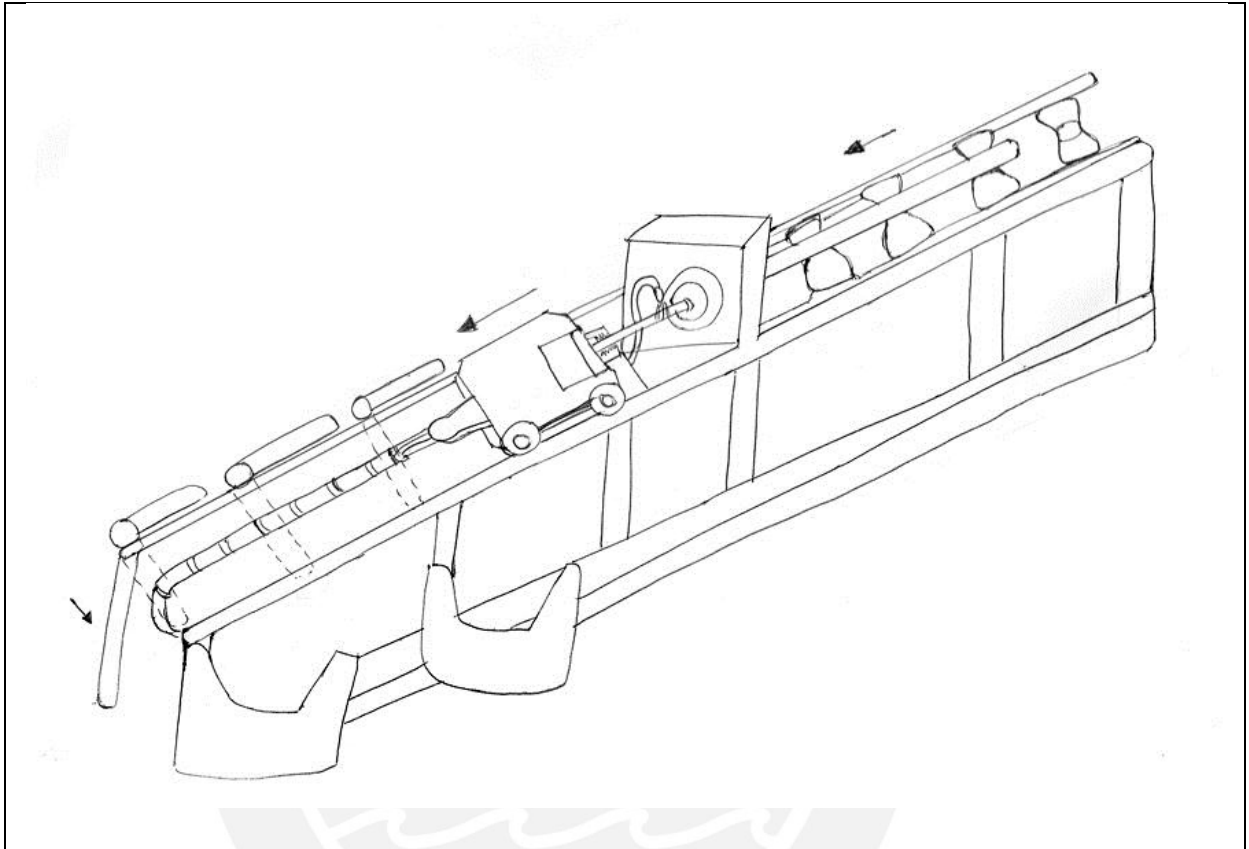


Figura 2.05. Alternativa 3.

**Descripción:** En este concepto de solución el sistema para estirar los tubos es similar al de la Alternativa 2: un carro accionado por el movimiento de un sistema de transmisión rueda-cadena (ver Figura 2.05). Las principales diferencias con el modelo anterior vienen con referencia a la automatización. En esta oportunidad se considera tener una cama de rodillos la cual traslade el tubo hasta la zona del dado. Una vez realizada esta operación, el carro sujeta al tubo con las mordazas que tiene en uno de sus extremos y su movimiento de retorno es producido por el sistema de transmisión. También cabe señalar que el tubo es bañado en lubricante impulsado por una bomba, haciendo este proceso también sin la necesidad de un operario. Finalmente, para la recepción del tubo se tienen unos apoyos o brazos mecánicos que giran 90° después que el carro haya pasado por su posición en el retorno. El carro soltará el tubo una vez que termine su recorrido y los apoyos, que tienen cierta inclinación, harán que el tubo ruede y caiga en la camilla de recepción, como se muestra en la Figura 2.06.



#### 2.5.4 Alternativa 4

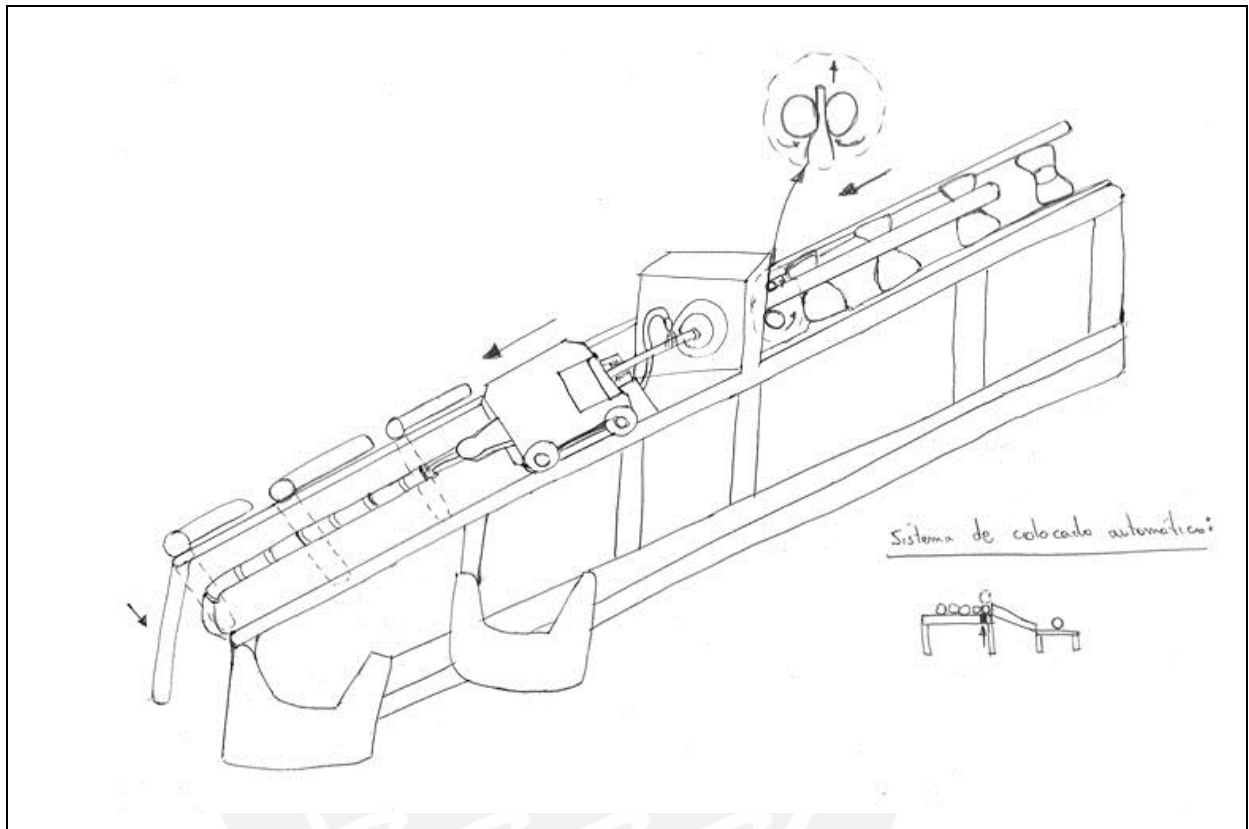


Figura 2.06. Alternativa 4.

**Descripción:** Se ha tenido en consideración una alternativa extra. Este concepto de solución está basado en la Alternativa 3, la principal novedad es que no necesita un punteado previo del tubo debido a que cuenta con unos rodillos que reducen la sección del extremo del tubo antes que entre a la zona del dado.

Además, cuenta con una camilla donde los tubos se colocan y son llevados a la cama de rodillos por medio de un seguro que se activa por medio de un sensor que indica que se ha finalizado un estirado,

El grado de automatización en esta máquina es óptimo, debido a que solo se necesita un operario para el control visual. Su principal desventaja se da en el grado económico porque requeriría de más dinero que las soluciones anteriores. Además, su fabricación a nivel local se complicaría por el nivel de automatización.

## 2.6 Evaluación técnico-económica

A continuación se realiza una evaluación técnico-económica por el método de evaluación de proyectos mecánicos según la metodología de diseño VDI 2225.

### 2.6.1 Evaluación técnica

El análisis con los criterios técnicos arrojó el siguiente resultado.

Tabla 2.02. Evaluación técnica

Diseño Mecánico – Evaluación de Proyectos Valor técnico (Xi)		Proyecto de Tesis		
Proyecto: Diseño de un banco de estirado de tubos de cobre de 1" de diámetro nominal.				
p: puntaje de 0 a 4 (Según Escala de Valores en VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal).				
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos				
Variantes de Concepto/Proyectos		Solución 1 S1	Solución 2 S2	Solución 3 S3
Nro.	Criterios de Evaluación	p	p	p
1	Rendimiento	2	3	3
2	Seguridad	2	3	3
3	Rapidez	1	2	2
4	Estabilidad	2	3	3
5	Rigidez	1	3	2
6	Manipulación	2	2	3
7	Confiabilidad	1	3	3
8	Complejidad	2	3	2

Diseño Mecánico – Evaluación de Proyectos Valor técnico (Xi)		Proyecto de Tesis		
Proyecto: Diseño de un banco de estirado de tubos de cobre de 1" de diámetro nominal.				
p: puntaje de 0 a 4 (Según Escala de Valores en VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal).				
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos				
Variantes de Concepto/Proyectos		Solución 1 S1	Solución 2 S2	Solución 3 S3
Nro.	Criterios de Evaluación	p	p	p
9	Automatización	2	2	3
10	Fabricación	2	3	2
11	Mantenimiento	3	3	3
12	Montaje	2	3	2
13	Diseño	2	3	3
14	Ergonomía	2	3	3
15	Influencia del medio ambiente	2	3	3
Puntaje máximo $\Sigma p$		28	42	42
Valor técnico Xi		0.47	0.7	0.7

Según los resultados, para este rubro, tanto la Solución 2 como la Solución 3 se presentan como las mejores opciones.

### 2.6.2 Evaluación económica

También se hizo un análisis con criterios económicos y el resultado fue el siguiente.

Tabla 2.03. Evaluación económica.

Diseño Mecánico – Evaluación de Proyectos Valor económico (Yi)		Proyecto de Tesis		
Proyecto: Diseño de un banco de estirado de tubos de cobre de 1" de diámetro nominal.				
p: puntaje de 0 a 4 (Según Escala de Valores en VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal).				
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos				
Variantes de Concepto/Proyectos		Solución 1 S1	Solución 2 S2	Solución 3 S3
Nro.	Criterios de Evaluacion	p	p	p
1	Número de piezas	3	3	3
2	¿Los materiales son de fácil adquisición?	3	3	2
3	Productividad	1	3	4
4	Costo de los materiales	2	3	2
5	Costo de fabricación	2	3	3
6	Costos por operación	2	3	3
7	Mantenimiento	2	3	2
8	Montaje	2	3	2
9	Costos Indirectos	3	3	3
10	Transporte	3	3	3
Puntaje máximo $\Sigma p$		28	30	28
Valor técnico Xi		0.58	0.75	0.68

Según los resultados, para este rubro la Solución 2 se perfila como la mejor de todas con una ligera ventaja sobre la Solución 3

### 2.6.3 Coordenadas cartesianas de los Conceptos de Solución

En la Tabla 2.04. se presenta un resumen de los valores  $X_i$  e  $Y_i$  para cada solución.

Tabla 2.04. Cuadros comparativos para selección de proyecto óptimo.

Solución	Eje X (Valor Técnico)	Eje Y (Valor Económico)
Solución 1	0.47	0.58
Solución 2	0.7	0.75
Solución 3	0.7	0.68

Valor $X_i$	Valor $Y_i$	Calificación
0.8	0.8	Muy buena solución
0.7	0.7	Buena solución
0.6	0.6	Solución deficiente

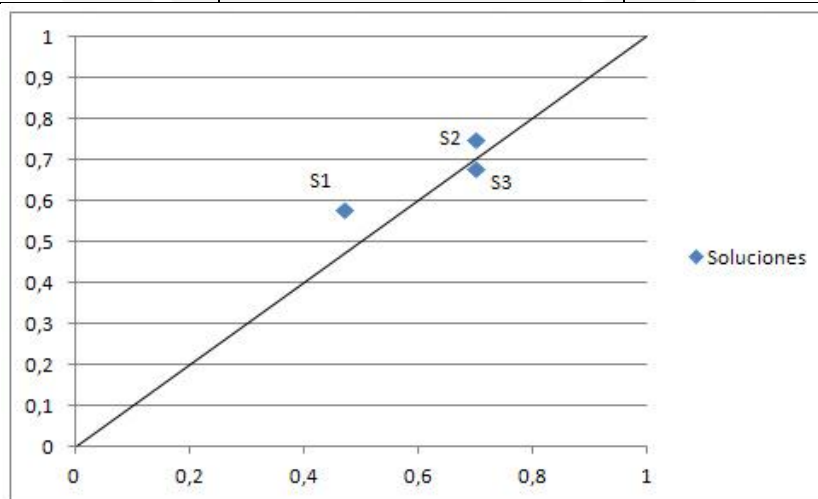


Figura 2.07. Gráfico que muestra cuál de las soluciones es la mejor para este diseño.

El resultado mostrado en la gráfica de la Figura 2.07, se escoge a la Solución 2 como la óptima para realizar el diseño del banco de estirado.

## CÁLCULOS

### 3.1 Cálculo de la fuerza de estirado

La máquina de estirado será dimensionada en base a la fuerza necesaria para estirar un tubo de cobre con las especificaciones señaladas en la Lista de Exigencias. En base a estas condiciones los datos se presentan en la Tabla 3.01.

Tabla 3.01. Parámetros geométricos y del material

Datos generales para el cálculo de la fuerza de estirado	
Diámetro inicial exterior ( $d_{i\ ext}$ )	30,0 mm
Diámetro inicial interior ( $d_{i\ int}$ )	26,0 mm
Diámetro final exterior ( $d_{f\ ext}$ )	28,575 mm (1,125 in)
Diámetro final interior ( $d_{f\ int}$ )	25,4 mm (1 in)
Semi-ángulo ( $\alpha$ )	10° o 0.1745 rad
Coefficiente de fricción ( $\mu$ )	0,1
Coefficiente de resistencia ( $K$ )	450 N/mm <sup>2</sup>
Exp. de endurecimiento por def. ( $n$ )	0,33

Las dimensiones de salida están acorde a la norma ASTM B88. El valor del semi-ángulo  $\alpha$  se tomó en base a la recomendación del ángulo óptimo, y se optó por utilizar el valor mostrado en la anterior tabla. Los valores del coeficiente de resistencia  $K$  y el exponente de endurecimiento por deformación  $n$  son propios del material, siendo para este caso el cobre. Por último, el valor del coeficiente de fricción  $\mu$  se sabe por el tipo de conformado que se está realizando, siendo este caso, un procedimiento en frío [12]

Con los parámetros de entrada ya definidos se procede a calcular las demás variables. En primer lugar, las áreas de entrada y salida (ver Figura 3.01. y Figura 3.02.)

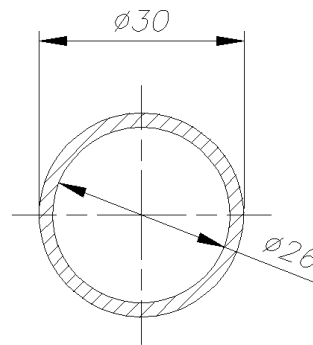


Figura 3.01. Área transversal del tubo recocido.

Entonces, el área de entrada será la siguiente:

$$A_i = \pi * \frac{(0.030^2 - 0.026^2)}{4} = 0,0001759 \text{ m}^2 \text{ o } 175,9 \text{ mm}^2$$

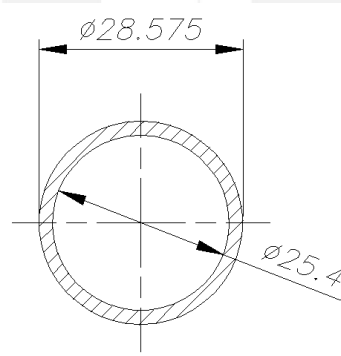


Figura 3.02. Área transversal del tubo estirado.

De manera similar, se calcula el área de salida:

$$A_f = \pi * \frac{(0.028575^2 - 0.0254^2)}{4} = 0,0001345 \text{ m}^2 \text{ o } 134,5 \text{ mm}^2$$

Una vez calculadas las áreas de entrada y de salida se puede determinar la deformación longitudinal  $\varepsilon$  y la reducción de sección por área r:

$$\varepsilon = \ln\left(\frac{175,9}{134,5}\right) = 0.268$$

Además:

$$R = \frac{175,9}{134,5} = 1,308$$

$$r (\%) = \frac{175,9 - 134,5}{175,9} * 100 = 27\%$$

El valor de  $r$  nos indica que se está realizando una reducción de sección transversal menor al 45% máxima por pasada [13]. Para el cálculo del esfuerzo de fluencia medio  $\bar{\sigma}_f$  se tiene:

$$\bar{\sigma}_f = \frac{450 * 0.268^{0.33}}{1 + 0.33} = 219,2 \text{ N/mm}^2$$

Finalmente, se puede calcular la fuerza de estirado para cada caso, como se planteó en el Capítulo 1 de este Trabajo de Tesis.

En primer lugar, para un caso de estirado con deformación ideal u homogénea:

$$F = 219,2 * 134,5 * \ln\left(\frac{175,9}{134,5}\right) = 7896 \text{ N}$$

Expresado como esfuerzo se tiene:

$$\sigma = \frac{2876}{134,5} = 58,7 \text{ MPa}$$

Luego, considerando la fricción:

$$F = 219,2 * 134,5 * \ln\left(\frac{175,9}{134,5}\right) \left(1 + \mu * \frac{1}{\tan(10^\circ)}\right) = 12374 \text{ N}$$



Expresado como esfuerzo se tiene:

$$\sigma = \frac{4507}{134,5} = 92 \text{ MPa}$$

Y, por último, con el trabajo redundante:

$$F = 219,2 * 134,5 * \left[ \ln \left( \frac{175,9}{134,5} \right) * \left( 1 + \mu * \frac{1}{\tan(10^\circ)} \right) + \frac{2}{3} * 0,1745 \right] = 15804 \text{ N}$$

Expresado como esfuerzo se tiene:

$$\sigma = \frac{15804}{134,5} = 117,5 \text{ MPa} < 219 \text{ MPa}$$

Así se comprueba que el valor de esfuerzo esté por debajo del esfuerzo de fluencia.

Para el dimensionamiento de la máquina, se usará la fuerza de estirado más grande, es decir, en su caso más crítico con la fuerza de estirado de 15804 N. Asimismo, para efectos de diseño, y por seguridad, se agregará un porcentaje más a la fuerza anteriormente descrita. De esa manera, la fuerza de estirado con la que se hará el diseño será de 20 kN.

### 3.1.1 Verificación de la fuerza de estirado por método de cálculo alternativo

Dentro de la bibliografía consultada para esta parte del capítulo se encontró la siguiente fórmula, la cual resume todas las fuerzas presentes en el proceso de estirado en la siguiente expresión [14]

$$F_{total} = A_f * \sigma_f * \left[ \left( 1 + \frac{2 * \mu}{\text{sen}(2\alpha)} \right) * \ln \left( \frac{A_f}{A_i} \right) + \frac{1}{2} * \alpha \right]$$

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$F_{total} = 134,5 * 219,2 * \left[ \left( 1 + \frac{2 * 0,1}{\sin(2 * 10^\circ)} \right) * \ln \left( \frac{175,9}{134,5} \right) + \frac{1}{2} * 0,1745 \right] = 15587 \text{ N}$$

Este valor calculado está por debajo de lo considerado para el diseño, con lo cual se puede considerar que el dimensionamiento va por buen camino.

### 3.1.2 Verificación de la fuerza para otro tamaño

Según la Tabla 3.02. extraída de la norma ASTM B88, las magnitudes de los diámetros finales de las tuberías de cobre deben ser las siguientes:

Tabla 3.02. Dimensiones finales de los diámetros de las tuberías de cobre según ASTM B88.

Ítem	Diámetro interior (pulgadas)	Diámetro exterior (pulgadas)
1	0,25 (6,35 mm)	0,375 (9,525 mm)
2	0,5 (12,7 mm)	0,625 (15,875 mm)
3	0,75 (19,05 mm)	0,875 (22,225 mm)

En base a los cálculos realizados para estimar la fuerza de estirado y sus parámetros cuando se desean tuberías de una pulgada de diámetro interior nominal, se calculan las fuerzas para los ítems 1, 2 y 3 de la Tabla 3.02.

Ítem 1. Con diámetros iniciales exterior e interior de 12 mm y 8 mm, respectivamente, y las medidas establecidas por la norma ASTM B88 y con los mismos parámetros de entrada (geométricos y de material), se obtienen los siguientes resultados:

$$A_f = 39.6 \text{ mm}^2$$

$$A_i = 62.8 \text{ mm}^2$$

$$\varepsilon = 0.46$$

$$R = 1.58$$

$$\bar{\sigma}_f = 262.2 \text{ N/mm}^2$$

$$F = 8723.3 \text{ N}$$

$$\sigma = 220 \text{ MPa}$$

Ítem 2. Con diámetros iniciales exterior e interior de 18 mm y 14 mm, respectivamente, y las medidas establecidas por la norma ASTM B88 y con los mismos parámetros de entrada (geométricos y de material), se obtienen los siguientes resultados:

$$A_f = 71.3 \text{ mm}^2$$

$$A_i = 100.5 \text{ mm}^2$$

$$\varepsilon = 0.34$$

$$R = 1.41$$

$$\bar{\sigma}_f = 237.9 \text{ N/mm}^2$$

$$F = 11118.8 \text{ N}$$

$$\sigma = 156 \text{ MPa}$$

Ítem 2. Con diámetros iniciales exterior e interior de 25 mm y 21 mm, respectivamente, y las medidas establecidas por la norma ASTM B88 y con los mismos parámetros de entrada (geométricos y de material), se obtienen los siguientes resultados:

$$A_f = 102.9 \text{ mm}^2$$

$$A_i = 144.9 \text{ mm}^2$$

$$\varepsilon = 0.34$$

$$R = 1.42$$

$$\bar{\sigma}_f = 236.9 \text{ N/mm}^2$$

$$F = 15081.9 \text{ N}$$

$$\sigma = 153 \text{ MPa}$$

Con esto, se ha verificado que la máquina pueda estirar tuberías de cobre de cualquier dimensión normalizada hasta de 1 pulgada de diámetro interior nominal.

### 3.1.3 Diagrama de cuerpo libre en el estirado

En la Figura 3.03. se muestra un esquema del sistema con las fuerzas presentes en el proceso.

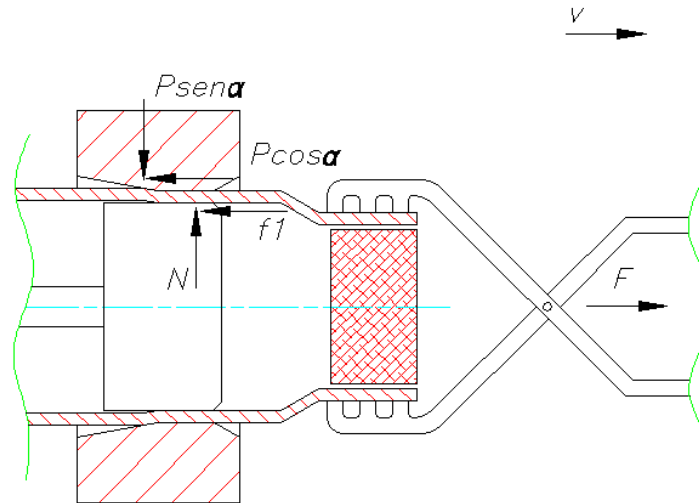


Figura 3.03. Fuerzas presentes en el estirado del tubo.

Siendo  $N$  la reacción entre la superficie interior del tubo y el mandril fijo,  $f_1$  la fuerza de fricción entre estas dos superficies y  $P$  la fuerza del dado sobre la superficie exterior del tubo de cobre, magnitud representada en sus componentes horizontal y vertical.

Si se plantean las ecuaciones de equilibrio se tiene:

$$P * \text{sen} \alpha = N$$

$$F = P * \text{cos} \alpha + f_1$$

Pero se sabe que

$$f_1 = \mu * N$$

Entonces se tendría un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas.

$$P * \text{sen} 10^\circ = N$$

$$20000 = P * \text{cos} 10^\circ + 0,1 * N$$

Al resolverlo se obtienen los siguientes valores.

$$P = 19956 \text{ N}$$

$$N = 3465 \text{ N}$$

De donde se puede observar que la fuerza  $P$  es considerablemente mayor a  $N$ .

### 3.1.4 Verificación de esfuerzo

Es importante verificar que el material no falle en plena operación, asegurando que el esfuerzo en la sección indicada con una flecha en la Figura 3.04 no sobrepase el esfuerzo de fluencia. De esta manera, se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A_f} < \sigma_f$$

$$\sigma = \frac{20000}{134,5} = 148,7 \text{ MPa} < 219 \text{ MPa}$$

Entonces, se verifica que el material no falle en plena operación.

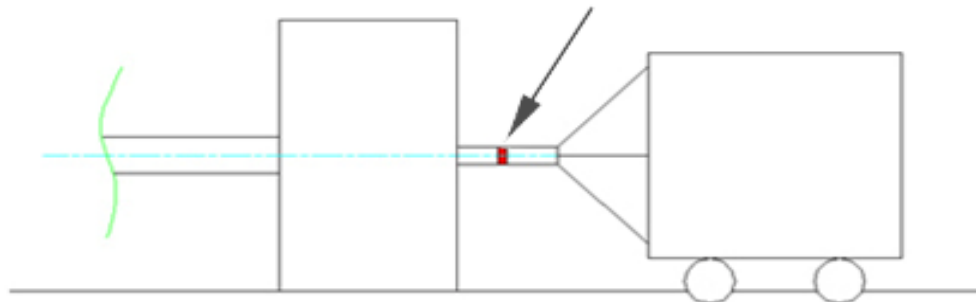


Figura 3.04. Esquema de la zona a verificar que no falle

### 3.1.5 Cálculo de la potencia para la carga

Por recomendaciones encontradas en la bibliografía [14] y las características de los bancos de estirado evaluados en el Estado de la Tecnología, se ha escogido que la

velocidad lineal del estirado sea de 0,25 m/s (15 m/min). Asimismo, con esta velocidad se estima que la cantidad de tubos procesados por hora sea de 60 (1 tubo por minuto). De esta manera, sumado a la Fuerza de estirado calculada, se puede calcular la potencia necesaria para la operación.

$$P = F * v = 20000 * 0.25 = 5000 \text{ W}$$

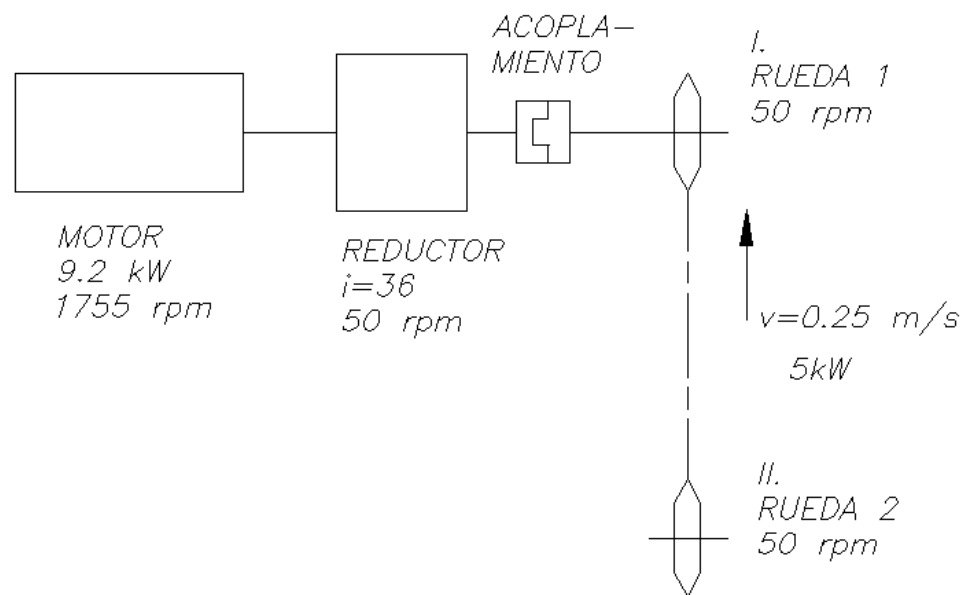


Figura 3.05. Esquema cinemático de la transmisión.

### 3.2 Selección de la cadena

Se ha encontrado que las cadenas utilizadas en bancos de estirado están diseñadas en base a la norma DIN 8156 (sin casquillos) y DIN 8157 (con casquillos), cuyas características serán presentadas todas como Anexo. En base a los datos presentados en la norma y las solicitaciones de carga para esta máquina, se optó por una cadena DIN 8156 con las siguientes especificaciones.

p	b1	d1	d2	a	g	s	Split-Pin DIN 94	Fuerza	Superficie	Peso	datos para
								de rotura	de apoyo		kg/m
min.	max.	max.	max.	max.	max.	max.	DIN 94	kN	cm <sup>2</sup>	kg/m	kN
50	25	14	12	71	30	3,5	3,2 x 20	60	1,5	5,5	10

Figura 3.06. Especificaciones elegidas para la cadena según norma DIN 8156

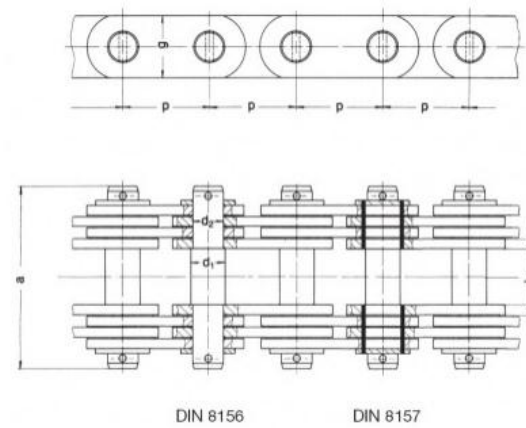


Figura 3.07. Esquema extraído de las normas DIN 8156 y DIN 8157

Con estas especificaciones, se tiene una cadena lo suficientemente resistente como para trabajar con normalidad en el banco de estirado.

Como se puede observar en la Figura 3.05., la cadena seleccionada tiene una fuerza de rotura de 60 kN y una fuerza mínima para aplicación como cadena de arrastre de 10 kN, por lo que será suficiente para el trabajo que se desea realizar.

### 3.2.1 Selección de la rueda para la cadena

Como la relación de transmisión entre las dos ruedas de la cadena es uno ( $i=1$ ), entonces se tendrán dos engranajes iguales. Asimismo, para esta sección se utilizará un catálogo de la marca Martin, especialista en elementos de transmisión.

De este catálogo se seleccionó la rueda de las siguientes características: modelo **32B19 tipo C**, con 19 dientes, paso de 50,8 mm y diámetro 100 mm (valor aceptable de acuerdo al diámetro máximo indicado).

La cadena seleccionada según la norma DIN 8156, el paso de la cadena (en Sistema Internacional) no coincide con el paso de la rueda seleccionada, por lo que una alternativa sería tomar la cadena adjunta en el catálogo Martin (ISO 32B-1), debido a la similitud geométrica que tienen ambas o seleccionar la cadena en pulgadas como indica la norma DIN 8156.

### 3.3 Selección del motor y el sistema de reducción

El reductor de velocidades se seleccionará en base a un catálogo de la empresa Siemens (adjuntado como Anexo). En base a la potencia de entrada para el reductor, se darán las características fundamentales del motor que permitan su selección.

Se eligió una relación de transmisión de uno ( $i=1$ ), para tener dos ruedas del mismo diámetro primitivo que giren a la misma velocidad ( $n_1 = n_2$ ). Además, en el Estado de la Tecnología se halló que las máquinas modernas ostentan cadenas cuyas ruedas giran entre 40 y 50 RPM aproximadamente. Para este trabajo de Tesis se utilizará 50 RPM, y con estos datos se aplicará el método de selección expuesto en el catálogo Siemens.

#### i) Selección del factor de servicio ( $f_s$ )

Se considerará una carga **con choques**, y **10 horas** de funcionamiento, de esta manera, el factor de servicio es de 1.75

Tabla 3.03. Extraído del catálogo Siemens, selección del factor de servicio

TABLA DE FACTORES DE SERVICIO RECOMENDADOS			
Funcionamiento horas/día	Uniforme	Tipo de Carga Media	Con choques
2	0.9	1.1	1.5
10	1.0	1.25	1.75
24	1.25	1.50	2.00



ii) Cálculo de la Potencia de entrada al reductor  $P_1$

$$P_1 = \frac{T_2 * n_2}{9550 * \eta} * f_s$$

Donde:

$P_1$  es la potencia de entrada al motor (en kW)

$T_2$  es el torque a la salida del reductor (en N-m)

$n_2$  es la velocidad de salida al reductor (en RPM)

$n_1$  es la velocidad de entrada al reductor (en RPM)

$\eta$  es la eficiencia del reductor, en el catálogo Siemens indica que su valor es de 0.94

$f_s$  es el factor de servicio de la máquina

Si se sabe que  $n_2 = 50 \text{ RPM}$ , entonces

$$T_2 = \frac{5000}{\left(\frac{2\pi * 50}{60}\right)} = 955 \text{ N} - \text{m}$$

En el catálogo se indica que los reductores soportan hasta 20000 N-m, por lo tanto, este valor está dentro de lo pensado. Ahora, para calcular la potencia del motor:

$$P_1 = \frac{955 * 50}{9550 * 0,94} * 1,75 = 9.2 \text{ kW}$$

iii) Selección del motor eléctrico

En base a los cálculos, se seleccionó un motor eléctrico del catálogo de la empresa WEG con las siguientes características:

Tabla 3.04. Características del motor WEG

CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR			
Potencia (kW)	9,2	Factor de Potencia (cosφ)	0,82
Velocidad (RPM)	1755	Voltaje (V)	380
Eficiencia (%)	88,5	Corriente (A)	33,3
Peso del motor (kg)	72	Corriente de arranque (A)	166,5

## iv) Cálculo del tiempo de arranque y selección del método de arranque

El torque entregado por el motor será:

$$T_{nom} = \frac{9200}{\left(\frac{2\pi * 1755}{60}\right)} = 50.1 N - m$$

Los demás torques se calculan mediante la relación con el torque nominal:

$$T_{arranque} = 2 * T_{nom} = 100.2 N - m$$

$$T_{minimo} = 1.5 * T_{nom} = 75.15 N - m$$

$$T_{maximo} = 2.5 * T_{nom} = 140.28 N - m$$

$$T_{promedio} = \frac{1}{2} * (0.82)^2 * (T_{maximo} + T_{minimo}) = 72.43 N - m$$

$$T_{resistivo} = \frac{9200}{\left(\frac{2\pi * 50}{60}\right)} = 27.2 N - m$$

Como el torque nominal del motor es mayor que el torque resistivo, el motor funcionará sin problemas. Por otra parte, para calcular el tiempo de respuesta será necesario hallar el valor del torque de aceleración  $T_{aceleración}$

$$T_{aceleración} = T_{promedio} - T_{resistivo} = 45.23 N - m$$

Se tendrán dos casos para esta máquina, una cuando el motor solo tenga que mover a la cadena (momento de masa del motor, momento de masa del reductor y la cadena) y luego cuando se de el proceso de estirado de los tubos (todos los momentos de masa, incluida la inercia del estirado).

Tabla 3.05. Momentos de masa del sistema.

Momento de masa motor	Momento de masa reductor	Momento de masa bancada	Momento de masa estirado
0,05427 kg-m <sup>2</sup>	0,64 kg-m <sup>2</sup>	0,06 kg-m <sup>2</sup>	0,81 kg-m <sup>2</sup>

a) Tiempo de respuesta ( $t_{pm}$ ) para el primer caso (solo cadenas y reductor):

$$t_{pm} = \frac{(0,05427 + 0,64 + 0,06) * 183,79}{45,23} = 3,1 \text{ segundos}$$

b) Tiempo de respuesta ( $t_{pm}$ ) para el segundo caso (solo estirado):

$$t_{pm} = \frac{(0,81) * 183,79}{45,23} = 3,3 \text{ segundos}$$

Siendo 3,3 segundos el tiempo de respuesta cuando se conecte el pin del carro de estirado a la cadena

v) Selección del reductor de velocidad

Una vez seleccionado el motor y su velocidad, se calcula la relación de transmisión:

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{rueda}} = \frac{1800}{50} = 36$$

De este modo, se tienen todos los parámetros del reductor de velocidad, los cuales son una potencia de entrada de 9.2 kW relación de transmisión  $i=36$  y velocidad de salida de 50 RPM, pero en el catálogo, para los reductores de ejes coaxiales Siemens FLENDER se tiene un motoreductor con una relación de transmisión de  $i=34,07$ , por lo que la velocidad rotacional de salida será 52,8 RPM. Al corregir las expresiones se tiene un torque  $T_2$  igual a 905 N-m, la potencia de entrada  $P_1$  seguirá siendo 9.2 kW y la relación de transmisión será la indicada en el catálogo del reductor.

Finalmente, el código del reductor Siemens seleccionado es **100161690**.

### 3.4 Cálculo del acoplamiento flexible

El eje macizo que sale del reductor y el árbol de transmisión se conectarán a través de un acoplamiento flexible seleccionado de la marca Renold. Entre las características principales de este componente se menciona que son adaptables a una gama amplia de diámetros de eje. Por ello, se escoge un acoplamiento flexible RB de la marca Renold, tamaño 1.15 para diámetros mínimos de 55 mm y como máximo de 115 mm.

### 3.5 Cálculo del árbol de transmisión y sus rodamientos

El torque estimado se transmitirá desde la caja reductora a través de un acoplamiento flexible a un árbol que a su vez comunicará el torque y las revoluciones por minuto a la rueda y a la cadena.

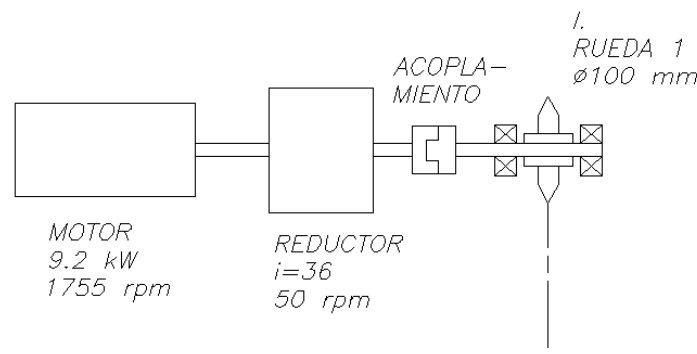


Figura 3.08. Esquema cinemático del árbol de transmisión.

#### 3.5.1 Cálculo del árbol de transmisión

##### 3.5.1.1 Dimensionamiento preliminar

Al conocer las cargas a las que estará sometido el árbol, se puede realizar un dimensionamiento preliminar en base al cálculo de un diámetro mínimo tal que sea capaz de resistir las solicitaciones de carga para este caso. Entonces, se tienen los siguientes parámetros:

$$M_t = T_2 = 955 N - m$$

$$\tau_{t \text{ pulsante}} = 250 \text{ MPa}$$

$$FS_R = 4 - 5$$

Donde el valor de  $\tau_{t \text{ pulsante}}$  depende del material del árbol, el cual será acero Ck45 para este caso. Asimismo, se considera el valor de  $FS_R$  está entre 4 - 5 porque se conoce el valor de la potencia y la velocidad de giro, además que el árbol trabajará a torsión. Por consiguiente, al reemplazar en la siguiente expresión:

$$d \geq \sqrt{\frac{16 * M_t * FS_R}{\pi * \tau_{t \text{ pulsante}}}}$$

Se obtiene que el diámetro “d” debe ser mayor o igual que 78,6 mm, por lo cual se decidió tomar el diámetro de entrada “d” en 80 mm. Además, se puede estimar el valor de la longitud mínima que debe tener el tramo con diámetro de 80 mm en 120 mm, debido a las siguientes relaciones:

$$L = 1,5 * d, \text{ para aceros y } L = 1,2 * d, \text{ para hierro fundido.}$$

También se pueden estimar las siguientes longitudes y diámetros para los rodamientos la rueda para cadena. Para los rodamientos, se escogió de diámetro 80 mm por ser un valor comercial de diámetro interno en los catálogos de SKF y otros proveedores; mientras que para la rueda de cadena, se decidió que tendrá un diámetro de 100 mm (dentro del rango de diámetros admitidos por el engranaje seleccionado), y la longitud se decidió en base a la distancia entre los apoyos soldados en los perfiles que conforman la estructura de la bancada.

En síntesis, en base a un dimensionamiento previo se calcularon las medidas que tendrá el árbol y las cuales se muestran en la Figura 3.07.

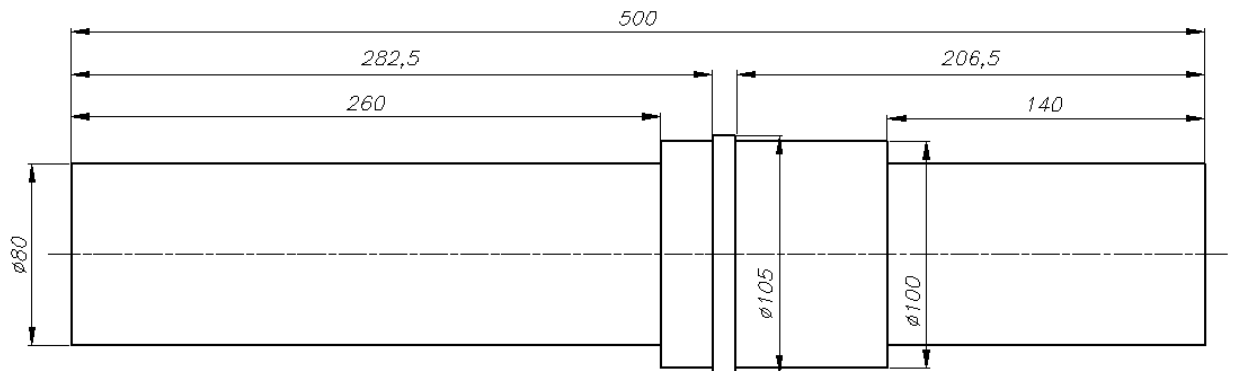


Figura 3.09. Dimensiones preliminares del árbol de transmisión

Su ubicación en el conjunto se observa en la Figura 3.10.

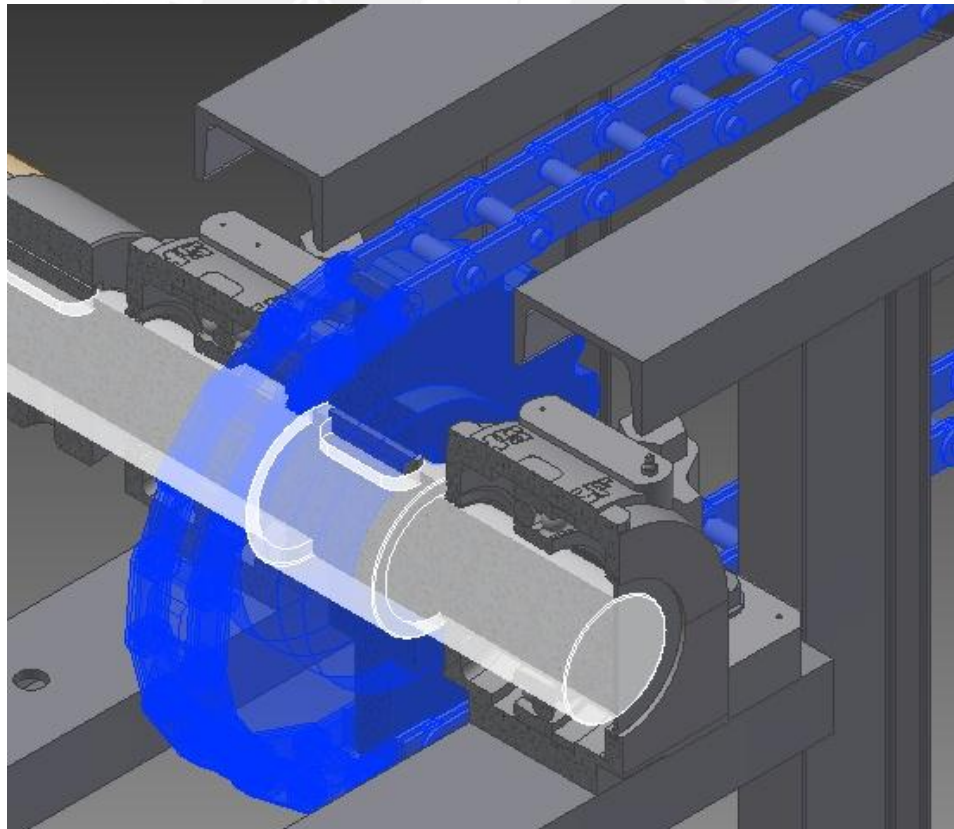


Figura 3.09. Ubicación del árbol de transmisión en el sistema.

Mientras que el DCL de este elemento será el mostrado en la Figura 3.08.

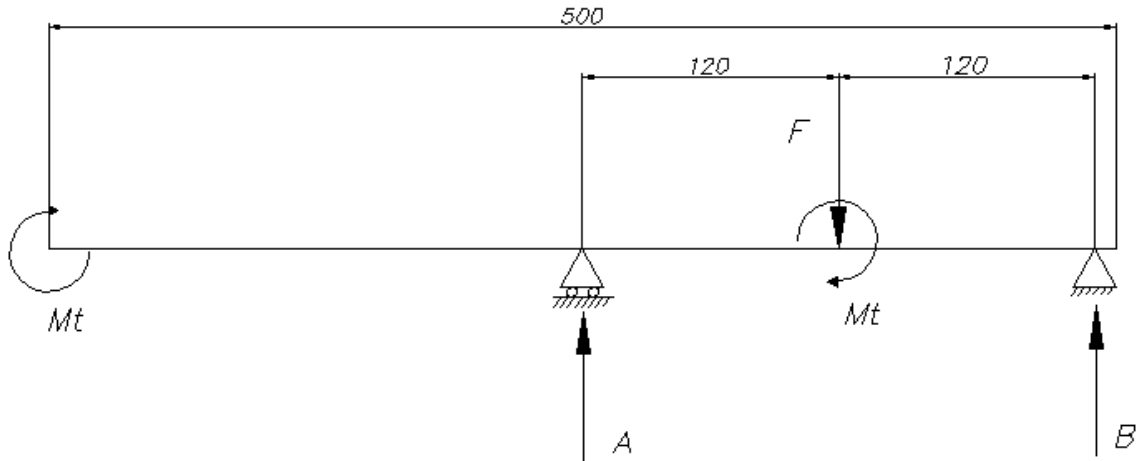


Figura 3.08. Diagrama de Cuerpo Libre del árbol de transmisión

I) Cálculo de las reacciones en cada apoyo

En el árbol actúan dos fuerzas: la fuerza  $F$  y el momento torsor  $M_t$ . Al tener las mismas distancias entre la carga  $F$  y los apoyos, se puede deducir que las reacciones en  $A$  y  $B$  tendrán la misma magnitud. Entonces, se plantean las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_y : A + B = 10000 \text{ N}$$

$$\sum M_B : 10000 * 0,12 = A * 0,24$$

Al resolver estas dos ecuaciones con dos incógnitas, se obtienen los valores de  $A$  y  $B$ , que es de 5000 N para cada reacción.

**3.5.1.2 Verificación del árbol**

El dimensionamiento descrito en los párrafos anteriores fue una aproximación en borrador, con la finalidad de darle una forma inicial al eje o árbol que se esté diseñando. Es por este motivo que el elemento debe cumplir con las siguientes verificaciones:

## I) Verificación por resistencia

Una vez más, se indica que el árbol a diseñar solo trabaja a torsión. Luego, se puede emplear la expresión de C. Bach:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * (\alpha_o \tau_t)^2} ; \quad \text{donde} \quad \alpha_o = \frac{\sigma_f AL}{1,73 * \tau_t PUL}$$

Y además se debe cumplir que:

$$\sigma_{eq} \leq \sigma_f Adm$$

Se calculan los esfuerzos de flexión y torsión, respectivamente:

$$\sigma_f = \frac{32 * M_f}{\pi * d^3} = \frac{32 * 10000 * 110}{\pi * 80^3} = 21,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_t = \frac{16 * M_t}{\pi * d^3} = \frac{16 * 955000}{\pi * 80^3} = 9,5 \text{ MPa}$$

$$\alpha_o = \frac{370}{173 * 260} = 0,82$$

No obstante, se deben corregir los esfuerzos para que se adapten a un caso de esfuerzo variable (torsión y flexión actuando a la vez):

$$\sigma_{eq}' = \sqrt{\sigma_f'^2 + 3 * (\alpha_o \tau_t')^2}$$

$$\tau_t' = \frac{\beta_t * \tau_t}{C_s * C_t * C_{temp}} = \frac{2 * 9,5}{0,65 * 0,9 * 1} = 40,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f' = \frac{\beta_f * \sigma_f}{C_s * C_t * C_{temp}} = \frac{2 * 21,9}{0,65 * 0,9 * 1} = 74,9 \text{ MPa}$$



Donde el factor de concentración de esfuerzo efectivos para flexión y torsión,  $\beta_f$  está en un rango de 1,8 a 2,0; el coeficiente de tamaño  $C_t$  tiene un valor de 0,65; el coeficiente de acabado superficial  $C_s$  vale 0,9 y el coeficiente de temperatura  $C_{temp}$  es igual a 1.

Con los esfuerzos corregidos para el caso deseado, se procede a calcular el  $\sigma_{eq}'$

$$\sigma'_{eq} = \sqrt{18,26^2 + 3 * (0,82 * 40,6)^2} = 94,5 \text{ MPa}$$

$$FS = \frac{\sigma_f \text{ Adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{370}{94,5} = 4$$

El valor de FS está en el rango del FS recomendado, por lo tanto, cumple con la verificación por resistencia.

## II) Verificación de la deformación transversal por flexión

El árbol, al estar sometido a flexión, deberá ser verificado tanto en su deformación lineal como en la angular, con la finalidad que estos valores no sobrepasen lo permisible. En la Figura 3.09. se tiene un esquema del sistema a analizar, donde  $\delta$  es la deformación lineal máxima.

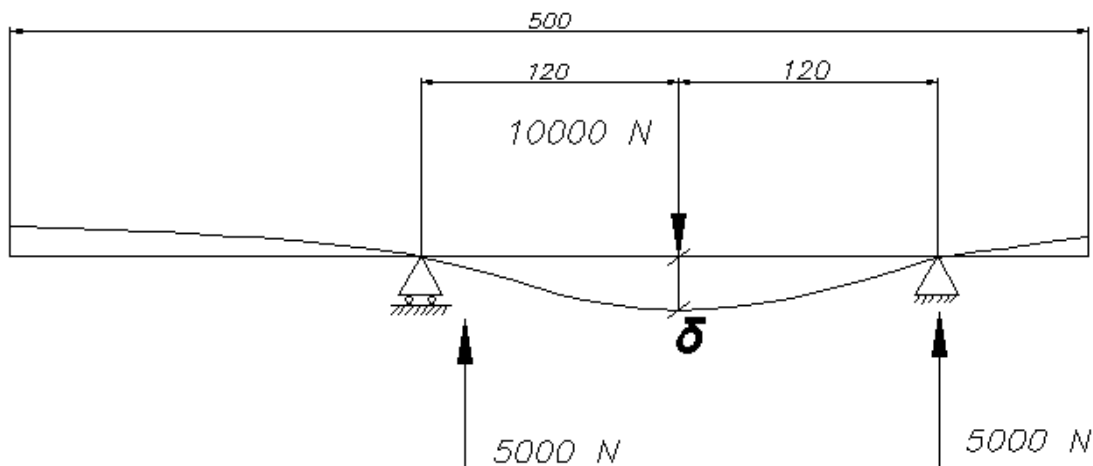


Figura 3.09. Esquema de la deformación a calcular

i) Verificación de la deformación lineal

Se tiene que el valor de  $\delta_{max}$  estará dado por la siguiente expresión:

$$\delta_{max} = \frac{F * L^3}{48 * E * I}$$

Donde:

F= 10000 N (fuerza en la cadena)

L= 240 mm

E = Módulo de elasticidad para el acero, 210 GPa

I = Momento de inercia, en este caso, al ser una sección circular, dado por la expresión

$$I = \frac{\pi * r^4}{4} = \frac{\pi * 50^4}{4}$$

Reemplazando valores se obtiene el siguiente valor de  $\delta_{max}$

$$\delta_{max} = \frac{10000 * 240^3}{48 * 210000 * \frac{\pi * 50^4}{4}} = 0,025 \text{ mm}$$

Por último, si se divide entre la longitud del eje, se obtiene 0.06 mm/m, lo cual está dentro del rango permitido para árboles de transmisión (máximo 0.5 mm/m para árboles de transmisión).

ii) Verificación de la deformación angular

El valor de  $\varphi$  estará dado por la siguiente expresión:

$$\varphi = \frac{M_t * L}{G * I_o}$$

Donde:

$M_t = 955000$  N-mm (torque transmitido)

$L = 220$  mm

$G$  = Módulo de cizalladura para el acero, 81 GPa

$I_o$  = Momento de inercia polar, en este caso, al ser una sección circular, dado por la expresión

$$I = \frac{\pi * r^4}{2} = \frac{\pi * 40^4}{2}$$

Reemplazando valores se obtiene el siguiente valor de  $\varphi$

$$\varphi = \frac{955000 * 240}{81000 * \frac{\pi * 40^4}{2}} = 7,04 * 10^{-4} \text{ rad}$$

Pasando de radianes a minutos, se tiene que el valor de  $\varphi$  es de 2,42 minutos, lo cual es correcto ya que el rango de  $\varphi_{adm}$  para un rodamiento rígido de bolas va desde 2 a 10 minutos.

### III) Verificación de la deformación torsional

Todo árbol sometido a torsión se deforma torsionalmente, es por ello que se debe calcular el ángulo relativo de giro entre dos secciones distanciadas una longitud conocida. Para ello, se tiene la siguiente expresión:

$$\frac{\varphi}{L} \leq \left(\frac{\varphi}{L}\right)_{adm}$$

El valor de  $\varphi$  convertido a grados es de  $0.04^\circ$ . Al dividir este valor entre la longitud, resulta que  $\frac{\varphi}{L} = 0.168^\circ/m$ , lo cual es correcto ya que el valor de  $\left(\frac{\varphi}{L}\right)_{adm}$  oscila entre 0,25 a 0,50  $^\circ/m$  para árboles en general.

## IV) Verificación dinámica

Por último, con la finalidad de evitar que se produzca el fenómeno de resonancia, se debe verificar que la frecuencia no esté cerca de la frecuencia natural del sistema. Para el cálculo se utilizarán las siguientes expresiones:

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}; \quad \omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}; \quad \omega_n = \sqrt{\frac{c_t}{J_m}}; \quad c_t = \frac{M_t}{\varphi}$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$c_t = \frac{955000}{6,45 \cdot 10^{-4}} = 1,48 \cdot 10^9 \text{ N} - \text{mm/rad} \quad J_m = 16064,5 \text{ kg} - \text{m}^2$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{1,48 \cdot 10^9}{16064,5}} = 303,5 \text{ rad/s} \quad \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 50}{60} = 5,23 \text{ rad/s}$$

Finalmente, se calcula el valor de  $\lambda$

$$\lambda = \frac{5,23}{303,5} = 0,02$$

Este último valor debe ser menor que 0,8 o mayor que 1,5. Según lo calculado, el valor de  $\lambda$  es menor que 0,8; por lo que el árbol no fallará por resonancia.

### 3.5.2 Selección de rodamientos y chumacera

El árbol necesitará un par de rodamientos para que le permitan girar libremente. La selección de los apoyos será en base al método de SKF para estimar la vida de un rodamiento.

Para el diámetro de 80 mm se escogió la chumacera SKF SNL 518-615, que trae consigo un rodamiento autoalineante de doble hilera de bolas, identificado con el código SKF 1218K. De esta manera, se evitan también posibles problemas de alineamiento cuando el

árbol esté en funcionamiento. La posición de estas chumaceras se muestran a continuación en la Figura 3.10, mientras que en la Figura 3.10. se puede apreciar el interior de este elemento, con el rodamiento mencionado en el párrafo anterior.

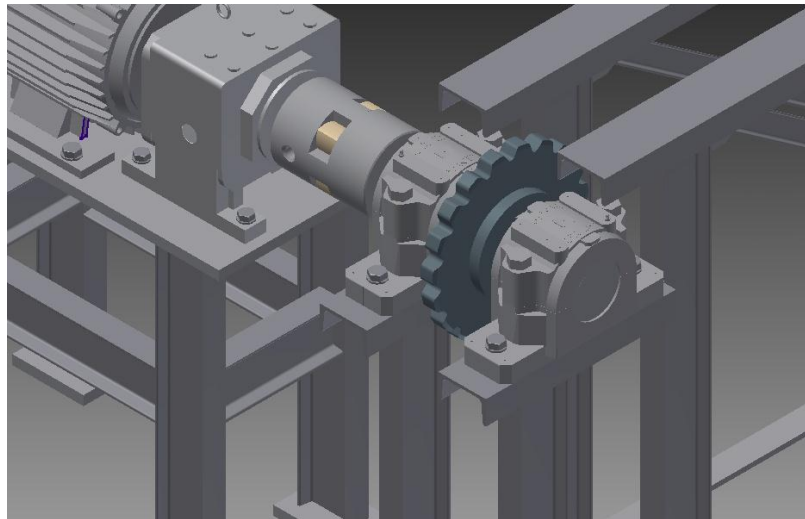


Figura 3.10. Posición en servicio de las chumaceras seleccionadas.

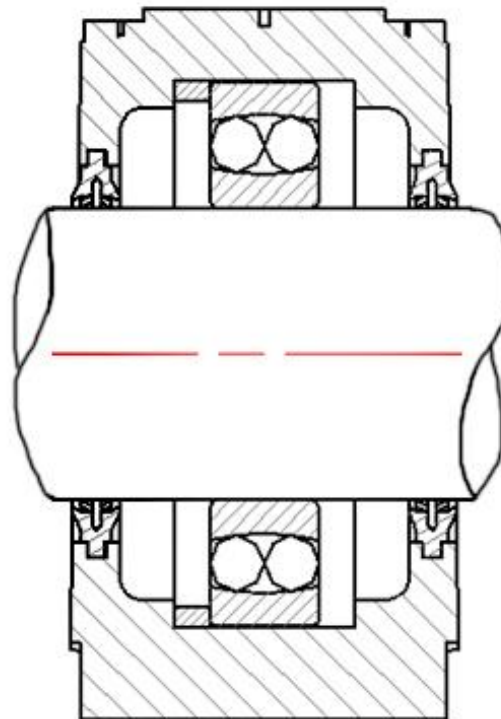


Figura 3.11. Sección cortada de la chumacera seleccionada, donde se aprecian sus elementos.

### 3.5.3 Cálculo de chavetas

Será necesario calcular las chavetas (número y longitud) para las secciones indicadas en el árbol de la Figura 3.09.

Asimismo, la norma a utilizar será DIN 8885 y el material seleccionado acero Ck 45.

i) Cálculo de chaveta para la sección donde irá la rueda para cadena

La chaveta seleccionada deben cumplir con las siguientes ecuaciones:

$$p = \frac{F_t}{t * L_{ef}} \leq p_{adm}; \quad L \geq L_{ef} + b; \quad L_{ef} \geq \frac{2 * M_t}{d * t * p_{adm}}$$

Se tienen los siguientes datos:

$$M_t = 955 \text{ N} - \text{m}; \quad d = 100 \text{ mm}; \quad p_{adm} = 90 \text{ MPa}$$

Según la norma, para un diámetro de 100 mm se tiene que  $b = 28 \text{ mm}$ ,  $h = 16 \text{ mm}$ ,  $t_1 = 10 \text{ mm}$ . Se puede conocer  $t$ :  $t = h - t_1 = 6 \text{ mm}$ . Reemplazando valores se obtiene:

$$L_{ef} \geq \frac{2 * 955000}{100 * 5 * 90} = 35.4 \text{ mm}$$

Se escoge una longitud de  $L_{ef} = 42 \text{ mm}$ , teniendo una longitud  $L = 70 \text{ mm}$ . Por lo tanto, para esta sección se debe colocar 1 chaveta de 28x16x70, según DIN 8885.

### 3.5.4 Dimensionamiento del árbol cercano al dado de estirado

Hasta el momento, los cálculos y selección de elementos han sido para el árbol que recibirá el torque y velocidad del motor y la caja reductora. Para el otro árbol, se tiene pensado en colocar los mismos materiales y elementos seleccionados; sin embargo, este nuevo árbol no estará unido a un acople, sino que tendrá la forma y dimensiones mostradas en la Figura 3.12.

Como se puede apreciar, las dimensiones son semejantes a las del árbol calculado y dimensionado anteriormente, por lo que el cumplimiento en servicio está garantizado.

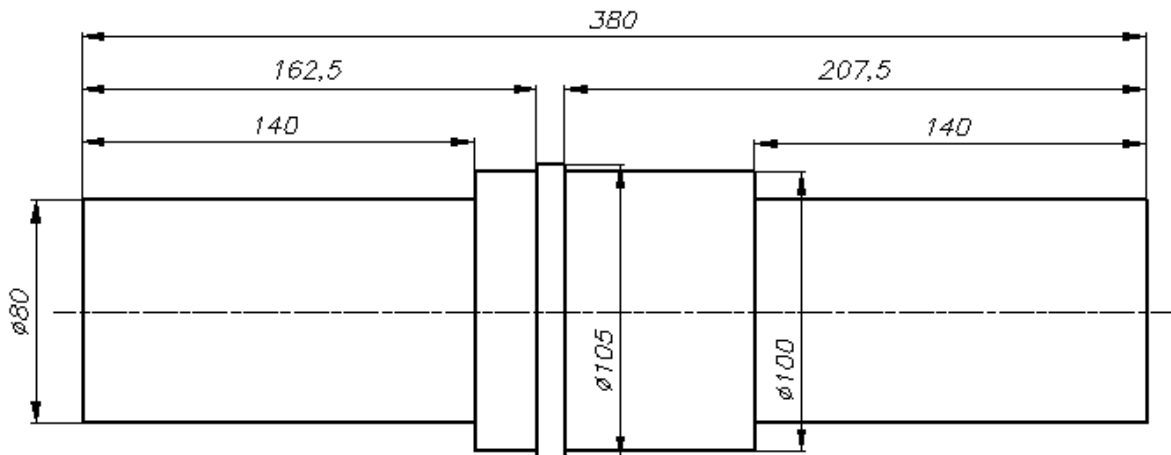


Figura 3.12. Dimensionamiento del árbol cercano al dado de estirado.

### 3.6 Cálculos para las bancadas

#### 3.6.1 Cálculos para la bancada del lado del estirado

El diseño de la bancada estará conformado, básicamente, por perfiles de acero estructural A36 soldados con los electrodos más utilizados en la industria (AWS E6011, AWS E7018, entre otros).

Los perfiles seleccionados para esta bancada son los siguientes:

- 2 perfiles C 100x60x6, canto redondo laminados en caliente según DIN 1086, con una separación entre sus ejes x-x de 350 mm.
- 10 perfiles I, 8 con dimensiones 100x50x4,1 y 2 con dimensiones 140x140x4,7, estos últimos ubicados al centro de la estructura; todos de ala estrecha laminado en caliente según DIN 1025 hoja 1; con 5 perfiles por lado y unidos a los perfiles C, con una separación de 1475 mm entre ellos y con una distancia de 300 mm de la zona del dado de estirado al primer perfil I.

La separación se puede apreciar en el esquema mostrado en la Figura 3.13.

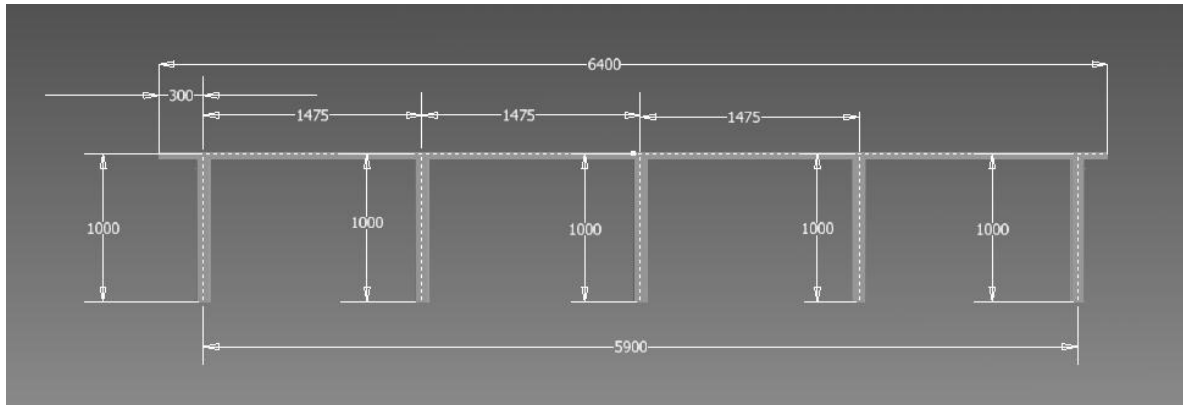


Figura 3.13. Disposición de los perfiles para el armado de la bancada.

i) Verificación de la unión soldada de la estructura

Los perfiles I estarán soldados al perfil C con dos cordones de soldadura con garganta  $a=3$  mm, ubicados en sus alas.

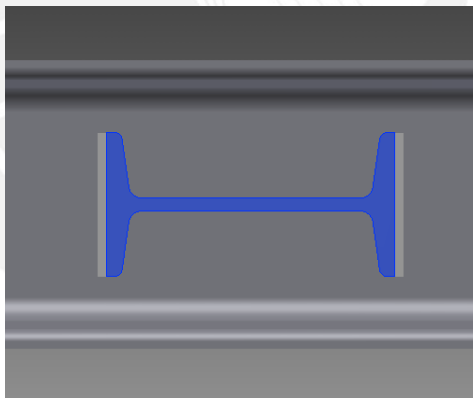


Figura 3.14. Disposición de los cordones de soldadura en el perfil I.

Para que la soldadura cumpla se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta * \gamma}; \quad \gamma = 1,25 \text{ y } \beta = 0,9$$

En la Figura 3.15. se muestra un DCL y la disposición de los cordones de soldadura en los perfiles C. Las fuerzas y momentos presentes son tres: El peso total  $W$  de la bancada



(contando la estructura y la cadena), la fuerza de estirado  $F_{tref}$  y el momento flector  $M_f$  que se genera al trasladar la fuerza de trefilado al centroide.

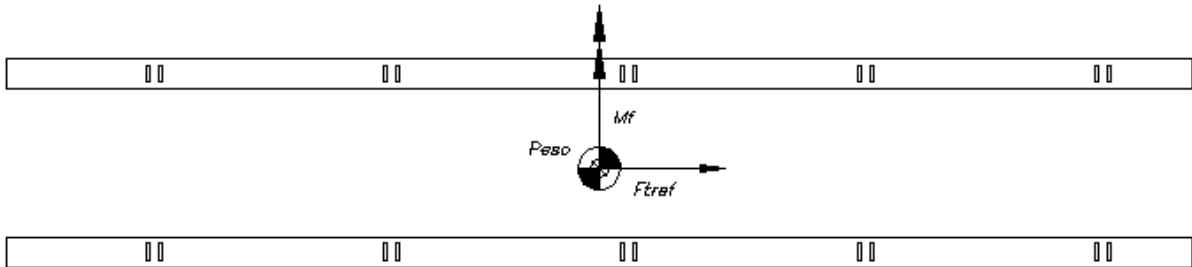


Figura 3.15. Disposición de los cordones y las cargas que actúan sobre el sistema.

Para este caso, los esfuerzos presentes serán del tipo  $n$  y  $t_n$ , las cuales se calculan con las siguientes expresiones:

$$n = \frac{W}{A}; \quad t_n = \frac{F_{tref}}{A} + \frac{M_f * c}{I}$$

Se estima que el peso total de la bancada (incluyendo los perfiles, los ejes, las ruedas, cadena y el carro de estirado), es de aproximadamente 350 kg, y el área de los cordones se estima en 1650 mm<sup>2</sup>. De esta forma, se determina el valor de n:

$$n = \frac{3500}{1650} = 2,12 \text{ MPa}$$

De la misma manera, se puede calcular lo siguiente:

$$\frac{F_{tref}}{A} = \frac{20000}{1650} = 12,2 \text{ MPa}$$

El efecto de la flexión se desprecia debido al gran momento de inercia de los cordones (aproximadamente  $1,38 * 10^{10}$  mm<sup>2</sup>). Asimismo, se tienen las siguientes expresiones:

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}}; \quad \tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} \quad \tau_a = t_a$$

De donde se obtiene que  $\sigma_n = -2,74 \text{ MPa}$ ,  $\tau_n = 5,88 \text{ MPa}$  y  $\tau_a = 0$ . Una vez calculados estos valores se puede hallar el esfuerzo equivalente para la unión soldada:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * \tau_n^2} = \sqrt{10,13^2 + 3 * 7,13^2} = 15,97 \text{ MPa}$$

Y se debe cumplir que:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{1,25 * 0,9} = \frac{360}{1,25 * 0,9}$$
$$176 \leq 320$$

Con  $\sigma_B = 360 \text{ MPa}$ , correspondiente a un acero S235. Entonces se verifica que la unión soldada será resistente a la sollicitación.

ii) Refuerzos para la bancada del lado del estirado

Con el objetivo de darle mayor estabilidad al sistema, y a modo de evitar pandeo localizado o una deflexión muy grande en los perfiles C a la hora del estirado; se ha visto conveniente colocar tres tipos de refuerzos a la configuración inicial de la bancada, siendo los siguientes los indicados a continuación:

- a) Refuerzos transversales: Consisten perfiles I 100x60x6 de material ASTM A36, que se utilizarán con la finalidad de evitar que los perfiles C se separen de la distancia fijada entre sus alas más próximas (150 mm). En la Figura 3.16. se muestra la ubicación de los refuerzos transversales en la bancada.

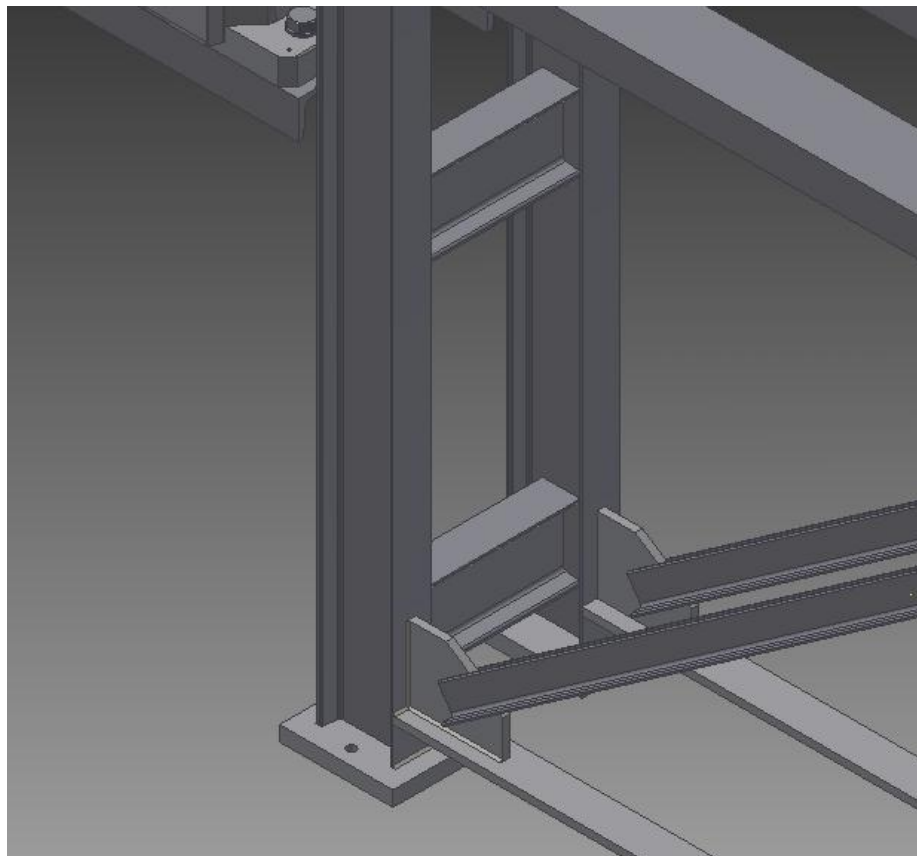


Figura 3.16. Ubicación de los refuerzos transversales.

- b) Refuerzo horizontal: Es una platina de acero ASTM A36 con dimensiones de 1325x50x10 mm, la cual se utilizará con el objetivo de servir como base al refuerzo oblicuo.
- c) Refuerzo oblicuo: Consiste en dos perfiles L de 40x20x4, de acero ASTM A36, con la finalidad de aligerar el efecto de la carga de compresión y la flexión producidas por el proceso de estirado de los tubos de cobre.
- d) Cartelas de acero ASTM A36, de dimensiones 10x150x100, que servirán para soldar los perfiles L con los otros elementos de la bancada.

La unión de estos refuerzos será a través del proceso de soldadura SMAW con electrodos E6011.

iii) Verificación por pandeo

Cada tipo de perfil se verificará por pandeo para sus casos críticos mediante el método omega.

- Verificación por pandeo de los perfiles C

Al contar con una estructura reforzada por perfiles I, cartelas y perfiles L en diagonal cada 1375 mm, se tendrá en consideración que los tramos del perfil C no pandeen por concepto de pandeo localizado:

Se debe cumplir que:

$$\omega * \sigma \leq 1400 \frac{kgf}{cm^2}$$

Calculando  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{2040}{13,5} = 151,1 \frac{kgf}{cm^2}$$

Hallando  $\omega$ :

$$i = \sqrt{\frac{29,3}{13,5}} = 1,47 \text{ cm}^2$$

$$\lambda = \frac{147,5}{1,47} = 100; \quad \omega = 2,09 \text{ (crítico)}$$

Reemplazando los valores en la primera ecuación se obtiene:

$$315,8 \leq 1400$$

Entonces, el perfil C no fallará por pandeo.

- Verificación por pandeo del perfil I

La máxima fuerza en compresión que podrían soportar estos perfiles será la fuerza máxima del sistema, cuyo valor es de 20000 N.

Asimismo, se debe cumplir que:

$$\omega * \sigma \leq 1400 \frac{kgf}{cm^2}$$

Calculando  $\sigma$ :

$$\sigma = \frac{2040}{10,6} = 192,5 \frac{kgf}{cm^2}$$

Hallando  $\omega$ :

$$i = \sqrt{\frac{12,2}{10,3}} = 1 \text{ cm}^2$$

$$\lambda = \frac{100}{1} = 100; \quad \omega = 2,09 \text{ (crítico)}$$

Reemplazando los valores en la primera ecuación se obtiene:

$$402,3 \leq 1400$$

Entonces, el perfil I no fallará por pandeo.

- iv) Análisis de rigidez de la estructura

Una vez que se ha verificado que la bancada no falla por pandeo, se comprobará que las deformaciones en los elementos de esta estructura estén dentro de un rango permisible para que no falle en servicio. En base a un análisis estructural de la bancada (asumida como una armadura para el cálculo) se tienen las siguientes fuerzas en los nodos de la estructura:

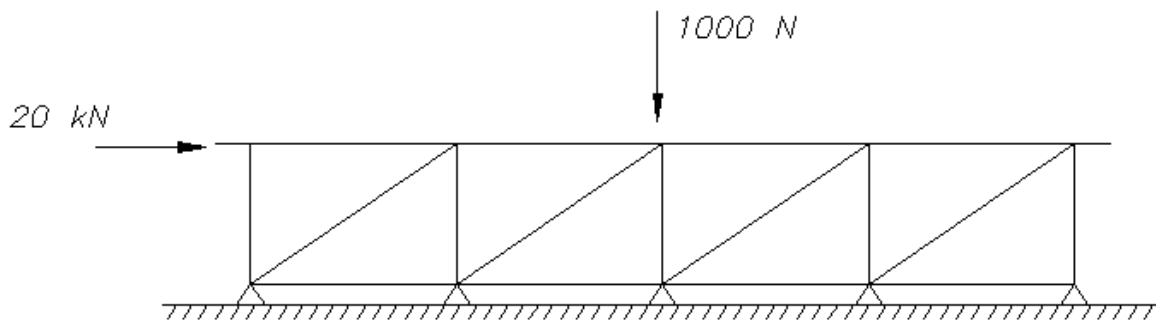


Figura 3.17. Fuerzas actuantes sobre la bancada del lado del estirado.

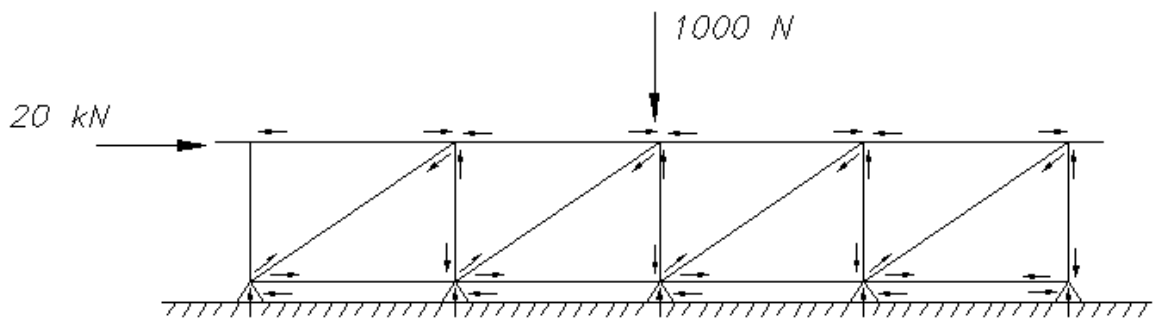


Figura 3.18. Sentido de las fuerzas internas en los componentes de la armadura.

Donde la magnitud de 20 kN es la fuerza interna del estirado y los 1000 N es el peso del carro de estirado. Para el análisis de la rigidez se asumirá que los elementos están sometidos a la fuerza de estirado (20 kN) y, como se muestra en la Figura 3.18., también se sabe si los elementos están sometidos a tracción o compresión.

- Verificación de la deformación en el segmento del perfil C (sometido a compresión):

$$\delta = \frac{20000 * 1475}{1350 * 210000} = -0.1 \text{ mm}$$

Con una longitud de segmento de 1475 mm, esta deformación se considera aceptable.

- Verificación de la deformación en la platina horizontal

$$\delta = \frac{20000 * 1325}{500 * 210000} = +0.25 \text{ mm}$$

Con una longitud de segmento de 1325 mm, esta deformación se considera aceptable.

- Verificación de la deformación para los 2 perfiles L

$$\delta = \frac{20000 * 1500}{450 * 210000} = -0.32 \text{ mm}$$

Con una longitud de segmento de 1500 mm, esta deformación se considera aceptable.

- Verificación de la deformación en el perfil I de 100x100x4,1

$$\delta = \frac{20000 * 1000}{1030 * 210000} = -0.09 \text{ mm}$$

Con una longitud de segmento de 1000 mm, esta deformación se considera aceptable. Asimismo, el perfil de I 140x140x4,7 tampoco fallará al ser más robusto que el verificado por rigidez.

Con esto se verificó que la estructura tiene la rigidez adecuada para el trabajo que se realizará.

### 3.6.2 Consideraciones para la bancada del mandril

Para la construcción de la bancada en la que estará el mandril fijo, se tienen los mismos tipos de perfiles utilizados para la bancada donde estará el carro de estirado, como se observa en la Figura 3.19. No obstante, se consideró utilizar solo 8 perfiles I (4 por lado), debido a que esta bancada no trabajará a ningún tipo de carga más que la de su propio peso.

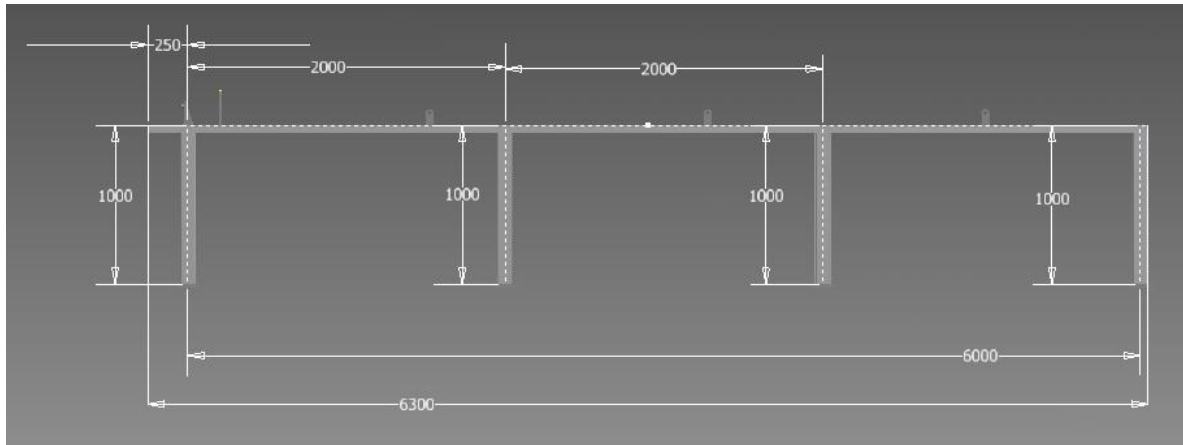


Figura 3.19. Disposición de los perfiles para el armado de la bancada.

Además, se vio conveniente que el apoyo del mandril y del tubo de cobre a estirar sean 3 rodillos; separados 1,75 m entre sí, como se puede observar en la Figura 3.20.

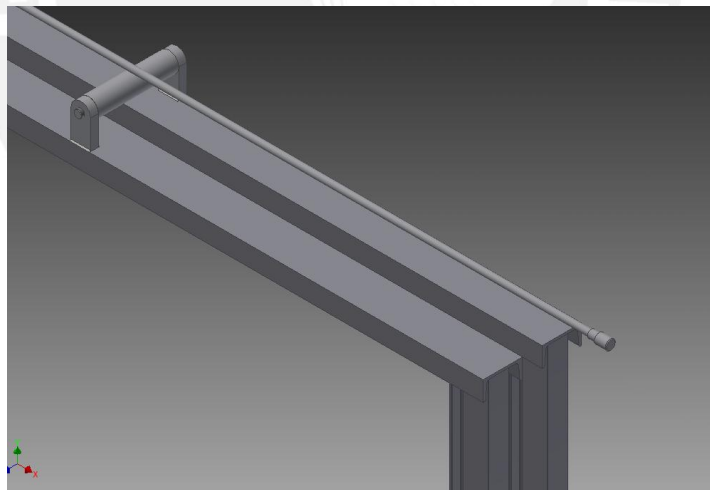


Figura 3.20. Vista de uno de los rodillos y su función como apoyo del mandril.

Asimismo, el mandril tendrá una tuerca en su parte posterior que impedirá que al momento que el operario jale el mandril se vaya del todo y pierda estabilidad; y también tendrá un resorte que ayudará a que regrese a su posición original (ver Figura 3.21).



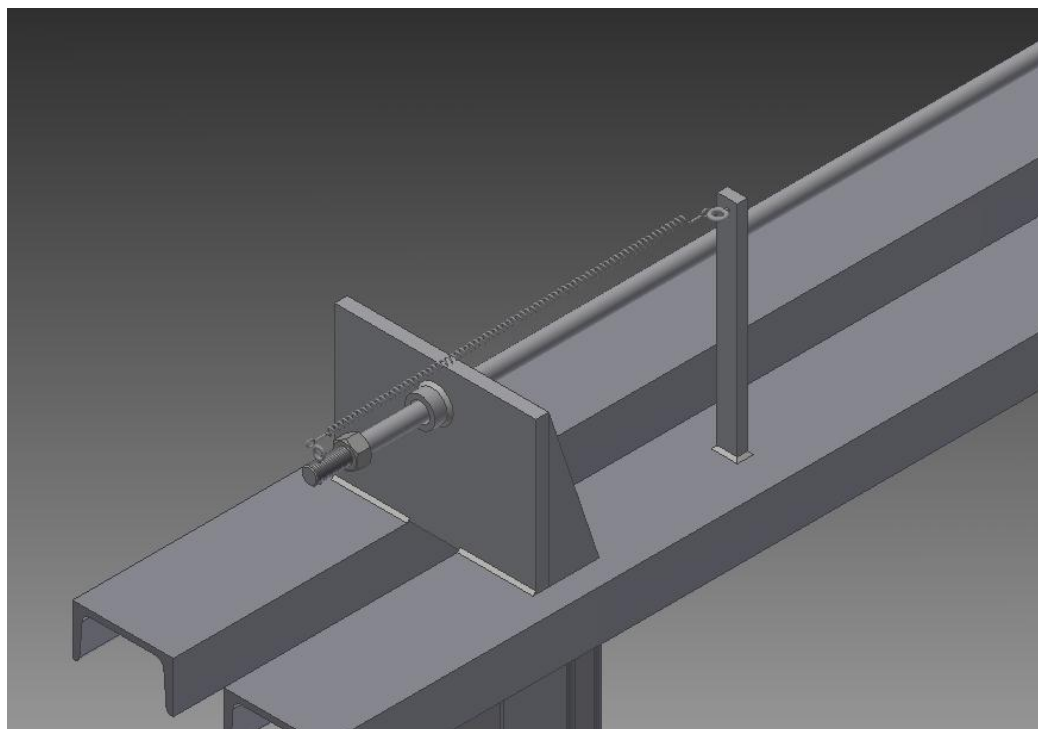


Figura 3.21. Vista de la parte posterior del mandril.

Tanto la bancada como los soportes de los rodillos y la placa al final de la bancada serán apuntaladas, ya que al no tener carga significativa, se necesita solo una soldadura que permita que las piezas no se separen.

Asimismo, para la colocación del mandril fijo en el interior de las tuberías de cobre, se tiene un soporte cercano a los tubos como se puede apreciar en la Figura 3.22 con la finalidad que el operario a cargo solamente levante ligeramente el mandril y deslice las tuberías de cobre y ubique la punta del tubo dentro del dado de estirado como aparece en la Figura 3.23

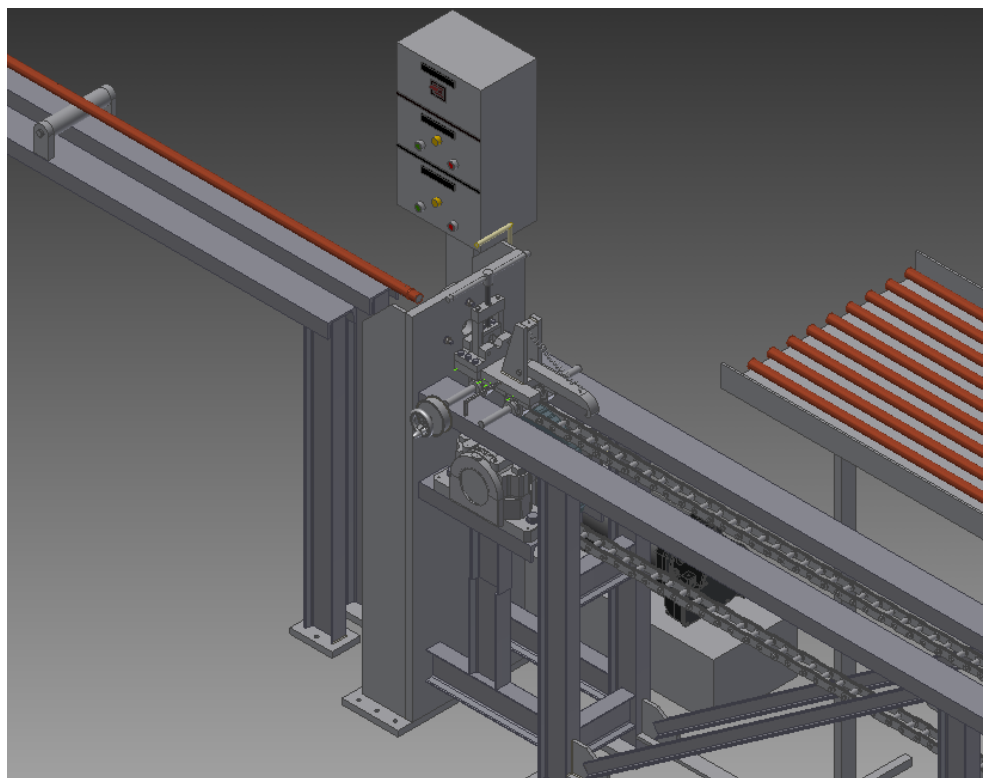


Figura 3.22. Disposición del soporte de las tuberías de cobre recocidas.



Figura 3.23. Operario preparando un tubo para ser estirado.

### 3.7 Selección del eje loco

Se utilizará un eje loco para impedir que la parte inferior de la cadena cuelgue demasiado. La ubicación de este elemento será aproximadamente a la mitad de la bancada, en el tercer perfil I a 597 mm del piso, como se observa en la Figura 3.24.

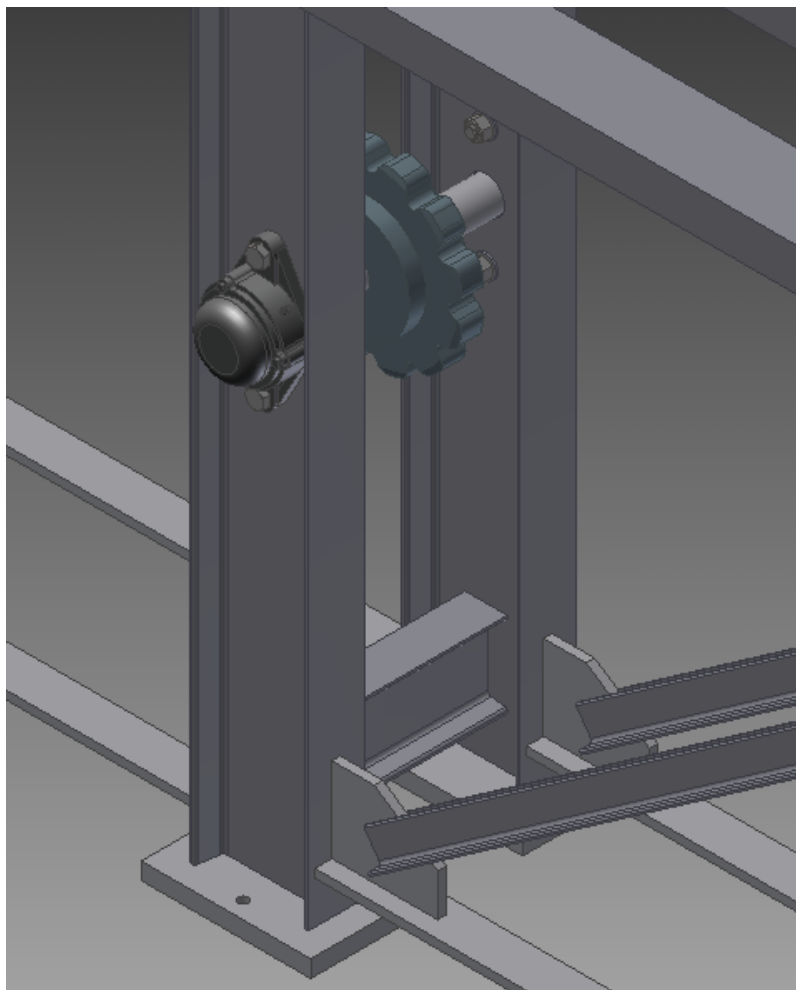


Figura 3.24. Disposición del eje loco en el perfil I.

Las principales partes que acompañan a este elemento son las siguientes:

- Rueda de 12 dientes, seleccionada del catálogo de la marca Martin, modelo **32B12 tipo C**, paso de 50,8 mm, y diámetro hueco de 40 mm (valor aceptable de acuerdo al rango de diámetros indicado).

- Dos chumaceras de la marca NTN modelo UCFL208D1 para ejes con diámetro de 40 mm para impedir problemas de desalineamiento en el eje.
- Una argolla de acero de 50 mm de diámetro exterior y 40 mm de diámetro interior, que impedirá el movimiento axial del eje por un prisionero M3x5 según DIN 931.

### 3.8 Cálculos y selección para el carro de estirado

El carro de estirado está conformado básicamente por tres sectores principales: la parte trasera donde se ubica el gancho que se enlazará con el pin de la cadena motriz, la prensa de sujeción para el tubo, y la base con los ejes que permitirán el giro del carro a lo largo de la bancada (ver Figura 3.25).

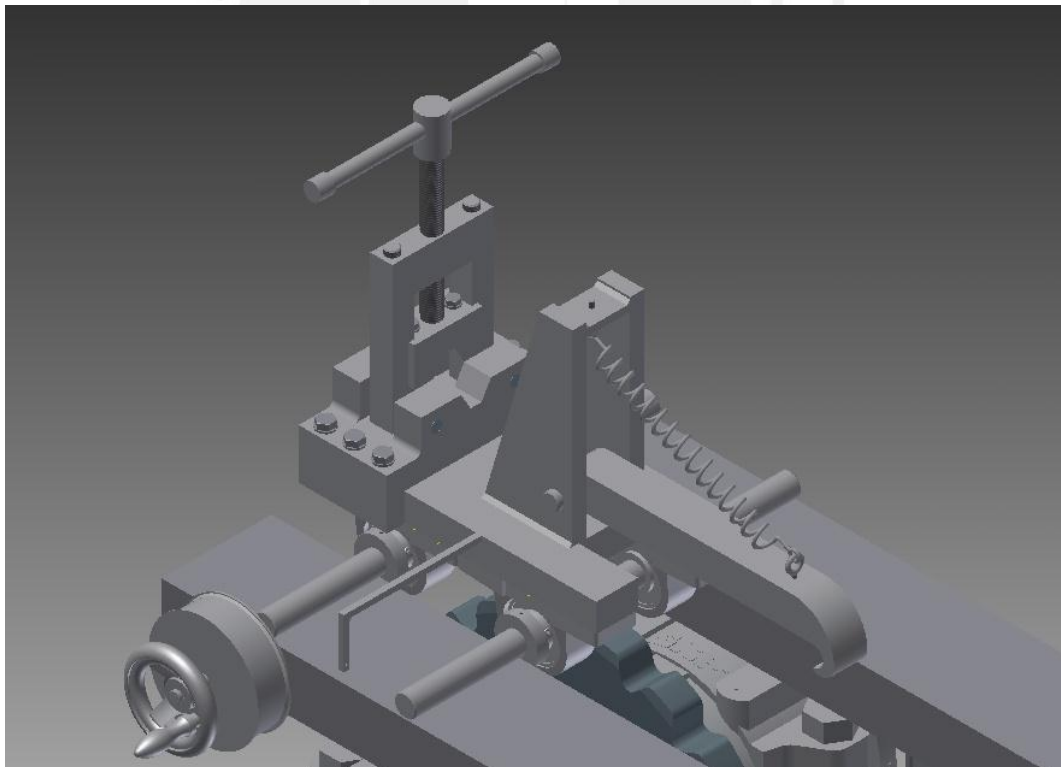


Figura 3.25. Disposición del carro para estirado en la bancada.

### 3.8.1 Consideraciones para la base del carro de estirado

Los elementos que conforman la base del carro de estirado consisten básicamente en una plancha de 25,4 mm de espesor; dos ejes con diámetro de 20 mm y 350 mm de largo; 4 argollas con diámetro interior de 20 mm y diámetro exterior de 40 mm y 10 mm de largo; y finalmente 4 chumaceras seleccionadas de la marca NTN, con el código UCP204D1. El material seleccionado para las planchas es acero ASTM A36 y para el eje y las argollas acero DIN Ck45.

Por otra parte, la base y los soportes verticales se unirán por medio de cordones de soldadura, unidos con método SMAW y con electrodos E6011; mientras que las argollas estarán dispuestas en cada lado de los ejes de modo que sirvan como guías al momento que los ejes giren en los perfiles C que conforman la bancada; aseguradas con prisioneros (ver Figura 3.26).

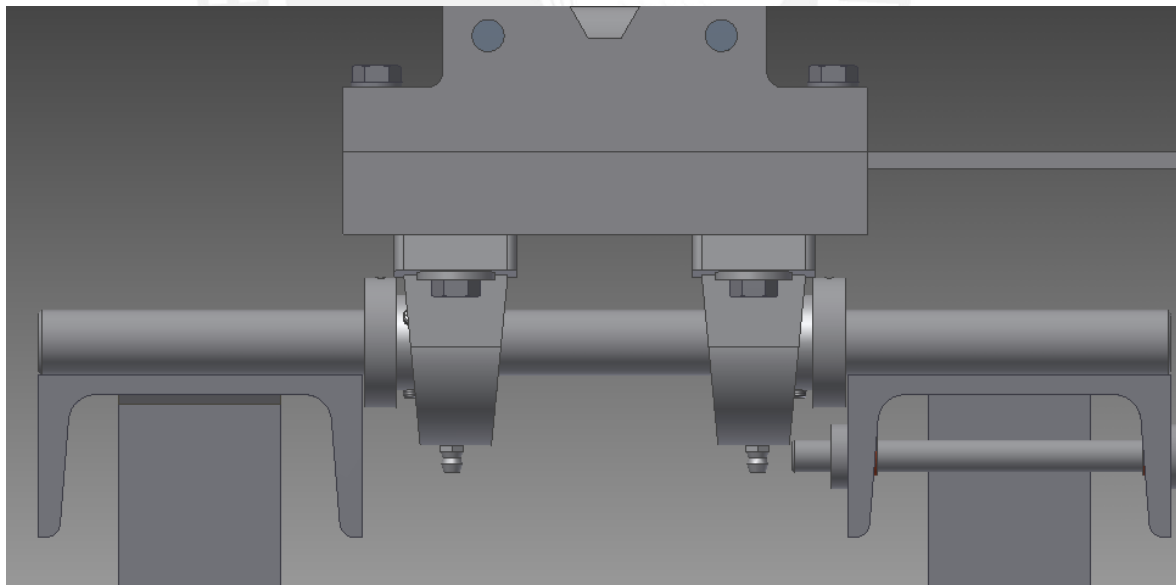


Figura 3.26. Disposición del eje, las argollas y los apoyos sobre los perfiles C de la bancada.

### 3.8.2 Cálculos para la parte trasera del carro de estirado

Esta sección está conformada por dos planchas verticales soldadas a la plancha base de 1 pulgada de espesor, una plancha horizontal pequeña soldada a la parte superior de las dos planchas verticales, el gancho con el que se sujetará el carro a la cadena, un resorte que permita que el pin regrese un pin y una bocina de bronce donde se apoyará el gancho de sujeción. Las principales verificaciones realizadas fueron a los cordones de soldadura de la base (debido al momento flector) y el esfuerzo de corte al gancho de sujeción.

#### i) Verificación de las uniones soldadas

Las planchas horizontales estarán soldadas al perfil con dos cordones de soldadura con garganta  $a=5$  mm tal como se puede observar en la Figura 3.27.

En la Figura 3.25. se puede apreciar la distribución de los cordones en el plano, con las fuerzas que actúan sobre estos. Las cargas que actúan en la soldadura son las componentes de la fuerza máxima (suponiendo un caso crítico) y el momento producido por la componente horizontal multiplicado por la distancia de la carga hasta el cordón (150 mm).

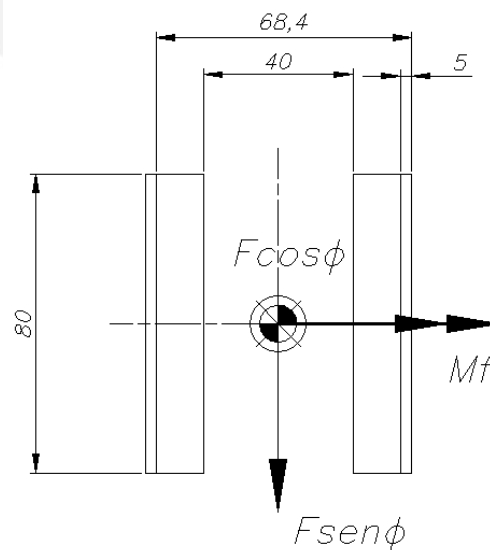


Figura 3.27. Disposición de los cordones y las cargas que actúan sobre estos.

Conociendo las fuerzas presentes en el sistema, se concluye que, para este caso, los esfuerzos presentes serán del tipo  $n$  y  $t_n$ , las cuales se calculan con las siguientes expresiones:

$$n = \frac{F * \text{sen}\phi}{A} + \frac{F * \text{cos}\phi * D * c}{I}; \quad t_n = \frac{F * \text{cos}\phi}{A}$$

El valor del ángulo  $\phi$  para el caso crítico es de  $45^\circ$ , y el área de los cordones se estima en  $480 \text{ mm}^2$ . De esta forma, se determina el valor de  $n$ :

$$n = \frac{14142}{800} + \frac{14142 * 150 * 40}{426667} = 216,5 \text{ MPa}$$

De la misma manera, se puede calcular  $t_n$ :

$$t_n = \frac{14142}{640} = 16,7 \text{ MPa}$$

Asimismo, se tienen las siguientes expresiones:

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}}; \quad \tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} \quad \tau_a = t_a$$

De donde se obtiene que  $\sigma_n = 138,02 \text{ MPa}$ ,  $\tau_n = 115,31 \text{ MPa}$  y  $\tau_a = 0$ . Una vez calculados estos valores se puede hallar el esfuerzo equivalente para la unión soldada:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 * \tau_n^2} = \sqrt{(138,02)^2 + 3 * (115,31)^2} = 295,1 \text{ MPa}$$

Y se debe cumplir que:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{1,25 * 0,9} = \frac{360}{1,25 * 0,9}$$

$$295,1 \leq 320$$

Con  $\sigma_B = 360 \text{ MPa}$ , correspondiente a un acero S235. Entonces se verifica que la unión soldada será resistente a la solicitación.

## ii) Verificación de los esfuerzos y presiones en las zonas críticas

En primer lugar, se debe verificar que el pin en el que servirá como pivote al gancho ubicado en el carro de estirado (ver Figura 3.28 y Figura 3.29).

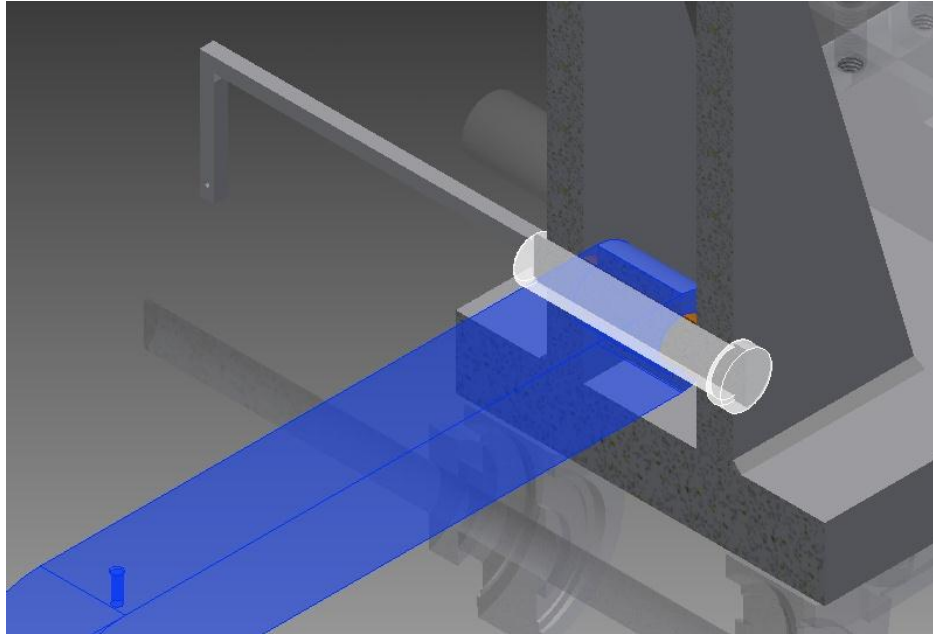


Figura 3.28. Ubicación del pasador en el sistema.

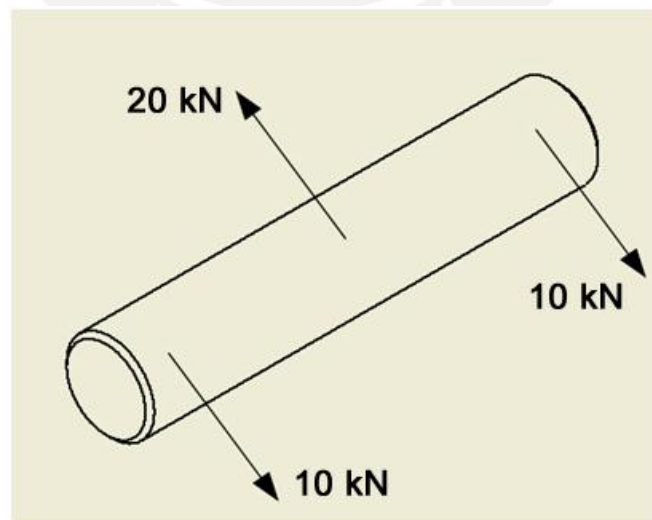


Figura 3.29. Distribución de fuerzas en el pin (asumido como pasador)



Tabla 3.06. Valores admisibles para pasadores y clavijas.

TENSIONES ADMISIBLES PARA PASADORES Y CLAVIJAS (Para clavijas ranuradas tomar el 70%)						
Materiales	$\sigma_{b adm}$ (N/mm <sup>2</sup> ) Cargas			$\tau_{s adm}$ (N/mm <sup>2</sup> )		
	Fija	Pulsante	Alternante	Fija	Pulsante	Alternante
St37 (S235JR), 9S20, 4.6	80	55	35	50	35	25
St50 (E295), 6.8	110	80	50	70	55	35
St60 (E335), C35, C45, 8.8	130	95	60	85	60	42
St70 (E360)	150	110	68	100	68	48

La Tabla 3.06. muestra valores admisibles de presión, esfuerzo de corte y flexión. Para el AISI A570 Gr.50 (en la Tabla 3.06. llamado Acero St50) se tiene un  $\tau_{s adm}$  igual a 55 N/mm<sup>2</sup> (por seguridad, se está tomando la carga del carro de estirado como pulsante, debido a que se hace presente en el pin solo por un breve intervalo). Se tiene la siguiente expresión para verificar que el elemento no falle por esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F_c}{\left(\frac{\pi * d^2}{4}\right)} \leq \tau_{s adm}$$

De esta manera, se verifica:

$$\tau = \frac{10000}{\left(\frac{\pi * 16^2}{4}\right)} = 49,7 \frac{N}{mm^2} \leq 55 \frac{N}{mm^2}$$

Entonces, se ha verificado que el elemento no falle por corte. También se puede verificar que no falle por presión, conociendo la presión admisible  $p_{adm}$  igual a 60 N/mm<sup>2</sup>

$$p_1 = \frac{10000}{2 * 12,7 * 16} = 24,6 \frac{N}{mm^2} \leq 60 \frac{N}{mm^2}$$

$$p_2 = \frac{10000}{30 * 16} = 20,8 \frac{N}{mm^2} \leq 60 \frac{N}{mm^2}$$

Entonces, se comprueba que el elemento no falle por una presión excesiva. Una vez verificado el pin, se procede a comprobar el gancho para que sea lo suficientemente resistente al corte:

$$\tau = \frac{20000}{(10 * 30)} = 66,7 \text{ MPa. } \textit{no hay falla}$$

Por lo tanto, se ha verificado que el elemento no falle por corte.

### 3.8.3 Cálculos para la prensa de sujeción del tubo

Al igual que en los otros casos, para la prensa de sujeción se utilizará acero Ck45 para la fabricación de los elementos. Sólo las mordazas que estarán en contacto con la punta del tubo de cobre serán de acero aleado.

Las principales verificaciones realizadas serán al tornillo de traslación de la mordaza, los pines de unión y de la base (debido al momento flector) y las uniones atornilladas.

#### i) Verificación del tornillo de traslación

Se tiene un tornillo M16x2mm de longitud 120 mm grado 10.9 el cual está conectado en un extremo a la mordaza de sujeción y en el otro al brazo de palanca. En primer lugar, se tiene que la fuerza máxima:

- Por pandeo

$$i = \frac{d_3}{4} = \frac{13,5}{4} = 3,375; \quad L_p = 0,7 * L = 0,7 * 120; \quad \lambda = \frac{L_p}{i} = 24,9 < 60$$

Como  $\lambda < 60$ , entonces fallará por  $\sigma_F = 900 \text{ MPa}$ . Para un FS recomendado de 8, se tiene:

$$\frac{\sigma_F}{\sigma} \geq 8; \quad \frac{F}{A} = 112,5; \quad F_{max} = 22 \text{ kN}$$

- Por resistencia

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = 6,4 * 10^{-3} F; \quad \sigma_{adm} = \sigma_B * 0,2$$

$$Mt_{tornillo} = F * \tan(\rho' + \varphi) * \frac{d_2}{2} + F * \mu * \frac{Dm}{2}$$

$$Mt_{tornillo} = 1,12F$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = 6,72 * 10^{-3} F \leq 0,2 * 800$$

$$F = 23807,7 \text{ N}$$

Comparando ambas fuerzas, la máxima fuerza de compresión será de 22 kN, pero para efectos de diseño se utilizará solo 20 kN de aquí en adelante.

También se puede calcular el largo de la tuerca por empotramiento:

$$\frac{L}{d} > 2; \quad L > 32; \quad L = 33 \text{ mm}$$

Para el momento de ajuste, se desea conocer el brazo de palanca para la máxima fuerza, con una fuerza de mano de 70 N:

$$Mt_{tornillo} = 1,12F = 22,4 \text{ kN} - \text{mm}$$

$$F_{mano} * L_{palanca} = Mt_{tornillo}$$

$$L_{palanca} = 320 \text{ mm}$$

En base a este cálculo, el brazo de palanca escogido será de 320 mm. Finalmente, el tornillo debe cumplir con la condición de autobloqueo ( $\rho' > \varphi$ )

Si  $\rho' = 2,96^\circ$  y  $\varphi = 2,5^\circ$ , entonces se concluye que se puede quitar la fuerza de mano y el tornillo no se regresará por la condición de autobloqueo.

ii) Verificación de los esfuerzos en zonas críticas

Con una condición similar a la Figura 3.25, se deben verificar los pasadores de la prensa de sujeción por corte y presión admisible:

$$\tau = \frac{Fc}{\left(\frac{\pi * d^2}{4}\right)} \leq \tau_{s adm}$$

De esta manera, se verifica:

$$\tau = \frac{5000}{2 * \left(\frac{\pi * 12^2}{4}\right)} = 44,2 \frac{N}{mm^2} \leq 55 \frac{N}{mm^2}$$

Entonces, se ha verificado que el elemento no falle por corte. También se puede verificar que no falle por presión, conociendo la presión admisible  $p_{adm}$  igual a  $90 \text{ N/mm}^2$

$$p_1 = \frac{10000}{2 * 22,5 * 15} = 14,8 \frac{N}{mm^2} \leq 90 \frac{N}{mm^2} \quad p_2 = \frac{10000}{20 * 15} = 33,3 \frac{N}{mm^2} \leq 90 \frac{N}{mm^2}$$

Entonces, se comprueba que el elemento no falle por una presión excesiva.

iii) Verificación de la unión atornillada

Se tendrán 6 tornillos M8x1x35 mm con grado 10.9 para unir la prensa de sujeción con la base del carro de estirado.

### 3.9 Sistema de retorno

Se utilizará un sistema para que el carro de estirado retorne a su posición original (ver Figura 3.30). El accionamiento es manual, es decir, el operario a cargo deberá mover una manivela para hacer que el carro de estirado regrese y estire otro tubo.

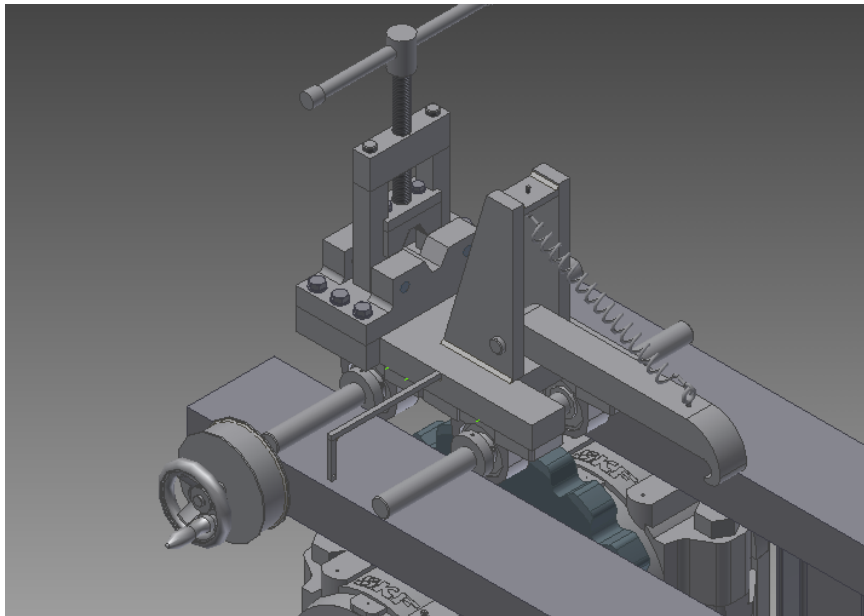


Figura 3.30. Disposición del sistema de retorno en el ensamblaje de la máquina.

Las principales partes que componen este sistema son las siguientes:

- Un eje pequeño de 10 mm de diámetro, en el que estén apoyados tanto la polea con el hilo de acero como la manivela para el retorno.
- Chaveta de 3x3x16 según DIN 8885-1.
- Dos cojinetes cilíndricos de bronce SAE 64 (ASTM B-144) con diámetro interior de 10 mm y diámetro exterior de 12 mm, y 14 mm de largo.
- Dos apoyos de acero con área de sección tubular; soldados al perfil C, con diámetro interior de 12 mm y diámetro exterior de 20 mm y con 5 mm de largo.
- Un anillo de seguridad para restringir el movimiento axial del eje según DIN 471.
- Una manivela según DIN 950, con código de material en Fundición Perú FP-A27 70-40 (con referencia ASTM A27 grado 70-40).
- Una polea hecha en base a planchas de acero ASTM A36.
- Hilo de acero para conectar la polea con el carro de estirado.

- Dos barras de acero estructural A36 que estén soldadas a la base del carro de estirado, de modo que sirvan para conectar a este último y a la polea.

Por último, las planchas que conforman la polea serán apuntaladas así como la propia polea ya que irá unida al eje, ya que al no tener carga significativa, se necesita solo una soldadura que permita que las piezas no se separen.

### 3.10 Protección contra la corrosión

Esta máquina, al tener numerosos materiales sensibles a la corrosión (por ejemplo, el acero estructural A36) deberá contar con protección que impida que la corrosión afecte la vida útil de los aceros. Es por ello que se utilizará la pintura anticorrosiva epóxica de la marca Chems, cuyo catálogo se adjunta en los Anexos de este Trabajo de Tesis.

### 3.11 Consideraciones para la zona del dado

La estructura de la zona del dado está hecha con acero estructural A36. Asimismo, la mayoría de las uniones soldadas fueron realizadas con el fin de solo dar formar a la estructura (ver Figura 3.31).

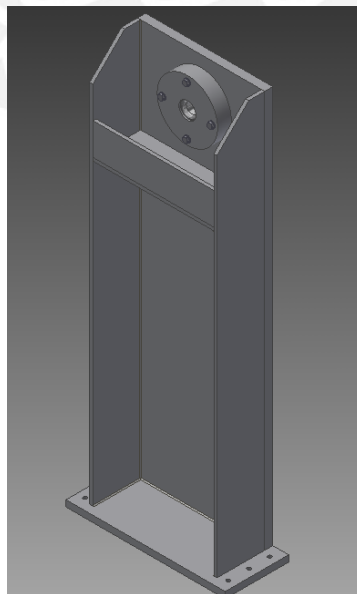


Figura 3.31. Disposición de los componentes que conforman este elemento.

Este soporte estará unido por soldadura a la bancada del lado del estirado de tubos, con la finalidad que el efecto de la carga del estirado sea una fuerza interna que pueda ser absorbida por los anclajes combinados de los dos subensambles. Su ubicación se muestra en la Figura 3.32.

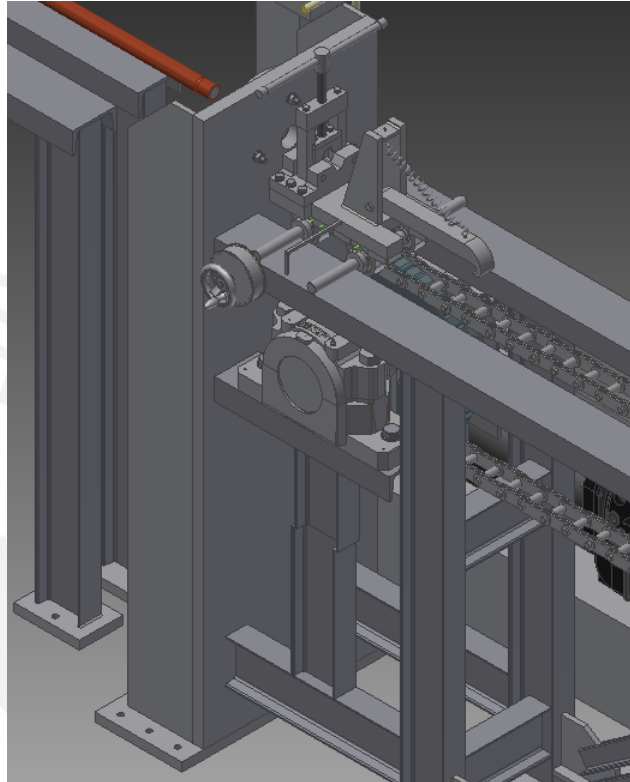


Figura 3.32. Configuración final de la bancada del lado de estirado.

### 3.11.1 Selección del dado de estirado

El dado de estirado seleccionado tiene las dimensiones necesarias para dejar el tubo con las dimensiones que pide la norma. El material del que está hecho es carburo de tungsteno. Además, para su estabilidad, el dado estará contenido en un cubo hecho de acero estructural A36, y asegurado con una tapa y tornillos pasantes, proporcionando facilidad para el ensamblado y desmontaje debido a la forma cónica del cubo como se observa en la Figura 3.33.

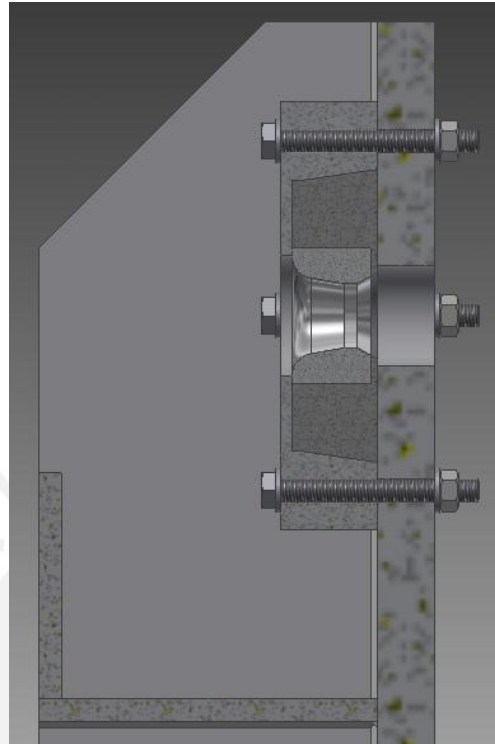


Figura 3.33. Vista de corte del dado de estirado y los elementos que lo acompañan.

En la Figura 3.34. se tiene una vista explosionada de los componentes del soporte del dado, donde se puede apreciar la forma constructiva de este sector de la máquina.

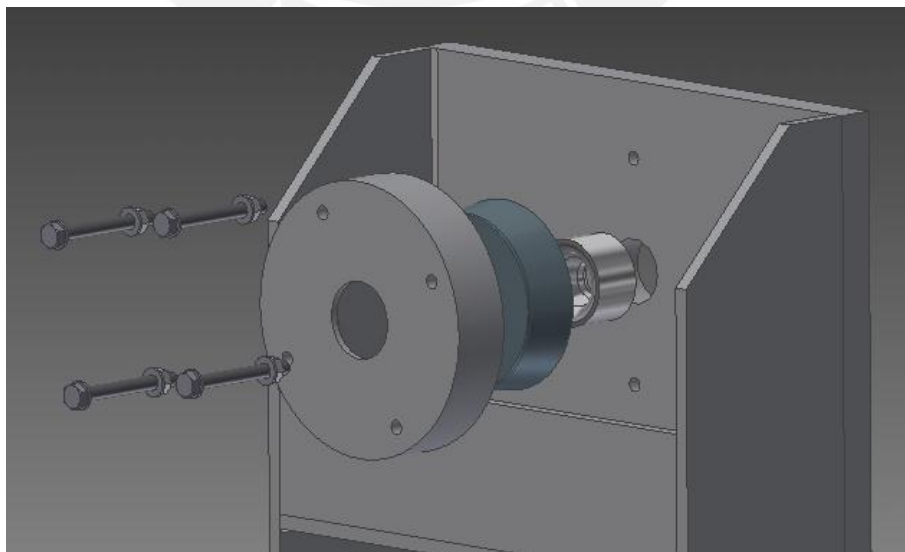


Figura 3.34. Soporte del dado (vista explotada en 3D).



### 3.11.2 Unión atornillada

Se tendrán 4 tornillos M10x1x60 mm con grado 8.8 para unir la tapa con el soporte en donde está incrustado el dado de estirado cuya configuración es tal que no estarán sometidos a esfuerzo, sino que solo servirán para fijar la tapa para el cubo del dado.

### 3.11.3 Selección de la bomba para circulación de lubricante

Para la operación del estirado se necesitará lubricar la superficie exterior de la tubería para reducir la fricción en el proceso. Debido a la continuidad de la operación, se optará por seleccionar una bomba del catálogo de la empresa Braco. Asimismo, como lubricante se utilizará el aceite de la marca Trefilub, especial para trabajos de extrusión, trefilado y estirado de metales. Los datos técnicos de este aceite se muestran en la Tabla 3.07.

Tabla 3.07. Propiedades Físico-Químicas del lubricante

Propiedades Físico - Químicas	Método de Ensayo		Unidades	Cifras Típicas		
	Covenin	ASTM		ISO 320 (*)	ISO 460	AL 150
Viscosidad @ 40° C	424	D 445	cSt	320	460	150
Viscosidad @ 100° C	424	D 445	cSt	28.0	34	14.5
Numero de Saponificación	-	-	mg KOH/g	22	22	22
Punto de Inflamación	372	D 92	° C	252	260	230
Densidad Relativa @ 15.6° C	1143	D1298	Adm	0.898	0.925	0.880
Punto Fluidez	877	D 97	° C	-6	-6	-6

Para la selección de la electrobomba se utilizará un catálogo de la empresa Hidrostal. Las características del elemento seleccionado son 0.6 HP, 10 galones por minuto y velocidad de giro de 600 RPM. En la Figura 3.35. se muestra la posición de la electrobomba en el sistema:

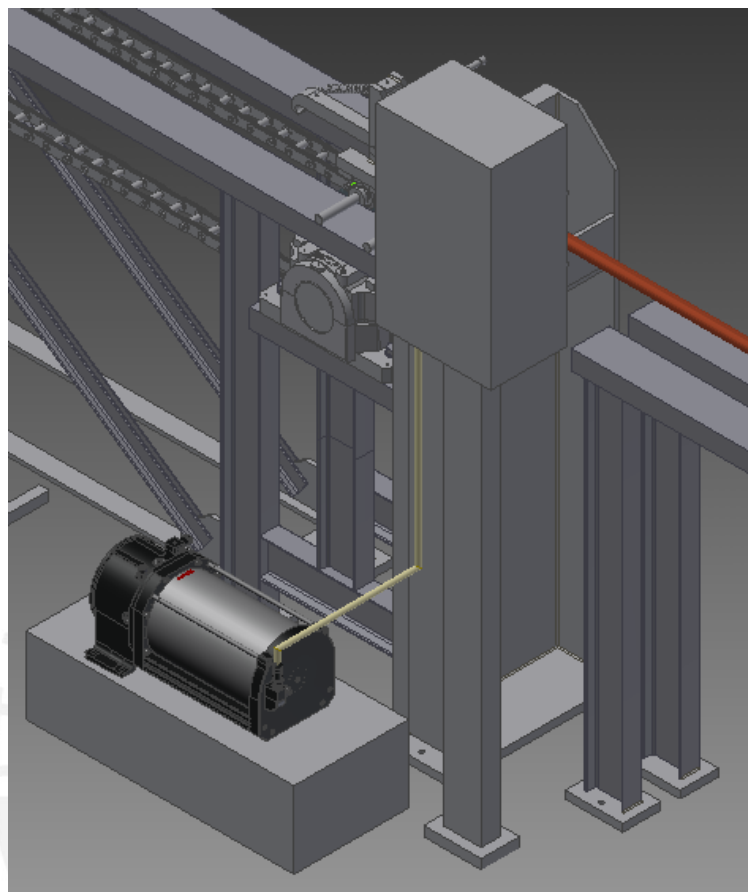


Figura 3.35. Posición de la electrobomba de lubricante.

### 3.12 Mesa para el motor y el reductor

El soporte del motor y el reductor será una mesa hecha en base a perfiles I 100x50x4,5, configurados y fijados con soldadura SMAW de la siguiente manera. La disposición de los elementos se muestra en la Figura 3.36.

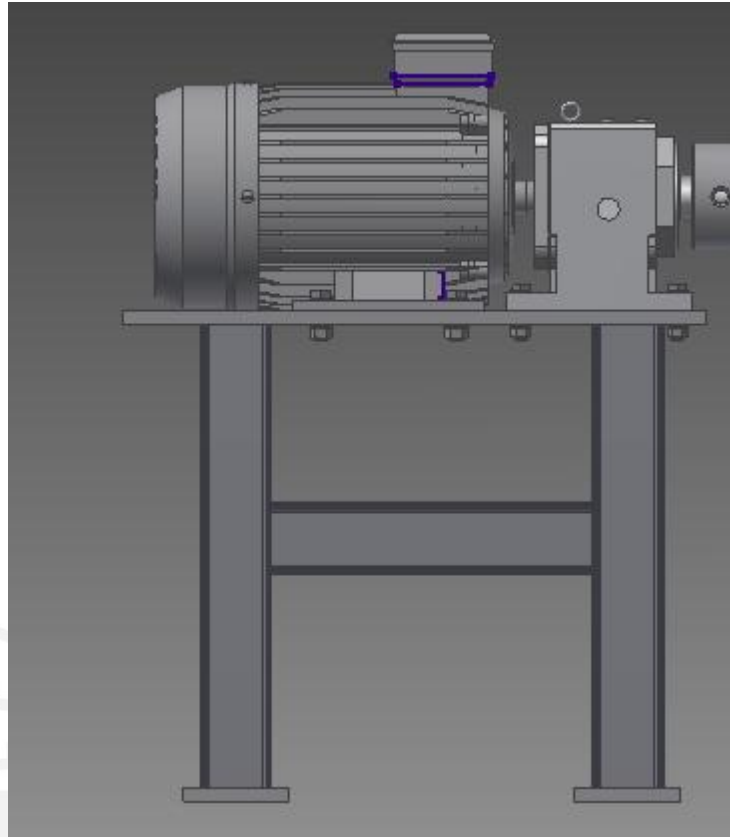


Figura 3.36. Disposición de la mesa de soporte para el motor y el reductor.

### 3.13 Tablero de control

Es necesario que el banco de estirado cuente con un tablero de control para comodidad y seguridad del operario que trabajará con él. Las funciones principales que debe cumplir son las de encendido y apagado del motor principal para la bancada de estirado y la electrobomba del lubricante. Además, deberá contar con un interruptor general en caso de emergencia. En la Figura 3.37 se observa la posición que tendrá y en la Figura 3.38 se muestra un esquema con las funciones que realizará.

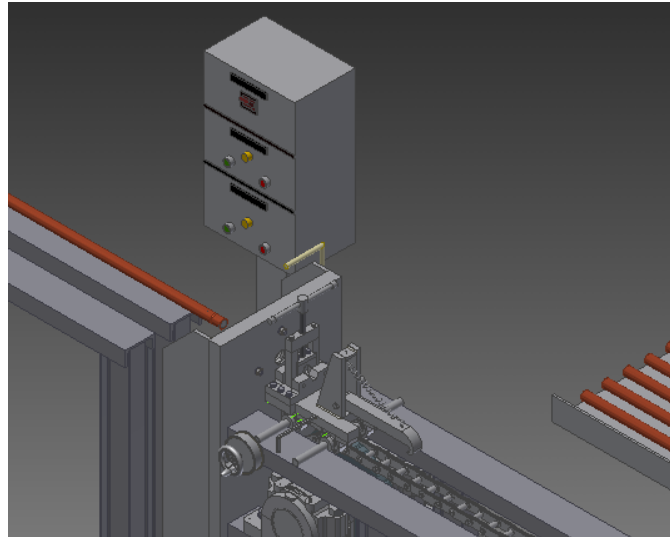


Figura 3.37. Ubicación del tablero de control en el sistema.



Figura 3.38. Esquema con los pulsadores y salidas del tablero de control de la máquina.

## PLANOS

En el contenido de la Tabla 4.01. se adjunta la lista de planos de ensamble y despiece que comprende esta tesis.

Planos de ensamble: tienen como objetivo primordial mostrar la configuración y disposición de los elementos que conforman la máquina, en este caso, el banco de estirado.

Planos de despiece: son aquellos que muestran todas las dimensiones y datos necesarios para la fabricación de un componente. Para el conformado de esta máquina se tienen elementos que se pueden comprar en el mercado a un proveedor (por ejemplo: la cadena, los engranajes, el motor eléctrico, el reductor, los rodamientos, entre otros) y los que se pueden fabricar en base a material bruto. En los planos de despiece se indican, además de las tolerancias, acabados y dimensiones, el material y la escala a la que está el dibujo.

A continuación el listado de los planos de ensamble y despiece.

Tabla 4.01. Listado de planos.

Ítem	Descripción	Código	N° de planos
1	Ensamble General	E01-A0	1
2	Bancada lado del mandril – Subensamble	E02-A1	1
3	Estructura bancada mandril – Despiece	D01-A2	1
4	Apoyo lateral – Despiece	D02-A4	1
5	Apoyo para mandril – Despiece	D03-A3	1
6	Bancada del lado del carro- Subensamble	E03-A0	1
7	Estructura bancada estirado – Despiece	D04-A1	1
8	Árbol de transmisión – Despiece	D05-A3	1
9	Árbol transmitido – Despiece	D06-A3	1
10	Eje loco – Despiece	D07-A3	1
11	Polea y eje solidario – Despiece	D08-A3	1
12	Carro de estirado – Subensamble	E04-A1	1
13	Estructura del carro – Despiece	D09-A2	1
14	Gancho de estirado – Despiece	D10-A3	1
15	Base de prensa – Despiece	D11-A3	1
16	Soporte para tuerca de prensa – Despiece	D12-A3	1
17	Pasador para soportes – Despiece	D13-A4	1
18	Tuerca para prensa de tubos – Despiece	D14-A4	1
19	Tornillo para prensa de tubos – Despiece	D15-A4	1
20	Mordaza parte inferior – Despiece	D16-A4	1
21	Mordaza parte superior – Despiece	D17-A4	1
22	Brazo de palanca para prensa de tubos – Despiece	D18-A4	1
23	Tuerca para tornillo de prensa – Despiece	D19-A4	1
24	Restricción para palanca – Despiece	D20-A4	1
25	Eje giratorio para carro de estirado – Despiece	D21-A3	1
26	Argolla con prisionero para eje – Despiece	D22-A4	1
27	Soporte para tubos – Despiece	D23-A3	1
<b>TOTAL</b>			<b>27</b>

## COSTOS DE FABRICACIÓN

En el presente capítulo se tiene como objetivo dar un costo aproximado de lo que significaría fabricar un banco de estirado para tubos de cobre de 1" de diámetro nominal. Para el cálculo del costo total se han desglosado los subcostos en 3 grupos principales: el costo de los materiales y fabricación, los costos relacionados a la ingeniería del proyecto y otros costos indirectos.

Para el costo se tendrán en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los materiales se pueden dividir en dos grupos: los materiales normalizados (tornillos, prisioneros, rodamientos, etc), y los elementos que pasarán por algún proceso de manufactura (ejes, planchas, etc).
- Los materiales que pasarán por procesos de mecanizado deben tener un sobredimensionamiento no menor a 1mm, para eliminar las impurezas superficiales con las que por lo general vienen.
- Todos los materiales deben ser de fácil adquisición en el mercado local, de preferencia de proveedores y marcas con una amplia presencia en el mercado peruano como Aceros Arequipa, para aceros estructurales o Aceros Bohler para aceros aleados.
- Para algunos materiales normalizados como la cadena, las ruedas se están costeadando en base a catálogos en línea, y es por ello que se considerará un 15% adicional del precio al tratarse de materiales importados, para los gastos de logística, desaduanaje, transporte, entre otros.
- Todos los costos están siendo considerados en dólares (USD), con IGV incluido tanto en los subcostos como en el costo total.

## 5.1 Costos de los materiales y fabricación

En la Tabla 5.01. se consideran todos los materiales y el costo de maquinado para los elementos que necesitarán pasar por algún proceso de manufactura para llegar a su forma deseada.

Tabla 5.01. Costo de los elementos seleccionados

Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario (USD)	Precio Maquinado (USD)	Precio Parcial (USD)
1	Motor eléctrico 10kW, 1800 RPM	1	UN	900	-	900
2	Reductor de ejes paralelos	1	UN	2500	-	2500
3	Acoplamiento flexible	1	UN	225	-	225
4	Tornillo hexagonal M10	4	UN	0,2	-	0,8
5	Tornillo hexagonal M8	6	UN	0,2	-	1,2
6	Tuerca hexagonal M10	4	UN	0,2	-	0,8
7	Tuerca hexagonal M12	1	UN	0,2	-	0,2
8	Arandela plana A8	6	UN	0,2	-	1,2
9	Arandela plana A10	8	UN	0,2	-	1,6
10	Chumaceras y rodamiento SKF	4	UN	200	-	800
11	Chumaceras y rodamiento NTN	4	UN	100	-	400
12	Perfil C 100x60x6 mm	4	UN	137,8	183,274	733,096
13	Perfil I 100x50x4,5 mm	18	UN	16,2	21,546	291,6
14	Cadena para estirado	13	M	56	-	728
15	Dado de estirado para 1"	1	UN	100	-	100
16	Engranaje Martin d=308,64 mm y Z=19	2	UN	300	-	600
17	Engranaje Martin d=196,28 mm y Z=12	1	UN	210	-	210
18	Mandril fijo	1	UN	100	-	100
19	Gancho para resorte	4	UN	0,2	-	0,8
20	Resorte	2	UN	3,5	-	7
21	Placa para pernos de anclaje	99,8	KG	2	132,734	265,468
22	Apoyo para rodillo	0,9	KG	2	1,197	2,394
23	Apoyo vertical	0,3	KG	2	0,399	0,798
24	Rodillo	4,1	KG	2	5,453	10,906
25	Tubos soldados	0,1	KG	2	0,133	0,266
26	Placa para restringir movimiento	3	KG	2	3,99	7,98



Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario (USD)	Precio Maquinado (USD)	Precio Parcial (USD)
27	Apoyos de placa para restricción	0,75	KG	2	0,9975	1,995
28	Soporte principal	143	KG	2	190,19	380,38
29	Base para anclaje	15,7	KG	2	20,881	41,762
30	Plancha de refuerzo	30,6	KG	2	40,698	81,396
31	Plancha vertical	6,3	KG	2	8,379	16,758
32	Base para caja con lubricante	4,7	KG	2	6,251	12,502
33	Cubo para dado	2,5	KG	2	3,325	6,65
34	Tapa	1,8	KG	2	2,394	4,788
35	Electrobomba Hidrostral 0.6 HP	1	UN	500	-	500
36	Árbol de transmisión con acople	23,1	KG	2	30,723	61,446
37	Árbol de transmisión sin acople	15,4	KG	2	20,482	40,964
38	Apoyos para rodamientos fijos y móviles	17	KG	2	22,61	45,22
39	Eje loco	2,9	KG	2	3,857	7,714
40	Apoyos circulares	0,1	KG	2	0,133	0,266
41	Bocinas de bronce	0,1	KG	7	0,133	0,931
42	Chaveta 25x14x80	1	UN	6,5	-	6,5
43	Chaveta 25x16x70	2	UN	6,5	-	13
44	Manivela	1	UN	60	-	60
45	Eje del sistema de retorno	1	KG	2	1,33	2,66
46	Polea solidaria	1,5	KG	2	1,995	3,99
47	Base del carro de estirado	5,2	KG	2	6,916	13,832
48	Apoyos del eje	0,7	KG	2	0,931	1,862
49	Argollas	0,3	KG	2	0,399	0,798
50	Eje	1,7	KG	2	2,261	4,522
51	Prensa para tubos	10	KG	2	13,3	26,6
52	Planchas adicionales	3	KG	2	3,99	7,98
53	Gancho para estirado	2,5	KG	2	3,325	6,65
54	Refuerzos	50	KG	2	66,5	133
55	Tablero de control	1	UN	600	-	600
<b>SUBTOTAL (USD)</b>					<b>9974</b>	

## 5.2 Otros costos

El proyecto no solo comprende los costos por fabricación y materiales, sino otros costos indirectos relacionados principalmente a los siguientes factores:

- Costo por el diseño del proyecto (ingeniería). Está basado en las horas que demandó la concepción de la máquina y los planos de ensamble y detalle. Se estima su valor en un 12% del total, con un valor de 985 dólares por el diseño y 500 dólares por los planos.
- Costo por montaje y ensamblado. Se estima como el 10% del subtotal conformado por los costos de la fabricación y los materiales, siendo su valor de 807 dólares.
- Costo por gastos imprevistos. Se estima como el 10% del subtotal conformado por los costos de la fabricación y los materiales, siendo su valor también de 807 dólares.

Finalmente, en la Tabla 5.02. se tiene en síntesis los valores de los diferentes costos y el valor total final.

Tabla 5.02. Costo total del proyecto.

Ítem	Descripción	Cantidad (USD)
1	Costo del Proyecto e Ingeniería	1.196,79 USD
2	Costo de los planos de ensamble y detalle	500,00 USD
3	Costo de los materiales y fabricación	997,33 USD
4	Costo del montaje y ensamble	997,33 USD
5	Gastos indirectos	997,33 USD
<b>TOTAL</b>		<b>14.662,05 USD</b>
<b>TOTAL (SOLES)</b>		<b>41.200,36 PEN</b>

## CONCLUSIONES

1. Se diseñó un banco de estirado íntegramente con elementos mecánicos; el cual ha sido verificado en base a la premisa que se producirán tubos de cobre de hasta una pulgada de diámetro nominal. Por consiguiente, se ha comprobado que la máquina no falle por resistencia, rigidez, fatiga, pandeo, entre otros.
2. En las consideraciones del diseño también se ofrece la posibilidad de hacer que el banco pueda estirar diferentes diámetros del mismo material que el calculado; lo cual también fue una consideración extra con la finalidad de darle más versatilidad a esta máquina.
3. En el costo final se puede apreciar un ahorro considerable con referencia a modelos importados. Esto se logra, en parte, a la utilización de materiales comerciales en el mercado peruano, además que la fabricación de los elementos está planeada que sea también en un taller local; con lo cual se estaría comprobando la premisa que al utilizar mano de obra local y materia prima de nuestro país, se conseguiría obtener productos y máquinas a menor precio que las que ahora mismo están en el mercado.
4. Otra consideración en base al tema del costo ha sido la elección de una estructura conformada por perfiles de acero estructural para las bancadas en lugar de una fundición; esto debido a que la adquisición y ensamble de los perfiles en un taller local tiene mayor facilidad y es más económica, lo que resulta en un menor costo.

## OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. Todos los materiales, especificaciones y detalles necesarios para la fabricación y el ensamblado del banco de estirado se encuentran en los planos de diseño.
2. El presente trabajo tiene como uno de sus objetivos adentrarse a un tema poco explorado en nuestro medio. Sería ideal que este proyecto sirva como base para una futura optimización con la finalidad de acercarlo al nivel de automatización que tienen las máquinas fabricadas en los países de Asia.
3. El tubo debe ser estirado en estado recocado, respetando las medidas indicadas en la Lista de Exigencias. Además, la punta que ingresará en el dado debe haber sido rebajada con la finalidad que ingrese a través del dado; y también debe contar con un tapón macizo de metal con la finalidad que al momento que la prensa de tubos ejerza fuerza, el tubo no se rompa producto de la presión.
4. Una vez que el proceso de estirado haya terminado, se debe retirar el tapón, limpiar el tubo del lubricante utilizado y, finalmente, cortar la sección reducida y presionada por la prensa para tubos del carro de estirado.
5. Si la máquina fuese utilizada en un ambiente con mucho polvo o pelusas que no puedan ser controladas, es recomendable revisar periódicamente los rodamientos, con la finalidad de mantener limpias las pistas interiores del juego de estos.
6. Si bien se ha seleccionado un motor eléctrico y definido sus características técnicas, la distribución de los componentes eléctricos no formó parte del análisis de esta tesis; no obstante, es fundamental contar con un adecuado suministro energético, con las conexiones y cableado bien definidos, para garantizar el correcto funcionamiento de los equipos eléctricos y electrónicos.

**BIBLIOGRAFÍA**

- RODRIGUEZ, Jorge.  
2011 *Manual de Resistencia de Materiales 2.*  
Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú.
- PAULSEN, Kurt.  
2012 *Apuntes de Elementos de Máquinas 2.* Material de enseñanza.  
Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú, PUCP Virtual.
- ÁLVAREZ, Miguel.  
2012 *Apuntes de Elementos de Máquinas 1.* Material de enseñanza.  
Lima: Pontificia Universidad Católica Del Perú, PUCP Virtual.
- PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU  
2011 *Dibujo mecánico 1.*  
Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU  
2012 *Dibujo mecánico 2.*  
Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- KLINGEN Hermann-Josef, Norbert ZILLEKENS, Karl-Heinz HÄUSLER  
2004 Method of drawing metal workpieces and drawing unit for a drawing  
machine.  
Patente: US6715332 B2

**REFERENCIAS**

- [1] TODD, Robert H., Dell K. ALLEN, Leo ALTING  
1994 *Manufacturing Processes Reference Guide.* Primera edición.  
New York: Industrial Press Inc.
- [2] KALPAKJIAN, Serope  
2002 *Manufactura, ingeniería y tecnología.* Cuarta edición.  
México D.F: Pearson Educación.
- [3] DIETER, George E.  
1986 *Mechanical Metallurgy.* 3Rev Ed edition.  
New York: McGraw Hill.

- [4] PEÑA, Jorge  
2008 *Análisis del proceso de trefilado de tubos.* Tesis para optar al grado de Magister en Ciencias de la Ingeniería. Santiago: Pontificia Universidad Católica de Chile. Escuela de Ingeniería. Consulta: 4 de abril del 2014.  
<<http://repositorio.uc.cl/xmlui/bitstream/handle/123456789/1456/509964.pdf?sequence=1>>
- [5] GROOVER, Mikell  
2007 *Fundamentos de Manufactura Moderna.* Tercera edición. México D.F: McGraw-Hill Interamericana
- [6] PALACIOS, M. A.  
2006 *Análisis del proceso industrial de trefilado húmedo para la producción de alambres de acero para las soldaduras continuas.* Santiago: Department of Mechanical Engineering, Universidad de Santiago de Chile, Chile.
- [7] GERLING, Heinrich  
1979 *Moldeo y conformación.* Primera Edición. Barcelona. Editorial Reverté
- [8] BARRIGA GAMARRA, Benjamín  
2009 *Métodos de Diseño en Ingeniería Mecánica.* Primera edición. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú
- [9] LANGE, Kurt  
1985 *Handbook of Metal Forming.* Primera Edición. New York: McGraw-Hill.