

Recupero de palanquillas en Tren laminador

Emanuel Benigni

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

2024

Recupero de palanquillas en tren laminador

Emanuel Benigni

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Directores:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi.

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

2024

Dedicatoria

A mis padres quienes siempre me apoyaron e inculcaron la dedicación por el estudio y desarrollo profesional.

A mi señora, que me acompaño los últimos años a terminar la carrera.

A los docentes de la UNR, que trabajaron con vocación y dedicación, para que nosotros los alumnos podamos crecer profesionalmente.

Resumen

Este trabajo nace de la necesidad de la planta productiva, en ser más eficiente, disminuir los tiempos improductivos, disminuir las mermas del proceso, y disminuir los riegos de seguridad para las personas que trabajan en la planta. Básicamente, la necesidad es poder cortar cuando sea necesario la palanquilla que está siendo laminada en el tren laminador de barras en caliente, y poder meter la misma nuevamente dentro del horno para su posterior proceso. Para ello se definieron bien los propósitos del proyecto. Luego para cada propósito se definieron posibles soluciones y se evaluaron cada solución, para definir cual es la que más se adaptaba y la más aplicable también desde el punto de vista de los costos. Una vez encontrada la mejora solución, se profundizó en el desarrollo técnico de la misma. Se analizo la cinemática del conjunto, luego se calculó la resistencia y por último se verificó por método de elemento finito el diseño del conjunto, utilizando el programa SolidWorks (Corporation). El diseño elegido y desarrollado fue una tijera de corte accionada neumáticamente. Y el mismo cumple todos los propósitos planteados en la necesidad de planta. Para poder evaluar los esfuerzos de corte, se tuvieron que calcular los esfuerzos en todos los puntos posibles de recorrido de las cuchillas, para poder encontrar la peor condición así poder evaluar por elementos finitos, la resistencia de las cuchillas de corte.

Palabras clave: Palanquilla, tren de laminación, laminación en caliente, tijera de corte.

Abstract

This work arises from the need of the productive plant to be more efficient, reduce unproductive times, reduce process losses, and reduce safety risks for the people who work in the plant. Basically, the need is to be able to cut when necessary, the billet that is being rolled in the hot bar rolling mill, and to be able to put it back into the oven for subsequent processing. For this, the purposes of the project were well defined. Then, for each purpose, possible solutions were defined, and each solution was evaluated to define which one was best suited and the most applicable, also from the point of view of costs. Once the best solution was found, its technical development was deepened. The kinematics of the assembly were analysed, then the resistance was calculated and finally the design of the assembly was verified by the finite element method, using the SolidWorks program (Corporation). The design chosen and developed was a pneumatically powered cutting shears. And it fulfils all the purposes set out in the plant need. In order to evaluate the cutting efforts, the efforts had to be calculated at all possible points of travel of the blades, to find the worst condition so that the resistance of the cutting blades could be evaluated by finite elements.

Keywords: Billet, rolling mill, hot rolling, cutting scissors.

Contenido

Resumen **4**

Abstract **5**

Contenido **6**

Introducción **8**

Capítulo 1 Propósitos y Propuestas **10**
Propósitos 10
Propuestas 11

Capítulo 2 Elección de la mejor solución **12**
Elección de la solución para el corte de la palanquilla 12
Propósito 1: Cortar la palanquilla que está siendo laminada antes del Stand 1 de laminación. 13
Propósito 2: No deformar la sección durante el corte para luego laminar dicha punta 17
Propósito 3: El corte de la palanquilla debe ser en caliente 18
Propósito 4: El corte de la palanquilla debe ser rápido 20
Propósito 5: Resistir esfuerzo de trabajo 23
Conclusión de la elección de sistema para corte 23
Elección de la solución para el traslado de la palanquilla 24
Propósito 6: Traslado de palanquilla dentro del horno 26
Propósito 7: Trasladar la palanquilla hasta una distancia especificada 27
Propósito 8: No interrumpir la línea de laminación 29
Propósito 9: Resistir las condiciones del lugar 29
Propósito 10: Resistir los esfuerzos del traslado de la palanquilla 30
Propósito 11: Resistir la temperatura de la palanquilla 33
Propósito 12: El sistema no debe requerir gran participación de los operadores 34
Conclusión de la elección de la solución 34

Capítulo 3 Desarrollo de la tijera de corte **35**
Estudio cinemático 35
Cálculo del consumo de aire 52
Cálculo del diámetro del perno de la biela 53
Cálculo del espesor de la biela 55
Cálculo del diámetro del perno del cilindro neumático 57
Diseño de la cuchilla 59
Diseño de la sujeción de las cuchillas 85
Diseño del brazo superior de la tijera 88
Diseño del brazo inferior de la tijera 93
Diseño de la sujeción de la tijera 95

Conclusiones y recomendaciones **97**
Conclusiones 97
Recomendaciones 99

Bibliografía 100

Anexo A: Corte de chapa mediante oxicorte. 101

Anexo B: Motores trifásicos WEB 102

Anexo C: Curvas de la resistencia específica a la cortadura del acero. 103

Anexo D: Plano de conjunto de tijera. 104

Anexo E: Plano de bastidor de tijera. 105

Anexo F: Plano de brazo superior. 106

Anexo G: Plano de brazo inferior. 107

Anexo H: Plano de porta cuchilla. 108

Introducción

Dicho trabajo esta enfocado a mejorar la performance de un tren laminador en caliente de barras. En el caso tratado, el tren laminador tiene una capacidad de producción de 80 Toneladas/Hora. Como materia prima del proceso se tienen palanquillas de una sección de 160 x 160 mm, por un largo de 12350 milímetros. El peso estándar de cada palanquilla es de 2556 Kg. El material base de las palanquillas es un SAE de bajo carbono, exactamente se trata de un 1022, es decir con 0,22% de Carbono en su composición. Dichas palanquillas, se obtienen de la acería que tiene la planta, a través de un proceso de fundición por Horno eléctrico y convertidor LD. La capacidad de producción de la acería de la planta es de aproximadamente 1,8 millones de toneladas anuales, y en el caso del tren laminador la capacidad es de 450.000 Toneladas anuales de barras. El tren produce barras de acero de dureza natural, destinadas para la construcción, desde los diámetros 6mm hasta 32mm. Las mismas son destinadas en un gran porcentaje al mercado interno del país, y en menor proporción a exportaciones. En el año 2023 dicha proporción fue de 97% de producción para el mercado interno, y un 3 % de producción para exportación. Para entender la importancia de proyecto, tenemos que analizar algunos números. En la actualidad el tren laminador atasca aproximadamente 30 barras por mes. En cada atascamiento, se tira a chatarra la palanquilla completa. Vamos a considerar un precio aproximado de cada palanquilla de 500 dólares. Es decir que el tren mensualmente está perdiendo 15000 dólares por mes, en merma por problemas. Sumado a esto, si el atascamiento es en el desbaste, al no contar con ningún sistema de corte de la palanquilla, se tiene que parar el desbaste completo. De este tipo de atascamiento se tiene en promedio 2 mensuales, que representan cada 1, unas 8 Hs de parada para retirar los atascamientos. Si se contara con algún equipo de corte, se podría disminuir en tiempo a 1 hora de parada, es decir que podríamos producir cada mes 14 Hs más, y considerando una productividad promedio de 50 Toneladas/hora, esto representan 700 Toneladas más de producción mensual. Considerando una ganancia marginal del producto de 100 dólares/Toneladas, se podría estar ganando unos 70.000 dólares/mensuales más. Es decir que para el tren laminador, le **representa un ahorro de 85.000 dólares/mensuales**, que se pueden traducir en mayor ganancia, o bien en mayor competitividad en el mercado.

Como premisas generales, se debe tener en cuenta que la solución buscada es aquella que logre ser efectiva cumpliendo con todos los propósitos del proyecto. Y que además cumpla con los propósitos de forma eficiente (sin un gasto extraordinario de energía adicional, ya que por un lado estaríamos mejorando la performance, pero empeorando por otro lado, ejemplo mayor consumo de energía eléctrica o mayor consumo de gas natural). Y sumado a esto, también tiene que ser una solución, desde el punto de vista económico, que pueda ser llevada alenté, sin grandes inversiones que hagan del proyecto inviable. Un ejemplo rápido de esto, si como planteamos, el tren tiene un ahorro potencial de 85.000 dólares/año, la inversión no puede superar los 2.040.000 dólares, ya que esto quiere decir que recién en 2 años se va a amortizar la inversión. **El ideal es que la solución coste menos de 1.020.000 dólares**, de esa forma, el proyecto se amortiza en 1 año, y al segundo año de la inversión, ya la empresa va a comenzar a obtener beneficios netos de la mejora realizada.

Dentro de este tipo de proyectos de mejora, siempre es importante considerar el mantenimiento que va a requerir en el futuro la solución adoptada. Los costos de mantenimiento son muy importantes en este tipo de plantas, ya que son los mayores gastos que tiene que la compañía. Y también es importante la frecuencia de Inter versión que se requiere, ya que la planta normalmente detiene el proceso para mantenimiento 1 vez por semana, un tiempo equivalente de 8 Horas. Si se requiere parar más frecuente mente la planta se va a volver más improductiva y por ende menos competitiva. Al igual que si se requieren tiempos de mantenimiento superiores a las 8 horas continuas.

Considerando los puntos importantes desarrollados en esta introducción, vamos a adentrarnos en el desarrollo del proyecto.

Capítulo 1 Propósitos y Propuestas

Propósitos

A continuación, enumeramos los propósitos buscados en nuestro proyecto:

Recupero de palanquillas en tren laminador.	
PROPÓSITOS	
Número	**Propósito**
1	Cortar la palanquilla que está siendo laminada antes del Stand 1 de laminación.
2	No deformar la sección durante el corte, para luego poder laminar dicha punta.
3	El corte de la palanquilla debe ser en caliente.
4	El corte de la palanquilla debe ser rápido.
5	Resistir el esfuerzo de corte.
6	Trasladar la palanquilla hasta la boca del horno.
7	Insertar la palanquilla dentro del horno hasta distancia especificada.
8	No interrumpir la línea de laminación con el equipo utilizado.
9	Resistir durante la laminación continua, los efectos del calor de las palanquillas o bien no estar cerca.
10	Resistir los esfuerzos de trasladar la palanquilla dentro del horno.
11	Resistir la temperatura de contacto con la palanquilla caliente.
12	El sistema tiene que ser práctico y requerir la menor participación posible de los operadores.

Propuestas

PROPUESTAS En las propuestas existen dos fenómenos a resolver. Por un lado, el fenómeno de corte de la palanquilla, y por el otro lado, el fenómeno de transporte de la palanquilla dentro del horno nuevamente.
Propuestas de Corte
Tijera Snap vertical previa al stand 1. La misma cortaría la palanquilla por arrastre y desgarro de la misma. La fuerza para el corte la haría fundamentalmente el stand 1, que viene laminando y traccionando la misma. La deformación de la palanquilla no sería grande, ya que entre la posición de contacto de las cuchillas y el punto final de corte hay un corto recorrido. El accionamiento de la misma sería neumático, lo que hace que el movimiento de la misma sea rápido. El soporte de esfuerzo estaría parte por el anclaje de la base de la tira, y parte soportada por el stand 1 ya que estaría abulonada a dicho stand.
Sistema de corte con oxígeno y Gas natural. Este sistema se utiliza durante la colada continua. El corte se haría a través de una llama generada por la mezcla de gas natural y oxígeno. La llama bien regulada y la velocidad de avance de los picos de corte iguales a la de la palanquilla, hacen que el corte sea prolijo. El sistema no requiere soportar esfuerzos, y es idea que la palanquilla esté caliente, ya que de esa manera el corte es más rápido.
Propuesta de Traslado
Empuje de palanquilla dentro del horno mediante cilindro neumático. El cilindro sería de una carrera efectiva tal, que dé para empujar la palanquilla hasta el lugar deseado dentro del horno. El soporte del cilindro es rebatible, lo que permite que, durante la laminación normal, el cilindro se encuentre fuera de la línea de laminación, evitando así los efectos del calor y no interfiriendo en el proceso. El vástago del cilindro, tendría adosado una puntera que material aislante, que resista el contacto con la palanquilla caliente, y evite que el calor se traslade al cilindro.
Camino de rolos dentro del horno. Este sistema se utiliza en horno Walking beam (De vigas caminantes). Los esfuerzos de traslado los proveen motores eléctricos, que traccionan los rolos. Los motores no se encuentran expuestos al calor, pero sí los rolos. Los mismos son refrigerados internamente por agua para resistir los efectos del calor

Capítulo 2 Elección de la mejor solución

La mejor solución, es aquella que pueda cumplir todos los propósitos, de la forma más sencilla y barata posible. Como citamos anteriormente, también debe ser una propuesta que no requiera una mayor complejidad de mantenimiento y que el mismo sea aplicable. A continuación, desarrollamos cada una de las soluciones con sus ventajas y desventajas.

Elección de la solución para el corte de la palanquilla

Para el corte de palanquillas teníamos dos propuestas. La primera se trataba de una tijera Snap, la cual cortaría la palanquilla por desgarro. A continuación, mostramos en la **figura 2-1**, imágenes ilustrativas de lo que sería una solución para el corte de palanquillas.

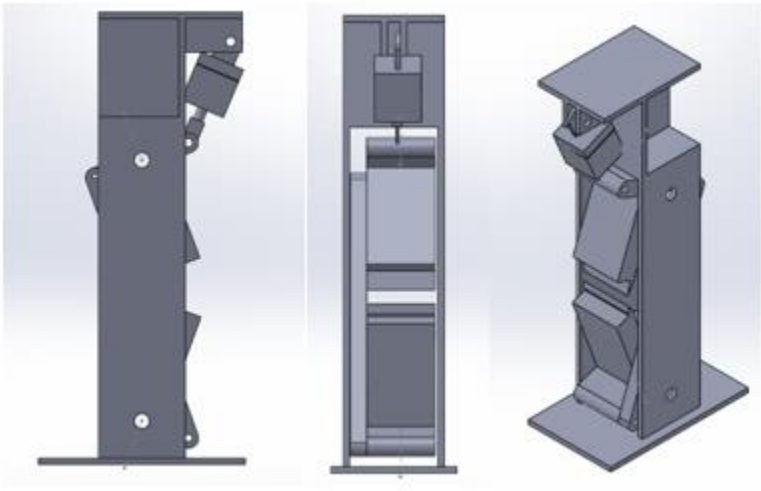


Figura 2-1: Diseño de tijera de corte para palanquillas.

La segunda propuesta se trataba de un sistema de corte por oxicorte. A continuación, colocamos imágenes ilustrativas de lo que podría ser una solución en las **figuras 2-2**.

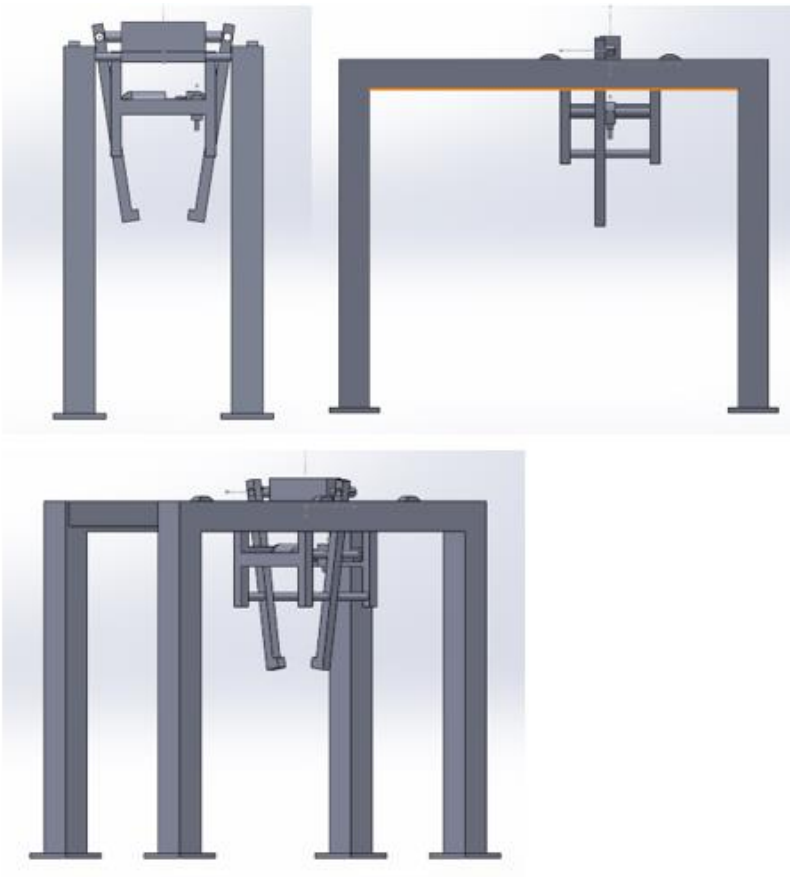


Figura 2-2: Diseño de sistema de corte de palanquillas por oxicorte.

Para evaluar cuál de las dos opciones es la mejor, vamos a revisar como cumple cada una los propósitos del proyecto:

Propósito 1: Cortar la palanquilla que está siendo laminada antes del Stand 1 de laminación.

- Propuesta Snap:

Dicha propuesta va a realizar el corte de la palanquilla por desgarro. Ambas cuchillas van a ser accionadas por un cilindro. Las mismas al hacer contacto con la palanquilla, van a recibir una fuerza en el sentido de cierre de las cuchillas, la cuál va a terminar haciendo el esfuerzo de corte. Esta fuerza final va a estar dada por los cilindros de laminación del stand 1, que están traccionando la palanquilla en el sentido de laminación. A continuación, ilustramos esto en la **figura 2-3** y **2-4**.

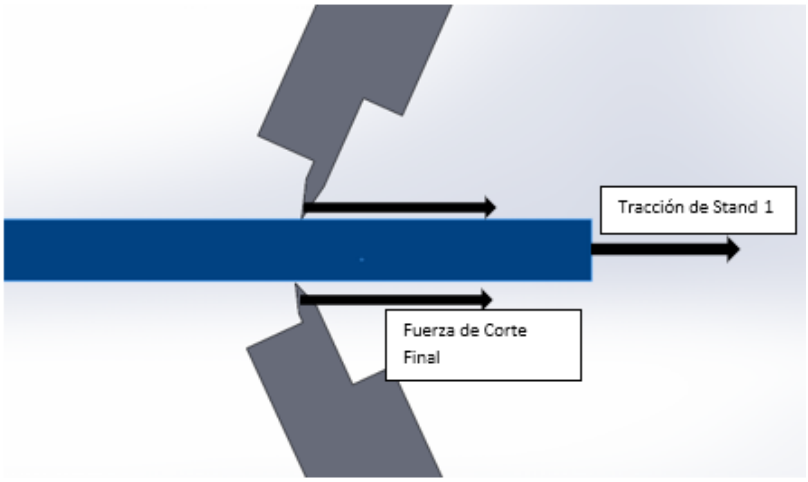


Figura 2-3: Esquematización del corte de la tijera sobre una palanquilla, solo con brazos de tijera.

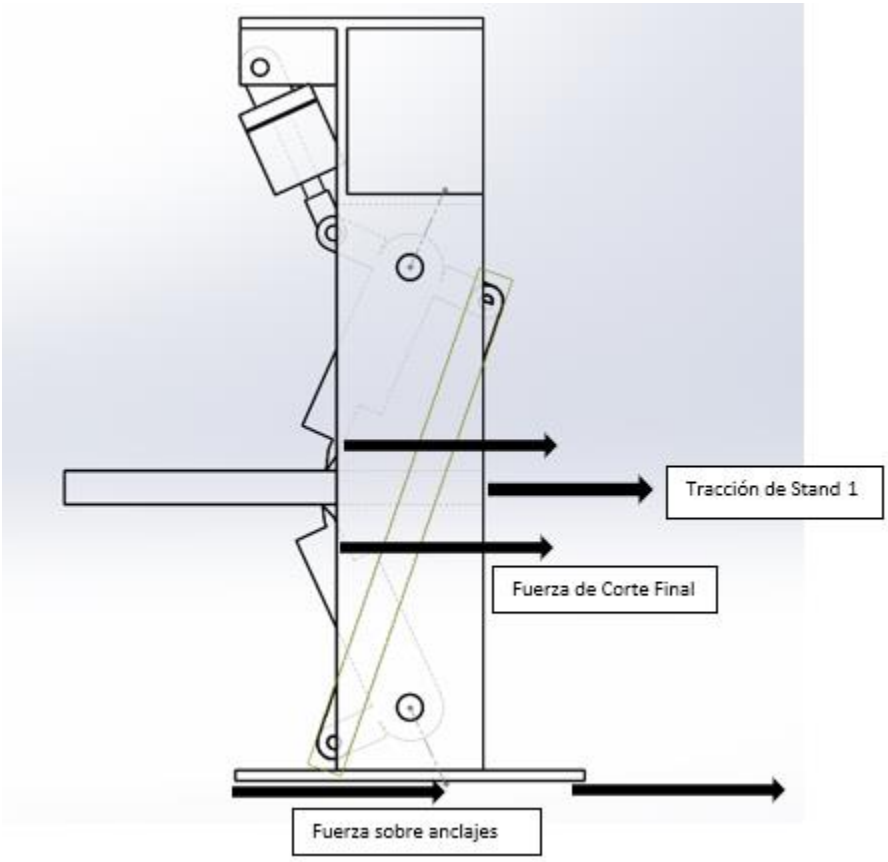


Figura 2-4: Esquematización del corte de la tijera sobre una palanquilla, con tijera completa.

El dibujo es solo una aproximación a los efectos de identificar en rasgos generales donde están los puntos críticos del diseño.

- Propuesta Oxicorte:

Dicha propuesta va a realizar el corte a través de un proceso de combustión violenta del metal. Para ello necesitamos tener el metal a una temperatura superior a 870°. La temperatura a la cual sale la palanquilla del horno de calentamiento para laminación es de 1050°, por lo tanto, ya tenemos temperatura suficiente para lograr el proceso de corte. Luego vamos a proyectar una llama, rica en oxígeno puro para lograr la combustión del acero, y por consecuencia el corte. La combustión requiere de tiempo, por lo tanto, necesitamos que el equipo, se hermane a la velocidad que lleva la palanquilla para poder realizar el corte. A continuación, ilustramos un ejemplo en la **figura 2-5**, se esquematiza, como el dispositivo agarra la palanquilla, para hermanarse a velocidad. En la **figura 2-6**, se esquematiza de forma lateral el agarre de la palanquilla. **En la figura 2-7**, se muestra el proceso de corte de la palanquilla.

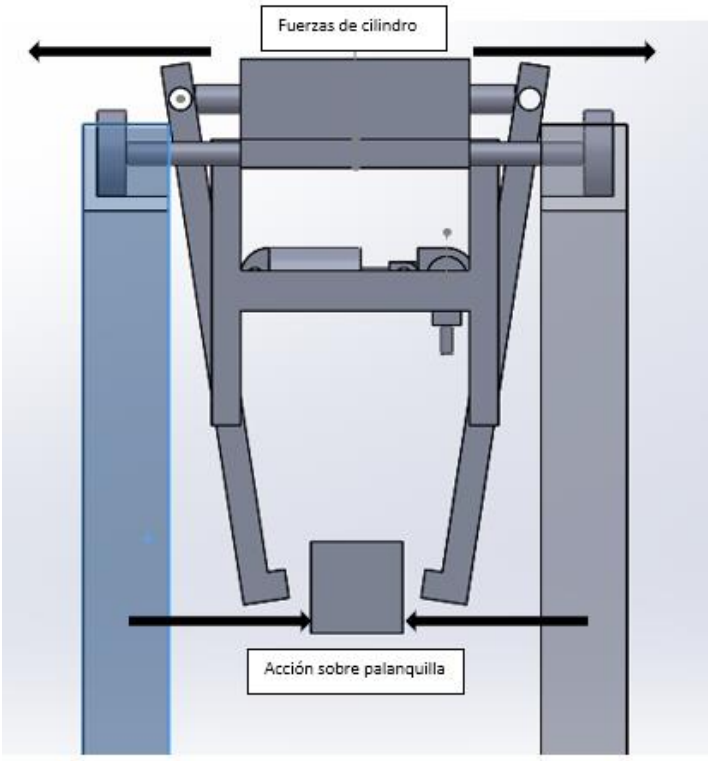


Figura 2-5: Ilustración del agarre de la palanquilla.

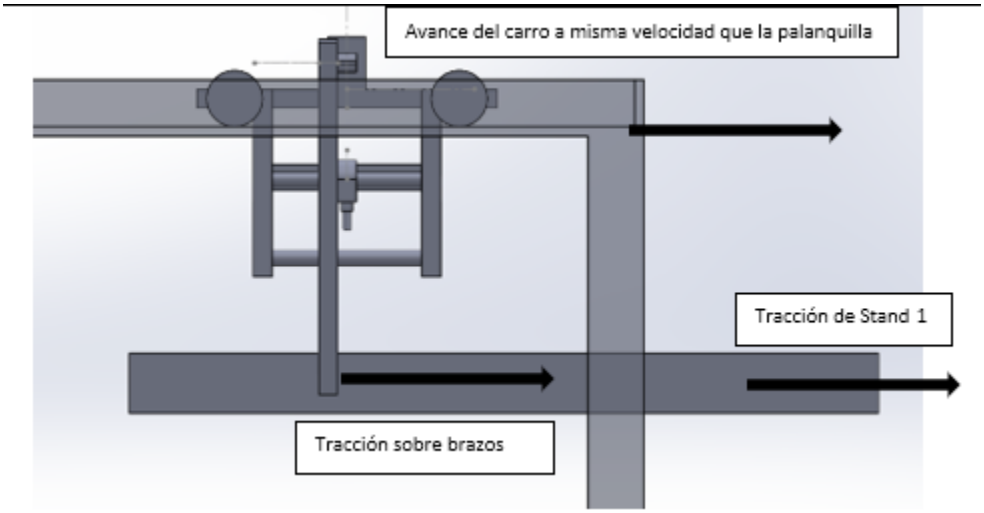


Figura 2-6: Ilustración del agarre de la palanquilla desde el lateral.

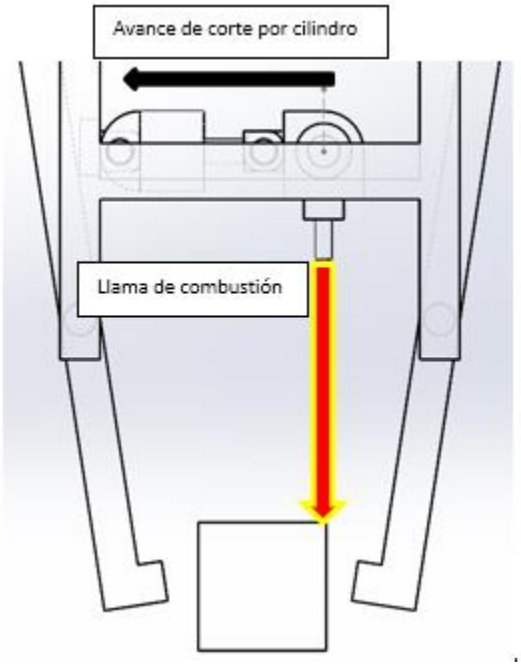


Figura 2-7: Ilustración del proceso de corte de la palanquilla con oxicorte.

- Conclusión sobre el corte:

Ambos sistemas cumplen el propósito de corte de palanquilla. Una por acción mecánica y el otro por combustión. Este punto no es determinante para la selección.

Propósito 2: No deformar la sección durante el corte para luego laminar dicha punta

- Propuesta Snap:

El corte por Snap va acompañado de una deformación en la sección. Ya que el avance de la cuchilla sobre la palanquilla es progresivo. A continuación, intentaremos ilustrar dicha deformación en la **figura 2-8**.

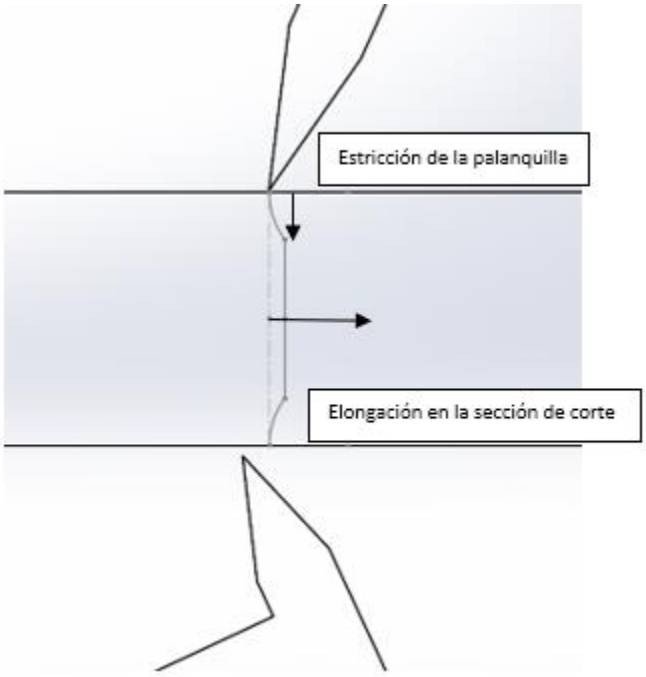


Figura 2-8: Ilustración del proceso de corte de la palanquilla con tijera.

Si bien la palanquilla sufre una deformación en la sección, debido a que el corte se realiza a una temperatura de la palanquilla de aproximadamente 1050°C, lo que implica que dicha palanquilla va a ser bastante dúctil, por lo cual la sección se elonga y se afina, hasta cortarse. Esta sección de corte no es un problema para laminar de vuelta esta punta. Ya que dicha forma, favorece la ¨mordida¨ del Stand 1 de laminación. Luego dicha punta es cortada en la tijera del stand 6 y descartada.

- Propuesta Oxicorte:

La sección resultante del corte por combustión depende en gran medida de la velocidad de avance de la llama en la sección, y de la homogenización de temperatura en la sección. A continuación, añadimos imágenes de dicho corte en la **figura 2-9**.



Figura 2-9: Foto de palanquilla de Arcelormittal Acindar (Arcelormittal Acindar), cortada por oxicorte.

Como se puede apreciar en la imagen, la sección de un corte por oxicorte bien regulado es muy buena, no genera un problema para su laminación próxima.

- Conclusión de análisis del corte:

Ambos sistemas son aptos para poder utilizarse y cumplir con el propósito de una corte sin problemas para su próxima laminación. Es decir que este punto no es excluyente para ningún sistema.

Propósito 3: El corte de la palanquilla debe ser en caliente

Esto es debido a que el corte, tiene que ser realizado a la salida del horno de recalentamiento, antes de que la palanquilla sea laminada por el stand N° 1 de laminación, a continuación, mostramos el Lay Out del tren laminador al cual se hace referencia en la **figura 2-10**.

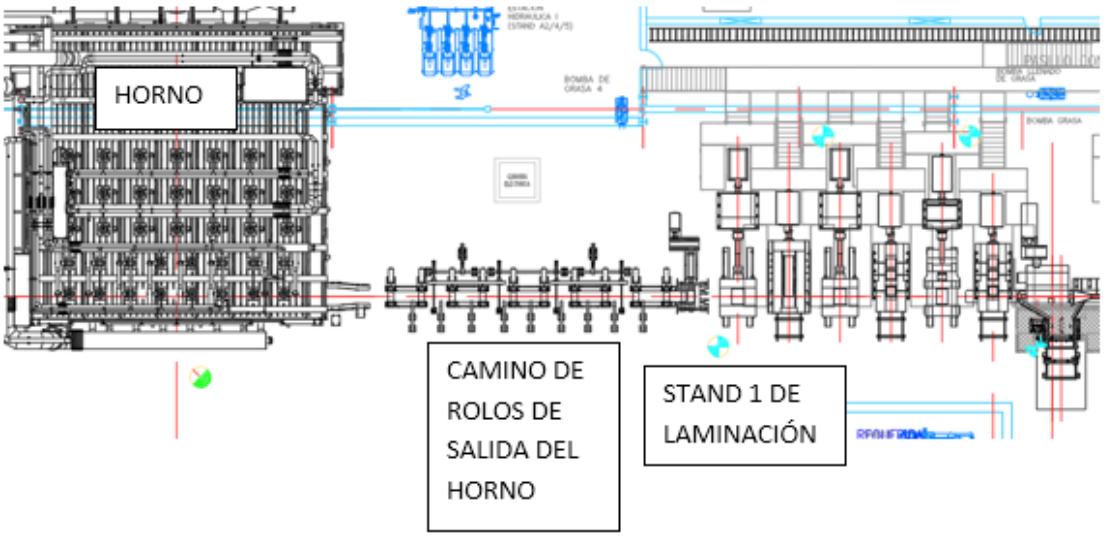


Figura 2-10: Lay Out de Tren laminador en Arcelormittal Acindar (Arcelormittal Acindar).

- Propuesta Snap:

Dicho sistema trabaja en caliente, ya que bajo ningún punto podría cortar una palanquilla fría, ya que los esfuerzos de corte serían muy altos y el equipo no resistiría. El sistema justamente está diseñado para cortar la palanquilla en caliente, a través de un proceso de deformación plástica de la sección de la misma.

- Propuesta Oxicorte:

Como dijimos, dicho sistema, requiere que la sección de la palanquilla esté caliente arriba de 870°C para lograr la combustión del acero. Por lo tanto, es favorable al sistema la temperatura.

- Conclusión de análisis de temperatura:

Ambos sistemas, utilizan la temperatura de la barra, para poder cortar la misma. Es decir que este punto no es excluyente de ningún sistema, sino que, al contrario, afirma las soluciones propuestas.

Propósito 4: El corte de la palanquilla debe ser rápido

El corte sí o sí tiene que se rápido, ya que todo el tiempo que se demore en cortar la palanquilla, va a ser material que estemos desperdiciando en el proceso.

- Propuesta Snap:

La velocidad de corte de la palanquilla, en dicha propuesta, va a depender fundamentalmente de la velocidad de avance del stand 1. Ya que, al cerrar las cuchillas, las mismas van a hacer contacto con la cara superior e inferior de la palanquilla en un punto. El tiempo que tarde en avanzar la cuchilla desde ese punto, hasta el punto coincidente con el centro de corte, va a ser el tiempo de corte total aproximadamente. Vamos a ilustrar ducho punto en la **figura 2-11**.

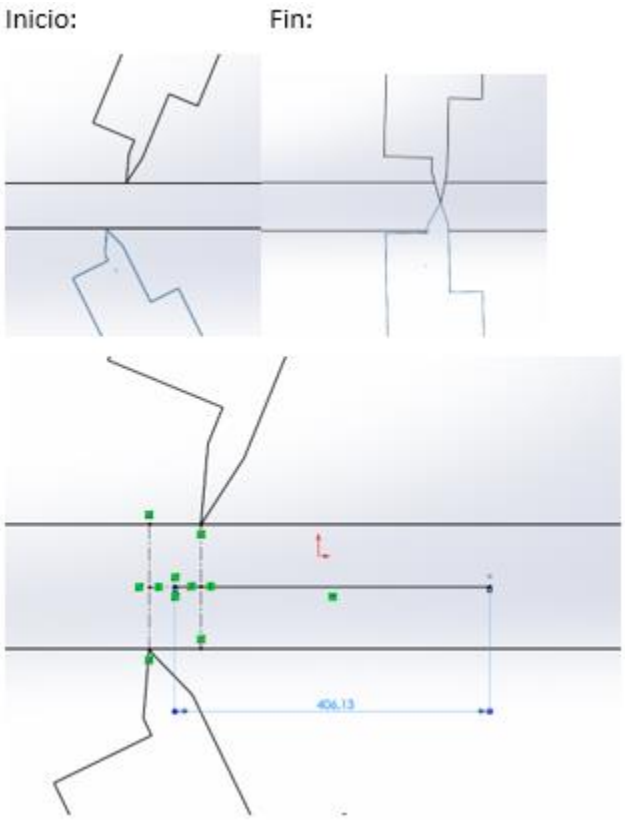


Figura 2-11: Esquema de corte de la tijera.

Tomamos el punto de contacto inicial entre la barra y la cuchilla (En este punto tomamos el punto medio entre el contacto de la cuchilla superior y el contacto de la cuchilla inferior. Ya que ambos puntos no coinciden por física del sistema. Luego marcamos el punto final,

donde las cuchillas se unen, suponiendo que el corte total de la palanquilla se produce en dicho punto (Es una aproximación a los efectos de calcular un tiempo aproximado). Por lo tanto, el punto de contacto tiene que avanzar 406mm, para que abramos cortado la palanquilla. Suponiendo que la velocidad de avance de la palanquilla es de 0,5 m/s. El tiempo de corte va a ser igual (ver Ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la r eferencia.**).

$$Velocidad = \frac{Distancia}{Tiempo} \quad (2.1)$$

$$Tiempo = \frac{Distancia}{Velocidad}$$

$$T = \frac{0{,}406m}{0{,}5\,\frac{m}{s}} = 0{,}8\,s = 800ms$$

- Propuesta de Oxicorte:

En el caso del corte por oxicorte, la velocidad de corte depende en sí exclusivamente de la velocidad de combustión, y la misma es función de la energía suministrada en el proceso. Para ello vamos a tomar una table que nos provee (https://www.interempresas.net/Deformacion-y-chapa/Articulos/1831-El-corte-de-chapa-mediante-oxicorte-(1-parte).html) La cual es una empresa que fabrica equipos de corte. Ver a continuación **figura 2-12**.

VALORES RECOMENDADOS PARA OXICORTE									
SOPLETE SIMPLE					SOPLETE DOBLE, DE CHAFLANES, ETC.				
Espesor (mm)	Presión O_2 (bar)	Sangría ½ kerf (mm)	Velocidad de corte (mm/min)		Espesor (mm)	Presión O_2 (bar)	Sangría ½ kerf (mm)	Velocidad de corte (mm/min)	
			Recto	Curvo				Recto	Curvo
3 ÷ 4 5 ÷ 6	2 4	1	700 730	600 630	3 5 10	2 ÷ 4	1.5	800 750 700	530 480 400
6 ÷ 7 8 ÷ 9 10 15	5 ÷ 7.5	1.8	730 700 660 620	630 600 560 520	10 15 20 25	3 ÷ 4	2	640 550 520 500	450 400 360 330
15 20 25	7 ÷ 8	1.9	620 560 520	520 460 420	25 30 40 50	4 ÷ 5	2.5	530 450 400 350	360 300 260 250
25 30 35 40	7.5 ÷ 8.5	2.3	520 500 480 430	420 400 380 360	50 60 80	4 ÷ 5	3	390 320 300	260 230 210
40 50 60	7 ÷ 7.5	2.2 ÷ 2.4	430 410 390	360 310 290	80 100 120	4 ÷ 5	3.5 ÷ 4	320 300 270	220 200 170
60 75 100	6 ÷ 8	3.2 ÷ 3.5	390 340 330	290 270 250	120 150 200	5 ÷ 6	4.5 ÷ 5.5	300 200 170	190 150 120
100 150 200	7.5	3.5 ÷ 3.8	340 260 170	250 210 160	200 250 300	6	5.5 ÷ 6	190 140 120	130 110 90
200 250 300	7.5	4 4.2 8	170 150 130	160 140 110					

Figura 2-12: Tabla de velocidad de corte de oxicorte, cortesía de (https://www.interempresas.net/Deformacion-y-chapa/Articulos/1831-El-corte-de-chapa-mediante-oxicorte-(1-parte).html).

Para cortar un espesor de 150mm (La palanquilla tiene 160mm, es una aproximación), requerimos de una presión de oxígeno de 5 a 6 Bar, y cortaremos con una velocidad aproximada de 200 mm/min.

Nosotros tenemos que cortar una distancia de 160mm, por lo tanto, el tiempo que requerimos para cortar la sección sería de:

$$T = \frac{160mm}{200\frac{mm}{min}} = 0{,}8min = 48\ s$$

- Conclusión de velocidad de corte:

Este punto es excluyente del sistema por oxicorte, vamos a explicar a continuación la razón.

Nosotros necesitamos que el corte sea rápido, esto es debido a que queremos con el sistema, evitar que el problema que estamos teniendo aguas debajo de la laminación, se magnifique. El objetivo del equipo es cortar la palanquilla, para que no se siga metiendo fierro aguas abajo. El primer sistema, logra cortar la palanquilla, en un tiempo de corte aproximado de 0,8 Seg, mientras que el segundo sistema lo logra en un tiempo de corte aproximado de 48 Seg, es decir que el primero es 60 veces más rápido. Por lo tanto, este punto lleva a elegir el primer sistema para aplicarlo.

Propósito 5: Resistir esfuerzo de trabajo

- Propuesta de Snap:

En el caso de la Snap, tenemos que calcular cada una de las partes de esta, para que pueda resistir los esfuerzos que conlleva el corte de la palanquilla. Este es uno de los puntos clave del proyecto, y va a ser calculado en el desarrollo de este, ya que por velocidad de corte como dijimos anteriormente, la elección va a ser la Snap.

- Propuesta de oxicorte:

En el caso del oxicorte, no se requiere resistir esfuerzos de corte, porque el sistema corta con fusión del material proyectando una llama sobre la palanquilla. Solo se requeriría calcular las resistencias del equipo, para sostenerse y aguantar los traslados de este cuando se acopla a la palanquilla.

Conclusión de la elección de sistema para corte

Como conclusión por lo desarrollado, el sistema adoptado como solución para el corte de las palanquillas, es la tijera neumática. Esto es debido a que el sistema por oxicorte no cumple con las velocidades de corte requeridas, haciendo que no sea aplicable la solución. Ya que estaríamos perdiendo la oportunidad de recuperar la mayor cantidad de material posible sin convertir en chatarra, y además estaríamos haciendo de dimensiones grandes el atascamiento dentro del tren laminador, y esto lo queremos evitar.

Elección de la solución para el traslado de la palanquilla

Para el traslado de la palanquilla dentro del horno, presentamos dos propuestas.

La primera propuesta es colocar un cilindro neumático, el cual pueda empujar la palanquilla hacia dentro del horno. Para ello, el mismo no puede estar presente sobre el camino de rolos, ya que por ahí pasa la palanquilla que va a ser laminada. Por lo tanto, se propone que esté soportado por un mecanismo que mientras se lamina se encuentre fuera de la línea, y cuando se necesite utilizar se coloque en la línea. A continuación, vamos a esquematizar la propuesta en las **figuras 2-13** y **2-14**.

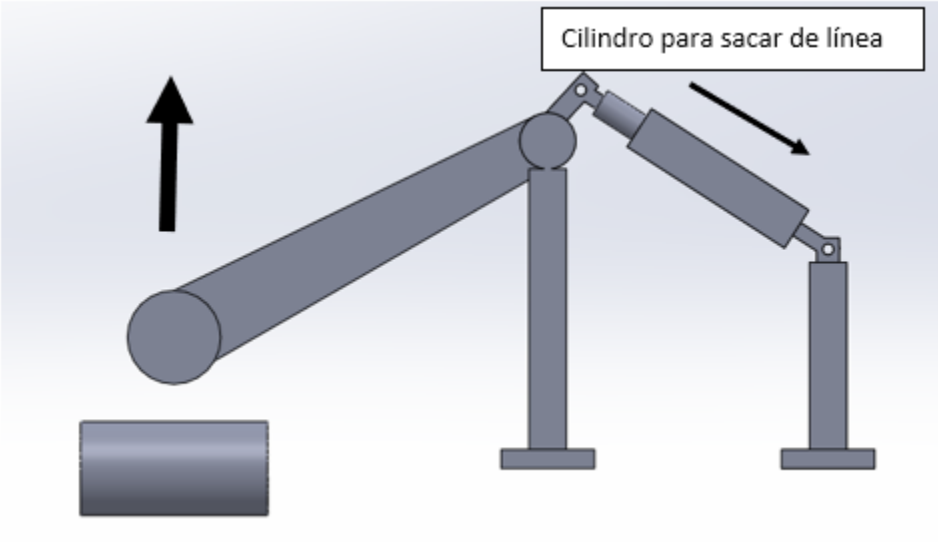


Figura 2-13: Ilustración de equipo para traslado de palanquillas con cilindro. Vista frontal.

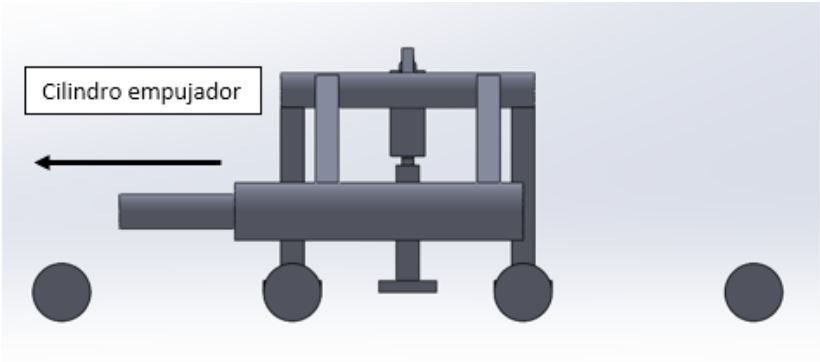


Figura 2-14: Ilustración de equipo para traslado de palanquillas con cilindro. Vista lateral.

La segunda propuesta, es colocar un camino de rolos dentro del horno, el cuál pueda traccionar las barras dentro del mismo. A continuación, esquematizamos la propuesta en las **figuras 2-15 y 2-16**.

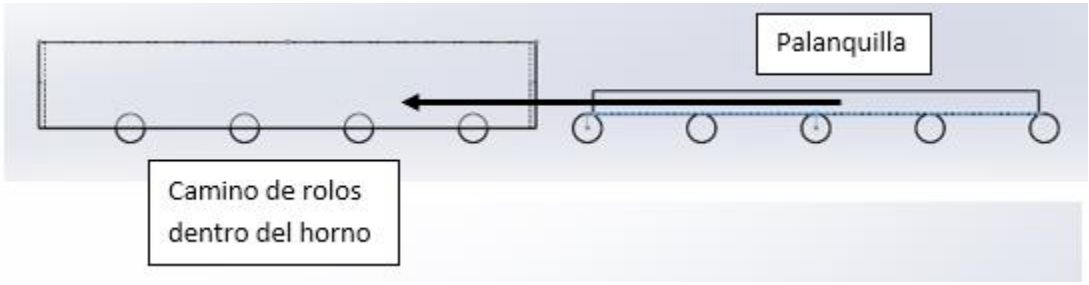


Figura 2-15: Ilustración de equipo para traslado de palanquillas con camino de rolos. Vista lateral.

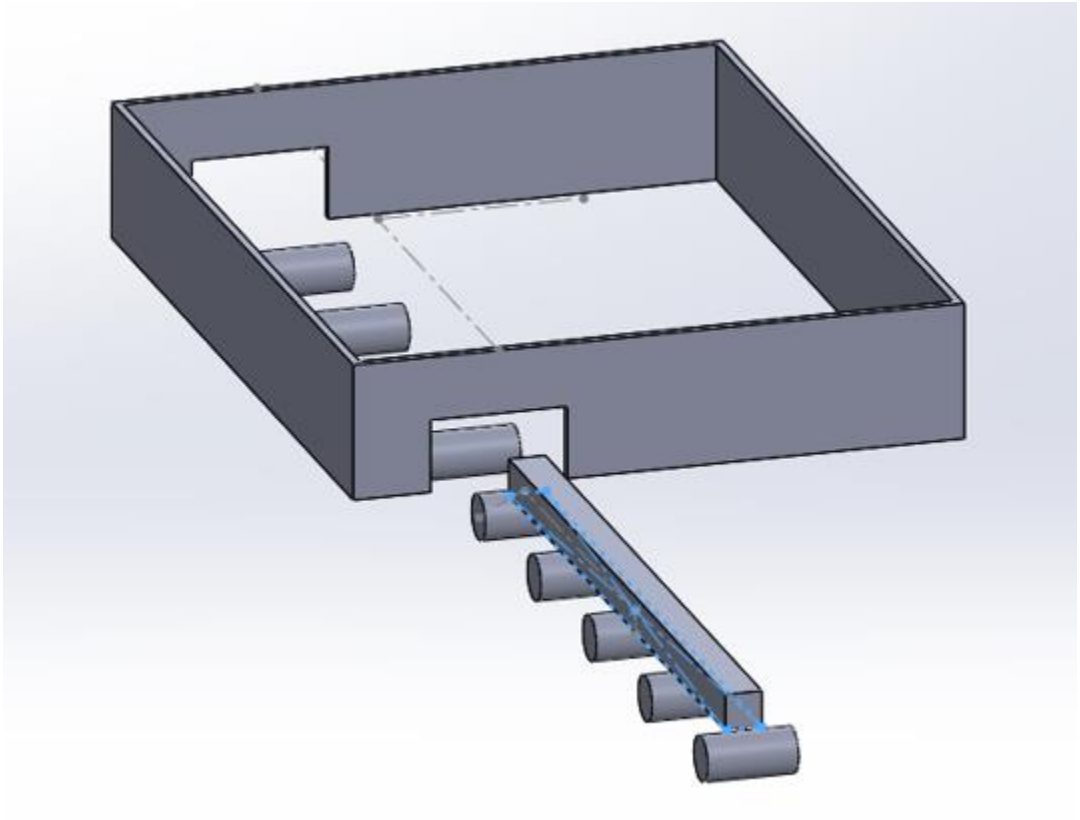


Figura 2-16: Ilustración de equipo para traslado de palanquillas con camino de rolos.

Para decidir cuál de las propuestas es la más adecuada, vamos a analizar como cumple cada una los propósitos fijados.

Propósito 6: Traslado de palanquilla dentro del horno

- Empuje por cilindro neumático:

El sistema va a empujar la palanquilla por medio de un cilindro neumático. El mismo debe tener la fuerza suficiente para romper la fricción estática de la palanquilla contra la solera del horno. Dicho punto de cálculo nos va a dimensionar el diámetro del cilindro que necesitamos para tal fin.

Suponiendo que la palanquilla se encuentra completamente apoyada sobre la solera del horno, tenemos la siguiente condición, ver **figura 2-17**:

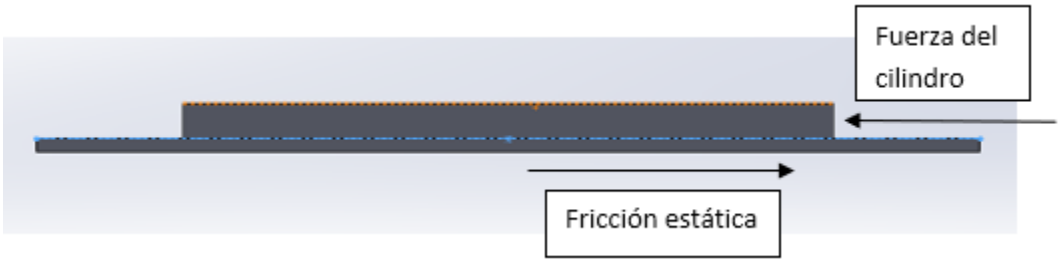


Figura 2-17: Esquematización de palanquilla detenida sobre solera del horno.

El piso de la solera del horno es de material refractario. Considerando la (Ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**) que hace referencia a la fuerza necesaria para mover un objeto que se encuentra detenido sobre una superficie de coeficiente de rozamiento μ, y la (Ecuación **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**) que h ace referencia al calculo de la Normal de un cuerpo de peso P.

$$F_{mín\ cil} = \mu_{est} \times N \quad (2.2)$$

$$N = P_{palanquilla} \times G \quad (2.3)$$

De estas ecuaciones saldría la fuerza mínima que necesitamos que entregue el cilindro neumático, para luego dimensionar el mismo.

- Camino de rolos dentro del horno:

El sistema de rolos requiere que cada rolo tenga un motor (o bien podría ser un solo motor general, que mueva mediante cadenas todos los rolos), y los torques entregados por los

mismos, debe poder desplazar la palanquilla dentro del horno. Este sistema ya está comprobado, ya que es el mismo sistema del camino de rolos de salida del horno.

- Conclusión sobre el traslado:

Cualquiera de los dos sistemas puede cumplir la función. El sistema neumático, utilizará la energía provista por los compresores del tren, solo habría que verificar el consumo de estos para ver si no es necesario ampliar la capacidad del pulmón que tiene el tren. Y el sistema de camino de rolos requiere de energía eléctrica para transportar las palanquillas.

Este punto del análisis no es determinante para la elección de la solución.

Propósito 7: Trasladar la palanquilla hasta una distancia especificada

- Empuje por cilindro neumático:

Para poder meter la palanquilla dentro del horno, hasta una distancia especificada, vamos a tener que dimensionar el largo del cilindro neumático. Para este fin vamos a revisar en el Layout (Arcelormittal Acindar) que distancia necesitamos, ver **figura 2-18.**

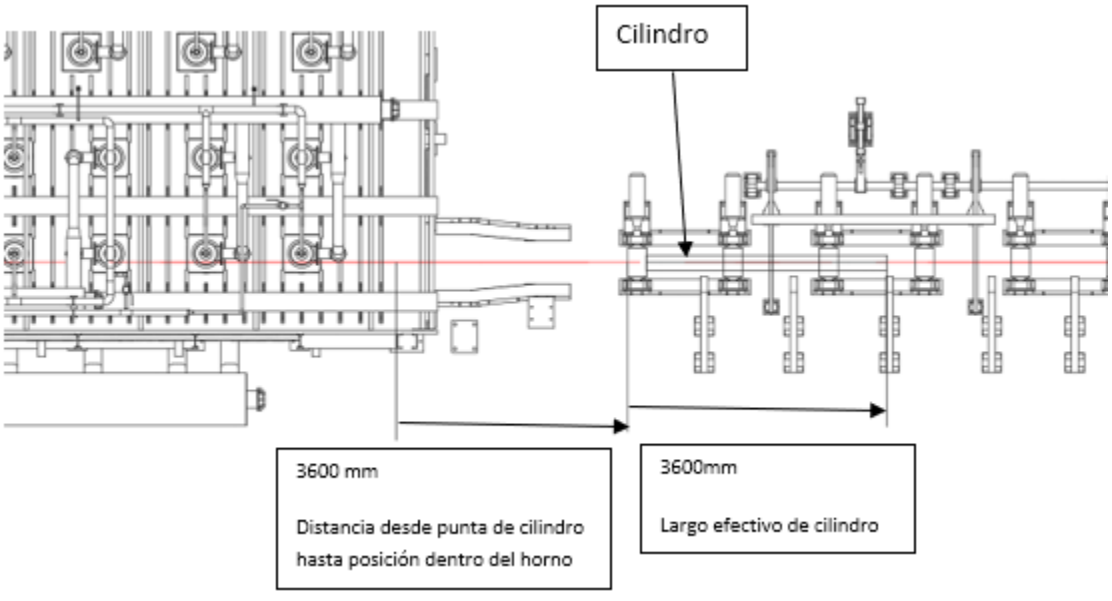


Figura 2-18: Lay Out cortesía de (Arcelormittal Acindar).

En este caso, suponiendo que la palanquilla queda detenida, cuando deja de tocar con el primer rolo de la mesa de rolos, se necesita un cilindro de un mínimo de 3600mm de largo, para poder empujar la palanquilla desde esa posición, hasta la posición objetivo dentro del horno.

- Empuje por camino de rolos dentro del horno:

Para la segunda opción, tenemos que definir las posiciones y cantidad de rolos a montar dentro del horno, pero sencillamente, colocando el primer rolo, en la posición objetivo que queremos dejar la palanquilla dentro del horno, el problema estaría solucionado, ver **figura 2-19** Cortesía de (Arcelormittal Acindar)

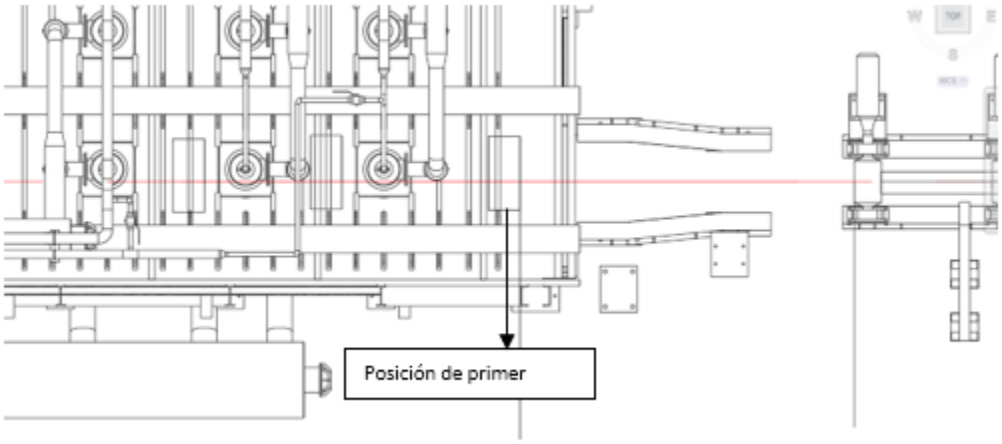


Figura 2-19: Lay Out cortesía de (Arcelormittal Acindar).

- Conclusión sobre la posición de paro de la palanquilla:

Ambos sistemas pueden cumplir con el propósito de distinta manera. El cilindro, con su largo efectivo de trabajo, y el camino de rolos con la posición del primer rolo. Este punto no es concluyente para la definición de la solución.

Propósito 8: No interrumpir la línea de laminación

- Cilindro neumático:

Para evitar la interferencia del cilindro con la línea, se propone que el sistema pivote sobre un eje. Lo cual permite levantar el cilindro neumático y sacarlo de la línea de laminación. Dicho accionamiento sería con un cilindro hidráulico.

- Camino de rolos:

Este sistema no interfiere con la línea. Tiene la ventaja de poder utilizarse como alimentador del tren, sin necesidad de utilizar un empujador como es actualmente.

- Conclusión sobre la línea de laminación:

Ambos sistemas cumplen el propósito. El primero a través de un mecanismo, el segundo porque su diseño ya no interfiere. Podemos decir que este punto no es concluyente para descartar alguna de las opciones.

Propósito 9: Resistir las condiciones del lugar

- Cilindro neumático:

El cilindro neumático, al tener el sistema de pivoteo, se lo saca de la línea de laminación. Logrando que el mismo no quede expuesto a la radiación de calor de la palanquilla que está siendo laminada. Por lo tanto, es una buena opción, ya que no requiere de algún otro equipo para su refrigeración.

- Camino de rolos:

Esta solución, esta continuamente expuesta al calor dentro del horno. Dicha zona durante la laminación tiene una temperatura ambiente, medida por termocuplas en el techo, de entre 1200°C y 1250°C. Para poder soportar esto, es necesario, que los rolos tengan un sistema de refrigeración continuo (Agua circulando por su interior), además de que debemos aplicar materiales adecuados en los rolos. Los motores que alimentan los rolos no pueden estar expuestos a dicha temperatura, por lo tanto, tiene que estar protegidos por una buena capa de material aislante. A continuación, esquematizamos una posible solución en la **figura 2-20**:

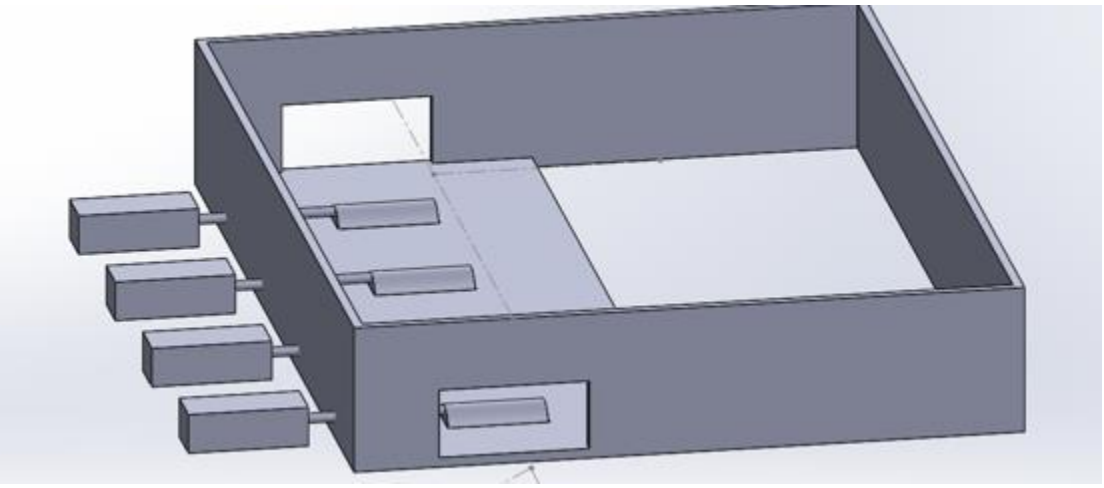


Figura 2-20: Esquema de posible solución para resistir las condiciones con el camino de rolos.

Los motores que alimentan los cilindros se encontrarían fuera del horno, solo quedaría expuesto a la temperatura interna, la superficie de los rolos.

- Conclusión sobre la exposición a las condiciones:

Ambas soluciones son salvables para poder ser aplicadas. La primera requiere de una inversión menor, ya que se trata de armar una estructura pivotante con un cilindro hidráulico. La segunda opción requiere de colocar los motores a un nivel inferior al piso existente, por lo cual se requiere de una obra civil en el lugar, que permita bajar el piso, y agujerar la pared del horno y la solera. Esta solución tiene interferencia, ya que debajo del horno se encuentra el sótano de este, por lo cual sería bastante complicado resolverlo.

Por lo tanto, la mejor opción para cumplir este propósito es la del cilindro neumático pivotante.

Propósito 10: Resistir los esfuerzos del traslado de la palanquilla

- Cilindro neumático pivotante:

En este caso, como dijimos anteriormente, se requiere calcular cual va a ser la fuerza necesaria para mover la palanquilla.

Vamos a considerar para el cálculo un coeficiente de fricción igual al que se tiene entre Acero – Acero estático.

μ_es=0,74

La normal N= Peso de la palanquilla = 2544 Kgf.

Por lo tanto, la fuerza necesaria es, según la (Ecuación (2.2)):

$$F_{mín} = \mu_{est} \times N \quad (2.2)$$

$$F_{mín} = 0{,}74 \times 2544\ Kgf = 1883 Kgf$$

Considerando una presión de la línea neumática de 6 Bar.

Vamos a dimensionar el diámetro del émbolo del cilindro. Teniendo en cuenta la (ecuación (2.4)) la cuál representa la fuerza resultante de una presión P aplicada a una superficie de área A.

$$F_{min} = P_{aire} \times A_{embolo} \quad (2.4)$$

Para el área del émbolo, la misma se calcula según la (ecuación (2.5)), que calcula el área de una superficie cilíndrica.

$$A_{embolo} = \pi \times {r_{embolo}}^2 \quad (2.5)$$

Despejando de remplazar la ecuación (2.5) en la ecuación (2.4):

$$P_{aire} \times \pi \times r^2 = F_{min}$$

$$r = \sqrt{\frac{F_{min}}{\pi \times P_{aire}}} = \sqrt{\frac{1883 Kgf}{\pi \times 6{,}12 \frac{kgf}{cm^2}}} = 9{,}89 cm = 100 mm$$

Por lo calculado, necesitamos un cilindro, que cuente con un émbolo de diámetro mínimo 100mm. Luego para cumplir con la carrera de 3600 mm, buscaremos el más acorde. Pero en principio es lograble el objetivo.

- Camino de rolos:

El camino de rolos, tiene que tener el torque suficiente para poder trasladar la palanquilla dentro del horno. Teniendo las mismas consideraciones anteriores, debemos tener una fuerza lineal en el contacto entre rolo y palanquilla igual a 1883Kgf.

El diámetro del rolo a utilizar es igual al diámetro de los rolos que ya disponemos, y es igual a 300mm, esto se esquematiza en la **figura 2-21**:

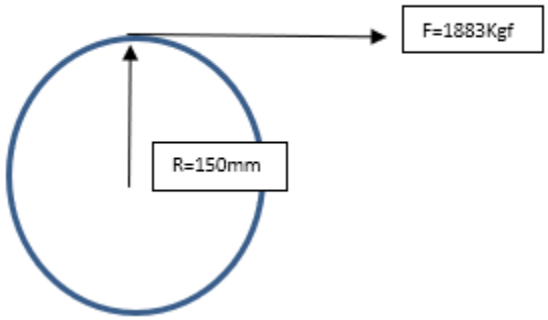


Figura 2-21: Ilustración de rolo considerando radio y fuerza tangencial.

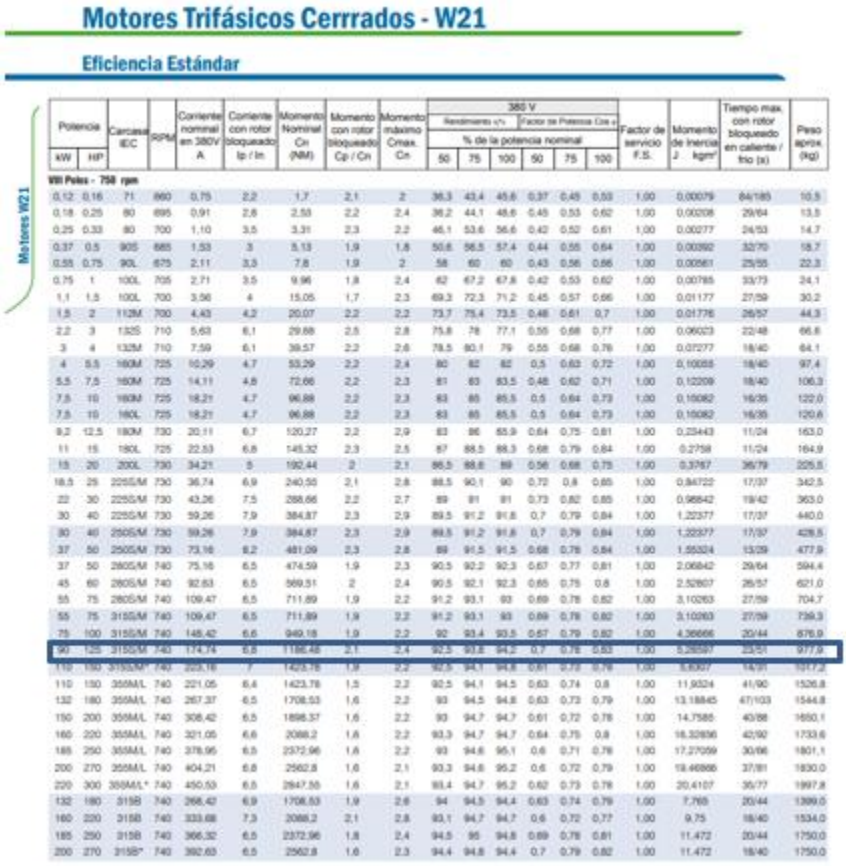
Para calcular el torque necesario por el rolo, se calcula a través de la (ecuación (2.6)) donde el torque es igual a la fuerza tangencial por el brazo de palanca.

$$T_{necesario} = F \times r \quad (2.6)$$

$$T_{necesario} = 1883Kgf \times 150mm = 282450Kgfmm = 2768Nm$$

Con este Torque, luego deberemos dimensionar el motor eléctrico a utilizar para tal fin.

A continuación, hacemos una selección inicial del motor que cumpliría este punto del catálogo WEG (WEG), en la **figura 2-22**:



Motores Trifásicos Cerrrados - W21

Eficiencia Estándar

Motores W21

Potencia kW	Potencia HP	Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 380V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento Nominal Cn (NM)	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	380 V Rendimiento +/- % 50	380 V Rendimiento +/- % 75	380 V Rendimiento +/- % 100	380 V Factor de Potencia Cos φ 50	380 V Factor de Potencia Cos φ 75	380 V Factor de Potencia Cos φ 100	Factor de servicio F.S.	Momento de inercia J kgm²	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frio (s)	Peso aprox. (Kg)
VIII Polos - 750 rpm									% de la potencia nominal									
0,12	0,16	71	860	0,75	2,2	1,7	2,1	2	36,3	43,4	45,6	0,37	0,49	0,53	1,00	0,00079	84/185	10,5
0,18	0,25	80	695	0,91	2,8	2,53	2,2	2,4	36,2	44,1	48,6	0,45	0,53	0,62	1,00	0,00208	29/64	13,5
0,25	0,33	80	700	1,10	3,5	3,31	2,3	2,2	46,1	53,6	56,6	0,42	0,52	0,61	1,00	0,00277	24/53	14,7
0,37	0,5	90S	685	1,53	3	5,13	1,9	1,8	50,6	56,5	57,4	0,44	0,55	0,64	1,00	0,00392	32/70	18,7
0,55	0,75	90L	675	2,11	3,3	7,8	1,9	2	58	60	60	0,43	0,56	0,66	1,00	0,00561	25/55	22,3
0,75	1	100L	705	2,71	3,5	9,96	1,8	2,4	62	67,2	67,8	0,42	0,53	0,62	1,00	0,00785	33/73	24,1
1,1	1,5	100L	700	3,56	4	15,05	1,7	2,3	69,3	72,3	71,2	0,45	0,57	0,66	1,00	0,01177	27/59	30,2
1,5	2	112M	700	4,43	4,2	20,07	2,2	2,3	73,7	75,4	73,5	0,48	0,61	0,7	1,00	0,01776	26/57	44,3
2,2	3	132S	710	5,63	6,1	29,68	2,5	2,8	75,8	78	77,1	0,55	0,68	0,77	1,00	0,06023	22/48	66,6
3	4	132M	710	7,59	6,1	39,57	2,2	2,6	78,5	80,1	79	0,55	0,68	0,76	1,00	0,07277	18/40	64,1
4	5,5	160M	725	10,29	4,7	53,29	2,2	2,4	80	82	82	0,5	0,63	0,72	1,00	0,10055	18/40	97,4
5,5	7,5	160M	725	14,11	4,8	72,66	2,2	2,3	81	83	83,5	0,48	0,62	0,71	1,00	0,12209	18/40	106,3
7,5	10	160M	725	18,21	4,7	96,88	2,2	2,3	83	85	85,5	0,5	0,64	0,73	1,00	0,15082	16/35	122,0
7,5	10	160L	725	18,21	4,7	96,88	2,2	2,3	83	85	85,5	0,5	0,64	0,73	1,00	0,15082	16/35	120,6
9,2	12,5	180M	730	20,11	6,7	120,27	2,2	2,9	83	86	85,9	0,64	0,75	0,81	1,00	0,23443	11/24	163,0
11	15	180L	725	22,53	6,8	145,32	2,3	2,5	87	88,5	88,3	0,68	0,79	0,84	1,00	0,2758	11/24	164,9
15	20	200L	730	34,21	5	192,44	2	2,1	86,5	88,6	89	0,56	0,68	0,75	1,00	0,3767	36/79	225,5
18,5	25	225S/M	730	36,74	6,9	240,55	2,1	2,8	88,5	90,1	90	0,72	0,8	0,85	1,00	0,84722	17/37	342,5
22	30	225S/M	730	43,26	7,5	288,66	2,2	2,7	89	91	91	0,73	0,82	0,85	1,00	0,98842	19/42	363,0
30	40	225S/M	730	59,26	7,9	384,87	2,3	2,9	89,5	91,2	91,8	0,7	0,79	0,84	1,00	1,22377	17/37	440,0
30	40	250S/M	730	59,26	7,9	384,87	2,3	2,9	89,5	91,2	91,8	0,7	0,79	0,84	1,00	1,22377	17/37	428,5
37	50	250S/M	730	73,16	8,2	481,09	2,3	2,8	89	91,5	91,5	0,68	0,78	0,84	1,00	1,55324	13/29	477,9
37	50	280S/M	740	75,16	6,5	474,59	1,9	2,3	90,5	92,2	92,3	0,67	0,77	0,81	1,00	2,06842	29/64	594,4
45	60	280S/M	740	92,63	6,5	569,51	2	2,4	90,5	92,1	92,3	0,65	0,75	0,8	1,00	2,52607	26/57	621,0
55	75	280S/M	740	109,47	6,5	711,89	1,9	2,2	91,2	93,1	93	0,69	0,78	0,82	1,00	3,10263	27/59	704,7
55	75	315S/M	740	109,47	6,5	711,89	1,9	2,2	91,2	93,1	93	0,69	0,78	0,82	1,00	3,10263	27/59	739,3
75	100	315S/M	740	148,42	6,6	949,18	1,9	2,2	92	93,4	93,5	0,67	0,79	0,82	1,00	4,36666	20/44	876,9
90	125	315S/M	740	174,74	6,8	1186,48	2,1	2,4	92,5	93,8	94,2	0,7	0,78	0,83	1,00	5,26597	23/51	977,9
110	150	315S/M*	740	223,16	7	1423,78	1,9	2,2	92,5	94,1	94,8	0,61	0,73	0,78	1,00	6,6307	14/31	1017,2
110	150	355M/L	740	221,05	6,4	1423,78	1,5	2,2	92,5	94,1	94,5	0,63	0,74	0,8	1,00	11,9324	41/90	1526,8
132	180	355M/L	740	267,37	6,5	1708,53	1,6	2,2	93	94,5	94,8	0,63	0,73	0,79	1,00	13,18845	47/103	1544,8
150	200	355M/L	740	308,42	6,5	1898,37	1,6	2,2	93	94,7	94,7	0,61	0,72	0,78	1,00	14,7585	40/88	1650,1
160	220	355M/L	740	321,05	6,6	2088,2	1,6	2,2	93,3	94,7	94,7	0,64	0,75	0,8	1,00	16,32896	42/92	1733,6
185	250	355M/L	740	378,95	6,5	2372,96	1,6	2,2	93	94,6	95,1	0,6	0,71	0,78	1,00	17,27059	30/66	1801,1
200	270	355M/L	740	404,21	6,6	2562,8	1,6	2,1	93,3	94,6	95,2	0,6	0,72	0,79	1,00	19,46866	37/81	1830,0
220	300	355M/L*	740	450,53	6,5	2847,55	1,6	2,1	93,4	94,7	95,2	0,62	0,73	0,78	1,00	20,4107	35/77	1897,8
132	180	315B	740	266,42	6,9	1708,53	1,9	2,6	94	94,5	94,4	0,63	0,74	0,79	1,00	7,765	20/44	1399,0
160	220	315B	740	333,68	7,3	2088,2	2,1	2,8	93,1	94,7	94,7	0,6	0,72	0,77	1,00	9,75	18/40	1534,0
185	250	315B	740	366,32	6,5	2372,96	1,8	2,4	94,5	95	94,8	0,69	0,78	0,81	1,00	11,472	20/44	1750,0
200	270	315B*	740	392,63	6,5	2562,8	1,6	2,3	94,4	94,8	94,4	0,7	0,79	0,82	1,00	11,472	18/40	1750,0

Figura 2-22: Catálogo de motores WEG (WEG).

- Conclusión sobre el esfuerzo:

Ambos sistemas pueden cumplir el propósito de traccionar la palanquilla dentro del horno. Por lo cual este punto no es excluyente para ninguna de las dos soluciones.

Propósito 11: Resistir la temperatura de la palanquilla

- Cilindro Neumático:

Para cumplir este propósito, requerimos que la puntera del cilindro tenga alguna pieza aislante, para que el calor transferido por contacto con la palanquilla caliente no llegue a pasar al vástago del cilindro, y así evitar problemas mecánicos en el mismo.

- Camino de rolos:

Como dijimos anteriormente, para este punto, se requiere de un sistema de refrigeración interno del cilindro, donde circule agua adecuada, para extraer la temperatura transferida al rolo, y evitar daños en el mismo.

- Conclusión sobre la resistencia a la temperatura:

En este punto, el mecanismo más adecuado es el cilindro neumático, ya que es más fácil resolver el problema, colocando una pieza aislante adecuada a la punta del cilindro, en vez de colocar un sistema de refrigeración a los rolos del segundo sistema. Por lo tanto, es más adecuado aplicar la primera opción.

Propósito 12: El sistema no debe requerir gran participación de los operadores

Ambos sistemas pueden ser comandados de forma remota. Podemos agregar a la OS más cerca del equipo, un botón el cual acciones una válvula por solenoide, que alimente una cara del cilindro neumático, y otro botón que actúe la cara restante. Y para el caso del camino de rolos, que los botones actúen sobre los motores, uno para sentido. Por lo que este punto es fácilmente salvable para ambos sistemas.

Conclusión de la elección de la solución

De acuerdo con el análisis realizado, la propuesta más adecuada para aplicar es el cilindro neumático pivotante. Ya que en dos propósitos es más adecuado aplicarlo, tanto en la resistencia a la temperatura del ambiente, como por la resistencia a la temperatura del contacto con la palanquilla. Si bien el camino de rolos es aplicable, requiere de una gran inversión para modificar la parte civil del horno, acrecentando mucho los gastos, y haciendo que la solución no sea rápidamente amortizable por la compañía.

Capítulo 3 Desarrollo de la tijera de corte

Estudio cinemático

La Cinemática es la rama de la mecánica clásica que estudia el movimiento (posición, velocidad y aceleración) de los cuerpos sin tener en cuenta las causas que lo producen.

Cuando se estudia el movimiento de un cuerpo, se tiene que hacer siempre respecto a un Sistema de Referencia, con respecto el cual se describe el movimiento que tiene un cuerpo. Se dice que un cuerpo está en movimiento respecto a un sistema de referencia cuando cambia de posición en el tiempo, si no cambia se dice que está en reposo. El movimiento es relativo al sistema de referencia escogido. Para realizar el cálculo de grados de libertad del sistema se utiliza la (ecuación (3.1))

$$M = 3 \times (n - 1) - 2 \times j_1 - 1 \times j_2 \quad (3.1)$$

Donde $n = número\ de\ barras = 7$

$$j_1 = N^{\circ} de\ pares\ rotativos = 6$$

$$j_2 = N^{\circ} de\ pares\ prismáticos = 0$$

Dichos datos son tomados de la **figura 3.1** que muestra el sistema simplificado.

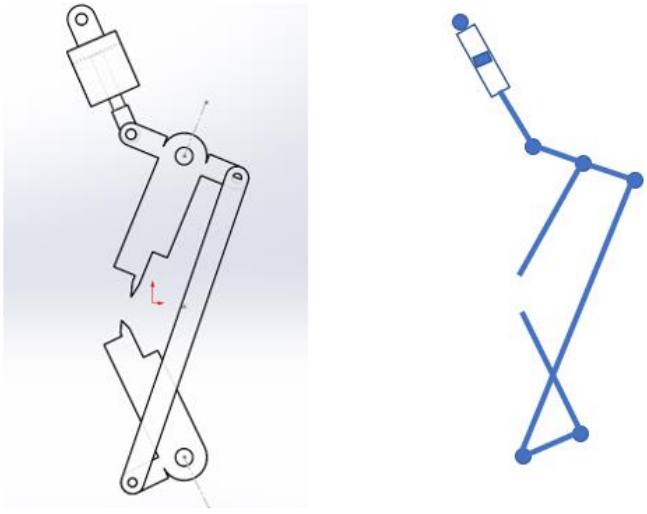


Figura 3-1: Simplificación de sistema.

Por lo tanto:

$$M = 3 \times (n-1) - 2 \times j_1 - 1 \times j_2 = 1GDL$$

- Diagrama de cuerpo libre

A continuación, en la **figura 3-2**, se esquematiza en diagrama de cuerpo libre del conjunto:

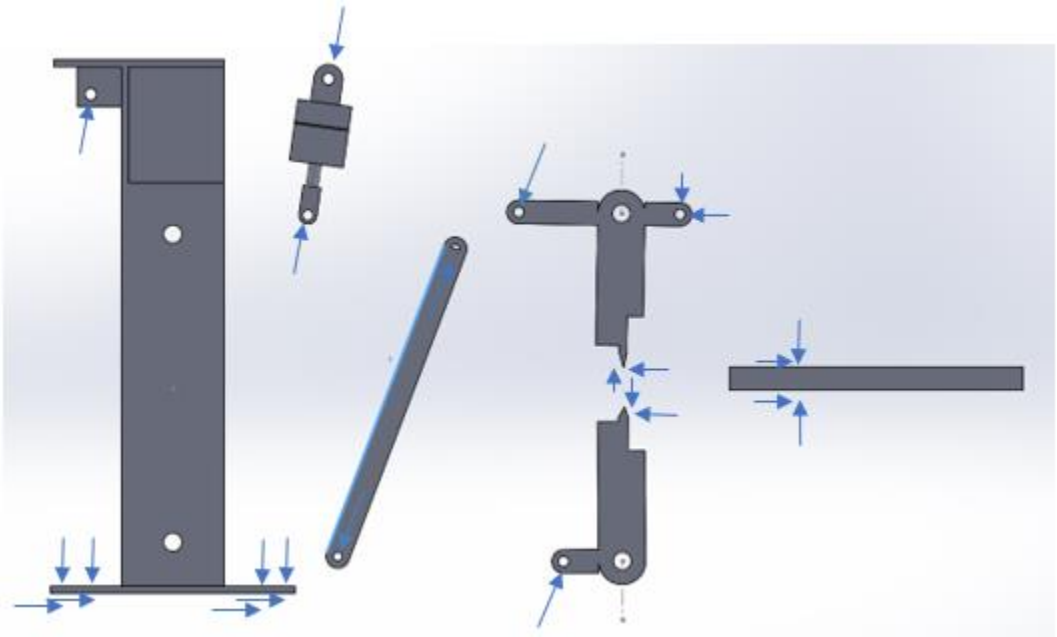


Figura 3-2: Diagrama de cuerpo libre del conjunto.

Como comentario, en el diagrama suponemos que la tijera está prácticamente con las cuchillas en vertical. Idealizamos el modelo, suponiendo que las fuerzas son distribuidas por las partes que comandan el movimiento, esto es a los efectos de suponer los mayores esfuerzos en dichos componentes. Esto nos pone en un lugar conservador para el diseño de estos.

A continuación, evaluamos los sentidos y direcciones de las fuerzas, para detectar posibles fallas en el diseño. Lo que puede hacer que tengamos que replantearnos algunas dimensiones. Ver **figura 3-3**.

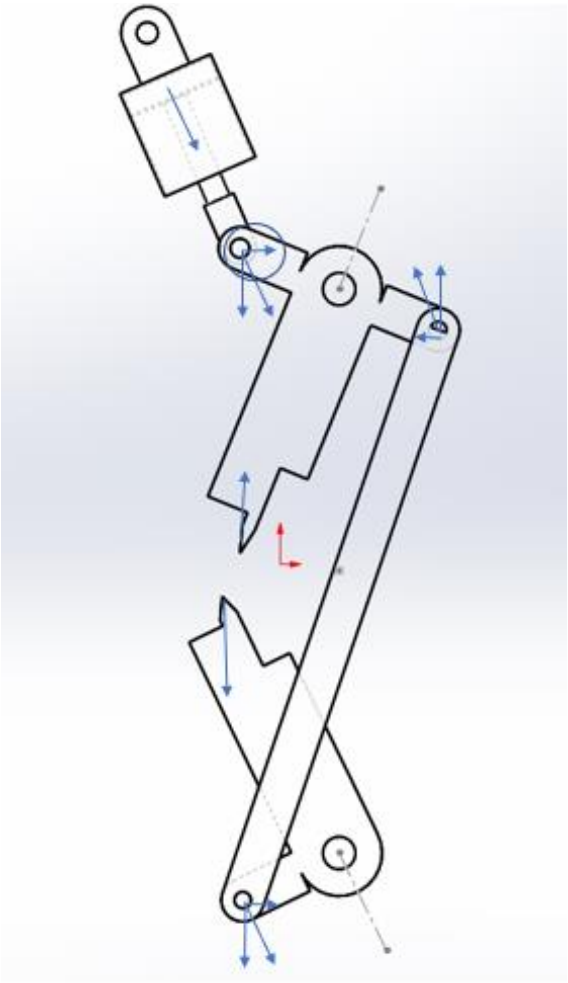


Figura 3-3: Distribución de fuerzas.

La fuerza indicada no es deseada, ya que la misma va en contra del esfuerzo de corte. Por lo cual, para lograr maximizar la fuerza aplicada del cilindro sobre el corte, vamos a modificar la disposición del cilindro de la siguiente manera. Ver a continuación la **figura 3-4**. Que esquematiza la nueva distribución de fuerzas en el conjunto.

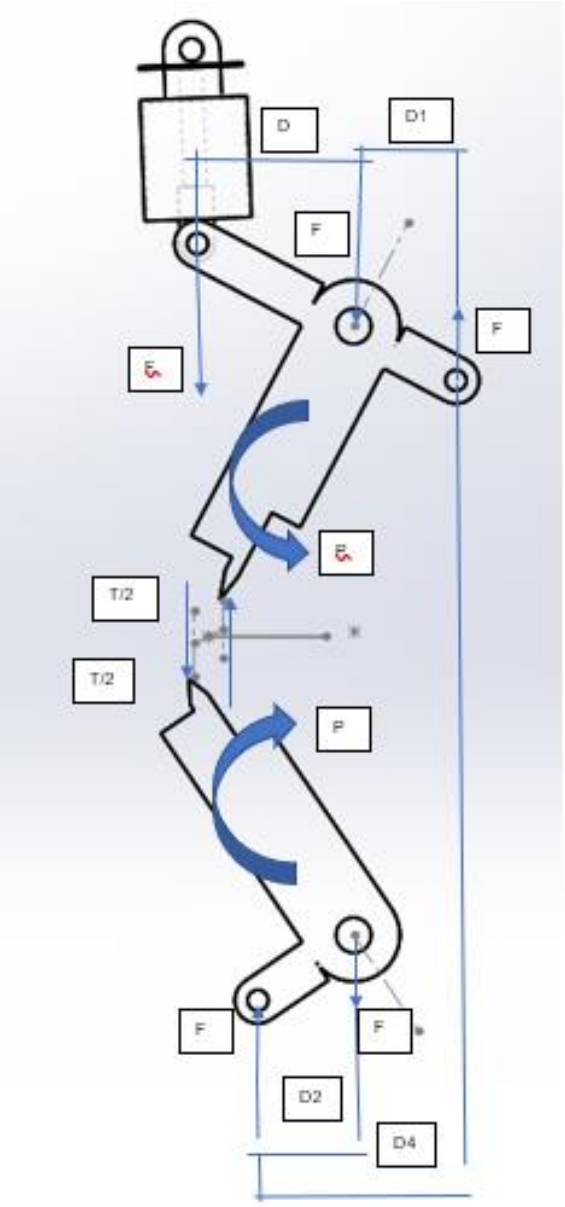


Figura 3-4: Distribución de fuerzas, con nueva posición del cilindro.

Mirando la figura 3-4, podemos armar las (ecuaciones (3.2) y (3.3)) las mismas surgen de realizar el equilibrio de fuerzas en el conjunto.

$$P_a = F_{corte\ en\ brazo\ sup} \times D_3 \quad (3.2)$$

$$P_b = F_{corte\ en\ brazo\ inf} \times D2 \quad (3.3)$$

Para lograr una distribución equitativa de las fuerzas y los momentos, tenemos que hacer:

$$D_2 = D_3 = D_1$$

- Cálculo de esfuerzo de corte:

El tipo de cizalla utilizada es de cuchillas paralelas. Este tipo generalmente es el utilizado para el corte de Slabs, blooms, etc. En la **figura 3-5**, se amplía la distribución de fuerzas en el corte de las cuchillas sobre la palanquilla.

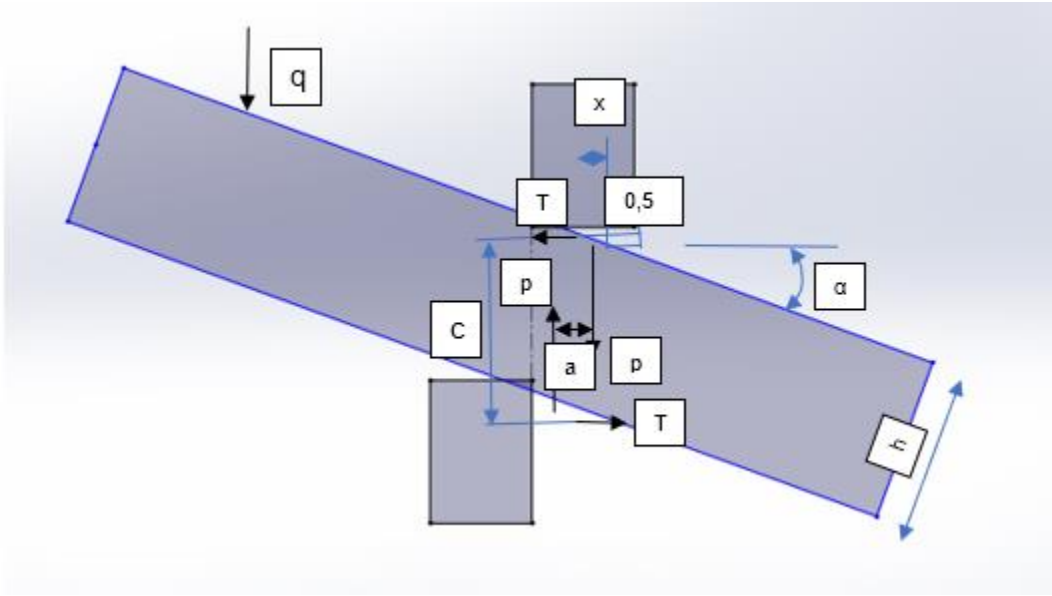


Figura 3-5: Distribución de fuerzas durante el corte entre cuchilla y palanquilla.

El proceso de corte se efectúa en dos fases:

- Al comienzo del corte, la cuchilla penetra en el metal.
- Cuando la penetración a alcanzado un determinado valor, el proceso de cizallamiento comienza, es decir, se realiza el proceso de corte.

Cuando las cuchillas penetran la pieza, por la presión del metal de ambas hojas, se origina un Par (Pa) que trata de girar la palanquilla en el sentido de las agujas del reloj. El giro de la pieza se resiste por las fuerzas horizontales T de las aristas de las cuchillas. Si se desprecia el peso de la palanquilla y sus soportes, el ángulo de corte está definido por la (ecuación (3.4)) (Smirnov) siguiente, dependiendo este ángulo de la profundidad de penetración.

$$P_a = T_c \text{(3.4) (Smirnov)}$$

Donde c, es el brazo de la fuerza T.

Si se consideran las presiones específicas en las áreas x y 0,5z como iguales e idénticas, surge la (ecuación (3.5)) (Smirnov)

$$\frac{P}{x} = \frac{T}{0{,}5z} \text{ (3.5) (Smirnov)}$$

Entonces podemos reemplazar este punto en la primera ecuación:

$$Pa = Tc \text{ (3.4) (Smirnov)}$$

$$T = P\frac{0{,}5z}{x} = P\tan\alpha \text{ (3.5) (Smirnov)}$$

Además, el ángulo de giro α de la pieza hasta el momento del cizallamiento de acuerdo con la (ecuación (3.5)), surge la (ecuación (3.6)) tomando los valores de

$$a = x = \frac{0{,}5z}{\tan\alpha} \text{ y } c = \frac{h}{\cos\alpha} - 0{,}5z \text{ (3.6)}$$

Depende de la profundidad de penetración, por lo tanto, tenemos como consecuencia la siguiente (ecuación (3.7))

$$\frac{z}{h} = 2\tan\alpha\sin\alpha \sim 2\tan\alpha^2 \text{ (3.7)}$$

Como el ángulo α, depende de la oblicuidad del corte, se emplea frecuentemente un dispositivo de sujeción para reducir su valor, el cual efectúa un estrechamiento supletorio de la pieza con una fuerza Q contra la cuchilla inferior. Como consecuencia de esto, también se reduce la fuerza T, tendiendo a separar las cuchillas.

Durante el período de penetración, la fuerza P, es igual a (ecuación (3.7))

$$P = pbx = pb\frac{0{,}5z}{\tan\alpha} \quad (3.7)$$

Donde P = Presión específica y b= Ancho de la pieza.

Sustituyendo el valor de Tg α se despeja la (ecuación (3.8))

$P = \tau b\sqrt{0{,}5zh}$ (3.8)

Si consideramos que, durante el período de penetración, la presión específica es constante de acuerdo con la ecuación 7, la fuerza P, aumenta parabólicamente hasta que alcance el valor que está determinado por el comienzo de la cortadura del metal a lo largo de toda la sección transversal de acuerdo con la (ecuación (3.9)).

$P = \tau b(\frac{h}{\cos\alpha} - z)$ (3.9)

Donde τ es la resistencia a la cortadura de 1mm^2 de sección transversal.

El aumento en la profundidad de corte incide en una disminución de la resistencia a la cortadura τ. Estos valores son determinadores empíricamente. Para nosotros poder avanzar con los cálculos vamos a tomar un gráfico, que nos da la resistencia a la cortadora de un acero con la siguiente composición química mostrada en la **Tabla 3-1.**

Tabla 3-1: Composición química del acero a cortar por las cuchillas.

Composición química %							Propiedades mecánicas			
C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	σ_s $\frac{Kg}{mm^2}$	σ_b $\frac{Kg}{mm^2}$	δ'	
0,2	0,24	0,52	0,026	0,03	0,04	-	42,6	53,7		

A continuación, colocamos la curva de resistencia específica a la cortadura en caliente del acero que se corresponde a la composición química de arriba (Aproximadamente es una SAE 1020, parecido al acero utilizado en dicho tren laminador). Ver **figura 3-6**.

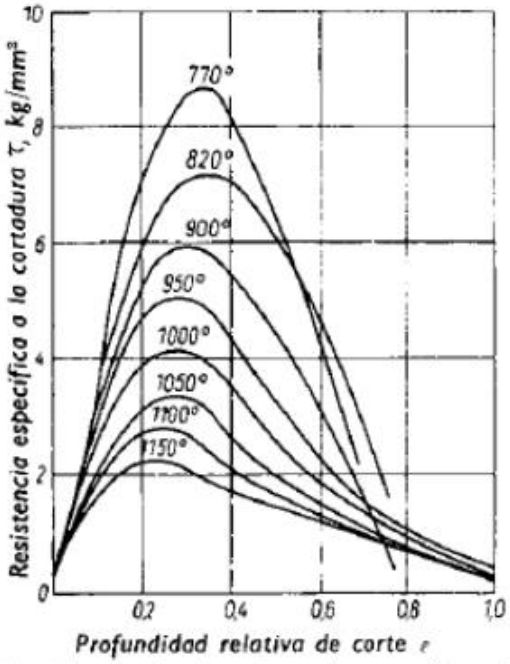


FIG. 269. Curvas de la resistencia específica a la cortadura en caliente del acero dulce (0,13-0,2 % de carbono) a diversas temperaturas (cizalla de slabs).

Figura 3-6: Curvas de la resistencia a la cortadura en caliente del acero dulce (0,13-0,2% Carbono) a diversas temperaturas (Cizalla de slabs). (Smirnov)

Para una temperatura de laminación de 1100°, obtenemos del gráfico una resistencia específica a la cortadura de 2,5 $\frac{Kg}{mm^2}$ a una profundidad relativa de corte de 0,2mm.

- Esfuerzo de corte del metal:

El esfuerzo total depende del recorrido de las cuchillas, y se determina multiplicando las ordenadas de las curvas experimentales de τ=f(ϵ) por el área transversal de la pieza en mm^2, ver la (ecuación (3.10)).

P=τF Kg.(3.10)

La máxima tensión de cortadura se calcula según la (ecuación (3.11)).

$$P_{max} = K\sigma_b F \text{ (3.11)}$$

Donde la (ecuación (3.12)) es el coeficiente de transición del esfuerzo de tracción máximo con tensión al esfuerzo de tracción máximo con corte, este valor oscila entre 0,7 y 0,8.

$$K = \frac{\tau_{max}}{\sigma_b} \text{ (3.12)}$$

La presión lateral T, se calcula según la (ecuación (3.13))

$$T = P \tan \alpha. \text{ (3.13)}$$

Para un corte, sin bloquear la palanquilla para que no gire, el ángulo aproximado ronda los 10 a 20°. Por lo tanto $T \sim (0{,}18 - 0{,}35\ )P$

En nuestro caso tenemos: $\sigma_b = 53{,}7\ \frac{Kg}{mm^2}$ por lo tanto reemplazando en la (ecuación (3.12))

$$K = \frac{\tau_{max}}{\sigma_b} = \frac{2{,}5\frac{Kg}{mm^2}}{53{,}7\frac{Kg}{mm^2}} = 0{,}046$$

Considerando que la palanquilla, posee una sección cuadrada, según la ecuación de área de un cuadrado (ecuación (3.13)) Calculamos su sección:

F=área transversal de la palanquilla=160mm x 160mm = 25600 mm^2 (3.13)

Luego reemplazando en la ecuación (3.11) y (3.13)

$$P_{max} = K\sigma_b F = 0{,}046 \times 53{,}7\frac{Kg}{mm^2} \times 25600mm^2 = 63237\ Kg \quad (3.11)$$

$$T = 0{,}35 \times P = 0{,}35 \times 63237\ Kg = 22133\ Kg (3.13)$$

Llegamos a Calcular T=22133 Kg.

P_{max} es la fuerza que se requiere para cortar una palanquilla de una sección de 160 x 160mm, con cuchillas paralelas, a una temperatura de 1100°C, siendo el SAE de la palanquilla un 1020.

Como nosotros aplicamos la fuerza de corte a través de un momento (Brazo de palanca entre cilindro y posición de corte de la cuchilla). Tenemos las siguientes fórmulas:

Si nosotros quisiéramos lograr dicha fuerza con el cilindro neumático de la tijera, el cilindro debería tener las siguientes dimensiones: En primera instancia tenemos la (Ecuación (3.14)) para calcular la fuerza que genera una presión de un fluido sobre un émbolo de Área A.

$$F_{Cil} = P_{neumática} \times A_{émbolo} \ (3.14)$$

La presión neumática de nuestro sistema es la siguiente:

La $P_{nuemática} = 7\ Bar = 7{,}13\ \frac{Kg}{cm^2}$

Al tratarse de un émbolo de sección circular, su área se determina según la (Ecuación (3.15))

$$A_{émbolo} = \frac{63237Kg}{7.13\frac{Kg}{cm^2}} = 8869cm^2 \ (3.15)$$

$$A_{émbolo} = \pi \times r^2 = 8869cm^2$$

R=53,14 cm

Estas dimensiones, son considerando que el mismo va a realizar el corte directo de la palanquilla, pero en realidad no va a ser así. Ya que como la palanquilla está siendo traccionada y laminada por el stand N° 1 de laminación, luego de que el corte de la palanquilla fue iniciado por la tijera, el resto del trabajo lo va a realizar la tracción del stand laminador. Por lo tanto, necesitamos que nuestro cilindro comience a realizar el corte.

Vamos a suponer que necesitamos una profundidad de corte de 0,1mm.

Yendo al gráfico de resistencia específica a la cortadura del acero a 1100°C, ver **figura 3-6**.

$$\tau = 1{,}8\ \frac{Kg}{mm^2}$$

Según la (ecuación (3.12))

$$K = \frac{1{,}8\frac{Kg}{mm^2}}{53{,}7\frac{Kg}{mm^2}} = 0{,}03 \quad (3.12)$$

Reemplazando en la (ecuación (3.11))

$$P_{ini} = 0{,}03 \times 53{,}7\frac{Kg}{mm^2} \times 25600mm^2 = 41241\ Kg \quad (3.11).$$

Luego calculamos T por la (ecuación (3.13))

$$T_{inicial} = 0{,}35 \times P_{inicial} = 0{,}35 \times 41241Kg = 14434Kg \quad (3.13)$$

Para continuar calculando, tenemos que esquematizar nuevamente las fuerzas que intervienen durante el corta. A continuación, mostramos esto en la **figura 3-7**.

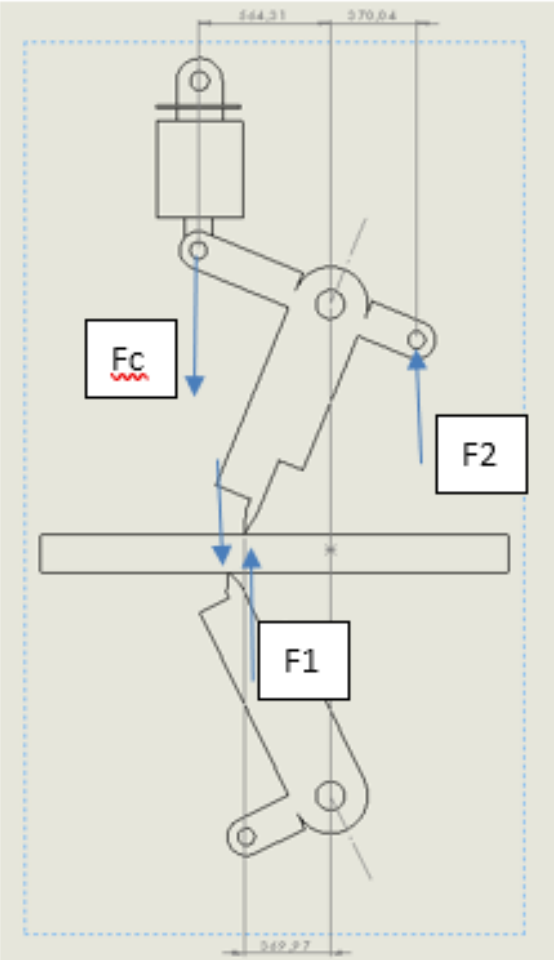


Figura 3-7: Fuerzas aplicadas en la tijera durante el corte de la palanquilla.

Si calculamos el equilibrio de fuerzas con esta distribución de fuerzas, podemos determinar la (ecuación (3.14)), que deviene de igualar los momentos.

$$F_c \times 512.8mm = F_1 \times 348{,}5mm + F_2 \times 280.12mm \quad (3.14)$$

Luego igualando las fuerzas aplicadas, surge la (ecuación (3.15))

$$F_1 = F_2 = \frac{41241Kg}{2} = 20620Kg \quad (3.15)$$

Consideramos que ambas fuerzas de corte sumadas dan la fuerza de corte necesaria en la (ecuación (3.16))

$$T_{inicial} = T_1 + T_2 = 14434Kg \quad (3.16)$$

Y si consideramos que ambas son iguales, calculamos la misma de la (ecuación (3.17))

$$T_1 = T_2 = \frac{T_{inicial}}{2} = 7217Kg \text{ (3.17)}$$

De la sumatoria de momentos de la figura 3-6, surge la (ecuación (3.18))

$$\Sigma M = F_c \times 564.31mm = F_1 \times 369{,}97mm + F_2 \times 370mm \text{ (3.18)}$$

Reemplazando F que ya conocemos.

$$F_c \times 564.31mm = 20620Kg \times 369.97mm + 20620Kg \times 370mm$$

$$F_c = 27038Kg$$

Conociendo ahora la fuerza necesaria, y sabiendo que la presión que disponemos es equivalente a 7,13 Kg/Cm^2, vamos a calcular según la (ecuación (3.14))

$$A_{émbolo} = \frac{27038Kg}{7{,}13\frac{Kg}{cm^2}} = 3792cm^2 \text{ (3.14)}$$

Luego reemplazamos en la (ecuación (3.15)) para determinar el radio necesario del émbolo.

$$r = \sqrt{\frac{3792cm^2}{3{,}14}} = 35cm \text{ (3.15)}$$

Es decir que necesitamos, considerando las dimensiones que disponemos, de un cilindro neumático de **350mm de diámetro**, para con el mismo, poder comenzar a realizar el corte de la palanquilla.

- Cálculo del recorrido efectivo necesario del cilindro:

Para dicho cálculo, debemos definir previamente algunas dimensiones.

Necesitamos que la distancia entre cuchillas, cuando la tijera está abierta sea de un mínimo de 250mm. Esquematizamos esto en la **figura 3-8**.

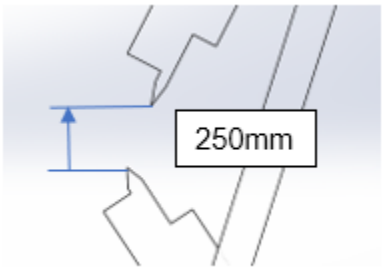


Figura 3-8: Apertura de cuchillas necesaria.

Necesitamos que la posición de cerrado de la tijera sea con ambas cuchillas en posición vertical. Esquematizamos esto en la **figura 3-9**.

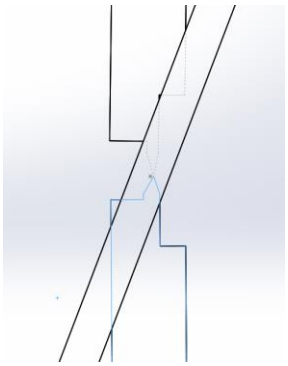


Figura 3-9: Posición de cuchillas necesaria cuando la tijera está cerrada.

Por otro lado, necesitamos que las cuchillas, cuando tengan que cortar avance de forma sincronizada. La configuración de esta podría disponer de dos cilindros o de solo un cilindro como la forma que venimos mostrando. La razón de utilizar un solo cilindros es para facilitar el sincronismo de las cuchillas.

- Poner dos cilindros independientes, que sean neumáticos, no podemos asegurar el sincronismo de las cuchillas.
- Otra opción sería poner cilindros hidráulicos, con un cuadro compensador para asegurar el avance parejo de las cuchillas, pero perdemos velocidad de accionamiento.
- La otra opción ya es utilizar un motor eléctrico con un reductor el cuál tenga en su salida un des doblador para alimentar cada cuchilla, de esta manera se puede sincronizar correctamente el avance, pero se aumentan los costos de fabricación.

Como conclusión de estos puntos, se decide utilizar un cilindro neumático, y un mecanismo de acople entre brazos de tijera, para lograr sincronización entre cuchillas al momento del corte.

Vamos a definir las dimensiones generales, de los brazos y soporte de cilindro neumático, ver la **figura 3-10**.

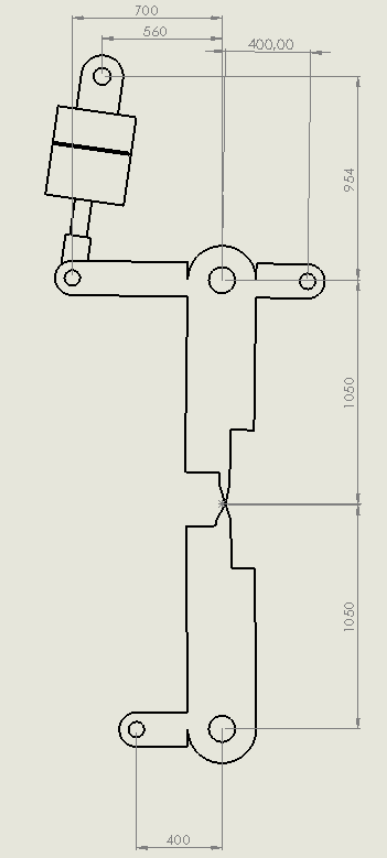


Figura 3-10: Dimensiones generales de tijera.

Necesitamos que el brazo superior pueda desplazarse hasta el punto marcado en la **figura 3-11**.

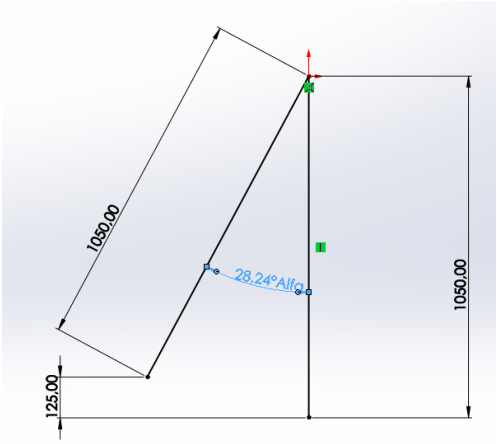


Figura 3-11: Desplazamiento de brazo superior.

Esto implica que el brazo superior de la tijera tiene que girar un ángulo de 28,24°, para lograr que la cuchilla suba una distancia de 125mm. De esta manera vamos a determinar cuál debería ser la carrera efectiva del cilindro neumático. A continuación, calculamos cuánto debemos mover la leva que iría conectada al cilindro neumático en la **figura 3-12**.

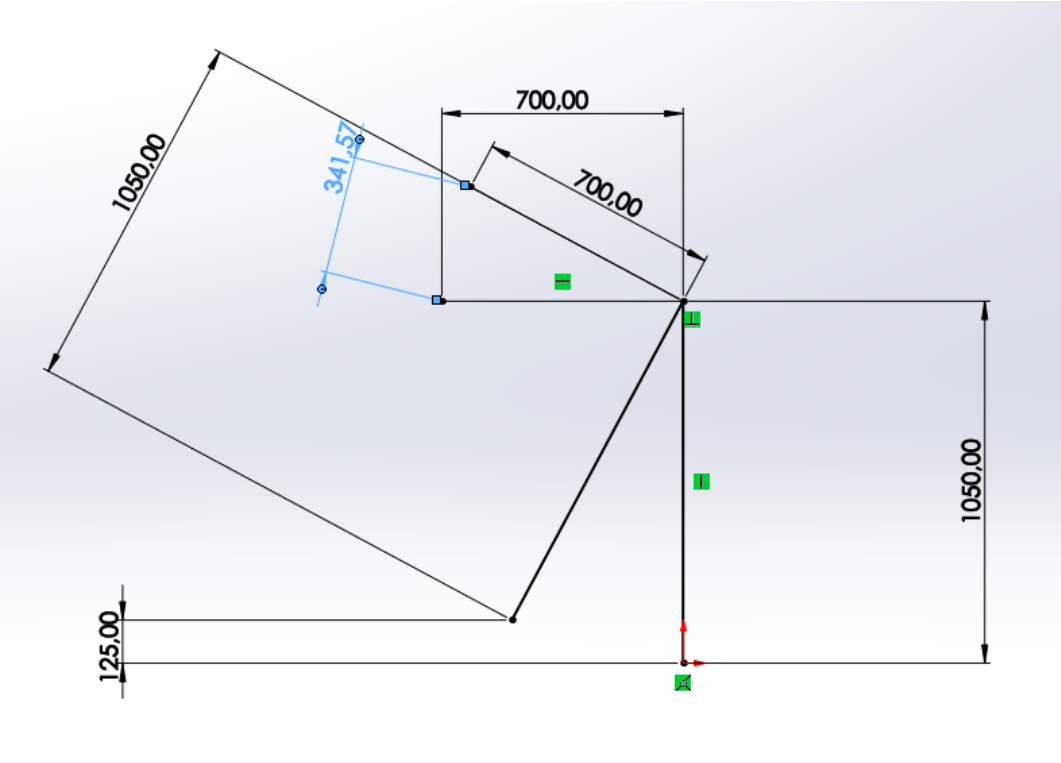


Figura 3-12: Movimiento de límites de levas.

De forma gráfica, determinamos que la carrera mínima del cilindro neumático que necesitamos utilizar es de 341.57mm

Por lo tanto, determinamos que, considerando fijos el centro de corte de la tijera, el largo del brazo de corte, la posición de anclaje del cilindro, la carrera del cilindro neumático debe ser de 350mm mínimo, para poder realizar el movimiento correctamente.

Vamos a verificar que la cuchilla inferior con este recorrido, y con este sistema acople entre cuchillas, cumpla con el recorrida que solicitamos mínimo para la misma en la **figura 3-13**.

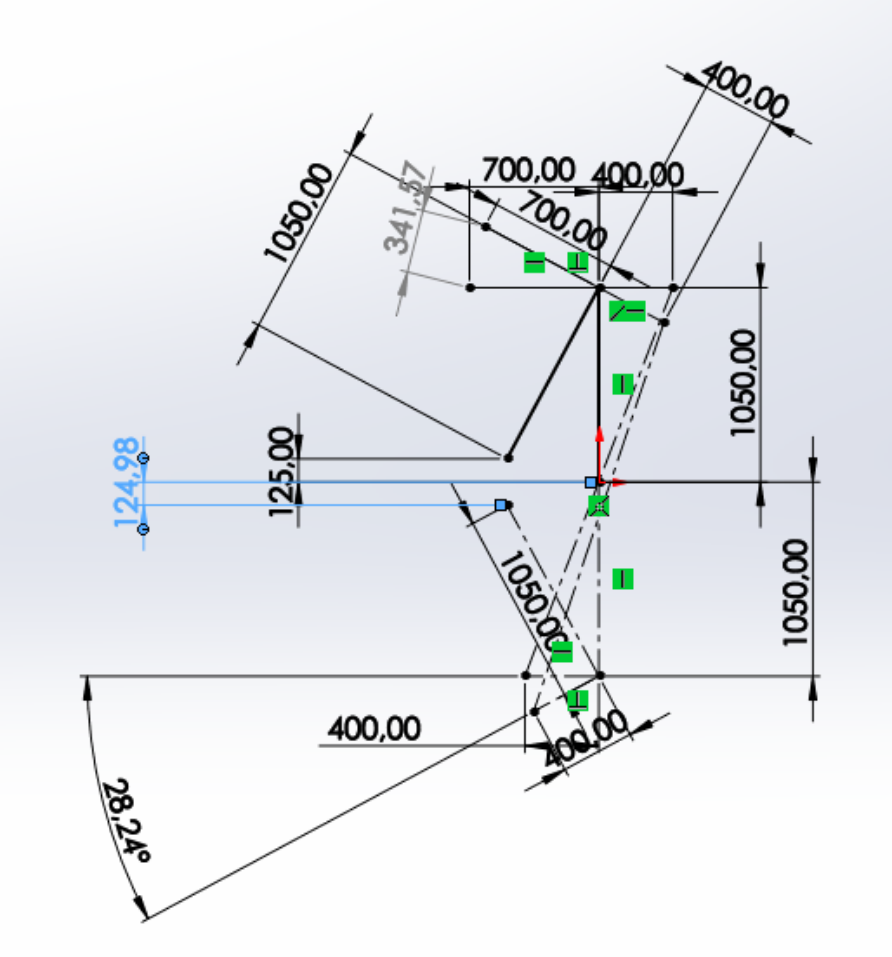


Figura 3-13: Verificación gráfica de recorrido de cuchilla.

Se verifica gráficamente que, al retraer el cilindro neumático, la cuchilla inferior se separa de la línea de pasada 125mm. Por lo tanto, es correcto el diseño.

- Conclusión cinemática:

Llegamos a la conclusión de que la carrera efectiva del cilindro neumático tiene que ser de 350mm. Y habíamos determinado que necesitamos un diámetro de cilindro de 350mm.

Cálculo del consumo de aire

Primero determinamos la relación de compresión según la (ecuación (3.19)) (Mott, Mecánica de fluidos, 2006):

$$R_c = \frac{0{,}987+P_{aire}(Bar)}{0{,}987} = \frac{0.987+7Bar}{0{,}987} = 8$$ (3.19) (Mott, Mecánica de fluidos, 2006)

El volumen de aire requerido para una carrera del pistón expresado en Cm3 Es según la (ecuación (3.20)):

$$V(dm^3) = \frac{\pi}{4} \times \frac{D^2(mm^2)}{10000} \times \frac{l(mm)}{100} = \frac{\pi \times 350mm^2 \times 350mm}{4000000} = 33{,}7dm^3$$ (3.20) (Mott, Mecánica de fluidos, 2006)

El consumo final, es igual al caudal de aire necesario por la cantidad de ciclos por minuto, debido a que este dispositivo va a realizar 1 ciclo cuando sea necesario, **solo tenemos que verificar que en las instalaciones dispongamos del pulmón necesario para poder realizar dicho movimiento.**

Cálculo del diámetro del perno de la biela

Para calcular el diámetro del perno de la biela, vamos a expresar las fuerzas asociadas en la **figura 3-14**.

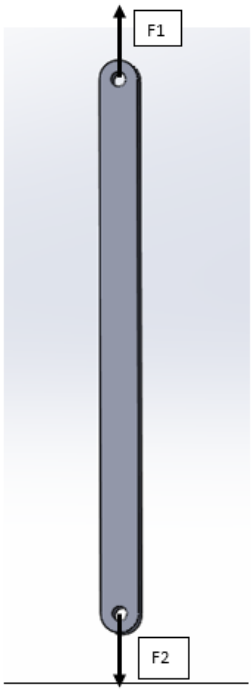


Figura 3-14: Fuerzas aplicadas en biela.

Realizando la sumatoria de fuerzas, tenemos la fuerza conocida

$$F_1 = F_2 = 31618Kg$$

El cálculo de los pernos al cizallamiento se puede expresar de la siguiente manera con la (ecuación (3.21)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$$\tau_{max} = \frac{Q}{F} < \tau \quad (3.21)$$ (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Considerando que Q=P y $F = \frac{\pi \times d^2}{4}$ y reemplazando en (3.21) llegamos a la (ecuación (3.22)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$$\tau_{max} = \frac{4P}{\pi d^2} \quad (3.22)$$ (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

De aquí determinamos el diámetro del perno, despejando y llegando a la (ecuación (3.23)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi\tau}}$ (3.23)

Valorizamos los datos:

P=F=31618Kg

Resistencia a la fluencia= σ= 352MPa

$\tau_{adm} = 0{,}8 \times \sigma_{adm} = 0{,}8 \times 352Mpa = 282MPa$

Adoptaremos un factor de seguridad igual a 3 y reemplazando en la ecuación (3.23)

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 31618Kg \times 9{,}8 \times 3}{\pi \times 282MPa}} = \sqrt{\frac{3718277N}{885480000\frac{N}{m^2}}} = \sqrt{0.00419m^2} = 64{,}8mm$$

Vamos a verificar considerando el aplastamiento de la superficie de contacto. El cálculo de aplastamiento se efectúa de forma aproximada. Puesto que se ignora la ley exacta de distribución de la presión por la superficie de contacto. Se toma, por regla general, la ley no lineal de distribución de la presión considerando que la presión es proporcional a la proyección del plano de la superficie cilíndrica sobre el plano diametral. Para esto tenemos la (ecuación (3.24))

$$\frac{q}{q_1} = \frac{dF}{dF_1} \text{ (3.24)}$$

La tensión máxima de aplastamiento para la superficie cilíndrica queda expresada en la (ecuación (3.25)):

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{F_{ap}} = \frac{P}{\delta d} \text{ (3.25)}$$

Donde $F_{ap} = \delta d$ es el área de proyección de la superficie de contacto sobre el plano diametral.

La condición de resistencia al aplastamiento tiene el siguiente aspecto, expresado en la (ecuación (3.26))

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{\delta d} < (\sigma_{ap}) \text{ (3.26)}$$

Las tensiones admisibles del aplastamiento se determinan de forma experimental y se toman iguales a la (ecuación (3.27)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$$(\sigma_{ap}) = (2 - 2{,}5)(\sigma) \text{ (3.27) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)}$$

Por lo tanto, llegamos a la (ecuación (3.28)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006) para determinar d.

$$d > \frac{P}{\delta(\sigma_{ap})} \text{ (3.28) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)}$$

Valorizamos:

$$d > \frac{3 \times 31618Kg \times 9{,}8}{0{,}0254m \times 2{,}5 \times 282MPa} = \frac{929569}{17907000} = 51{,}9mm$$

Por lo expuesto, el diámetro del perno para la biela tiene que ser mayor a 65mm. Se adopta un diámetro de perno de 70mm.

Cálculo del espesor de la biela

A continuación, en la **figura 3-15**, se esquematiza las tensiones aplicadas en la biela.

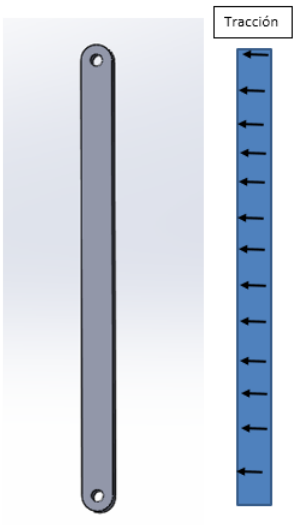


Figura 3-15: Tensiones en la biela.

La biela se encuentra sometida al esfuerzo de tracción, por la acción de las fuerzas de corte de la palanquilla.

Dicha fuerza de tracción es igual a:

$F_{Tracc} = F_1 + F_2 = 63237Kg$

$\sigma_{Tracc} = 352MPa$

Factor de seguridad = 3

Área de la sección= Rectangular

Ancho de la biela = 160mm

El área de la sección trasversal de la biela, al ser rectangular, se calcula por la (ecuación (3.29)

$$área = ancho \times e = 160mm \times e \text{ (3.29)}$$

Para determinar el espesor mínimo necesario de la biela, utilizamos la (ecuación (3.30)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$e_{biela} > \frac{F_{tracc}}{\sigma_{admi} \times 3 \times 160mm} = \frac{63237Kg \times 9{,}8}{352MPa \times 3 \times 0{,}16m} = \frac{619722N}{168960000\frac{N}{m}} = 0{,}0036m = 3{,}66mm$ (3.20) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Con un espesor de 4,5mm, estaríamos cubiertos para resistir los esfuerzos de tracción. El espesor adoptado es de 2 Pulgada = 50.8mm.

Vamos a calcular la deformación de la biela con el ancho de sección elegido. Utilizando la (ecuación (3.31))

$\delta = \frac{FL}{EA}$ (3.31)

$\delta = deformación\ de\ la\ biela$

L= Longitud original=2,184m

E= Módulo de elasticidad. = 207000000000 N/m^2

A= Área de la sección.

$A = b \times A = 0{,}16m \times 0{,}0508m = 0{,}0081m^2$

$\delta = \frac{63237Kgf \times 9{,}8 \times 2{,}184m}{207000000000\frac{N}{m^2} \times 0{,}0081m^2} = \frac{1353474Nm}{1682496000N} = 0{,}0008m = 0{,}8mm$

De esta manera comprobamos, que el diseño de la biela es aceptable, ya que resiste los esfuerzos, y la deformación de esta sometida a la máxima carga de corte, va a ser de 0,8mm.

Cálculo del diámetro del perno del cilindro neumático

El cálculo de los pernos al cizallamiento se puede expresar de la siguiente manera, según la (ecuación (3.21)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$\tau_{max} = \frac{Q}{F} < \tau$ (3.21) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Considerando que Q=P y $F = \frac{\pi \times d^2}{4}$

$\tau_{max} = \frac{4P}{\pi d^2}$ (3.22)

De aquí determinamos el diámetro del perno, con la (ecuación (3.23)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi\tau}}$ (3.23) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Valorizamos los datos:

P=F=27038Kg

Resistencia a la fluencia= σ= 352MPa

$\tau_{adm} = 0{,}8 \times \sigma_{adm} = 0{,}8 \times 352Mpa = 282MPa$

Adoptaremos un factor de seguridad igual a 3

$d = \sqrt{\frac{4 \times 27038Kg \times 9{,}8 \times 3}{\pi \times 282MPa}} = \sqrt{\frac{3179669N}{885480000\frac{N}{m^2}}} = \sqrt{0.00359m^2} = 60mm$

Vamos a verificar considerando el aplastamiento de la superficie de contacto. El cálculo de aplastamiento se efectúa de forma aproximada. Puesto que se ignora la ley exacta de distribución de la presión por la superficie de contacto. Se toma, por regla general, la ley no lineal de distribución de la presión considerando que la presión es proporcional a la proyección del plano de la superficie cilíndrica sobre el plano diametral, expresando esto en la (ecuación (3.24)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$\frac{q}{q_1} = \frac{dF}{dF_1}$ (3.24) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

La tensión máxima de aplastamiento para la superficie cilíndrica es igual a la (ecuación (3.25)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006).

$\sigma_{ap} = \frac{P}{F_{ap}} = \frac{P}{\delta d}$ (3.25) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Donde $F_{ap} = \delta d$ es el área de proyección de la superficie de contacto sobre el plano diametral.

La condición de resistencia al aplastamiento tiene el aspecto de la (ecuación (3.26)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006).

$\sigma_{ap} = \frac{P}{\delta d} < (\sigma_{ap})$ (3.26) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Las tensiones admisibles del aplastamiento se determinan de forma experimental y se toman iguales a la (ecuación (3.27)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$(\sigma_{ap}) = (2 - 2{,}5)(\sigma)$ (3.27) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

$d > \frac{P}{\delta(\sigma_{ap})}$ (3.28) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

Valorizamos:

$d > \frac{3 \times 27038Kg \times 9{,}8}{0{,}0254m \times 2{,}5 \times 282MPa} = \frac{794917}{17907000} = 44{,}4mm$

Por lo expuesto, el diámetro del perno para la horquilla del cilindro tiene que ser mayor a 60mm. Se adopta un diámetro de perno de 65mm.

Diseño de la cuchilla

Para diseñar la cuchilla de corte, debemos tener en cuenta fundamentalmente como va a ser el contacto durante el corte entre la cuchilla y la palanquilla.

Debido a la sección que debemos cortar, vamos a utilizar cuchillas con filo plano. Para el corte con cizalla del tipo plano, el ángulo recomendado del filo de la cuchilla es de 90° (Smirnov). En la **figura 3-16** se dibuja una vista isométrica de la cuchilla.

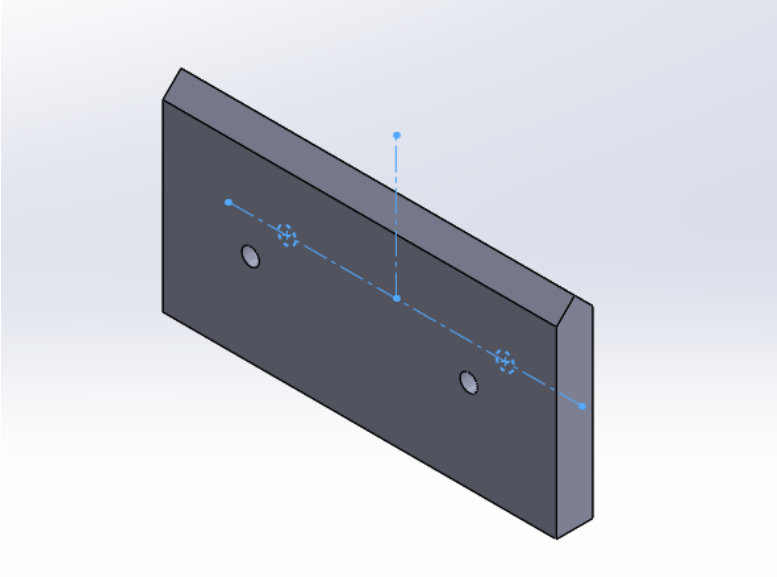


Figura 3-16: Vista isométrica de la cuchilla.

En la **figura 3-17**, se esquematiza la cuchilla de forma lateral, con el ángulo correspondiente adoptado de la misma, para el filo de corte.

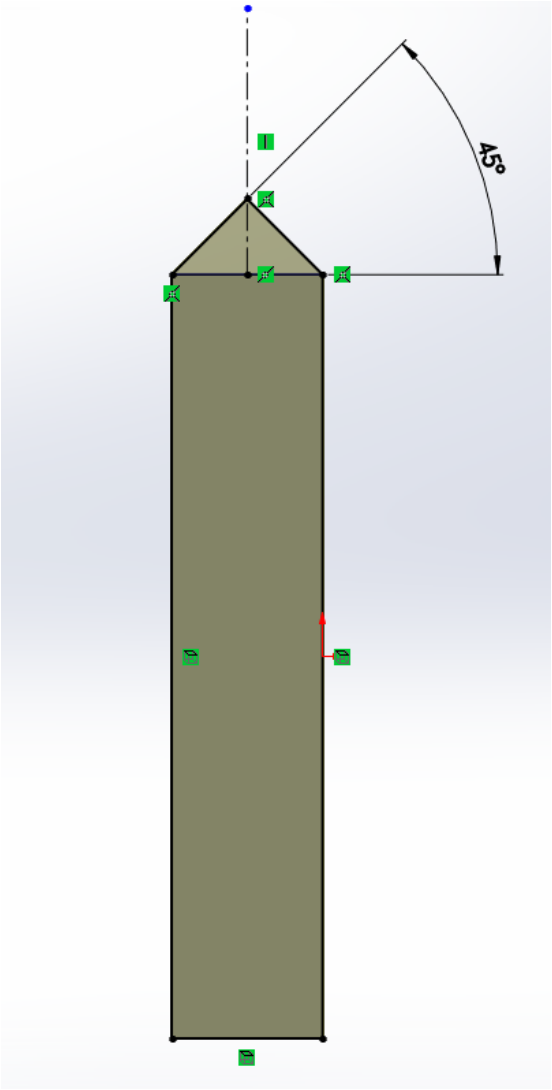


Figura 3-17: Angulo de corte adoptado.

Vamos a analizar dicho diseño simulando las cargas actuantes durante el corte.

Para poder realizar este estudio vamos a realizarlo de la siguiente manera con las siguientes suposiciones:

- La cuchilla describe un movimiento radial durante el corte. Vamos a evaluar las cargas aplicadas en cada posición de las cuchillas como se muestra en la **figura 3-18**.

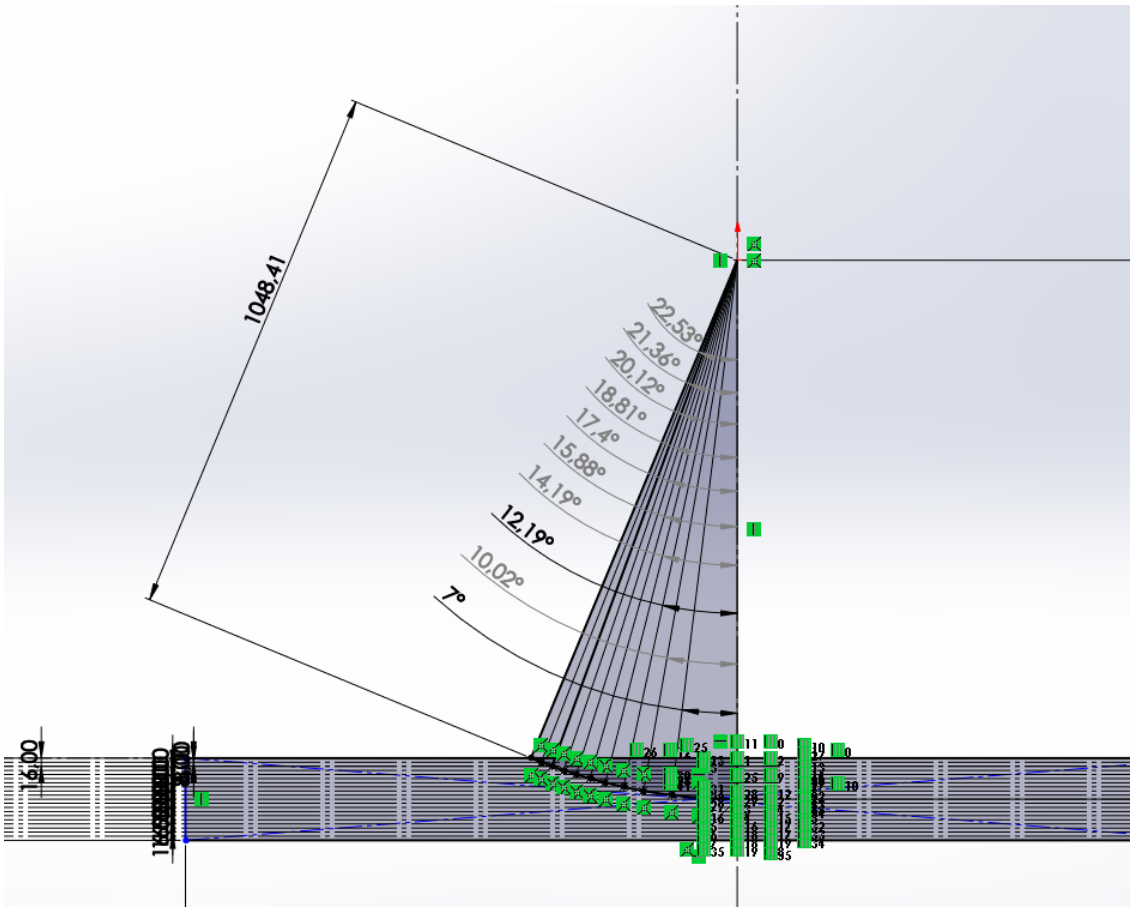


Figura 3-18: Simulación de movimiento de la cuchilla punto a punto durante el corte.

Necesitamos evaluar la carga implicada en cada punto considerado. Para determinar la peor condición en cada momento. Para ello, vamos a utilizar las ecuaciones que utilizamos para calcular los esfuerzos de corte de la palanquilla. Las mismas son referenciadas del libro (Smirnov), y las presentamos nuevamente a continuación.

El esfuerzo total depende del recorrido de las cuchillas, y se determina multiplicando las ordenadas de las curvas experimentales de τ=f(ϵ) por el área transversal de la pieza en mm^2, ver la (ecuación (3.10)).

$$P=\tau F \text{ Kg.} \quad (3.10)$$

La máxima tensión de cortadura se calcula según la (ecuación (3.11)).

$$P_{max} = K\sigma_b F \quad (3.11)$$

Donde la (ecuación (3.12)) es el coeficiente de transición del esfuerzo de tracción máximo con tensión al esfuerzo de tracción máximo con corte, este valor oscila entre 0,7 y 0,8.

$$K = \frac{\tau_{max}}{\sigma_b} \text{ (3.12)}$$

La presión lateral T, se calcula según la (ecuación (3.13))

$$T = P \tan \alpha. \text{ (3.13)}$$

Para un corte, sin bloquear la palanquilla para que no gire, el ángulo aproximado ronda los 10 a 20°. Por lo tanto $T \sim (0{,}18 - 0{,}35\ )P$

En nuestro caso tenemos: $\sigma_b = 53{,}7\ \frac{Kg}{mm^2}$ por lo tanto reemplazando en la (ecuación (3.12))

Conociendo dichas ecuaciones, vamos a realizar una tabla de cálculos, en la cual va a ir variando el ángulo de contacto entre la cuchilla y la palanquilla, y la profundidad de corte.

De esta manera, lo que buscamos es encontrar la peor condición de carga para la cuchilla.

A continuación, en la (**Tabla (3-2)**), realizamos los cálculos pertinentes.

Tabla 3-2: Cálculos de esfuerzos de corte variando el ángulo y profundidad de corte.

	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4	Punto 5	Punto 6	Punto 7	Punto 8	Punto 9	Unidades
Grados de cuchilla	20,12	18,81	17,4	15,88	14,19	12,19	10,02	7	0	[°]
Avance del corte	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%	[%]
Profundidad de corte	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	[mm]
τ	2,3	2,5	1,8	1,6	1,4	1	0,9	0,5	0,3	[mm]
K=τ/σb=	0,0428	0,0466	0,0335	0,0298	0,0261	0,0186	0,0168	0,0093	0,0056	
F	25600	25600	25600	25600	25600	25600	25600	25600	25600	[mm^2]
P=KσbF	58880	64000	46080	40960	35840	25600	23040	12800	7680	[Kg]
T=0,35*P	20608	22400	16128	14336	12544	8960	8064	4480	2688	[Kg]
F=	62382	67807	48821	43396	37972	27123	24410	13561	8137	[Kg]
α=	19,3	19,3	19,3	19,3	19,3	19,3	19,3	19,3	19,3	[°]

Para los cálculos se supone que el primer contacto entre la cuchilla y la palanquilla se realiza por el esfuerzo del cilindro neumático. Situación que graficamos en la **figura 3-19**.

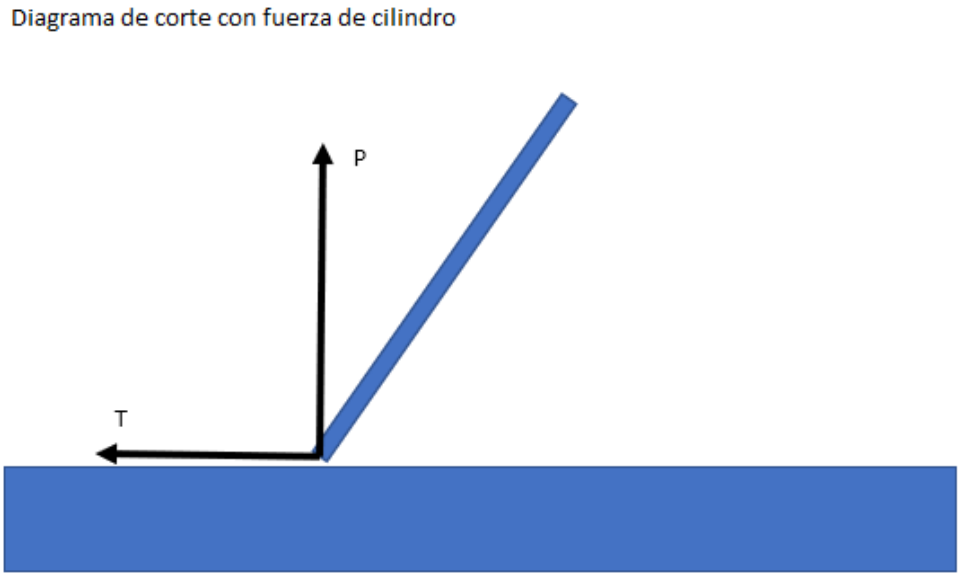


Figura 3-19: Diagrama de corte aplicando la fuerza el cilindro.

Luego el resto del corte se produce por tracción del stand 1 de laminación, momento en el cual cambia de sentido la fuerza T. Esta situación la graficamos a continuación en la **figura 3-20**.

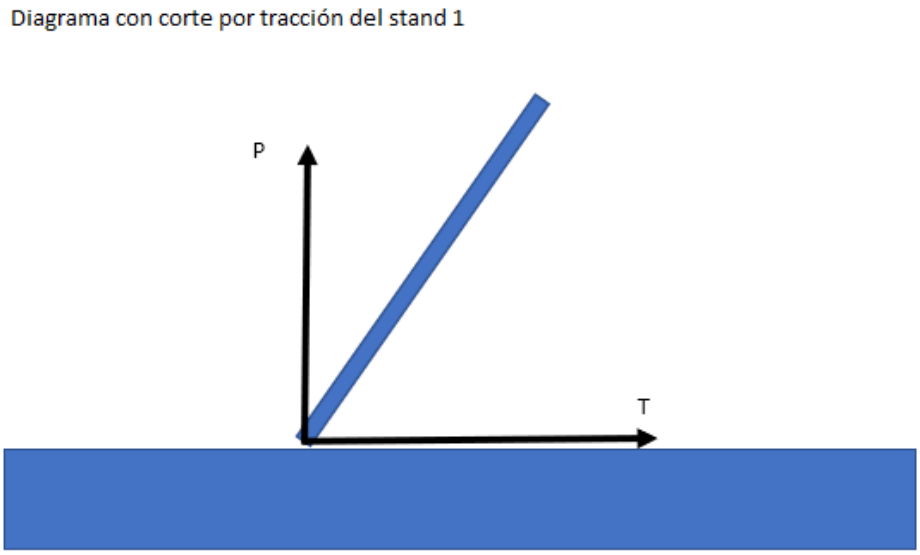


Figura 3-20: Diagrama de corte aplicando la fuerza el stand 1.

- Definición del material de la cuchilla:

Para definir el material, se va a hacer de forma práctica, utilizando un material de fabricación de otra cuchilla que trabaje en condiciones aproximadamente iguales.

Los materiales utilizados generalmente son aceros para herramientas. En este caso vamos a adoptar el siguiente material:

Un acero aleado de 20MnCr5 con las siguientes propiedades ilustradas en la **figura 3-21**.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000.0031	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm^2
Densidad de masa	7800	kg/m^3
Límite de tracción	1100.825984	N/mm^2
Límite de compresión		N/mm^2
Límite elástico	750	N/mm^2
Coeficiente de expansión térmica	1.1e-05	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)

Figura 3-21: Características del SAE 20MnCr5.

Las mismas son aproximadamente las que tenemos en otras aplicaciones similares.

A continuación, vamos a realizar una serie de simulaciones, con el programa (Corporation), para poder evaluar el comportamiento de la cuchilla bajo las solicitaciones calculadas en la **Tabla 3-2**. Durante dichas simulaciones, vamos a determinar si el diseño puede utilizarse, o es necesario modificarlo para que sea más resistente.

- Análisis con brazo de tijera a 20.12°:

En la **figura 3-22**, se grafica los resultados arrojados por el programa (Corporation).

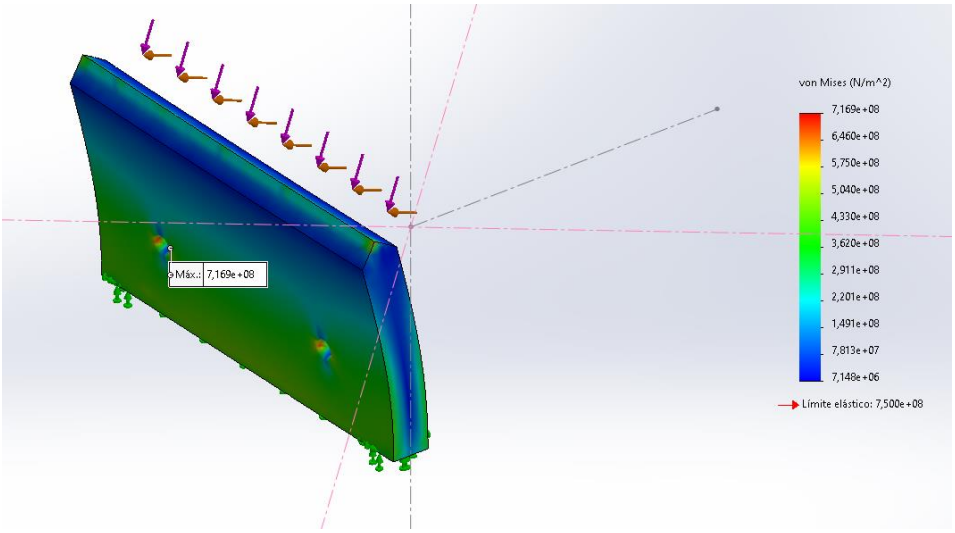


Figura 3-22: Evaluación de tensiones para un ángulo de 20.12°.

En ningún lugar de la cuchilla se supera el límite elástico del material elegido. Pero se nota muy cargada toda la cuchilla. En dicho análisis se supuso que la cuchilla tenía su cara inferior con geometría fija. **Dicho análisis nos da el indicio de que tenemos que mejorar la sujeción de la cuchilla.** A continuación, en la **figura 3-23** mostramos los desplazamientos obtenidos bajo esta solicitación de carga.

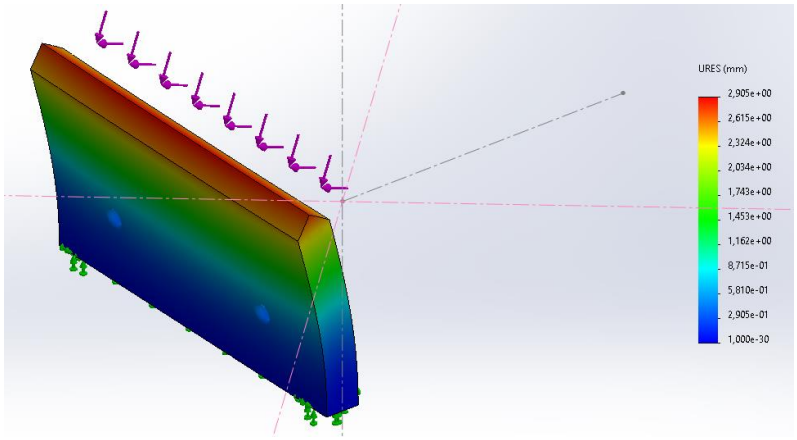


Figura 3-23: Evaluación de desplazamientos para un ángulo de 20.12°.

Los desplazamientos son muy grandes. De acuerdo con lo que dijimos con respecto a las tensiones, tenemos que mejorar la sujeción de la cuchilla. Para ello proponemos la siguiente mejora en la sujeción, mostrada en la **figura 3-24**.

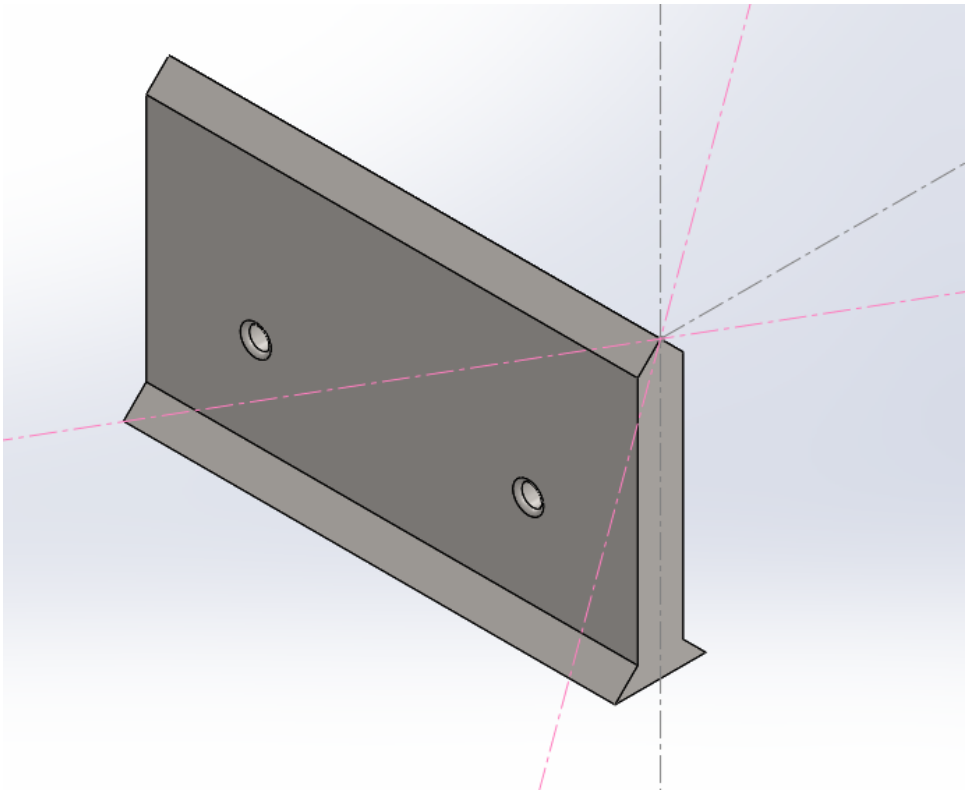


Figura 3-24: Nuevo diseño propuesto de cuchilla, con apoyo tipo cola de milano.

Le agregamos a la cuchilla una cola de milano, con el objetivo de fijar mejor la misma.

Vamos a volver a ensayar el modelo. Como resultado del nuevo ensayo, mostramos en la **figura 3-25**, los resultados de las tensiones de Von Mises calculados por el programa (Corporation).

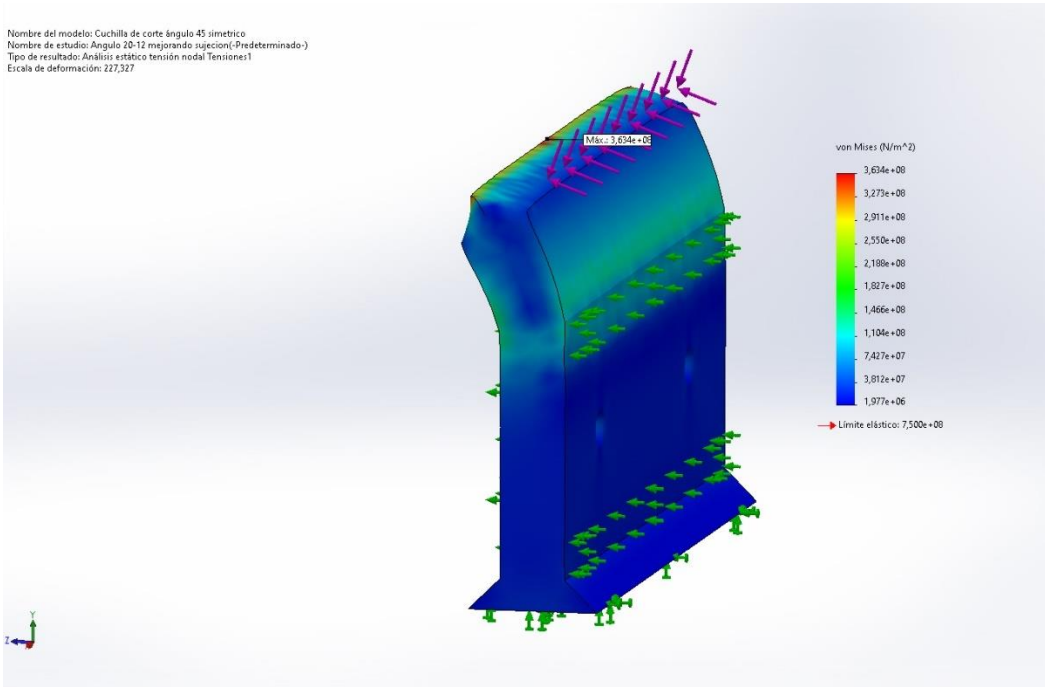


Figura 3-25: Tensiones resultantes para nuevo diseño con ángulo de 20.12°.

Como vemos, de esta manera mejoramos las tensiones en toda la cuchilla. Nos queda mejorar que nos aparece una tensión que supera el límite elástico en las puntas de la cuchilla, Si bien es una carga puntual, deberíamos por las dudas solucionarlo.

A continuación, analizamos los desplazamientos: resultantes, y los mostramos en la **figura 3-26**.

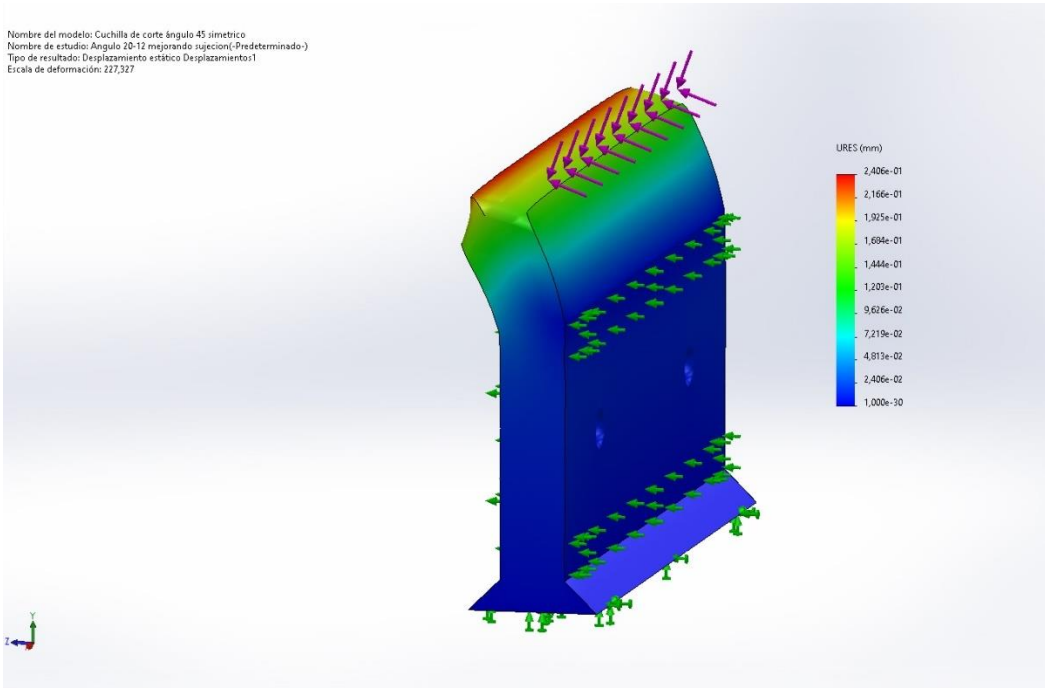


Figura 3-26: Desplazamientos resultantes para nuevo diseño con ángulo de 20.12°.

Con la mejora en la sujeción también solucionamos los problemas de desplazamiento que teníamos. Para completar la evaluación, a continuación, en la **figura 3-27**, mostramos como dan los resultados de Factor de seguridad (FOS)

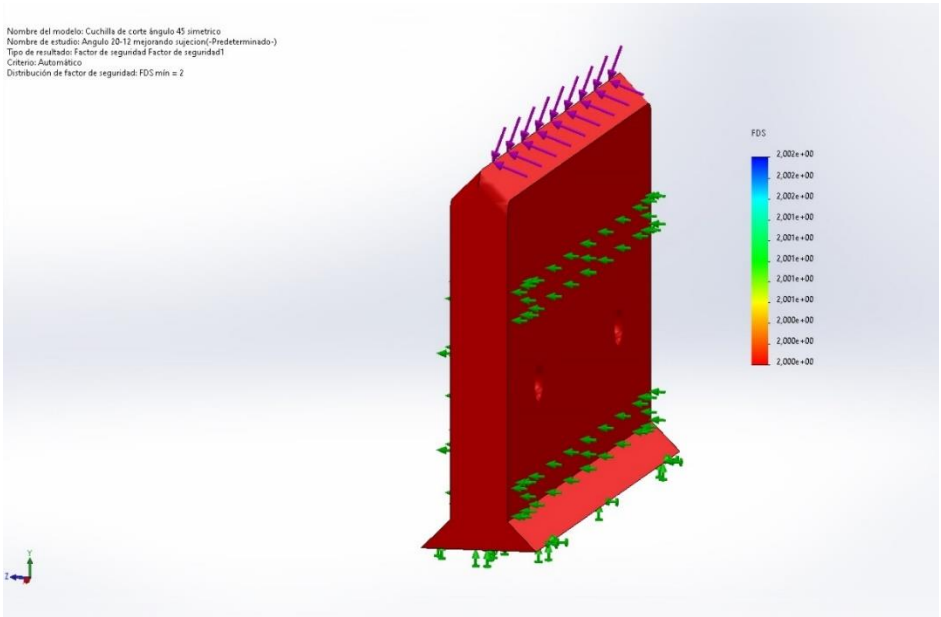


Figura 3-27: FOS resultante para nuevo diseño con ángulo de 20.12°.

Como conclusión, el FOS está dentro todo de un factor de seguridad igual 2.

- Análisis con brazo de tijera a 18,81°:

Luego de iniciado el corte, comienza a tener efecto la tracción del stand 1. Por lo tanto, vamos a considerar que a partir de este ángulo la dirección de la fuerza de corte T, cambia de sentido de la siguiente manera, como mostramos en la **figura 3-28**.

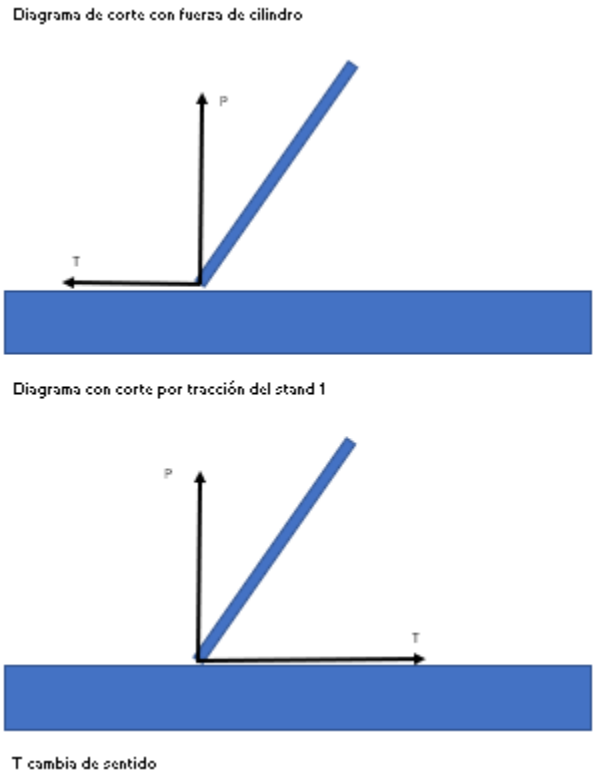


Figura 3-28: Cambio de sentido de la componente T de la fuerza.

Si bien T cambia de sentido, vamos a considerar que no cambia su magnitud, ya que en definitiva, nosotros sobre la cuchilla, vamos a tener la reacción que nos genera el corte de la palanquilla. Por lo tanto, dicha fuerza es de la misma magnitud y de sentido opuesto.

En la **tabla 3-3**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-3: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 18,81°.

Grados de cuchilla	18,81	[°]
Porcentaje de avance	30%	[%]
Profundidad de corte	0,3	[mm]
τ	2,5	[Mm]
K=τ/σb=	0,0466	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	64000	[Kg]
T=0,35*P	22400	[Kg]
F=	67807	[Kg]
α=	19,3	[°]

Los resultados de las tensiones de Von Mises calculadas por el programa (Corporation) son ilustrados a continuación en la **figura 3-29**.

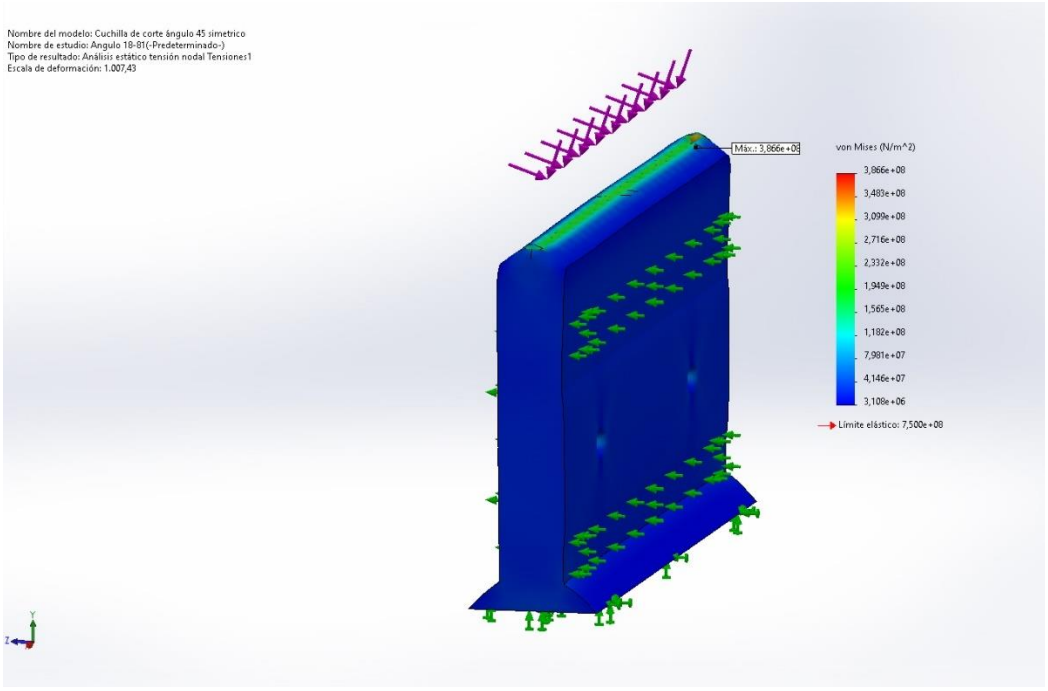


Figura 3-29: Tensiones resultantes para un ángulo de 18,81°.

Para el nuevo estado de cargas, se incrementan las tensiones en la zona del filo de la cuchilla. Pero siguen estando debajo del límite elástico.

Vemos en la **figura 3-30** los resultados de desplazamientos para esta misma condición.

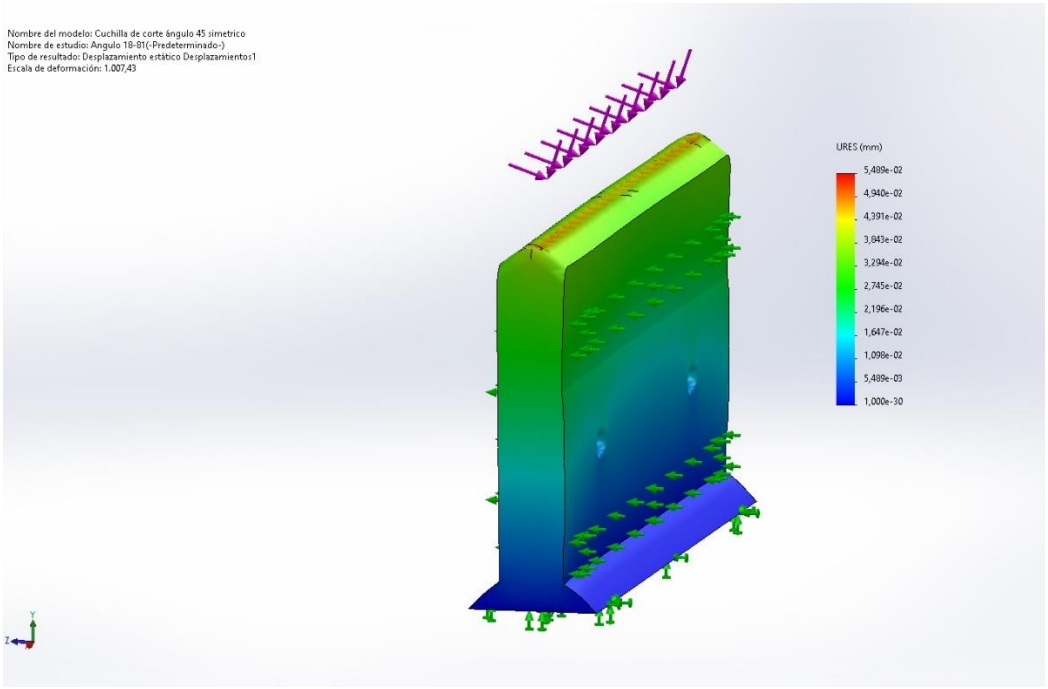


Figura 3-30: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 18,81°.

Se encuentra en valores bajos. Y a continuación en la **figura 3-31**, veamos el factor de seguridad FOS.

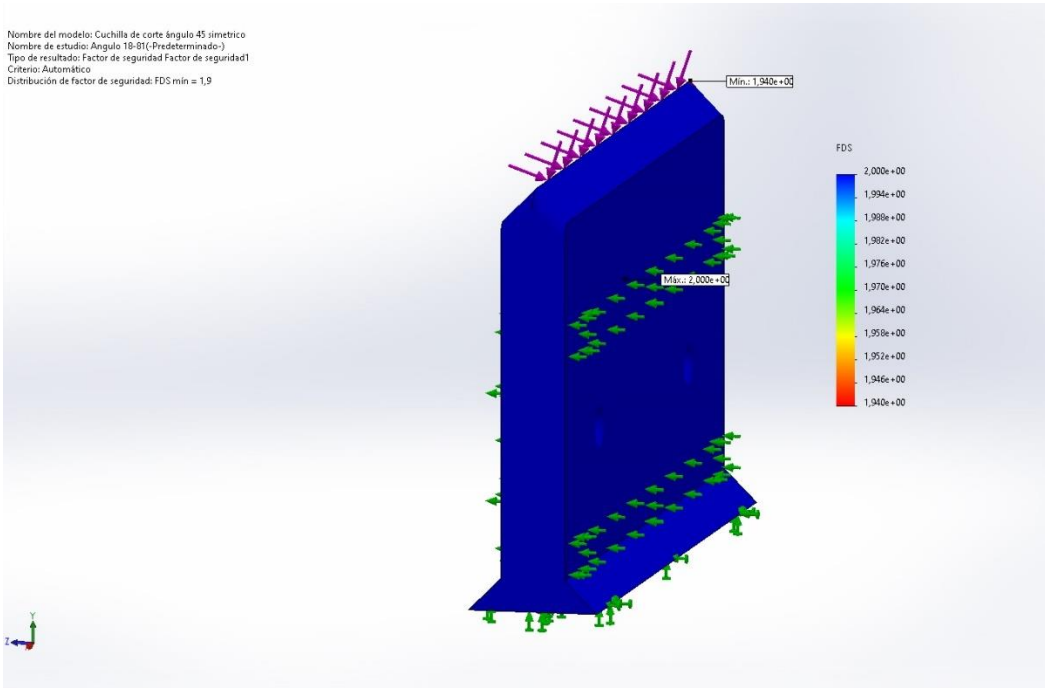


Figura 3-31: FOS resultante para un ángulo de 18,81°.

Toda la cuchilla se encuentra sobre el valor preestablecido de 2.

- Análisis con brazo de tijera a 17,4°:

En la **tabla 3-4**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-4: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 17,4°°.

Grados de cuchilla	17,4	[°]
Porcentaje de avance	40%	[%]
Profundidad de corte	0,4	[mm]
τ	1,8	[Mm]
K=τ/σb=	0,0335	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	46080	[Kg]
T=0,35*P	16128	[Kg]
F=	48821	[Kg]
α=	19,3	[°]

Con dichos datos, aplicamos las cargas correspondientes en el programa (Corporation), y obtenemos la siguiente distribución de tensiones, ilustradas en la **figura 3-32**.

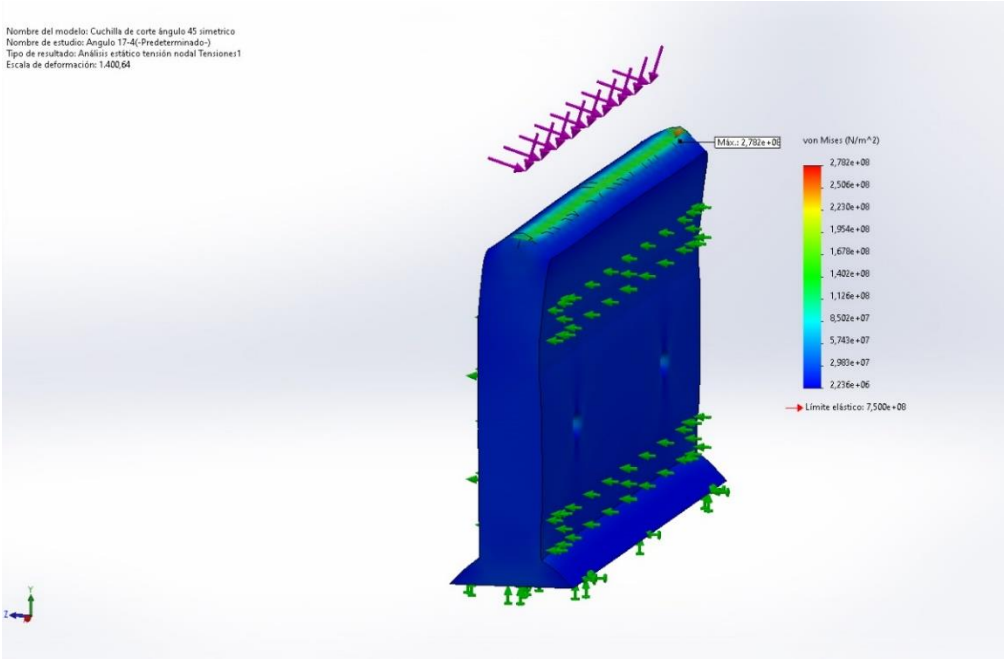


Figura 3-32: Tensiones resultante para un ángulo de 17,4°.

La máxima tensión es de 2,782+08 N/m2, bastante por debajo del límite elástico de nuestro material. A continuación, en la **figura 3-33**, se ilustra los resultados de desplazamientos.

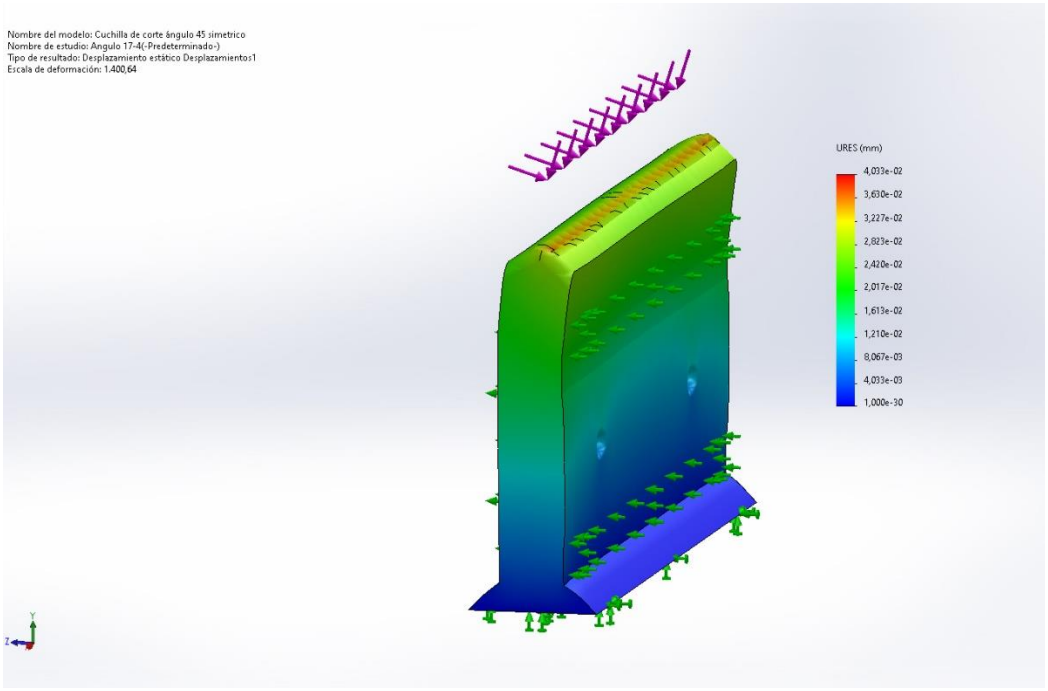


Figura 3-33: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 17,4°.

- Análisis con brazo de tijera a 15,88°:

En la **tabla 3-5**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-5: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 15,88°.

Grados de cuchilla	15,88	[°]
Porcentaje de avance	50%	[%]
Profundidad de corte	0,5	[mm]
τ	1,6	[Mm]
K=τ/σb=	0,0298	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	40960	[Kg]
T=0,35*P	14336	[Kg]
F=	43396	[Kg]
α=	19,3	[°]

Los resultados de las tensiones son mostrados en la figura **3-34**, y a continuación en la **figura 3-35**, son mostrados los resultados de desplazamientos.

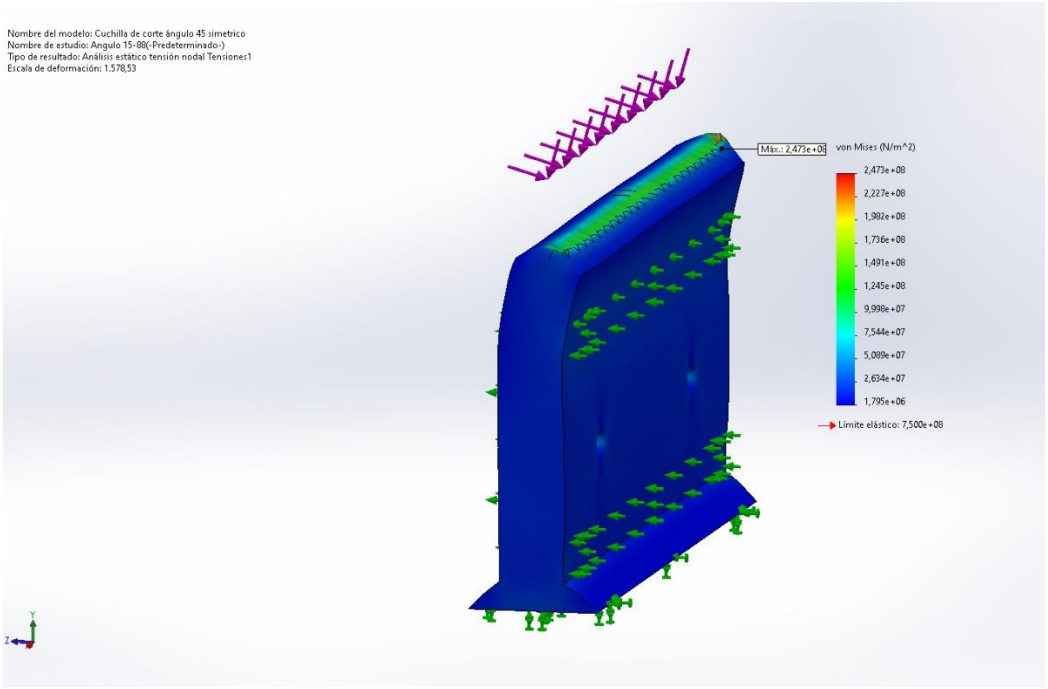


Figura 3-34: Tensiones resultantes para un ángulo de 15,88°.

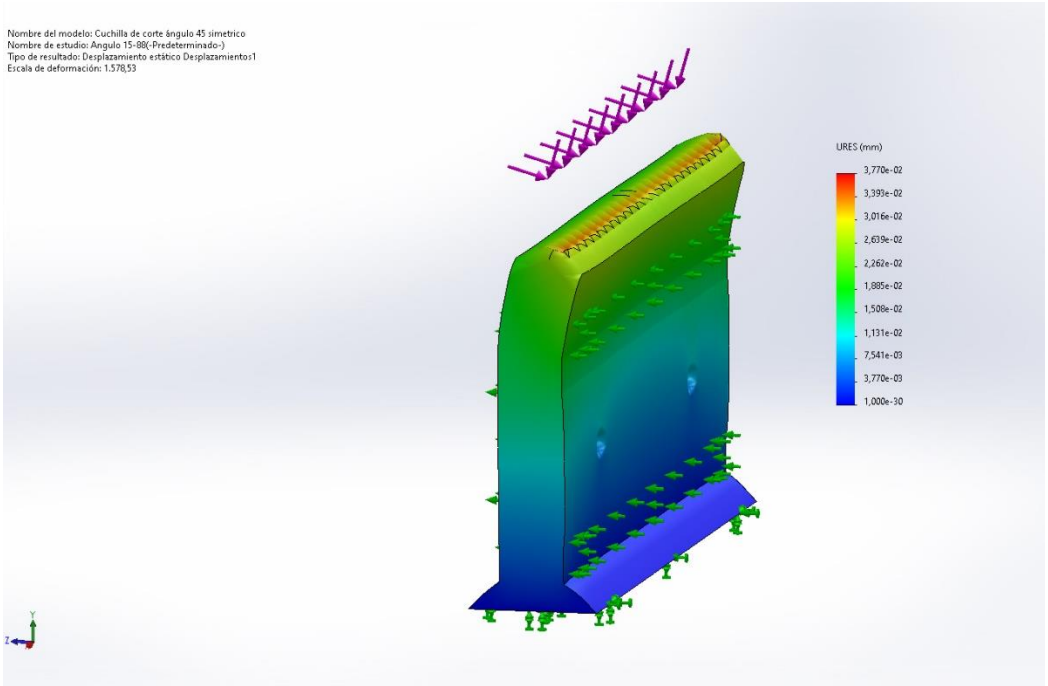


Figura 3-35: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 15,88°.

- Análisis con brazo de tijera a 14,19°:

En la **tabla 3-6**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-6: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 14,19°.

Grados de cuchilla	14,19	°
	60%	
Profundidad de corte	0,6	
τ	1,4	mm
K=τ/σb=	0,0261	
F	25600	mm2
P=KσbF	35840	Kg
T=0,35*P	12544	Kg
F=	37972	Kg
α=	19,3	°

A continuación, en la **figura 3-36**, son mostradas las tensiones resultantes de esta condición de cargas, y luego en la **figura 3-37**, son mostrados los desplazamientos resultantes.

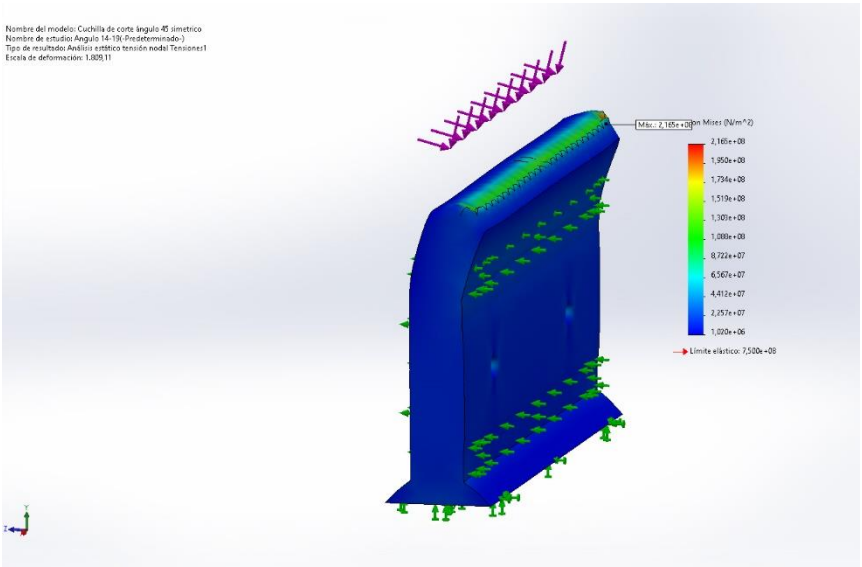


Figura 3-36: Tensiones resultantes para un ángulo de 14,19°.

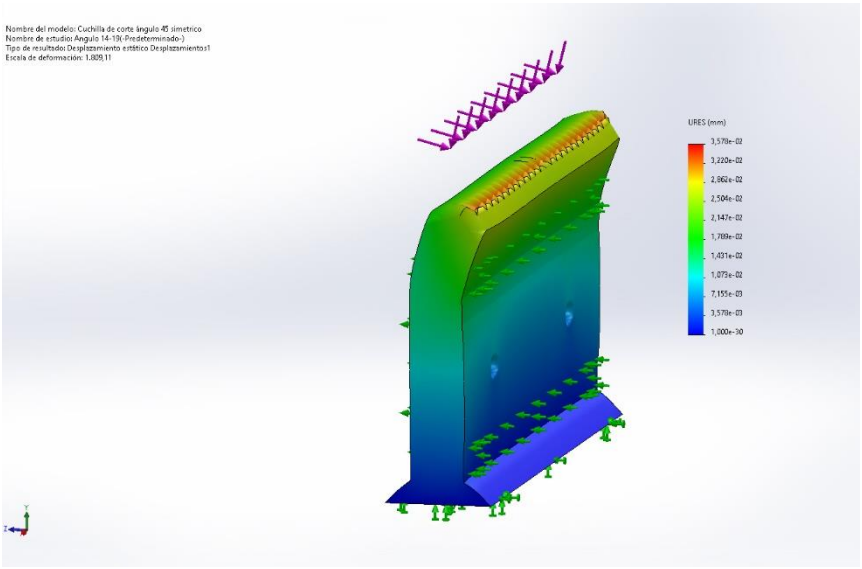


Figura 3-37: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 14,19°.

- Análisis con brazo de tijera a 12,19°:

En la **tabla 3-7**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-7: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 12,19°.

Grados de cuchilla	12,19	[°]
Porcentaje de avance	70%	[%]
Profundidad de corte	0,7	[mm]
τ	1	[Mm]
K=τ/σb=	0,0186	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	25600	[Kg]
T=0,35*P	8960	[Kg]
F=	27123	[Kg]
α=	19,3	[°]

A continuación, en la **figura 3-38** mostramos los resultados de la simulación con las condiciones de carga de la **tabla 3-7**, de las tensiones. Y en la **figura 3-39** los desplazamientos.

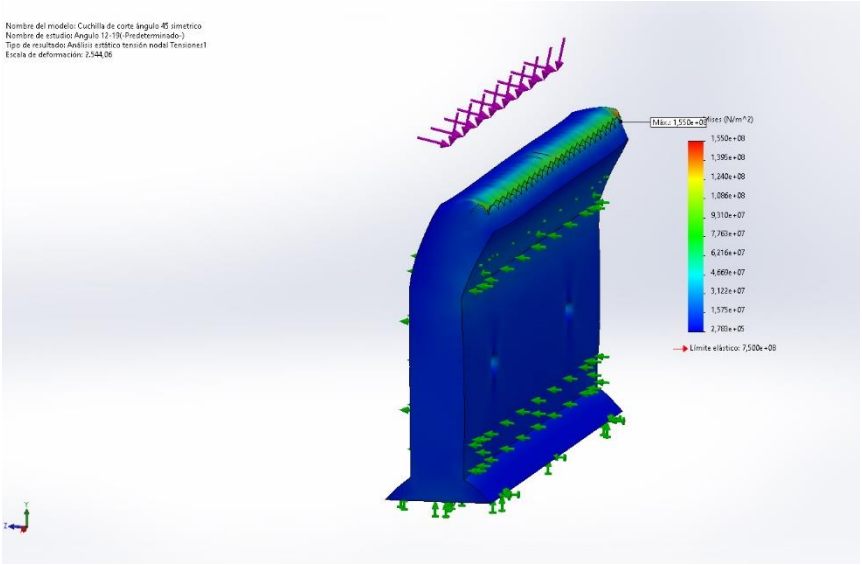


Figura 3-38: Tensiones resultantes para un ángulo de 12,19°.

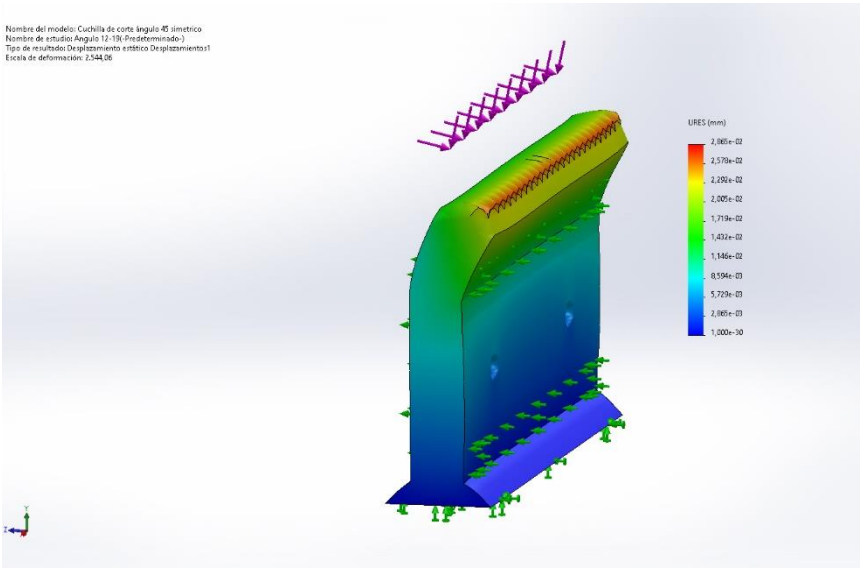


Figura 3-39: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 12,19°.

- Análisis con brazo de tijera a 10,02°:

En la **tabla 3-8**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-8: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 10,02°.

Grados de cuchilla	10,02	[°]
Porcentaje de avance	80%	[%]
Profundidad de corte	0,8	[mm]
τ	0,9	[mm]
K=τ/σb=	0,0168	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	23040	[Kg]
T=0,35*P	8064	[Kg]
F=	24410	[Kg]
α=	19,3	[°]

A continuación, en la **figura 3-40** mostramos los resultados de la simulación con las condiciones de carga de la **tabla 3-8**, de las tensiones. Y en la **figura 3-41** los desplazamientos.

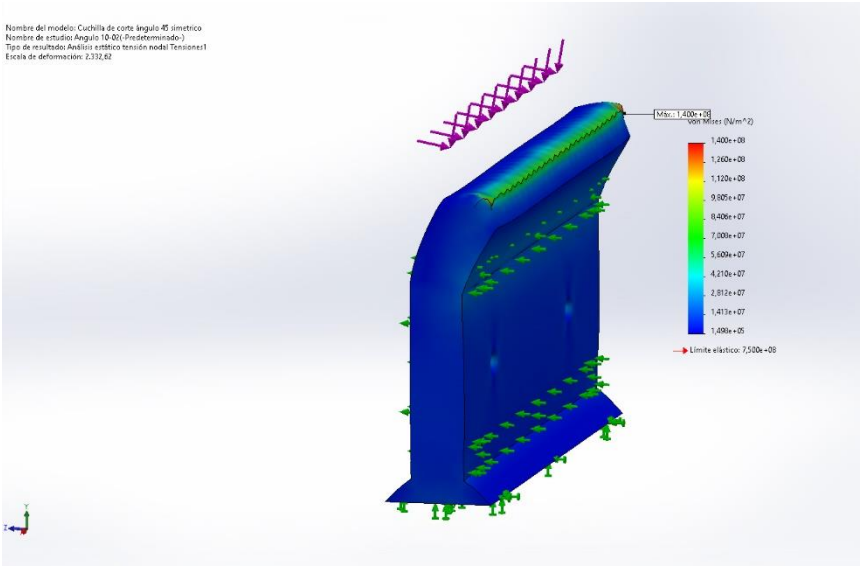


Figura 3-40: Tensiones resultantes para un ángulo de 10,02°.

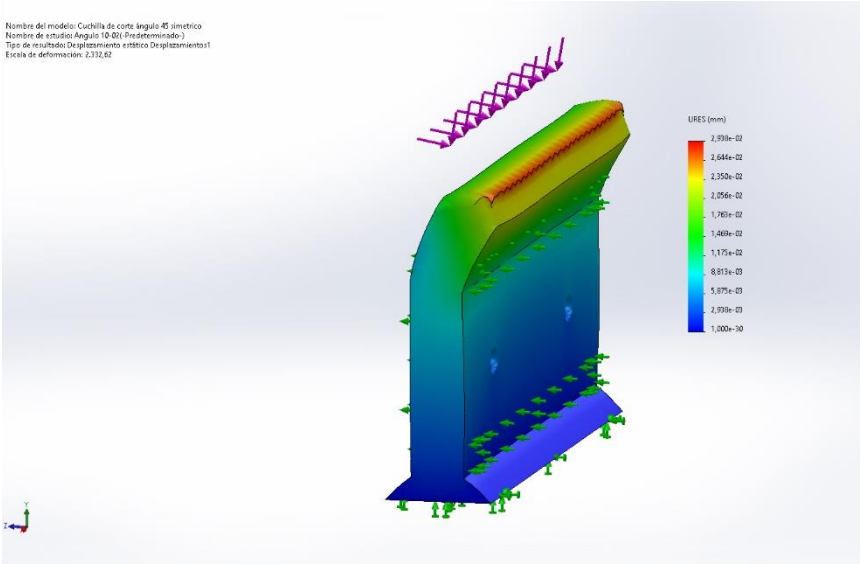


Figura 3-41: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 10,02°.

- Análisis con brazo de tijera a 7°:

En la **tabla 3-9**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-9: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 7°.

Grados de cuchilla	7	[°]
Porcentaje de avance	90%	[%]
Profundidad de corte	0,9	[mm]
τ	0,5	[Mm]
K=τ/σb=	0,0093	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	12800	[Kg]
T=0,35*P	4480	[Kg]
F=	13561	[Kg]
α=	19,3	[°]

A continuación, en la **figura 3-42** mostramos los resultados de la simulación con las condiciones de carga de la **tabla 3-9**, de las tensiones. Y en la **figura 3-43** los desplazamientos.

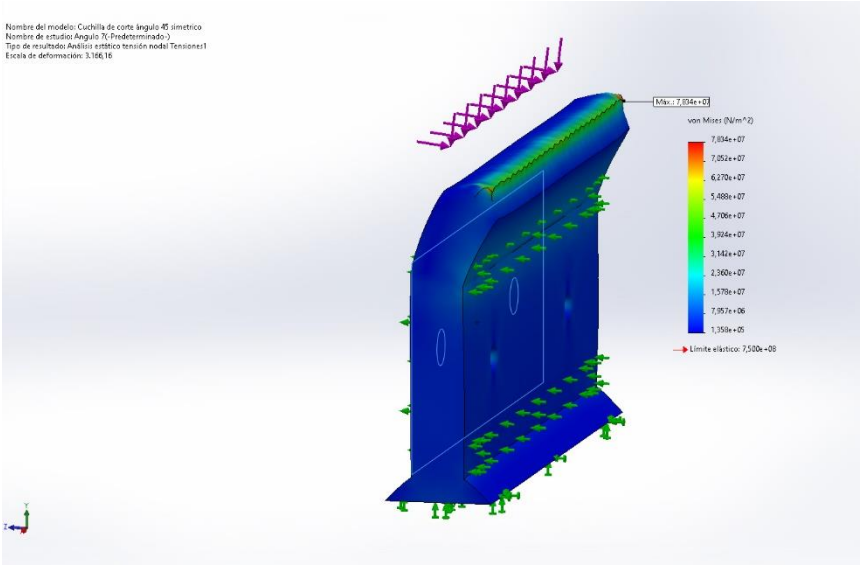


Figura 3-42: Tensiones resultantes para un ángulo de 7°.

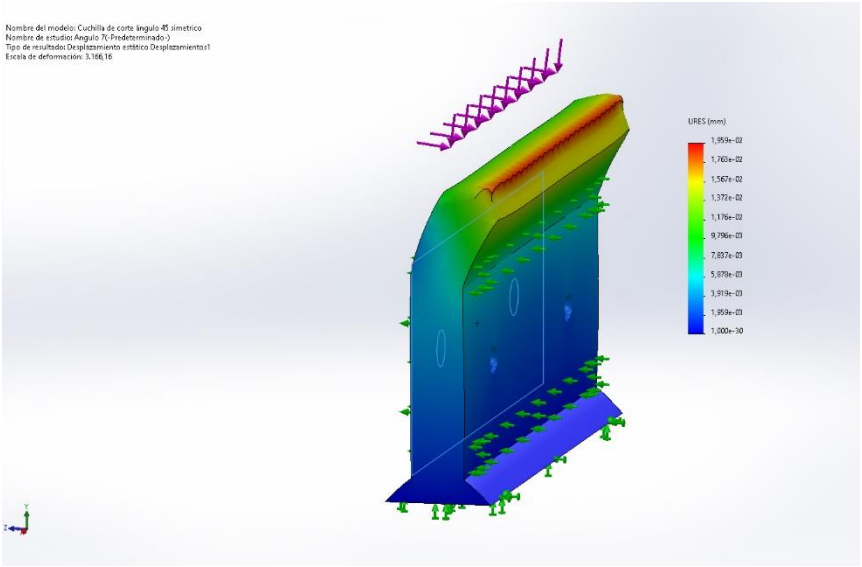


Figura 3-43: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 7°.

- Análisis con brazo de tijera a 0° Posición vertical:

En la **tabla 3-10**, mostramos los datos utilizados para poder realizar la evaluación de la cuchilla con el programa de simulación (Corporation).

Tabla 3-10: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 0°.

Grados de cuchilla	0	[°]
Porcentaje de avance	100%	[%]
Profundidad de corte	1	[mm]
τ	0,3	[Mm]
K=τ/σb=	0,0056	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	7680	[Kg]
T=0,35*P	2688	[Kg]
F=	8137	[Kg]
α=	19,3	[°]

A continuación, en la **figura 3-44** mostramos los resultados de la simulación con las condiciones de carga de la **tabla 3-10**, de las tensiones. Y en la **figura 3-45** los desplazamientos.

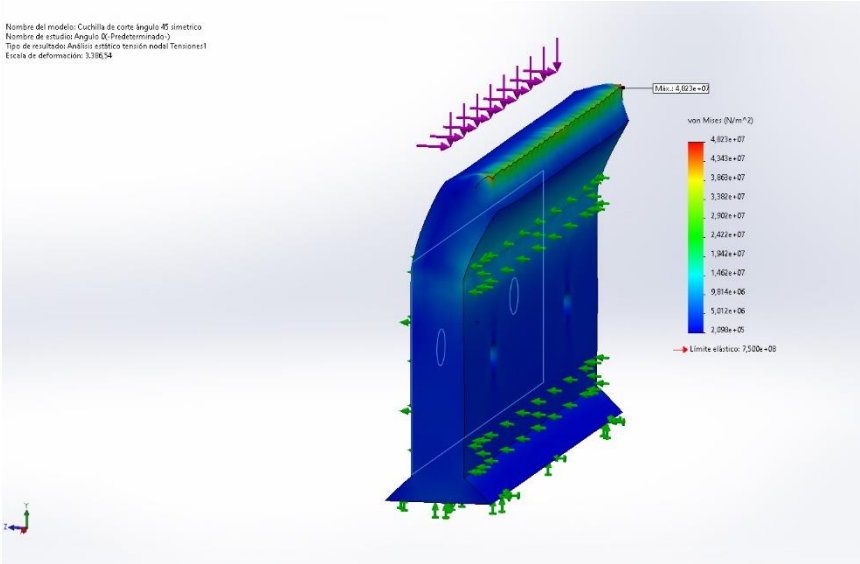


Figura 3-44: Tensiones resultantes para un ángulo de 0°.

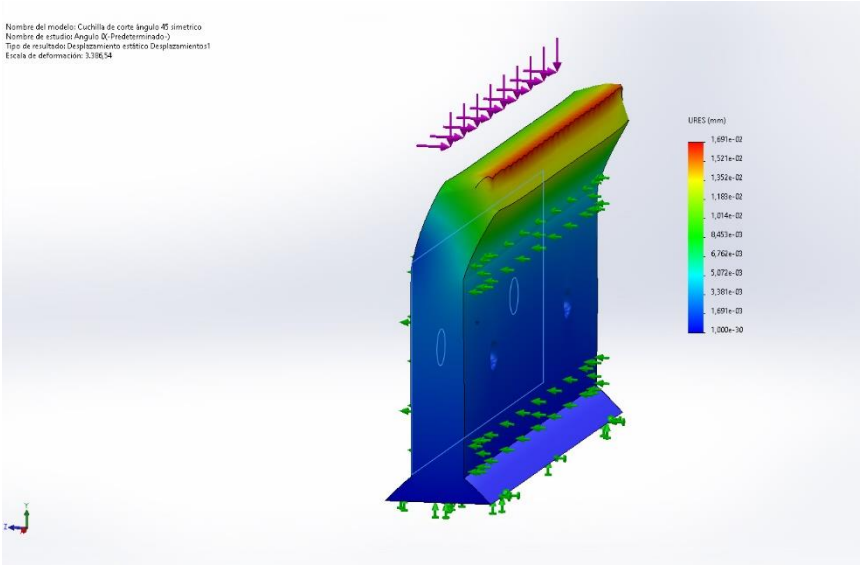


Figura 3-45: Desplazamientos resultantes para un ángulo de 0°.

Para poder resumir todos los análisis realizados, vamos a mostrar a continuación una comparación de los resultados, comparando punto a punto las tensiones y los desplazamientos.

En la **figura 3-46**, ilustramos los resultados de tensiones de Von Mises que nos dieron las simulaciones con el programa (Corporation), evaluando para cada situación de carga.

Y en la **figura 3-47**, ilustramos los resultados de desplazamientos con las simulaciones correspondientes.

- Tensiones:

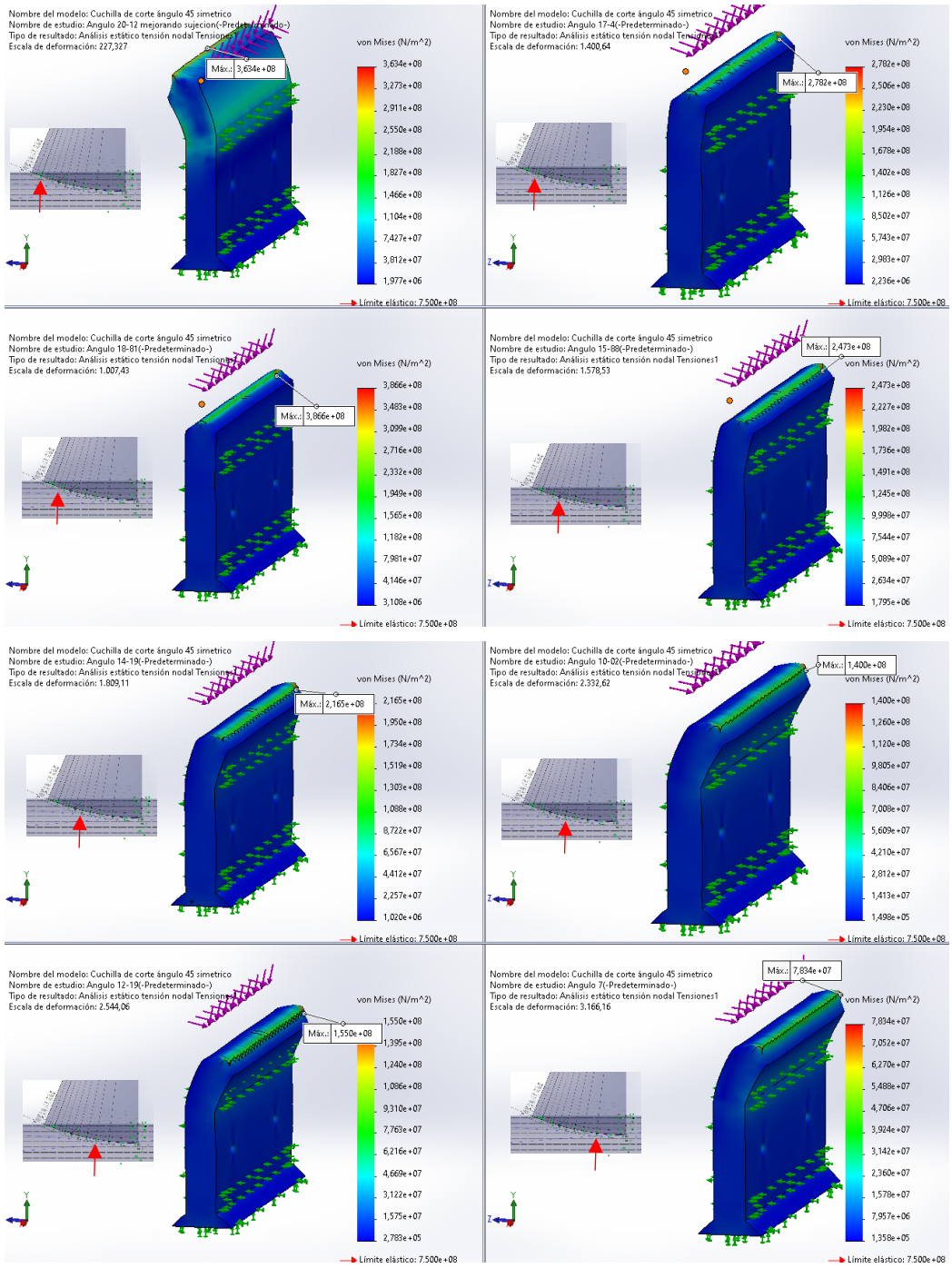


Figura 3-46: Tensiones resultantes para cada posición de la cuchilla.

- Desplazamientos:

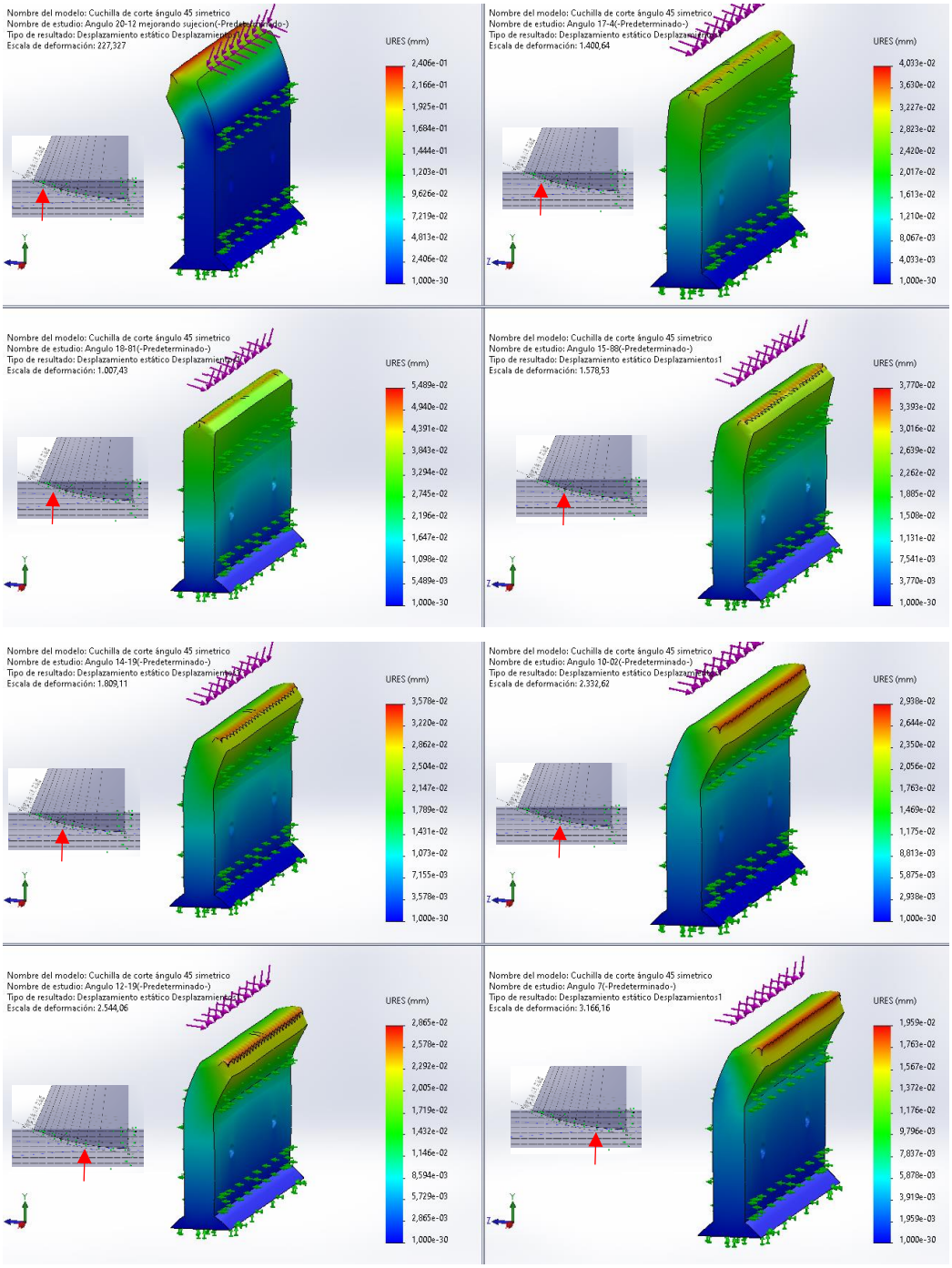


Figura 3-47: Desplazamientos resultantes para cada posición de la cuchilla.

Diseño de la sujeción de las cuchillas

Para la sujeción de las cuchillas se van a utilizar dos pernos pasantes por cuchilla. Debemos dimensionar los mismos para resistir los esfuerzos de trabajo, durante el corte de la palanquilla.

Necesitamos que ambos tornillos resistan una cargan aplicada de la mitad de esfuerzo necesario para cortar la palanquilla. Es decir que queremos que tengan una carga de apriete de 31618Kg.

Vamos a suponer que cada tornillo va a soportar la mitad de dicha carga, es decir 15809 Kg. Y vamos a suponer que cada uno se somete el 75% de su carga de prueba.

Tomaremos una calidad de tornillo métrico grado 8,8. Que tiene una resistencia de prueba de 600MPa, por la tanto en la (ecuación (3.29)) calculamos la tensión admisible del tornillo.

$$\sigma_a = 0{,}75 \times 600Mpa = 450MPa \text{ (3.29)}$$

El área necesaria al esfuerzo de tensión, para el perno, es calculada según la (ecuación (3.30))

$$A_t = \frac{Carga}{\sigma_a} = \frac{15809Kg \times 9{,}8}{450000000Pa} = \frac{154928N}{450000000\frac{N}{m^2}} = 344.28mm^2 \text{ (3.30) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)}$$

Por lo cual adoptamos un perno de diámetro mayor básico de 24mm con un paso de 3mm. El área de esfuerzo de tensión es de 353mm2.

Calculamos a continuación el par torsional de apriete necesario, representado en la (ecuación (3.31)) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

T= Torque

D=Diámetro exterior nominal de la rosca-

P=Carga de sujeción.

K=Constante que depende de la lubricación=0,15.

$T = KDP = 0{,}15 \times 0{,}024m \times 15809Kg \times 9{,}8 = 558Nm.$ (3.31) (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006)

- Diseño de un Porta - cuchillas:

La cuchilla podemos soportarla de dos formas, sobre el brazo de la tijera propiamente dicho, o bien sobre un Porta – Cuchillas.

En los trenes laminadores, por experiencia, suelen suceder problemas, que conllevan la rotura de los equipos. Si nosotros soportamos la cuchilla sobre el brazo de la tijera, y de alguna manera se rompe la unión entre ambas, deberíamos fabricar un brazo completo nuevo para poder volver a poner en funcionamiento dicha tijera. Por esta razón, se toma la decisión de fabricar un Porta – Cuchilla, de forma que, si se rompe, el mismo sea reemplazado.

A continuación, mostramos el diseño del Porta – Cuchilla en la **figura 3-48**.

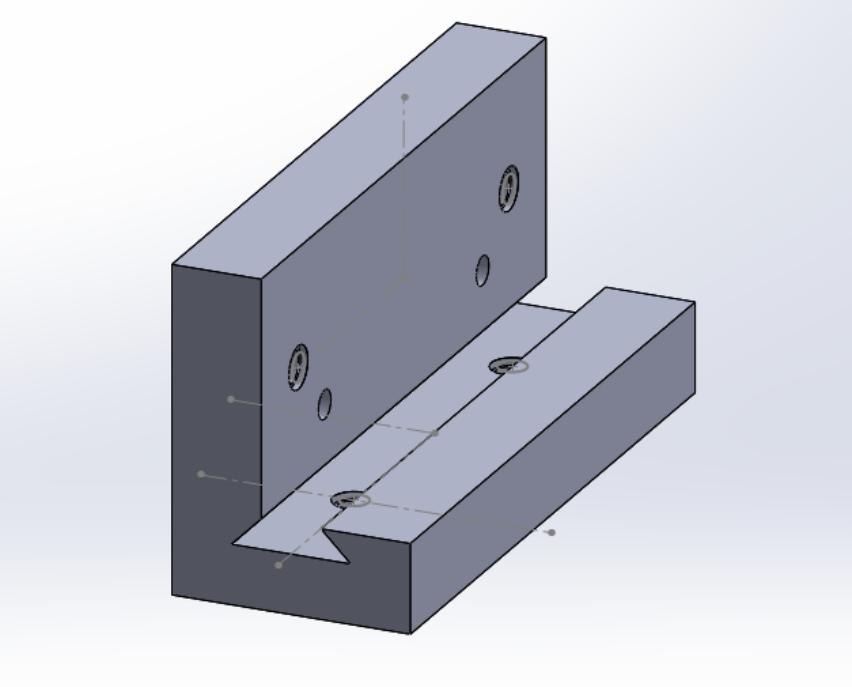


Figura 3-48: Diseño de Porta - Cuchilla.

El mismo se vincula al brazo, mediando 4 tornillos Allen, M24. Los mismos quedan embutidos.

El brazo de la tijera, por lo tanto, lleva 4 taladros roscados para vincular el porta con dichos tornillos.

A continuación, mostramos una imagen de cómo queda el montaje completo en la **figura 3-49**.

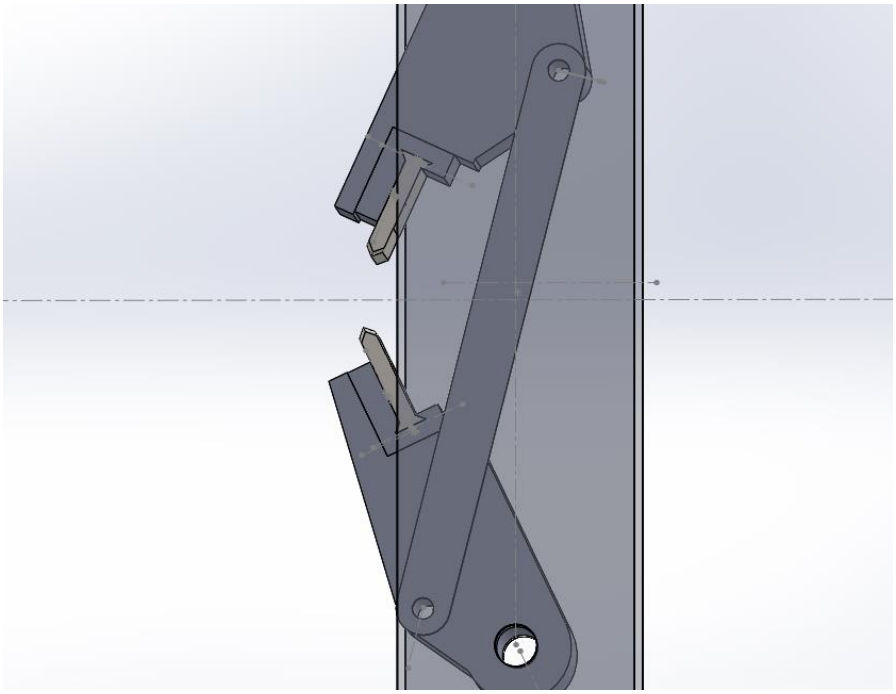


Figura 3-49: Conjunto de brazos de tijera con porta – cuchillas y cuchillas.

Y a continuación, en la figura **3-50**, se ilustra una vista explosionada del brazo de la tijera junto con el porta cuchillas y la cuchilla.

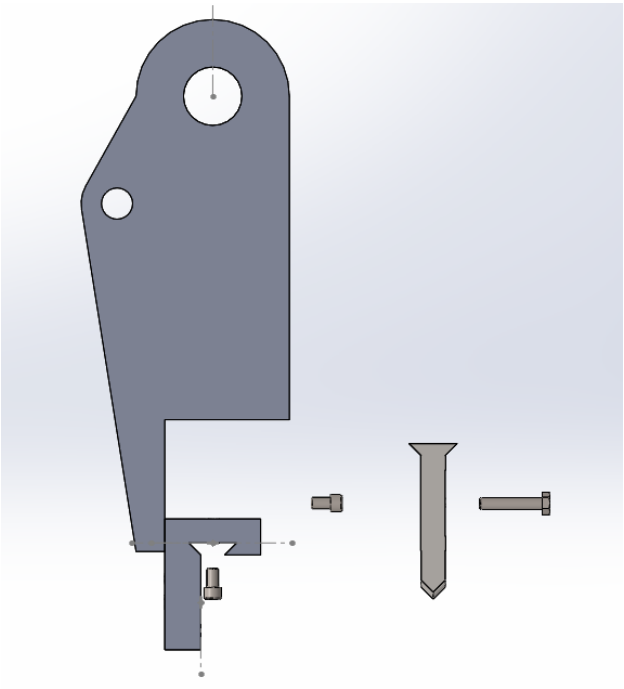


Figura 3-50: Vista explosionada del brazo de la tijera.

Diseño del brazo superior de la tijera

Para el brazo superior de la tijera, se propone el diseño ilustrado en la **figura 3-51**.

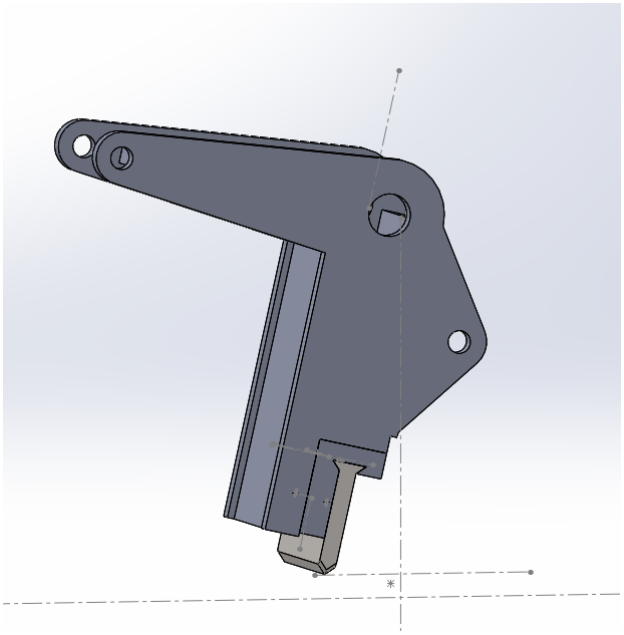


Figura 3-51: Diseño de brazo superior de tijera.

El brazo está fabricado con chapas de 2 pulgadas. Las mismas son cortadas y luego soldadas para conformar la estructura de este.

Dicho diseño lo vamos a simular en la peor condición de corte, para evaluar el funcionamiento de este.

La peor condición de simulación es la mostrada a continuación en la **Tabla 3-3**.

Tabla 3-3: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 18,81°.

Grados de cuchilla	18,81	[°]
Porcentaje de avance	30%	[%]
Profundidad de corte	0,3	[mm]
τ	2,5	[mm]
K=τ/σb=	0,0466	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	64000	[Kg]
T=0,35*P	22400	[Kg]
F=	67807	[Kg]
α=	19,3	[°]

Para evaluar si el diseño del brazo de la tijera es acorde, se va a realizar una simulación por elementos finitos, aplicando la condición de cargas calculada en la **Tabla 3-3**, considerando fuerzas de trabajo P y T respectivamente. En la **figura 3-52** se muestra el brazo de la tijera bajo la solicitación correspondiente para poder realizar la simulación utilizando el programa (Corporation).

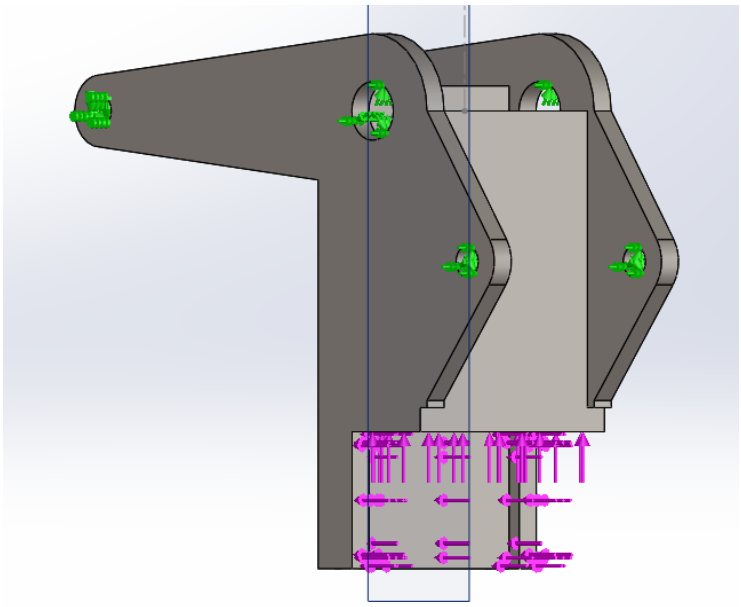


Figura 3-52: Solicitación de brazo superior de tijera.

Y a continuación, en la **figura 3-53**, se muestra los resultados de tensión arrojados bajo esta solicitación.

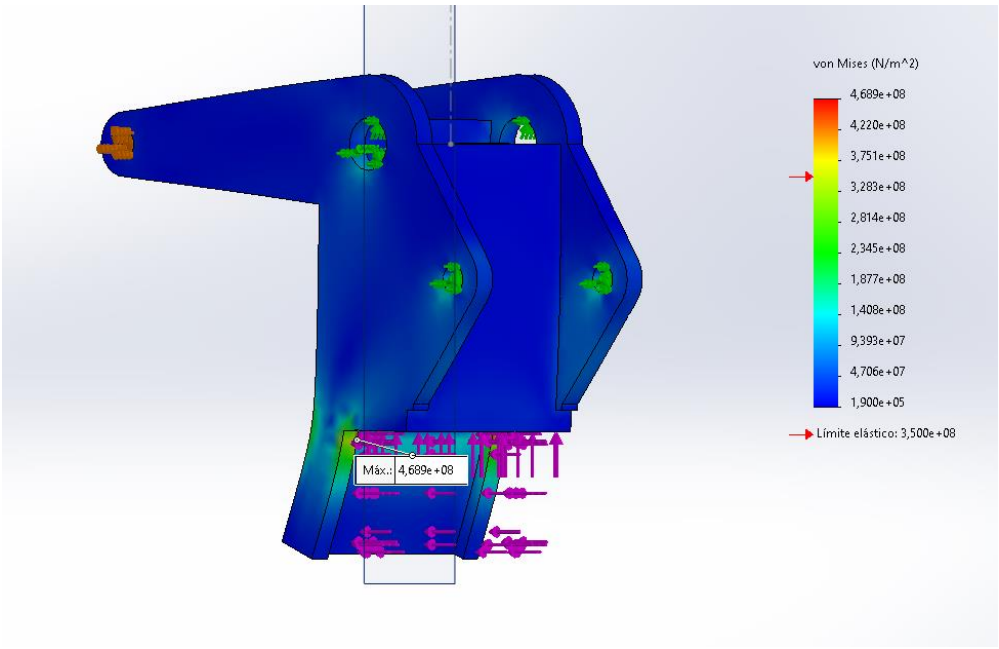


Figura 3-53: Tensiones en brazo superior bajo peor condición.

La simulación aplicada nos muestra una región del brazo solicitada con una tensión superior al límite elástico del material elegido, por lo cual se requiere rigidizar más el brazo a los efectos de evitar la rotuna en funcionamiento. A continuación, en la **figura 3-54** se muestran los resultados de desplazamientos arrojados por la simulación.

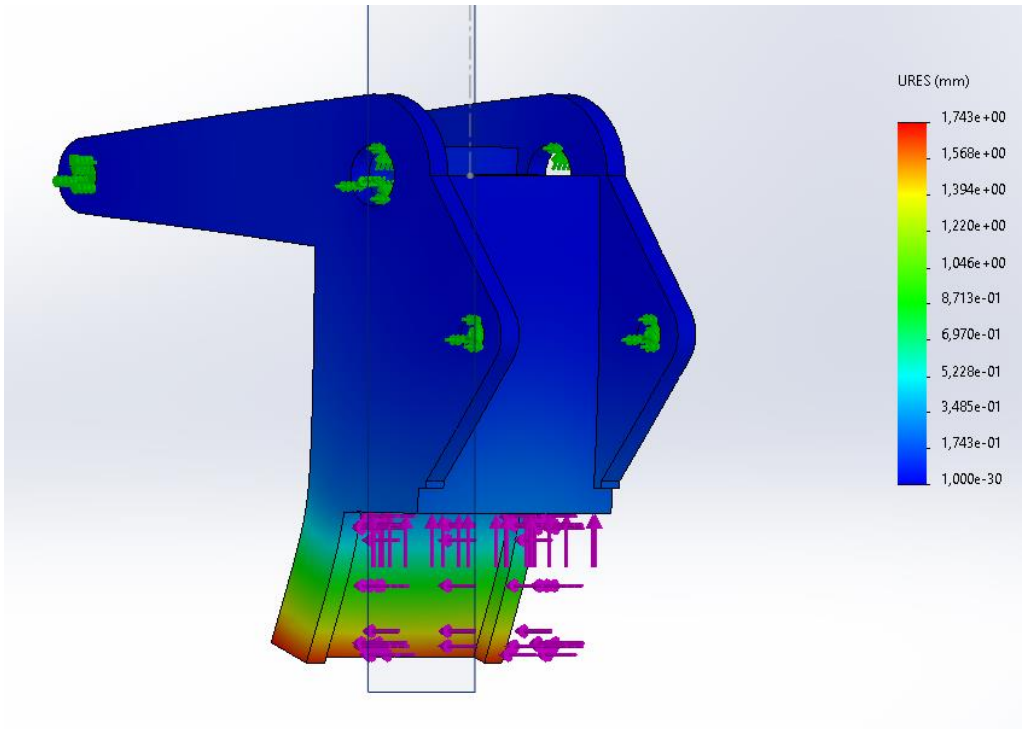


Figura 3-54: Resultados de desplazamientos bajo peor solicitación de carga del brazo superior.

Los desplazamientos en la simulación llegan a valores de 1,7mm, con lo cual, no se obtiene el resultado deseado. Para poder lograr una mayor rigidez en la zona más solicitada, que es aquella donde queda posicionado el porta – cuchilla de la tijera, se aumenta el ancho. Y con este nuevo diseño, se vuelve a evaluar el conjunto, utilizando el programa (Corporation).

A continuación, mostramos nuevos resultados en la **figura 3-55** de tensiones y en la **figura 3-56** de desplazamientos.

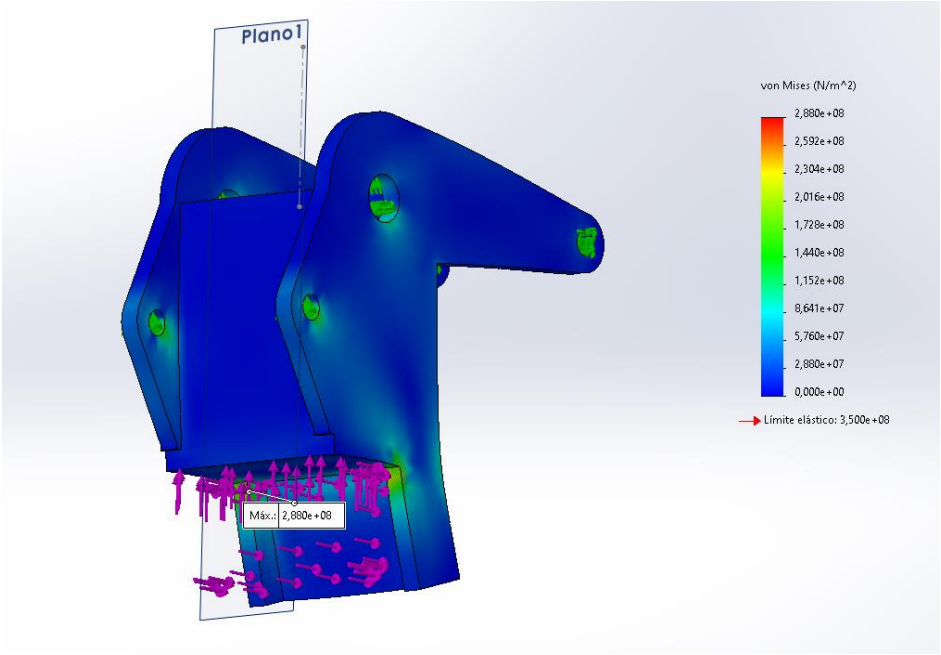


Figura 3-55: Resultados de tensiones bajo peor solicitación de carga del brazo superior.

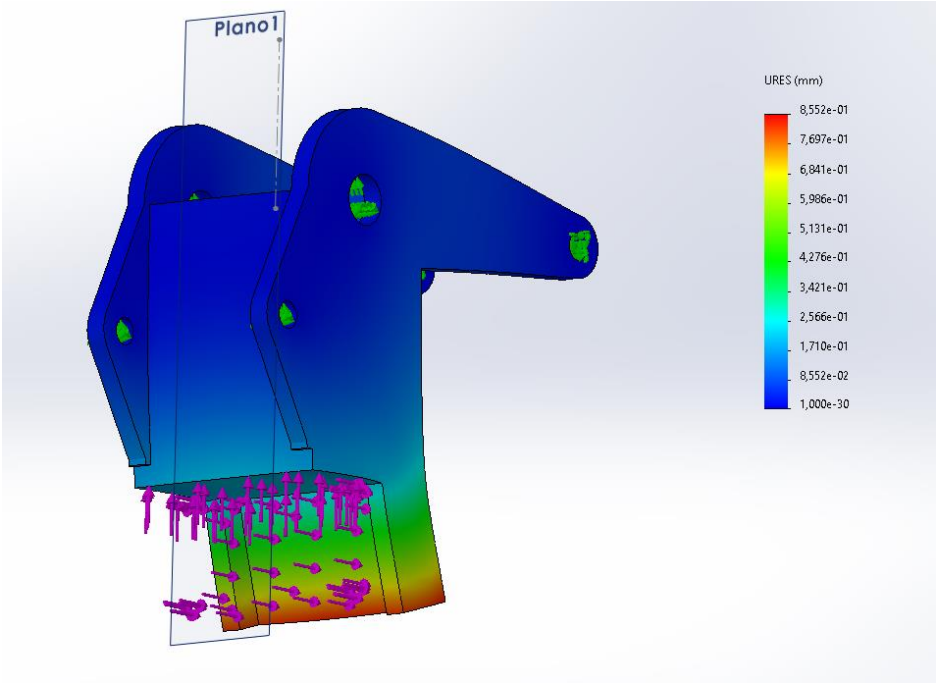


Figura 3-56: Resultados de desplazamientos bajo peor solicitación de carga del brazo superior.

Como se puede apreciar, se logró bajar las tensiones, y los desplazamientos llevando a una mejor condición. El modelo queda de esta manera.

Diseño del brazo inferior de la tijera

A continuación, mostramos los ensayos sobre el brazo inferior de la tijera, considerando constructivamente similar al brazo superior. Evaluamos el mismo con el programa (Corporation), considerando la solicitación de carga de peor condición, mostrada en la **Tabla 3-3**.

Tabla 3-3: Cálculo de Fuerzas aplicadas a la cuchilla para un ángulo de 18,81°.

Grados de cuchilla	18,81	[°]
Porcentaje de avance	30%	[%]
Profundidad de corte	0,3	[mm]
τ	2,5	[mm]
K=τ/σb=	0,0466	
F	25600	[mm2]
P=KσbF	64000	[Kg]
T=0,35*P	22400	[Kg]
F=	67807	[Kg]
α=	19,3	[°]

Y los resultados arrojados, se muestran en las **figuras 3-57** donde se muestra las tensiones resultantes, y en la **figura 3-58** donde se muestran los desplazamientos resultantes.

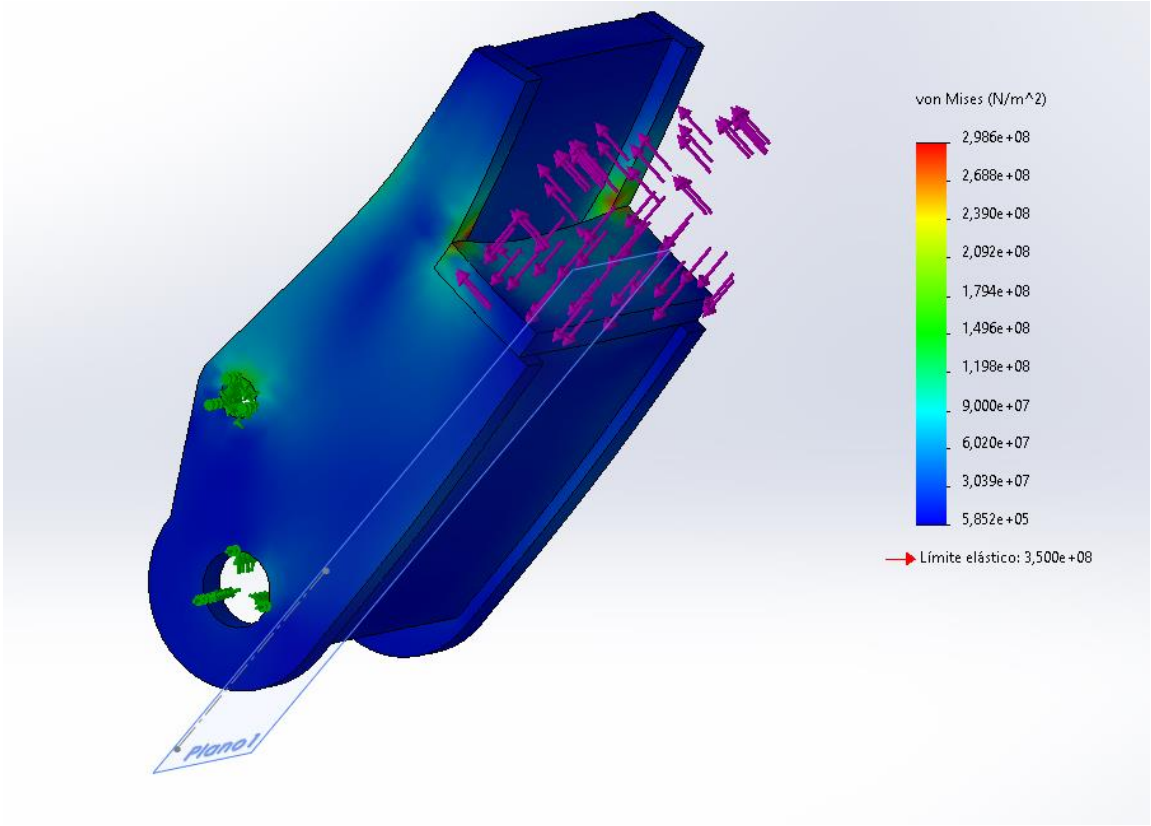


Figura 3-57: Resultados de las tensiones bajo peor solicitación de carga del brazo inferior.

Las tensiones se encuentran por debajo del límite elástico del material. Esto nos dice que el diseño pasa la prueba correctamente.

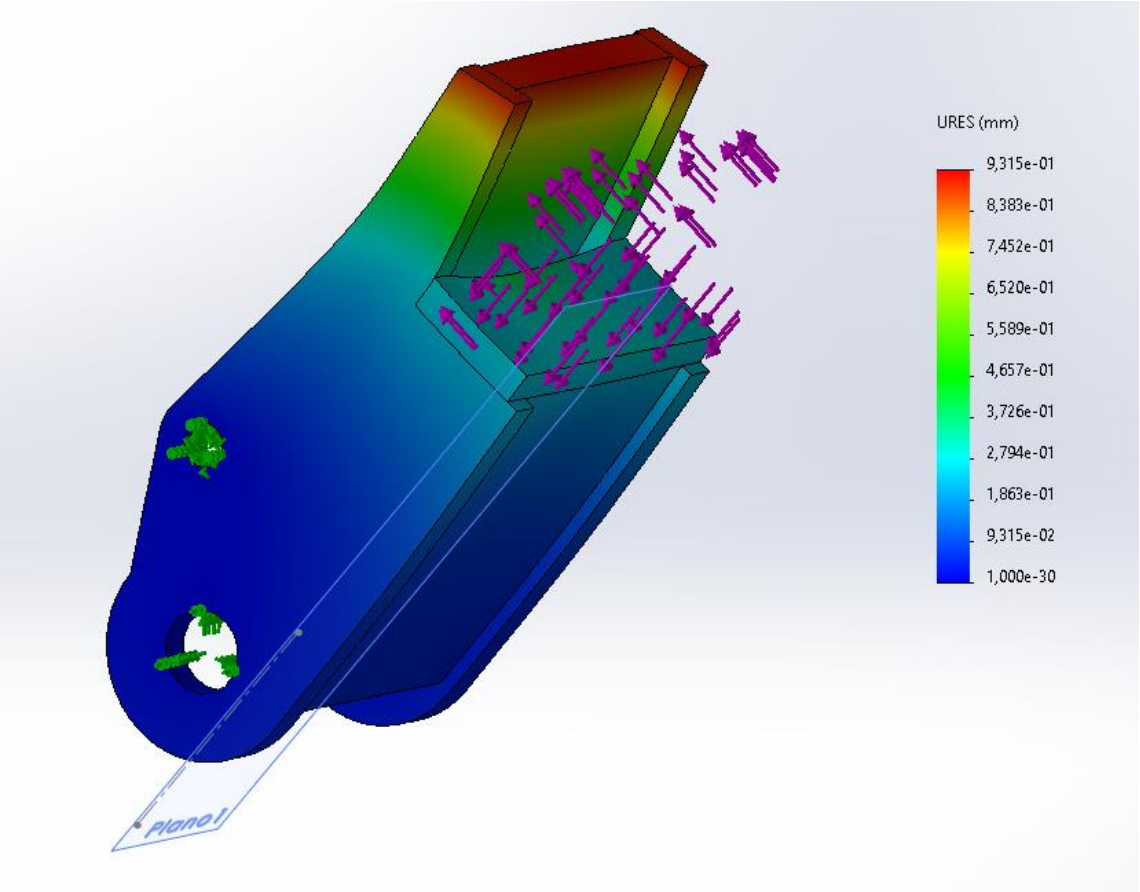


Figura 3-58: Resultados de desplazamientos bajo peor solicitación de carga del brazo inferior.

Los desplazamientos son similares a los obtenido en el brazo superior. Con lo que concluimos que el diseño es apropiado para la aplicación

Diseño de la sujeción de la tijera

Para la sujeción de la tijera (Anclaje de la misma al hormigón), Se van a utilizar 4 pernos. Debemos dimensionar los mismos para resistir los esfuerzos de trabajo. Vamos a suponer que las cargas se distribuyen de manera uniforme entre los 4 pernos. La carga máxima de corte de la palanquilla es de 63237Kg. Por lo tanto, cada tornillo está solicitado en 15809Kg. Pero en este caso vamos a suponer que cada uno se somete al 30% de su carga de prueba.

Tomaremos una calidad de tornillo métrico grado 8,8. Que tiene una resistencia de prueba de 600Mpa. A continuación, expresamos esto en la (ecuación (3.32))

$$\sigma_a = 0{,}3 \times 600MPa = 180MPa \text{ (3.32)}$$

El área necesaria el esfuerzo de tensión, para el perno, es entonces, según la (ecuación (3.33))

$$A_t = \frac{Carga}{\sigma_a} = \frac{15809Kg \times 9{,}8}{180000000Pa} = \frac{154930N}{180000000\frac{N}{m^2}} = 860mm^2 \text{ (3.33)}$$

Adoptamos una rosca métrica gruesa, de Diámetro mayor básico 42mm, paso 4,5mm.

Calculamos a continuación el par torsional de apriete necesario con la (ecuación (3.34)) del (Mott, Diseño de elementos de máquinas, 2006).

T= Torque

D=Diámetro exterior nominal de la rosca-

P=Carga de sujeción.

K=Constante que depende de la lubricación=0,15.

$$T = KDP = 0{,}15 \times 0{,}042m \times 15809Kg \times 9{,}8 = 976Nm \text{ (3.34)}$$

Lo que implica que necesitamos dar un torque de ajuste de 976 Nm.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Este trabajo tuvo en sí dos objetivos fundamentales. Uno de índole profesional y otro de índole académico.

En primer lugar, para el tema profesional, básicamente el objetivo primario del proyecto fue mejorar la performance de un tren laminador de barras en caliente. Como todo tren laminador, tiene dos variables fundamentales que hacen al costo del producto, uno es la merma y el otro es la productividad. Cuanto menor sea la merma del proceso, más eficiente es este, y por lo tanto más competitivo resulta el laminador. Y cuanto más productivo sea, el resultado es ser más competitivo. Y estos dos puntos, es importante resaltar, que se buscan cumplir con inversiones con retorno, porque, por ejemplo, se podría comprar un tren laminador nuevo y ser más productivo, pero la idea es dejar margen de ganancia y retorno en tiempo razonables, porque el objetivo fundamental de una empresa es lograr márgenes económicos de ganancias.

En la índole académica, la idea fundamental del trabajo es dar al alumno la posibilidad de demostrar los conocimientos adquiridos durante todo el cursado, y con estos, poder resolver un problema de índole compleja.

Vamos a profundizar en las conclusiones técnicas, como dijimos el objetivo era hacer más productivo el tren laminador y más eficiente. Para ello el proyecto debía poder resolver los propósitos planteados en el capítulo 1.

Debía poder cortar la palanquilla, como desarrollamos durante el trabajo, nuestro diseño, logro cortar la palanquilla, utilizando en primera instancia para el corte la fuerza de un cilindro neumático, para lograr una pequeña profundidad de corte sobre la palanquilla, y que luego el esfuerzo de corte lo continua realizar el stand 1 de laminación, y nuestro diseño debía resistir dicho esfuerzo. Para lograr cortar la palanquilla, las cuchillas tenían que partir de una posición de abiertas en donde la palanquilla pueda pasar sin problema debajo de la cuchilla, y luego en posición cerrada, ambas cuchillas tenían que quedar con una luz mínima entre sí, para que la palanquilla sea cortada. Esto lo logramos con el

diseño en el desarrollo de la cinemática de la tijera, donde tuvimos que definir el largo del vástago del cilindro, como el diámetro del cilindro neumático.

El corte de nuestro diseño debía ser tal, que permita volver a laminar nuevamente esta punta. Esto es fundamental, ya que, de no poder realizarse, la merma existiría de todas formas. Como desarrollamos en el capítulo 1, el corte logrado por nuestra solución es un corte de tipo “copa”, tiene una pequeña estricción, debido a que el corte es dúctil, ya que, al momento del corte, la palanquilla se encuentra a una temperatura de 1000°C. Y esa deformación nos beneficia, ya que luego para la laminación, es favorable contar con la punta de esta manera, ya que favorece la mordida del primer stand laminador, y no afecta al desarrollo futuro de la laminación de dicha palanquilla.

El corte de la palanquilla debía ser en caliente. Es decir, sobre los 1000°C de esta. Esto a nuestra solución le favoreció, porque, si debiera ser en frío, nuestra solución no sería de esta índole, por empezar el cilindro debería ser hidráulico para poder tener una fuerza semejante y las dimensiones de la tijera serían otras. Es decir que este propósito lo cumplió a la perfección.

El corte debía ser rápido. Esto es para que la merma sea la menor posible, y el atascamiento en el tren también, ya que, si es chico, el tiempo que se tarda en retirarlo es menor. Nuestro sistema mostró un tiempo de respuesta 800 ms, es un tiempo de respuesta muy bueno, sumado al tiempo de respuesta que puede presentar una válvula de accionamiento neumático que ronda los 300 ms, el tiempo total de respuesta es de 1100ms, es muy aceptable.

Nuestro sistema debía poder resistir los esfuerzos del corte. Esto es el mayor desarrollo técnico del proyecto. Para esto tuvimos que calcular punto a punto la solución. Tuvimos que mejorar los ángulos de corte de las cuchillas. Tuvimos que diseñar una cola de milano para dicha cuchilla para mejorar la resistencia de esta. Tuvimos que agregar un porta – cuchillas y diseñar el mismo para ser resistente. Tuvimos que definir las dimensiones de la biela, y las dimensiones de todos los pernos utilizados en la tijera. Para todos los casos logramos que nuestro diseño sea aplicable. Para poder realizar todos estos cálculos tuvimos que apelar a dos fuentes fundamentales, en primer lugar, la académica, ir a los libros que desarrollamos durante el cursado de la carrera y ahí buscar las formas de cálculo y algunos datos necesarios para el mismo, y en segundo lugar la ayuda de

programas con evaluación por elementos finitos como el SolidWorks, herramienta que también aprendimos a utilizar en el ámbito académico para poder buscar solución a los propósitos planteados. Combinando ambas herramientas, se obtuvo una solución completa. Y se pudo simular desde las solicitaciones de carga menores hasta las mayores. También hay que destacar, que, para poder resolver los puntos, también fue muy importante la experiencia personal en el trabajo, ya que con esta se obtuvo conocimiento extra para poder encontrar la solución, y también referencias de información extra que no se contaban sólo con lo académico.

Recomendaciones

Algunas recomendaciones que quedan de este trabajo. Para lograr soluciones buenas y completas a problemas cotidianos, es muy importante contar fundamentalmente con las dos partes mencionadas en las conclusiones, por un lado, el conocimiento adquirido académicamente, y por otro lado la experiencia adquirida en el trabajo. Es muy recomendable para aquellas personas que tengan que resolver problemas complejos, en primer lugar, contar con la experiencia, y si no se cuenta con esta, es importante sumar a personas que si cuenten con esta para dar una visión más amplia.

Es muy importante poder definir bien los propósitos de estos trabajos, ya que muchas veces, las soluciones son más fáciles de lo que en principio se piensa, y una solución que en principio es estratosférica, con el mero hecho de resolver los propósitos, se suele trasformar en una solución simple y aplicable.

Bibliografía

Arcelormittal Acindar. (s.f.).

Corporation, D. S.-S. (s.f.). *SolidWorks.*

https://dle.rae.es/prop%C3%B3sito. (s.f.). *Real Academia Española.*

https://www.interempresas.net/Deformacion-y-chapa/Articulos/1831-El-corte-de-chapa-mediante-oxicorte-(1-parte).html. (s.f.).

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas.* Pearson.

Mott, R. L. (2006). *Mecánica de fluidos.* Pearson.

Smirnov, T. . (s.f.). *Trenes de laminación.*

WEG. (s.f.). *Catálogo de motores electricos WEG.*

Anexo A: Corte de chapa mediante oxicorte.

VALORES RECOMENDADOS PARA OXICORTE									
SOPLETE SIMPLE					SOPLETE DOBLE, DE CHAFLANES, ETC.				
Espesor (mm)	Presión O_2 (bar)	Sangría ½ kerf (mm)	Velocidad de corte (mm/min)		Espesor (mm)	Presión O_2 (bar)	Sangría ½ kerf (mm)	Velocidad de corte (mm/min)	
			Recto	Curvo				Recto	Curvo
3 ÷ 4	2	1	700	600	3	2 ÷ 4	1.5	800	530
5 ÷ 6	4		730	630	5			750	480
					10			700	400
6 ÷ 7	5 ÷ 7.5	1.6	730	630	10	3 ÷ 4	2	640	450
8 ÷ 9			700	600	15			550	400
10			660	560	20			520	360
15			620	520	25			500	330
15	7 ÷ 8	1.9	620	520	25	4 ÷ 5	2.5	530	360
20			560	460	30			450	300
25			520	420	40			400	260
					50			350	250
25	7.5 ÷ 8.5	2.3	520	420	50	4 ÷ 5	3	390	260
30			500	400	60			320	230
35			480	380	80			300	210
40			430	360					
40	7 ÷ 7.5	2.2 ÷ 2.4	430	360	80	4 ÷ 5	3.5 ÷ 4	320	220
50			410	310	100			300	200
60			390	290	120			270	170
60	6 ÷ 8	3.2 ÷ 3.5	390	290	120	5 ÷ 6	4.5 ÷ 5.5	300	190
75			340	270	150			200	150
100			330	250	200			170	120
100	7.5	3.5 ÷ 3.8	340	250	200	6	5.5 ÷ 6	190	130
150			260	210	250			140	110
200			170	160	300			120	90
200	7.5	4	170	160					
250		4.2	150	140					
300		8	130	110					

Anexo B: Motores trifásicos WEB

Motores Trifásicos Cerrrados - W21

Eficiencia Estándar

Motores W21

Potencia kW	Potencia HP	Carcasa IEC	RPM	Corriente nominal en 380V A	Corriente con rotor bloqueado Ip / In	Momento Nominal Cn (NM)	Momento con rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	380 V Rendimiento +/- % 50	75	100	Factor de Potencia Cos φ 50	75	100	Factor de servicio F.S.	Momento de Inercia J kgm²	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frio (s)	Peso aprox. (Kg)
VIII Polos - 750 rpm																		
0,12	0,16	71	660	0,75	2,2	1,7	2,1	2	36,3	43,4	45,6	0,37	0,45	0,53	1,00	0,00079	84/185	10,5
0,18	0,25	80	695	0,91	2,8	2,53	2,2	2,4	38,2	44,1	48,6	0,45	0,53	0,62	1,00	0,00208	29/64	13,5
0,25	0,33	80	700	1,10	3,5	3,31	2,3	2,2	46,1	53,6	56,6	0,42	0,52	0,61	1,00	0,00277	24/53	14,7
0,37	0,5	90S	665	1,53	3	5,13	1,9	1,8	50,6	56,5	57,4	0,44	0,55	0,64	1,00	0,00392	32/70	18,7
0,55	0,75	90L	675	2,11	3,5	7,8	1,9	2	58	60	60	0,43	0,56	0,66	1,00	0,00561	25/55	22,3
0,75	1	100L	705	2,71	3,5	9,96	1,8	2,4	62	67,2	67,8	0,42	0,53	0,62	1,00	0,00785	33/73	24,1
1,1	1,5	100L	700	3,56	4	15,05	1,7	2,3	69,3	72,3	71,2	0,45	0,57	0,66	1,00	0,01177	27/59	30,2
1,5	2	112M	700	4,43	4,2	20,07	2,2	2,2	73,7	75,4	73,5	0,48	0,61	0,7	1,00	0,01778	26/57	44,3
2,2	3	132S	710	5,63	6,1	29,68	2,5	2,8	75,8	78	77,1	0,55	0,68	0,77	1,00	0,06023	22/48	66,6
3	4	132M	710	7,59	6,1	39,57	2,2	2,6	78,5	80,1	79	0,55	0,68	0,76	1,00	0,07277	18/40	64,1
4	5,5	160M	725	10,29	4,7	53,29	2,2	2,4	80	82	82	0,5	0,63	0,72	1,00	0,10055	18/40	97,4
5,5	7,5	160M	725	14,11	4,8	72,66	2,2	2,3	81	83	83,5	0,48	0,62	0,71	1,00	0,12209	18/40	106,3
7,5	10	160M	725	18,21	4,7	96,88	2,2	2,3	83	85	85,5	0,5	0,64	0,73	1,00	0,15082	16/35	122,0
7,5	10	160L	725	18,21	4,7	96,88	2,2	2,3	83	85	85,5	0,5	0,64	0,73	1,00	0,15082	16/35	120,6
9,2	12,5	180M	730	20,11	6,7	120,27	2,2	2,9	83	86	85,9	0,64	0,75	0,81	1,00	0,23443	11/24	163,0
11	15	180L	725	22,53	6,8	145,32	2,3	2,5	87	88,5	88,3	0,68	0,79	0,84	1,00	0,2758	11/24	164,9
15	20	200L	730	34,21	5	192,44	2	2,1	86,5	88,6	89	0,56	0,68	0,75	1,00	0,3787	36/79	225,5
18,5	25	225S/M	730	36,74	6,9	240,55	2,1	2,8	88,5	90,1	90	0,72	0,8	0,85	1,00	0,84722	17/37	342,5
22	30	225S/M	730	43,26	7,5	288,66	2,2	2,7	89	91	91	0,73	0,82	0,85	1,00	0,96842	19/42	363,0
30	40	225S/M	730	59,26	7,9	384,87	2,3	2,9	89,5	91,2	91,8	0,7	0,79	0,84	1,00	1,22377	17/37	440,0
30	40	250S/M	730	59,26	7,9	384,87	2,3	2,9	89,5	91,2	91,8	0,7	0,79	0,84	1,00	1,22377	17/37	428,5
37	50	250S/M	730	73,16	8,2	481,09	2,3	2,8	89	91,5	91,5	0,68	0,78	0,84	1,00	1,55324	13/29	477,9
37	50	280S/M	740	75,16	6,5	474,59	1,9	2,3	90,5	92,2	92,3	0,67	0,77	0,81	1,00	2,06842	29/64	594,4
45	60	280S/M	740	92,63	6,5	569,51	2	2,4	90,5	92,1	92,3	0,65	0,75	0,8	1,00	2,52807	26/57	621,0
55	75	280S/M	740	109,47	6,5	711,89	1,9	2,2	91,2	93,1	93	0,69	0,78	0,82	1,00	3,10263	27/59	704,7
55	75	315S/M	740	109,47	6,5	711,89	1,9	2,2	91,2	93,1	93	0,69	0,78	0,82	1,00	3,10263	27/59	739,3
75	100	315S/M	740	148,42	6,6	949,18	1,9	2,2	92	93,4	93,5	0,67	0,79	0,82	1,00	4,36666	20/44	876,9
90	125	315S/M	740	174,74	6,8	1186,48	2,1	2,4	92,5	93,8	94,2	0,7	0,78	0,83	1,00	5,28597	23/51	977,9
110	150	315S/M*	740	203,16	7	1423,78	1,9	2,2	92,5	94,1	94,8	0,61	0,73	0,78	1,00	6,8307	14/31	1017,2
110	150	355M/L	740	221,05	6,4	1423,78	1,5	2,2	92,5	94,1	94,5	0,63	0,74	0,8	1,00	11,9324	41/90	1526,8
132	180	355M/L	740	267,37	6,5	1708,53	1,6	2,2	93	94,5	94,8	0,63	0,73	0,79	1,00	13,18845	47/103	1544,8
150	200	355M/L	740	308,42	6,5	1898,37	1,6	2,2	93	94,7	94,7	0,61	0,72	0,78	1,00	14,7585	40/88	1650,1
160	220	355M/L	740	321,05	6,6	2088,2	1,6	2,2	93,3	94,7	94,7	0,64	0,75	0,8	1,00	16,32836	42/92	1733,6
185	250	355M/L	740	378,95	6,5	2372,96	1,6	2,2	93	94,6	95,1	0,6	0,71	0,78	1,00	17,27059	30/66	1801,1
200	270	355M/L	740	404,21	6,6	2562,8	1,6	2,1	93,3	94,6	95,2	0,6	0,72	0,79	1,00	19,46866	37/81	1830,0
220	300	355M/L*	740	450,53	6,5	2847,55	1,6	2,1	93,4	94,7	95,2	0,62	0,73	0,78	1,00	20,4107	35/77	1997,8
132	180	315B	740	268,42	6,9	1708,53	1,9	2,6	94	94,5	94,4	0,63	0,74	0,79	1,00	7,765	20/44	1389,0
160	220	315B	740	333,68	7,3	2088,2	2,1	2,8	93,1	94,7	94,7	0,6	0,72	0,77	1,00	9,75	18/40	1534,0
185	250	315B	740	366,32	6,5	2372,96	1,8	2,4	94,5	95	94,8	0,69	0,78	0,81	1,00	11,472	20/44	1750,0
200	270	315B*	740	392,63	6,5	2562,8	1,6	2,3	94,4	94,8	94,4	0,7	0,79	0,82	1,00	11,472	18/40	1750,0

Anexo C: Curvas de la resistencia específica a la cortadura del acero.

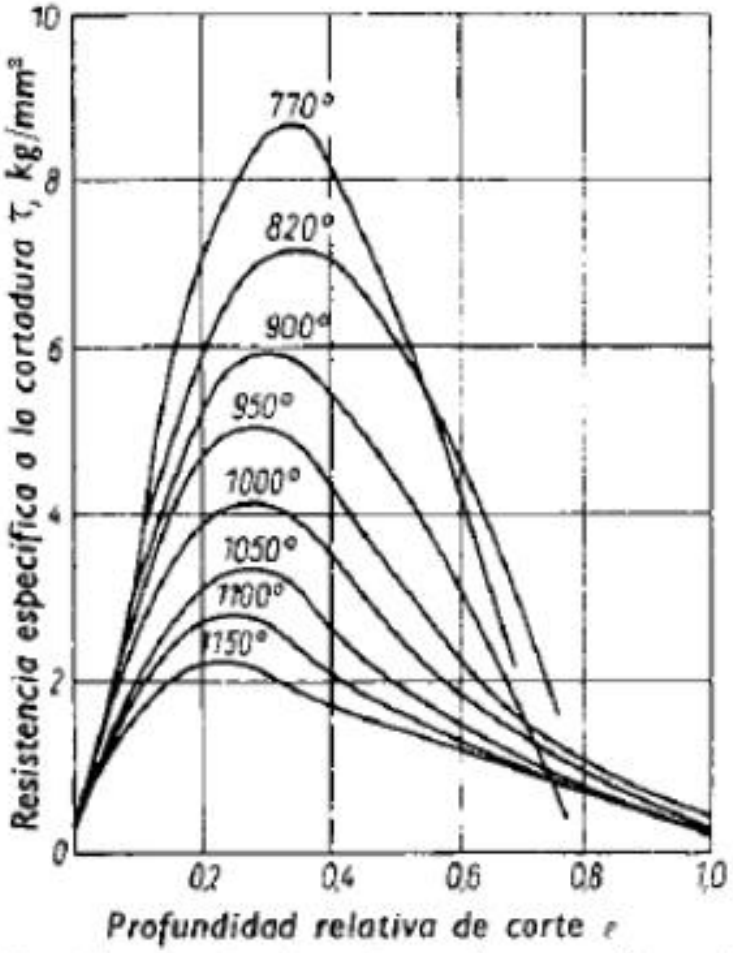
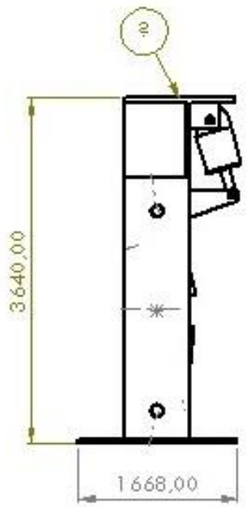
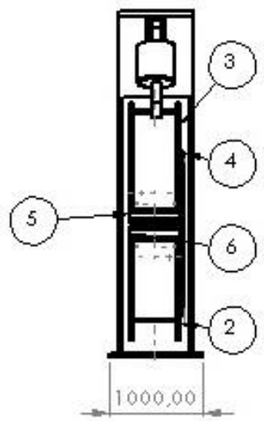
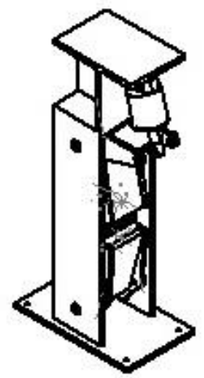


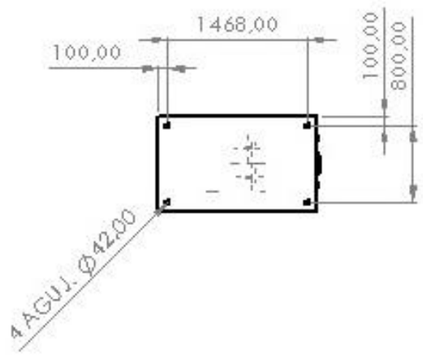
FIG. 269. Curvas de la resistencia específica a la cortadura en caliente del acero dulce (0,13-0,2 % de carbono) a diversas temperaturas (cizalla de slabs).

Anexo D: Plano de conjunto de tijera.









N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Bastidor		1
2	Brazo inferior de tijera		1
3	Brazo superior de tijera		1
4	Varilla de Union Tijera		1
5	Portacuchillas		2
6	Cuchilla de corte		2
7	Cilindro neumático	Diámetro de émbolo 350mm, carrera 350mm, doble efecto	1

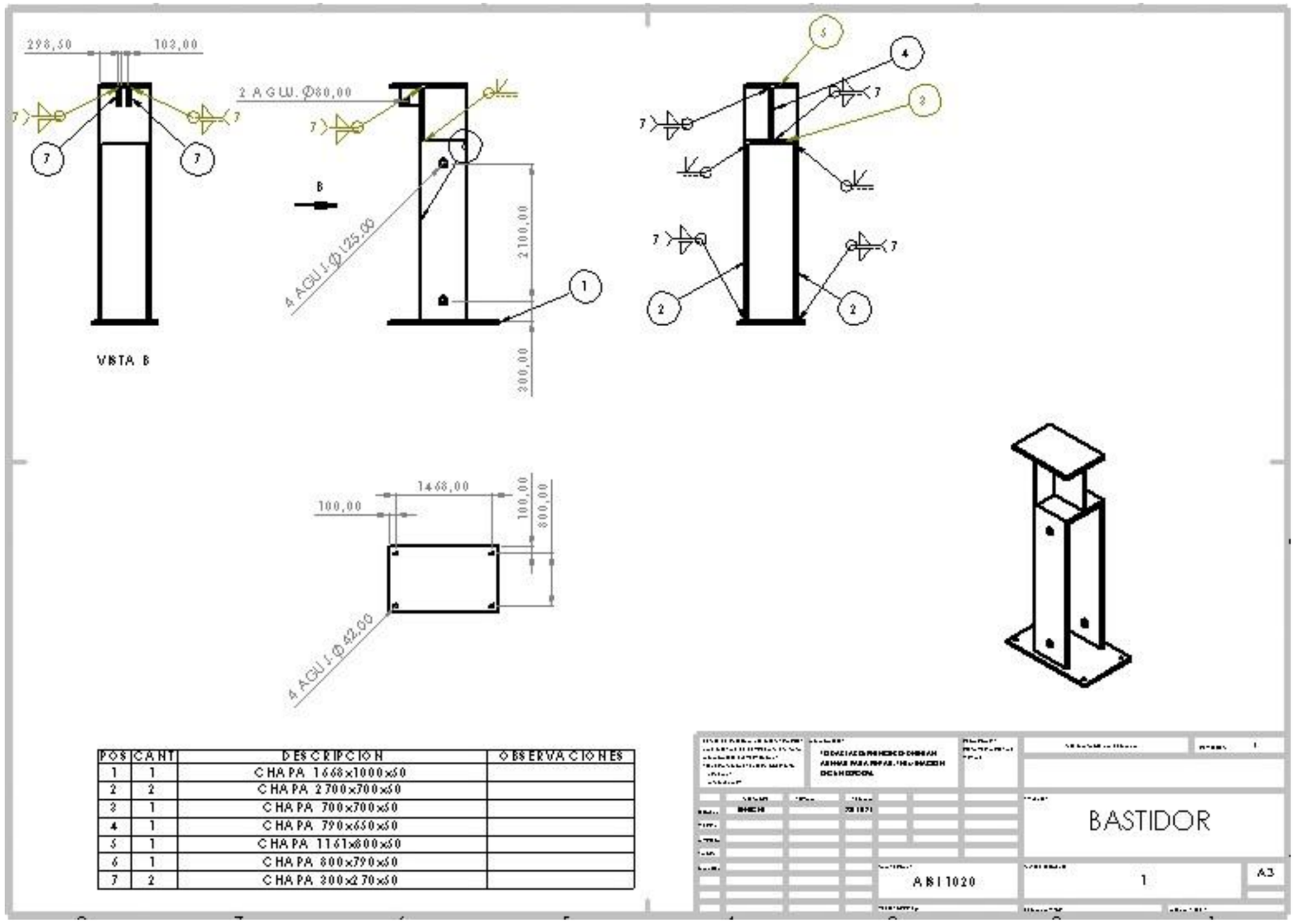
TIJERA PARA STAND 1 DE LAMINACION

Plano de conjunto

0

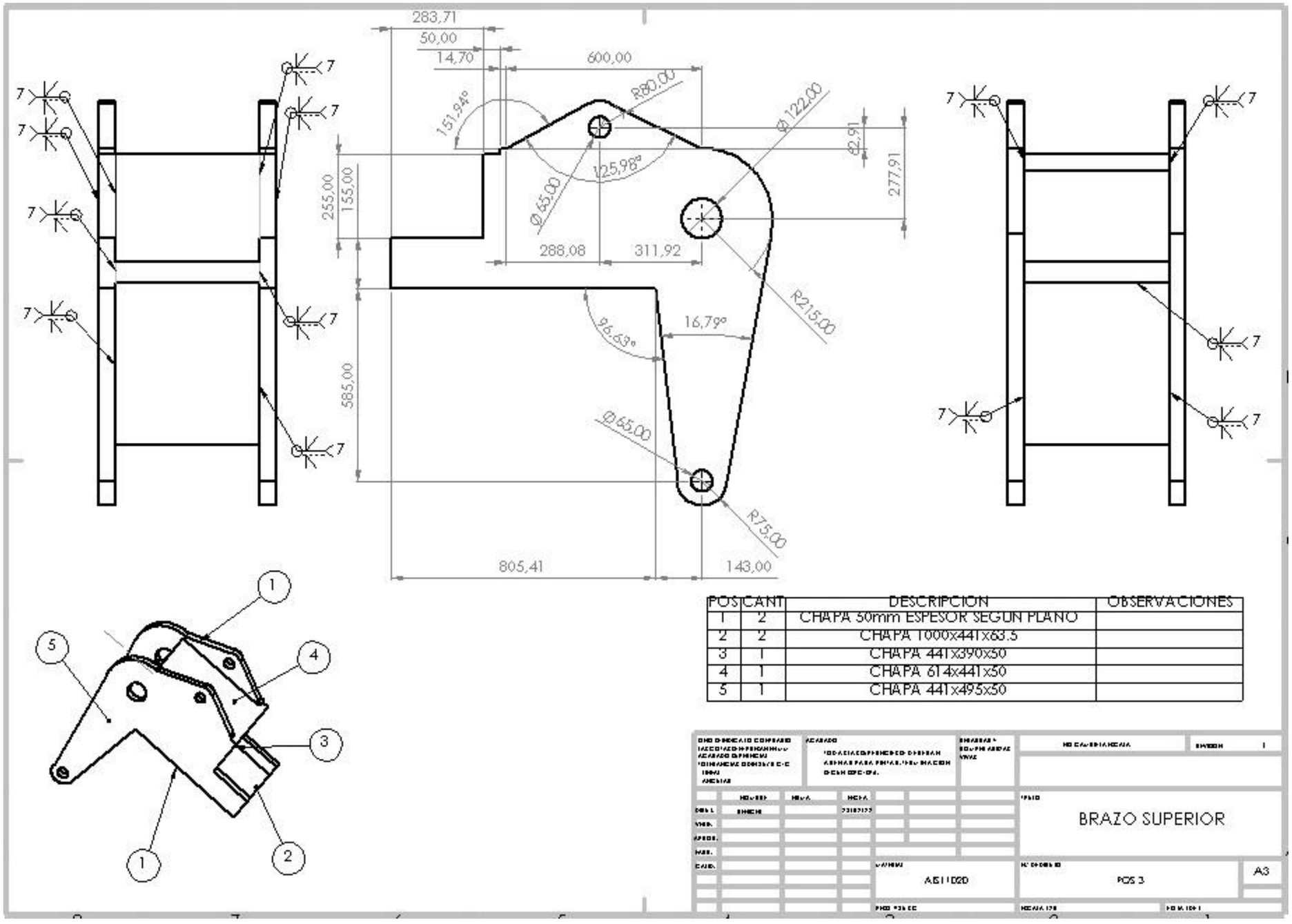
A3

Anexo E: Plano de bastidor de tijera.



POS	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	1	CHAPA 1668x1000x60	
2	2	CHAPA 2700x700x60	
3	1	CHAPA 700x700x60	
4	1	CHAPA 790x650x60	
5	1	CHAPA 1161x800x60	
6	1	CHAPA 800x790x60	
7	2	CHAPA 300x270x60	

Anexo F: Plano de brazo superior.



POS	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	2	CHAPA 50mm ESPESOR SEGUN PLANO	
2	2	CHAPA 1000x441x63.5	
3	1	CHAPA 441x390x50	
4	1	CHAPA 614x441x50	
5	1	CHAPA 441x495x50	

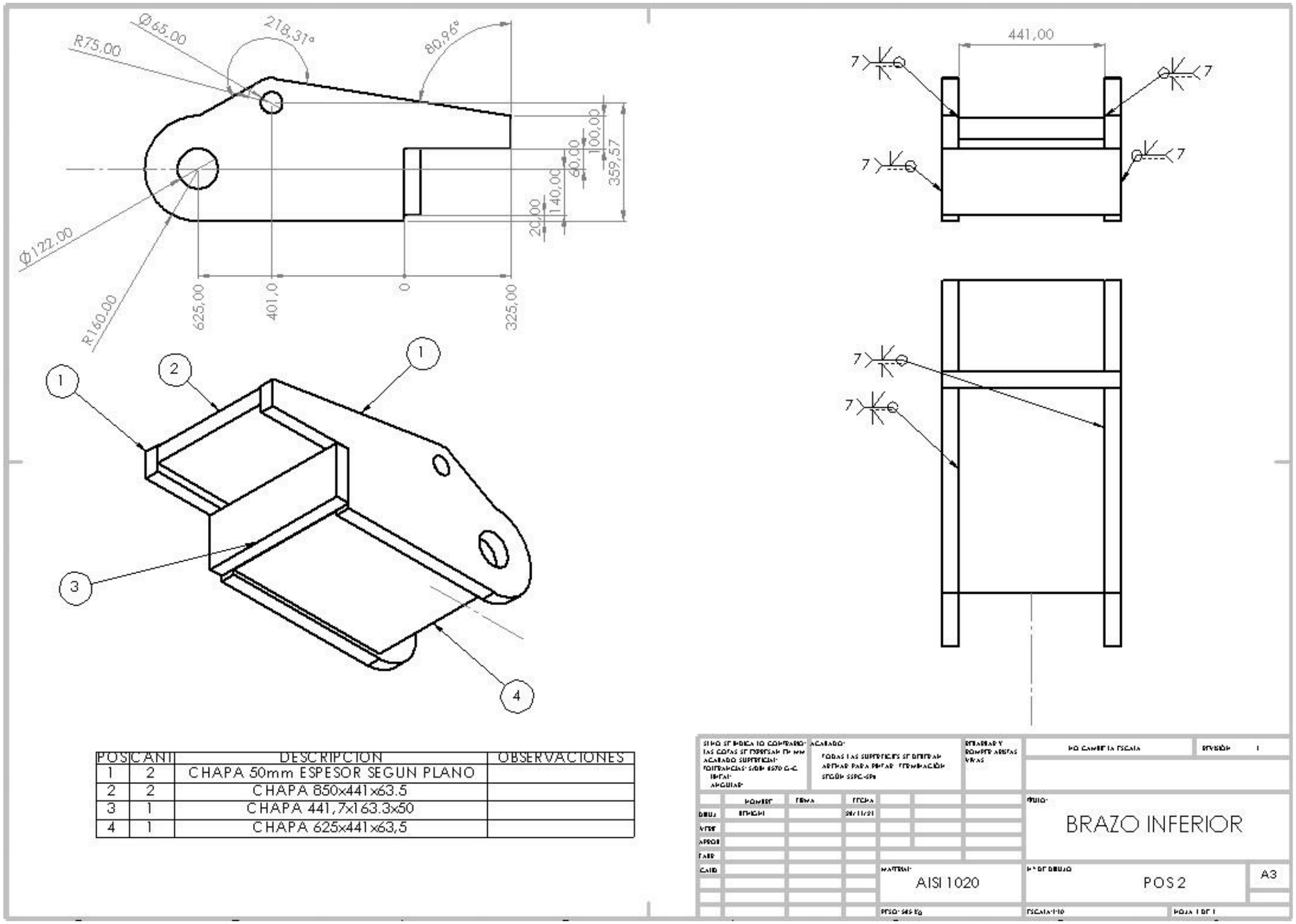
BRAZO SUPERIOR

AS1102D

POS 3

A3

Anexo G: Plano de brazo inferior.



POS	CANT	DESCRIPCION	OBSERVACIONES
1	2	CHAPA 50mm ESPESOR SEGUN PLANO	
2	2	CHAPA 850x441x63.5	
3	1	CHAPA 441,7x163.3x50	
4	1	CHAPA 625x441x63,5	

NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ			
MATERIAL: AISI 1020		Nº DE DIBUJO: POS 2	A3
TÍTULO: BRAZO INFERIOR			

Anexo H: Plano de porta cuchilla.

