

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

MÁQUINA PARA HACER POLLOS A LA BRASA ANEXOS

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecatrónico** que presenta el
bachiller:

Frank Carlos Blanco Victorio

ASESOR: Ing. Carlos Alfredo Ugarte Palomino

Lima, Abril de 2015

Índice de Anexos

Anexo 1: Hoja de datos Planchas LAC	1
Anexo 2: Hoja de datos Planchas LAF.....	2
Anexo 3: Mecanismo de la puerta de entrada.....	2
Anexo 4: Mecanismo de entrada y salida de la barra del horno.....	4
Anexo 5: Mecanismo del horno.....	5
Anexo 6: Mecanismo de seguro y posicionamiento de la barra	6
Anexo 7: Medición de temperatura de los pollos	8
Anexo 8: Medición de temperatura del horno	9
Anexo 9: Análisis del soporte de la puerta de entrada	10
Anexo 10: Análisis del brazo derecho que soporta la barra a la entrada.....	12
Anexo 11: Análisis del brazo izquierdo que soporta la barra a la entrada	14
Anexo 12: Análisis del brazo derecho que soporta la barra a la salida	16
Anexo 13: Análisis del brazo derecho que soporta la barra a la salida	19
Anexo 14: Análisis de la biela que soporta la puerta	22
Anexo 15: Análisis de pared guía de las bielas	26
Anexo 16: Análisis de los soportes que son perfiles rectangulares 20 x 10 mm.....	31
Anexo 17: Análisis del acople de motores que soportan la puerta y cadenas	32
Anexo 18: Análisis del eje del motor DC 131:1 que soporta la puerta	34
Anexo 19: Análisis de los tornillos que usará el soporte del motor	37
Anexo 20: Análisis del soporte del motor 131:1	38
Anexo 21: Análisis del pin que soporta al engranaje del mecanismo de transporte al corte	41
Anexo 22: Análisis de la biela para pasar de la salida al corte.....	43
Anexo 23: Análisis del pin de agarre.....	44
Anexo 24: Cálculo tornillo sin fin y engranaje helicoidal ⁰	46
Anexo 25: Análisis de los esfuerzos aplicados en el brazo de la puerta de entrada.	52
Anexo 26: Análisis de los esfuerzos aplicados en al tornillo que soporta la puerta de entrada.	55
Anexo 27: Análisis de los esfuerzos aplicados en al tornillo que soporta la puerta de entrada con brazo.....	58

Anexo 28: Análisis de los esfuerzos aplicados en el pasador que soporta el brazo cuando la puerta se levanta.	61
ANEXO 29: PRECIOS ELECTRÓNICA.....	65
Anexo 30: Cálculo de cremallera y piñon	71
Anexo 31: Plano del motor 131:1	74
Anexo 33: Plano del motor 172:1	74
Anexo 34: Plano del soporte del motor 172:1	76
Anexo 35: Normas de calidad y sanidad de la comida que cumple el sistema mecatrónico	77
Anexo 36: Resultados del estudio de mercado.....	78
Anexo 37: Cálculos para la selección de motores	80
Anexo 38: Cálculos motor de la puerta levadiza.....	82
Anexo 39: Cálculo motor de la biela para pasar la barra al corte.....	85
Anexo 40: Cálculo motor de los rodillos de corte.....	88
Anexo 41: Cálculo motor de empuje por cremallera	89
Anexo 42: Para los motores del desplazamiento por cremallera.....	91
Anexo 43: Cálculo motor de empuje de pin de seguridad.....	92
Anexo 44: Cálculos para los motores del empuje de pin	94
Anexo 45: Cálculo de actuador lineal.....	95
Anexo 46: Cierre de la puerta de entrada	96
Anexo 47: Cierre de la puerta de salida.....	96
Anexo 48: Hallar temperatura de cada pollo	97
Anexo 49: Hallar temperatura promedio	98
Anexo 50: Determinar si todos los pollos de una barra estan cocidos	100
Anexo 51: Hallar el desplazamiento de la puerta de entrada	100
Anexo 52: Hallar el desplazamiento de la puerta de salida	102
Anexo 53: Sujeción con el pin de agarre.....	103
Anexo 54: Liberara la barra del pin de agarre	103
Anexo 55: Condiciones para pasar a la etapa de corte	104
Anexo 56: Hallar la temperatuta crítica.....	105
Anexo 57: Entrada de carbón	106
Anexo 58: Señales de emergencia.....	108

Anexo 59: Apagado de emergencia.....	108
Anexo 60: Apagado normal.....	109
Anexo 61: Sensor Inductivo de alta temperature.....	110
Anexo 62: Termocupla tipo K.....	112
Anexo 63: Circuito amplificador de la señal de termocupla	113
Anexo 64: Pulsador 12V – 0.3A.....	114
Anexo 65: Circuito divisor de voltaje del pulsador	115
Anexo 66: Sensor de ultrasonido.....	116
Anexo 67: Actuador lineal eléctrico.....	117
Anexo 68: Circuito de montaje del actuador lineal	118
Anexo 69: Termómetro infrarrojo láser para medir la temperatura	119
Anexo 70: Hoja de datos del Arduino Mega 2560	120
Anexo 71: Hoja de datos del controlador MC33926.....	122
Anexo 72: Hoja de datos del controlador VNH5019	123
Anexo 73: Condiciones de una parada de emergencia.	124
Anexo 74: PRECIOS MECÁNICA.....	126

Anexo 1: Hoja de datos Planchas LAC

LAMINADOS EN CALIENTE



PLANCHAS DELGADAS LAC

DENOMINACIÓN:
PDLAC A1011 TB, PDLAC A36

DESCRIPCIÓN Y USO:
Planchas de acero laminadas en caliente con bordes de laminación, de espesores menores que 4.75 mm, destinadas para la construcción de silos, embarcaciones pesqueras, vagones, estructuras y usos en general.

NORMAS TÉCNICAS:

DESIGNACIÓN	NORMAS TÉCNICAS
Comercial	ASTM A1011 Tipo B
Estructural	ASTM A36

DIMENSIONES NOMINALES:

CALIDAD COMERCIAL PDLAC 1011 TB (mm)	CALIDAD ESTRUCTURAL PDLAC A36 (mm)
1.8 x 1,200 x 2,400	3.0 x 1,500 x 6,000
1.9 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,200 x 2,400
2.0 x 1,200 x 2,400	4.5 x 1,500 x 6,000
2.2 x 1,100 x 2,400	
2.2 x 1,200 x 2,400	
2.3 x 1,200 x 2,400	
2.4 x 1,200 x 2,400	
2.5 x 1,200 x 2,400	
2.8 x 1,200 x 2,400	
2.9 x 1,200 x 2,400	
3.0 x 1,200 x 2,400	
4.0 x 1,200 x 2,400	
4.4 x 1,200 x 2,400	

Previa consulta y a pedido también se suministra en otras longitudes.

ANÁLISIS QUÍMICO DE COLADA (%)

CALIDAD ASTM	%C	%Mn MÁX.	%P MÁX.	%S MÁX.	%SI MÁX.
A1011	0.02-0.15	0.60	0.030	0.035	—
A36	0.25 máx.	0.8-1.20 (e > 3/4")	0.040	0.050	0.40

PROPIEDADES MECÁNICAS:

CALIDAD	NORMA ASTM	LÍMITE DE FLUENCIA (kg/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (kg/cm ²)	ALARGAMIENTO (%) en 50 mm	DOBLADO
Comercial	A1011 TB	2,110-3,510 (*)	—	25.0% mín (*)	± 180° (sobre sí misma)
Estructural	A36	2,550	4,080-5,610	20.0% mín.	± 180° (sobre sí misma) Diámetro Pin = 3e Sentido Laminación


(*) Referencial

TOLERANCIAS DIMENSIONALES: Según JIS G3193.

ESPESOR NOMINAL e (mm)	TOLERANCIAS (mm)						
	Camber	Aplanado	Ancho		Longitud	Espesor	
			≤1200	1200-1500		1200	1500
1.8-1.9		18 máx.				± 0.19	± 0.23
2.0-2.4	10 mm/m máx.	18 máx.	+30	+35	+25	± 0.20	± 0.25
2.5-3.0		18 máx.	-0	-0	-0	± 0.22	± 0.29
4.0-4.75		14 máx.				± 0.45	± 0.55

Fig. Anexo1-1: Hoja de datos de Planchas LAC

Anexo 2: Hoja de datos Planchas LAF



LAMINADOS EN FRÍO

DENOMINACIÓN:
PDLAF A 1008, BLAF A 1008.

DESCRIPCIÓN:
Planchas y bobinas lisas de acero bajo en carbono, laminadas en frío, calidad comercial.

USOS:
En partes expuestas donde se requiere un buen acabado superficial; como por ejemplo: muebles, tubos, paneles, carrocerías, artefactos electrodomésticos, etc.

NORMAS TÉCNICAS:
ASTM A 1008/A 1008M Tipo B.

PRESENTACIÓN:

- **ACABADO:** las planchas y bobinas laminadas en frío son aceitadas, con bordes de laminación.
- **EMPAQUETADO PLANCHAS:** se entregan en paquetes de 2 TM.
- **BOBINAS:** se entregan con peso mínimo de 5 TM aproximadamente.

DIMENSIONES NOMINALES:

PLANCHAS LAMINADAS EN FRÍO (PDLAF A 1008 TB) (*)	BOBINAS LAMINADAS EN FRÍO (BLAF A 1008 TB)
0.30 x 905 x 2,400 mm	0.30 x 905 mm
0.40 x 905 x 2,400 mm	0.40 x 905 mm
0.50 x 905 x 2,400 mm	0.50 x 905 mm
0.50 x 1,200 x 2,400 mm	0.50 x 1,200 mm
0.55 x 1,200 x 2,400 mm	0.55 x 1,200 mm
0.60 x 1,200 x 2,400 mm	0.60 x 1,200 mm
0.70 x 1,200 x 2,400 mm	0.70 x 1,200 mm
0.75 x 1,200 x 2,400 mm	0.75 x 1,200 mm
0.80 x 1,200 x 2,400 mm	0.80 x 1,200 mm
0.85 x 1,200 x 2,400 mm	0.85 x 1,200 mm
0.90 x 1,200 x 2,400 mm	0.90 x 905 mm
1.00 x 1,200 x 2,400 mm	0.90 x 1,200 mm
1.15 x 1,200 x 2,400 mm	1.00 x 1,200 mm
1.20 x 1,200 x 2,400 mm	1.15 x 1,200 mm
1.45 x 1,200 x 2,400 mm	1.20 x 1,200 mm
1.50 x 1,200 x 2,400 mm	1.45 x 1,200 mm
1.90 x 1,200 x 2,400 mm	1.50 x 1,200 mm
	1.90 x 1,200 mm

(*) Para consulta y a pedido también se suministra en otras longitudes.

ANÁLISIS QUÍMICO DE COLADA (%):

ASTM	%C	%Mn MÁX.	%P MÁX.	%S MÁX.	%Cu MÁX.
A 1008 TIPO B	0.02-0.15	0.40	0.030	0.035	0.20

PROPIEDADES MECÁNICAS:

NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA (kgf/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (kgf/cm ²)	ALARGAMIENTO EN 80 mm. (%)
ASTM A1008 TB	1,610-2,810 (*)	—	0.010


(*) No se refiere a las bobinas.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES: Según JIS G3141 Clase A.

ESPESOR NOMINAL (mm)	TOLERANCIA DE ESPESOR (mm)		TOLERANCIA		CAMBIO (mód)
	Ancho (mm)	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Longitud (mm)	
0.30	+0.04	+0.04	+7/-0	+15 +0	2 mm en cualquier longitud de 2000 mm
0.40-0.55	±0.05	±0.05			
0.60-0.75	±0.06	±0.06			
0.80-0.90	+0.06	+0.07			
1.0-1.2	±0.07	±0.08			
1.45-1.5	±0.09	±0.10			(Aplicable solamente para planchas)
1.9	+0.11	+0.12			(Aplicable solamente para planchas)

Tolerancias de aplanado:

ANCHO NOMINAL a (mm)	DIMENSIONES EN (mm)		
	Coronado	Ondulado en el Bordo	Ondulado en el Centro
a < 1000	12.0	8.0	6.0
1000 < a < 1250	15.0	9.0	8.0



CORPORACIÓN ACEROS AREQUIPA S.A.

LIMA: Av. Enrique Meiggs 297, Parque Internacional de la Industria y Comercio
Lima y Callao - Callao 3-Perú. T: (51) (1) 517-1800 / Fax Central: (51) (1) 452-0059.
AREQUIPA: Calle Jacinto Ibañez 111, Parque Industrial, Arequipa-Perú.
T: (51) (04) 23-2430 / Fax: (51) (04) 21-9796.
PIKID: Panamericana Sur Km.240, Ica-Perú.
T: (51) (04) 53-2967, (51) (04) 53-2969 / Fax: (51) (04) 53-2971.




www.acerosarequipa.com Encuéntrenos en:   

Fig. Anexo1-1: Hoja de datos de Planchas LAF

Anexo 3: Mecanismo de la puerta de entrada

El mecanismo de la entrada permite que la puerta se abra verticalmente y se auto-asegure. Para cumplir con los requerimientos de tamaño, se procuró que la acción de abrir la puerta no necesite un espacio amplio. Además, su uso debe ser fácil y segura para el usuario. Con este fin, se desarrolló el mecanismo de la entrada.

Se tiene una manija ergonómica con la cual el usuario pueda levantar la puerta, una vez levantada el mecanismo se auto-asegura permitiendo al usuario poder usar ambas manos para la actividad de meter la barra con pollos. Para el cumplimiento de las medidas de seguridad que se requiere se analizó la resistencia a los esfuerzos de los diferentes elementos. En el Anexo 9 se analiza en soporte de la puerta, en el Anexo 25 se detalla el análisis al brazo de la puerta, en el Anexo 26 y 27 se detalla la resistencia de los tornillos.

Cabe añadir que con este mecanismo se asegura que el manejo completo del mecanismo lo puede realizar solo un personal.

El cierre de la puerta es se realiza de manera sencilla y simple, solo se baja la puerta con ayuda de la manija.

Por último, es necesario aclarar que la puerta se diseñó con la finalidad de darle un valor agregado de higiene y limpieza.

Anexo 4: Mecanismo de entrada y salida de la barra del horno

En el proceso de entrada de la barra al interior del horno se usa una biela y una guía para generar el movimiento horizontal de los brazos mediante un movimiento vertical de la puerta. Este mecanismo consiste en unir la puerta de entrada del horno, que tiene un movimiento vertical, con los brazos que sostienen la barra mediante una biela. En los extremos de la biela existen pines que tienen la capacidad de rotar; además, el movimiento de los brazos se encuentra regido por guías que solo permiten el desplazamiento horizontal. De esta manera, se logra comunicar los movimientos y aprovechar el ascenso de la puerta.

Cuando la puerta se eleva, los brazos ingresan al horno con la barra de pollo llena; mientras que en el cierre, al descender la puerta, los brazos salen del horno después de haber dejado la barra en el horno.

Para el correcto funcionamiento se requiere que los elementos del mecanismo no fallen, para ello se realizó el análisis de esfuerzos en los siguientes Anexos: Anexo 14, detalla el análisis de la biela que comunica la puerta con el movimiento de los brazos en sus diferentes posiciones. En el Anexo 15 se analiza la pared guía, la cual dirige el movimiento horizontal del brazo y soporta el peso de los mismos. En el Anexo 16 se presenta el análisis de los soportes de estructura del sistema de entrada.

Anexo 5: Mecanismo del horno

Este mecanismo es una adaptación del sistema tradicional, utiliza un sistema de engranajes planetarios para generar el movimiento traslacional y rotacional de las barras de pollo. Los diámetros y el número de dientes de los engranajes no se han calculado porque son comerciales. La modificación funcional que se realizó al sistema ya existente es el cambio de soporte de las barras y los extremos de este.

Como se puede observar en la Figura A5-1 el prototipo propone soportes cuadrados soldados a los ejes de los engranajes satélites y los extremos de las barras en forma prismática, se observa en la Figura A5-2. En consecuencia, la barra se apoya en los soportes y acompaña el movimiento de los engranajes satélites. La relación de transmisión que caracteriza a estos engranajes asegura que la barra consiga alcanzar su posición inicial cuando llegue a la puerta de salida.

Para evitar que durante el movimiento la barra abandone el soporte se utiliza un pin de sujeción. El pin es fabricado con una fundición nodular lo que le permite soportar altos esfuerzos y trabajar en altas temperaturas. Los pines aseguran las barras a los soportes cuadrados y evitan que se desprendan durante el movimiento. Cuando la barra va a salir del horno, estos pines son retirados de la barra soltándola en los brazos de salida.

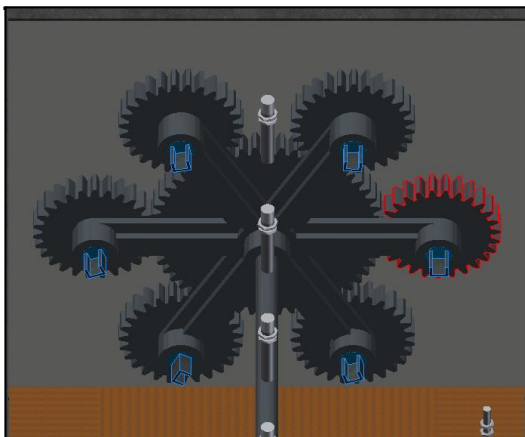


Fig. A5-1: Sistema de engranajes planetarios

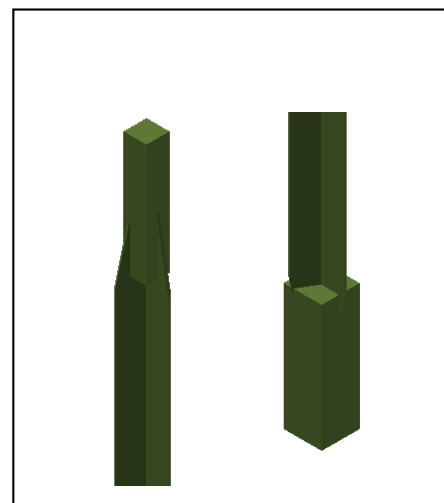


Fig. A5-2: Barra de pollos a la brasa

Anexo 6: Mecanismo de seguro y posicionamiento de la barra

Cuando la barra se deja en el horno para la cocción de los pollos, se activa los motores que empujan el pin que se encuentra en el extremo del horno. Este pin asegura la barra de pollo al soporte cuadrado del sistema. Como se muestra en la Figura A6-1, cuando los motores son activados para que ingrese el pin, este llega a un tope donde hay un pulsador; este pulsador marcará el inicio del movimiento de la barra en el horno.

También, se tiene un sensor de ultrasonido para asegurarse que la barra este en la posición deseada; caso contrario se analiza si falló o es una mala lectura, el ultrasonido se muestra en la Figura A6-2. Como se observa en la Figura A6-3 a la salida también se tiene un sensor de ultrasonido para detectar la posición adecuada para soltar la barra. De esta manera no cae la barra y funciona de manera adecuada.

El movimiento de los pines es en forma circular acompañando el movimiento del engranaje de las barras. El análisis de los pines en funcionamiento se encuentra en el Anexo 27

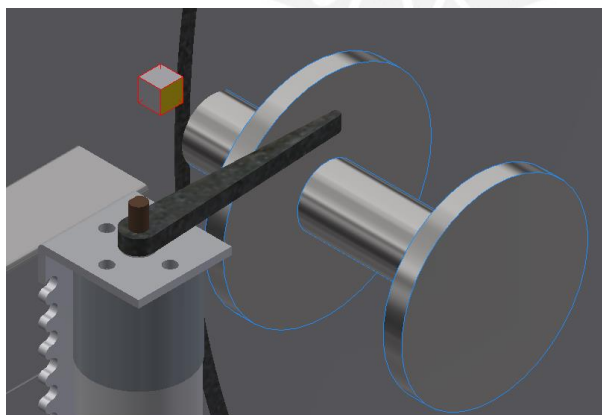


Fig. A6-1: Pin de seguridad antes de presionar el pulsador

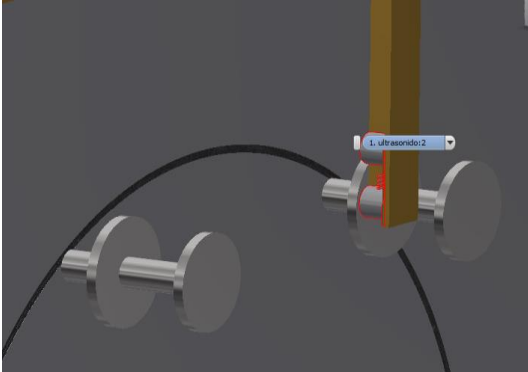


Fig. A6-2: Ultrasonido para detectar posición

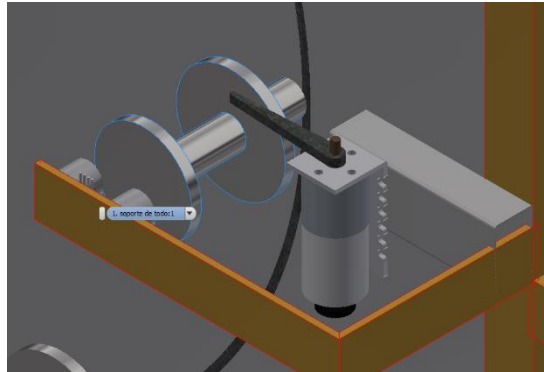


Fig. A6-3: Ultrasonido en la salida



Anexo 7: Medición de temperatura de los pollos

La temperatura de los pollos es medida mediante un sensor laser. El sensado se realiza en 5 momentos mientras el pollo pasa por el ángulo de alcance. Como el pollo tiene un movimiento combinado de rotación y traslación. La medición se realiza en las partes importantes del pollo.

Las cinco lecturas de la temperatura de cada pollo son promediadas y de esta manera se consigue una temperatura promedio de cada pollo. Teniendo las cinco temperaturas, se obtiene un promedio para saber si la barra con cinco pollos está lista para salir del horno.

La posición de los sensores se aprecia en la Figura A7-1.

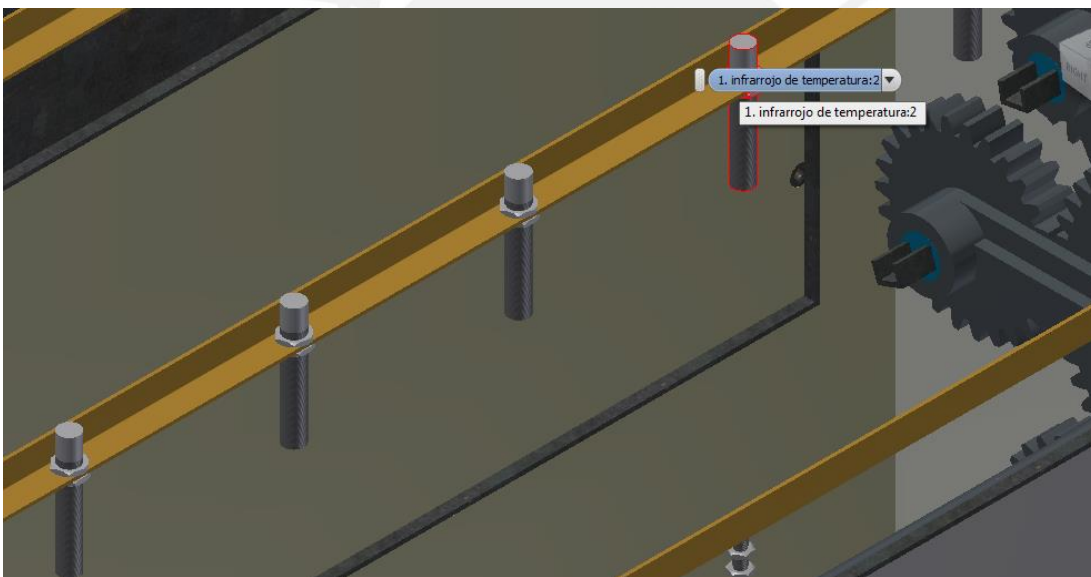


Fig. A7-1: Posición de sensores infrarrojos

Anexo 8: Medición de temperatura del horno

Esta medición se obtiene utilizando una termocupla. El valor obtenido se compara con los valores máximos y mínimos que se puede aceptar. La comparación conlleva a la decisión de realizar alguna acción con el objetivo de controlar la temperatura en un valor promedio de 250°C.



Anexo 9: Análisis del soporte de la puerta de entrada

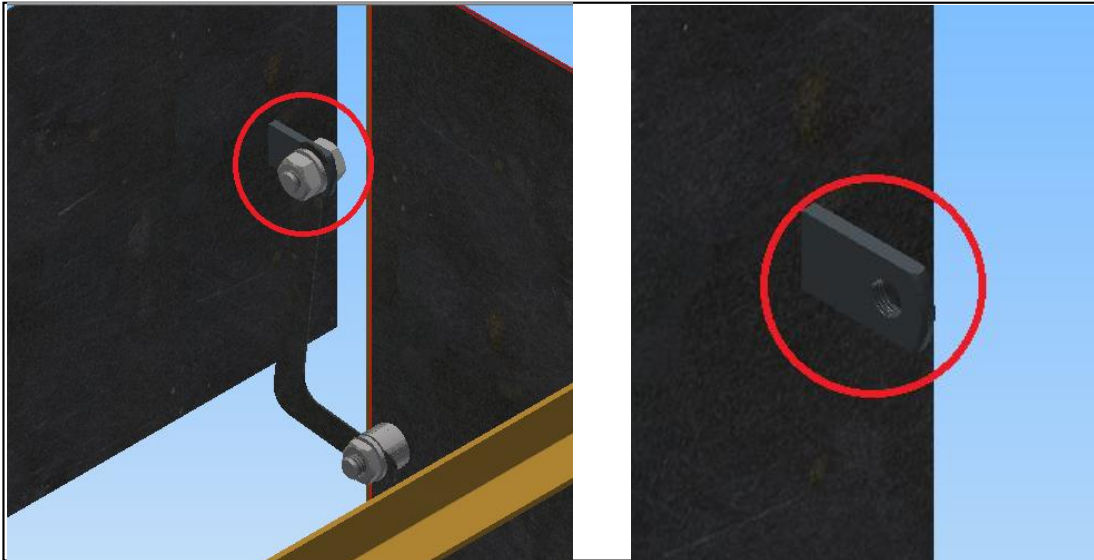


Fig. A9-1: Localización del elemento en el ensamble

Como se observa en la Figura A9-1 es el soporte de la puerta es el pivot del movimiento de la puerta de entrada. Soporta el peso de la puerta de entrada. El material de fabricación es Hierro fundido.

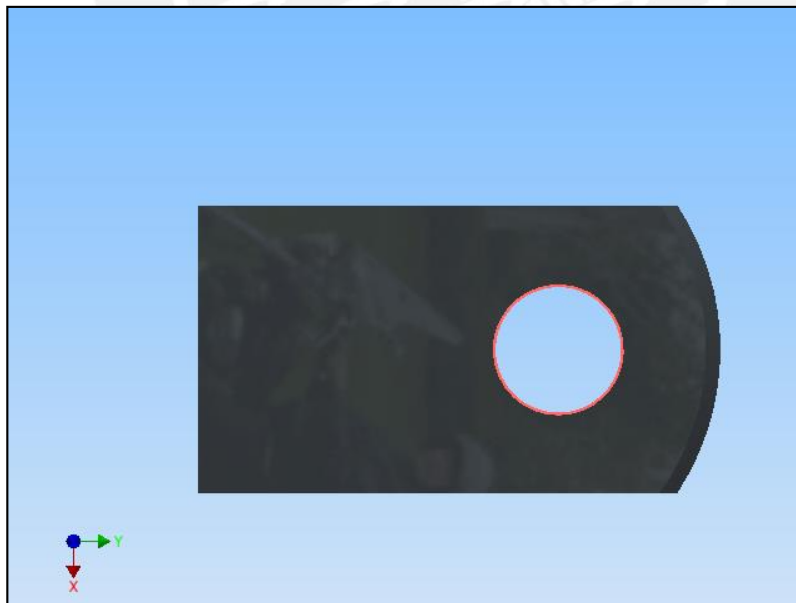


Fig. A9-2: Detalle del soporte y de las fuerzas que actúan con el proceso

Como se observa en la figura A9-2 la pieza está sometida a una fuerza en el agujero, la fuerza es de forma vertical, en el sistema de coordenadas del inventor en el eje X.

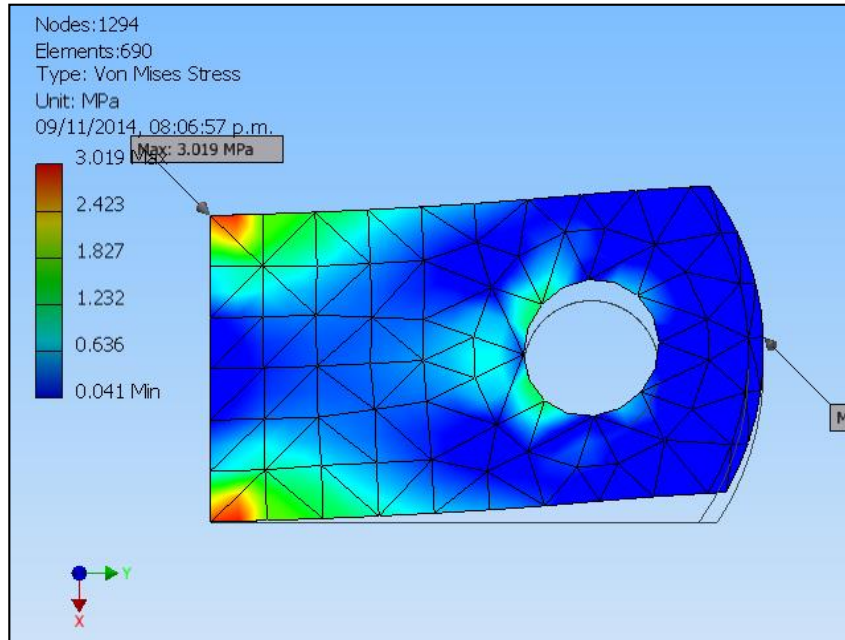


Fig. A9-3: Criterio de Von-Mises

Como se puede apreciar en la Figura A9-3, el esfuerzo máximo se generará en la base del soporte, donde es soldado a la puerta.

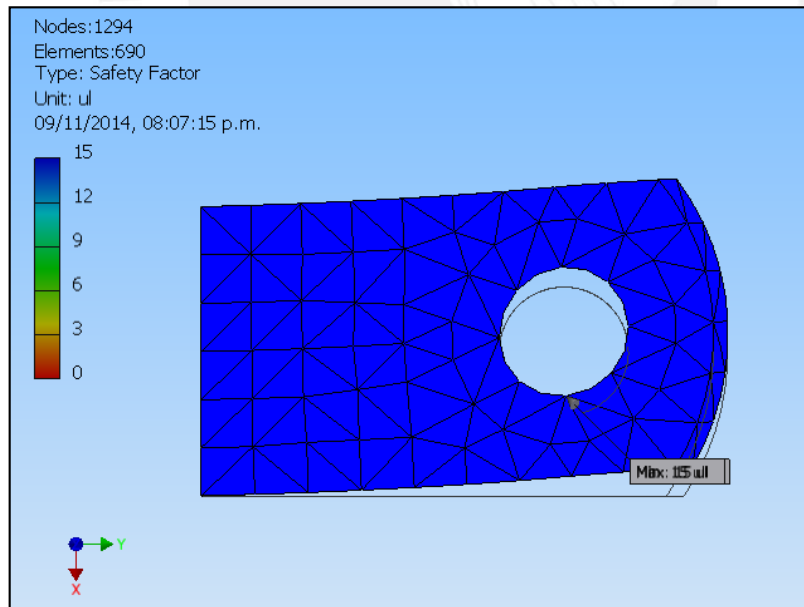


Fig. A9-4: Factor de seguridad del soporte de puerta

La fuerza a soportar es de 25.35N, lo cual no es suficiente para que el elemento sufra alguna deformación considerable o algún esfuerzo muy grande. Como se aprecia en la Figura A9-4 los factores de seguridad en todo el elemento son mayores a 15.

Anexo 10: Análisis del brazo derecho que soporta la barra a la entrada

Como se observa en la Figura A10-1 el brazo está sometido bajo la fuerza de la barra al extremo, la barra con los pollos pesan aproximadamente 150N. Asimismo, soporta su propia peso por la gravedad.

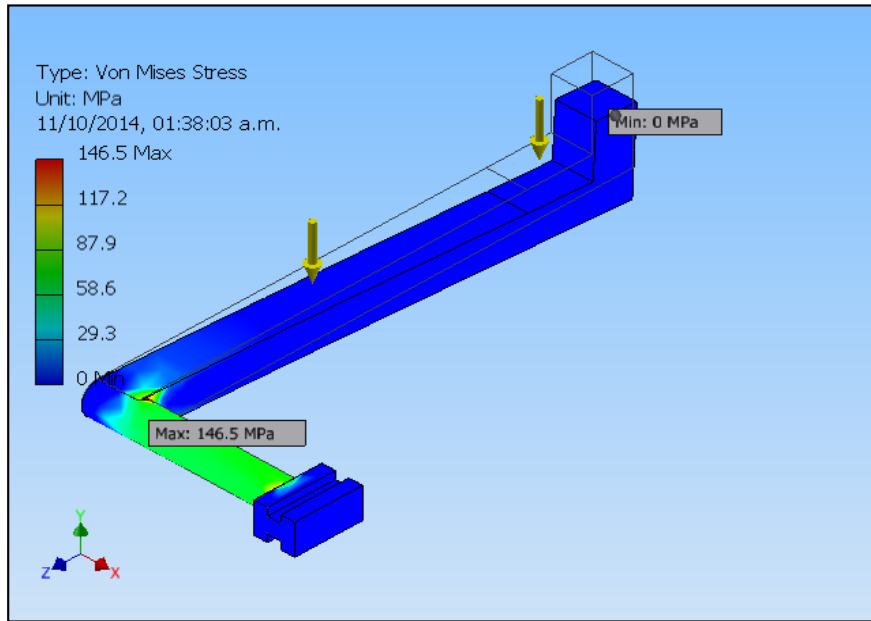


Fig. A10-1: Criterio de Von-Mises

Los mayores esfuerzos se presentan en el codo de la barra, lo cual estaba previsto dado que el otro extremo del elemento no tiene movimiento en ese eje.

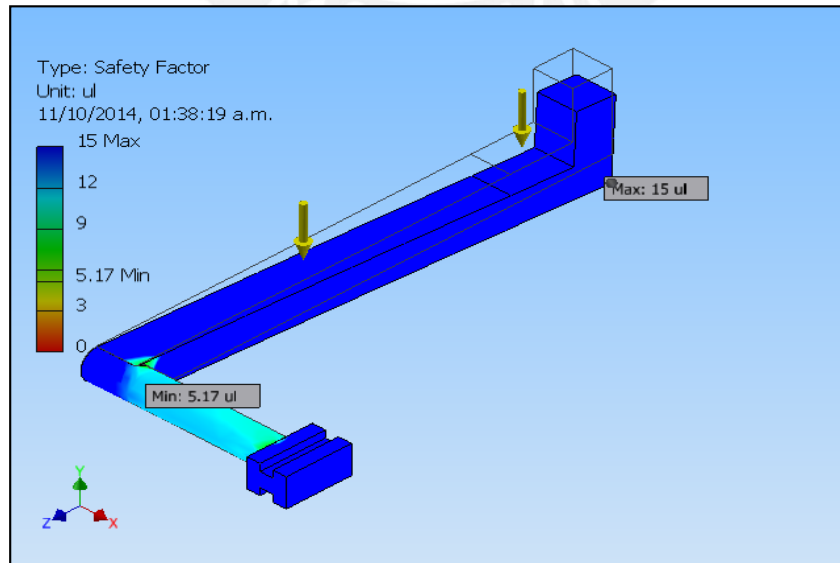


Fig. A10-2: Factor de seguridad del brazo de

El factor de seguridad como se puede apreciar en la Figura A10-2 es 5.17, que es el menor. El menor Factor de seguridad se ubica dónde está la mayor concentración de esfuerzos; esto es en el codo entre la barra y el brazo más corto.

Es necesario realizar un análisis de desplazamiento en el Y, según el sistema de coordenadas del Inventor. Este desplazamiento es importante, para conocer si es admisible o no para un correcto funcionamiento del sistema. En este caso el desplazamiento influiría en el paso de la barra al horno, una mala posición de uno de ellos y la barra no puede posicionarse de manera correcta y generar una colisión

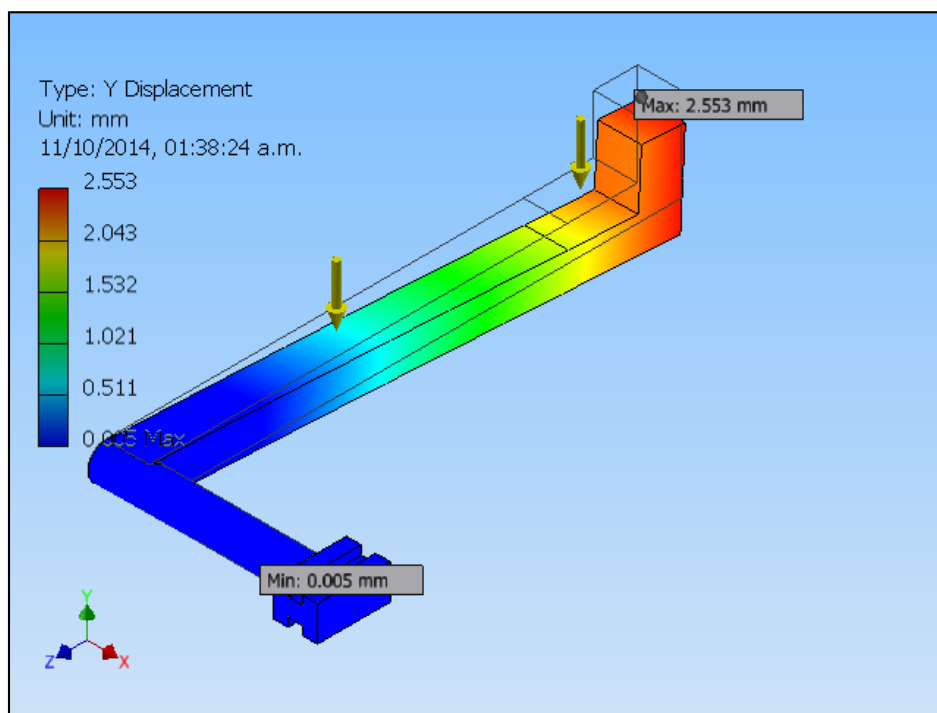


Fig. A10-3: Deformación del elemento

Como se aprecia en la Figura A10-3 el desplazamiento máximo es de 2.33mm; sin embargo, el desplazamiento admisible máximo es de 5mm, entonces es correcto el funcionamiento con un F.S. de 2, lo cual es óptimo para un sistema prototipo como el desarrollado.

Anexo 11: Análisis del brazo izquierdo que soporta la barra a la entrada

El brazo está sometida a la fuerza de la barra al extremo, la barra con los pollos pesan aproximadamente 150N. Asimismo, soporta su propio peso.

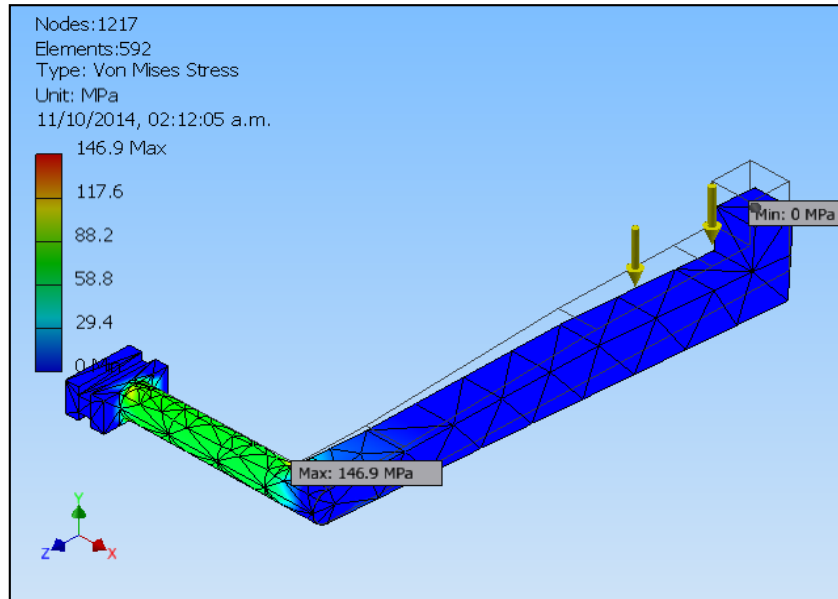


Fig. A11-1: Criterio de Von-Mises

Como se muestra en la Figura A11-1 los mayores esfuerzos se presentan en el codo del brazo, lo cual estaba previsto dado que el otro extremo del elemento tiene solo un grado de libertad y es perpendicular a la directriz de la fuerza.

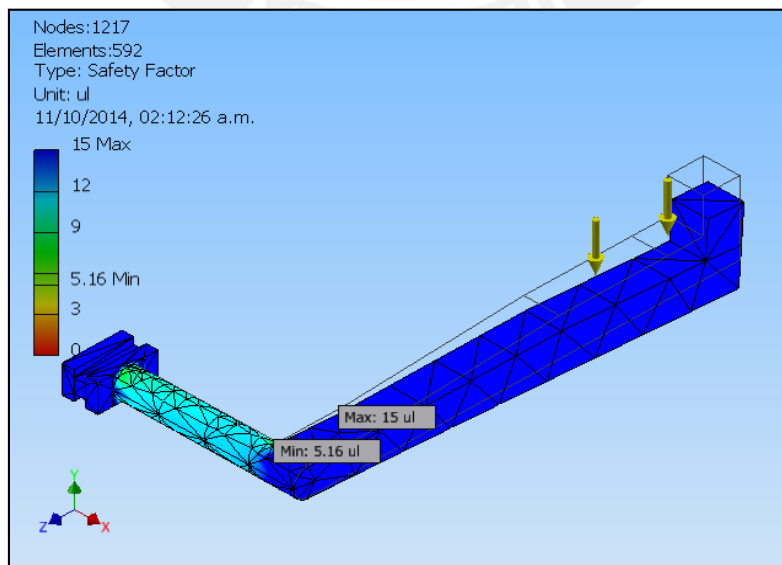


Fig. A11-2: Factor de seguridad del brazo izquierdo de

El factor de seguridad como se puede apreciar en la Figura A11-2 es de 5.17. Este es el menor valor y se ubica dónde se encuentra la mayor concentración de esfuerzos, entre el codo de la barra y el brazo más corto.

Este brazo también necesita un análisis de desplazamiento en el Y, según el sistema de coordenadas del Inventor. Este desplazamiento es importante conocer y de esa manera determinar si es admisible o no para un correcto funcionamiento del sistema. En este caso el desplazamiento influiría en el paso de la barra al horno, una mala posición de uno de ellos y la barra no puede encajar de manera correcta a la posición deseada del horno.

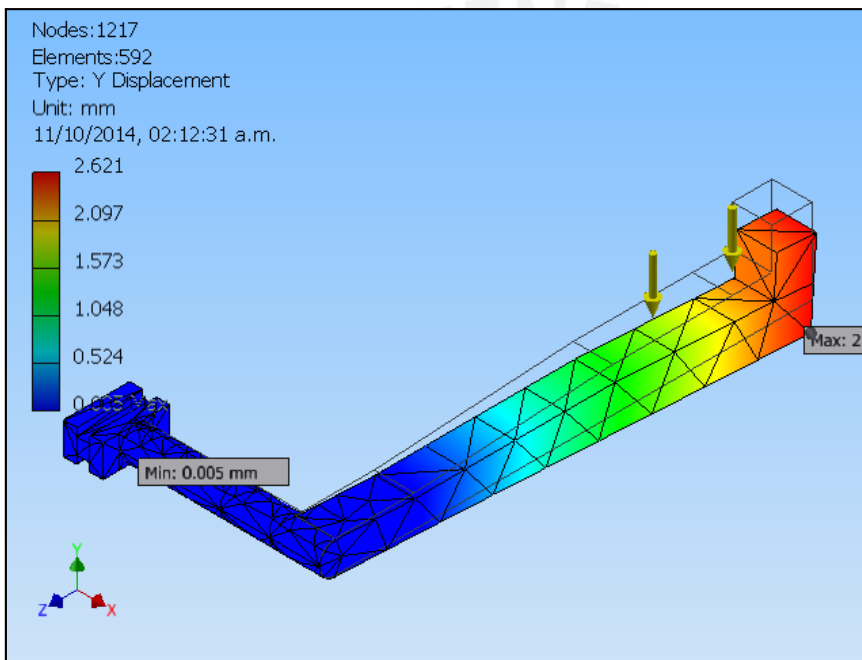


Fig. A11-3: Deformación del elemento

Como se muestra en la Figura A11-3 el desplazamiento máximo es de 2.621mm, mientras que el desplazamiento admisible máximo es de 5mm, entonces el funcionamiento se va a dar de manera correcta con un F.S. de 2, lo cual es óptimo para un sistema prototipo como el desarrollado.

Anexo 12: Análisis del brazo derecho que soporta la barra a la salida

El brazo está sometida bajo la fuerza de la barra en el extremo, la barra con los pollos pesan aproximadamente 150N. De la misma forma soporta su propio peso. En la Figura A12-1 se muestra su ubicación en el sistema.

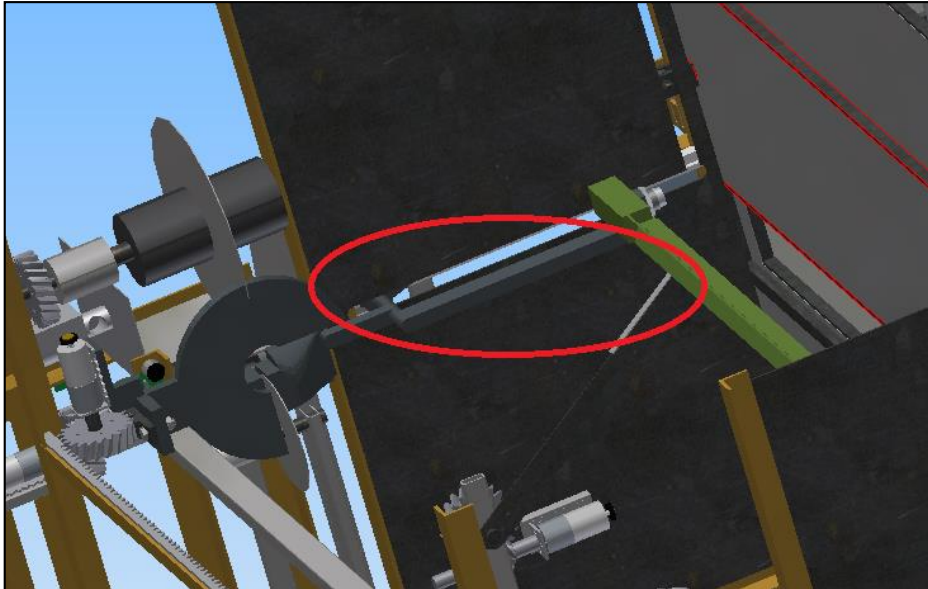


Fig. A12-1: Localización del elemento en el sistema productivo

Analizando por Von-Mises

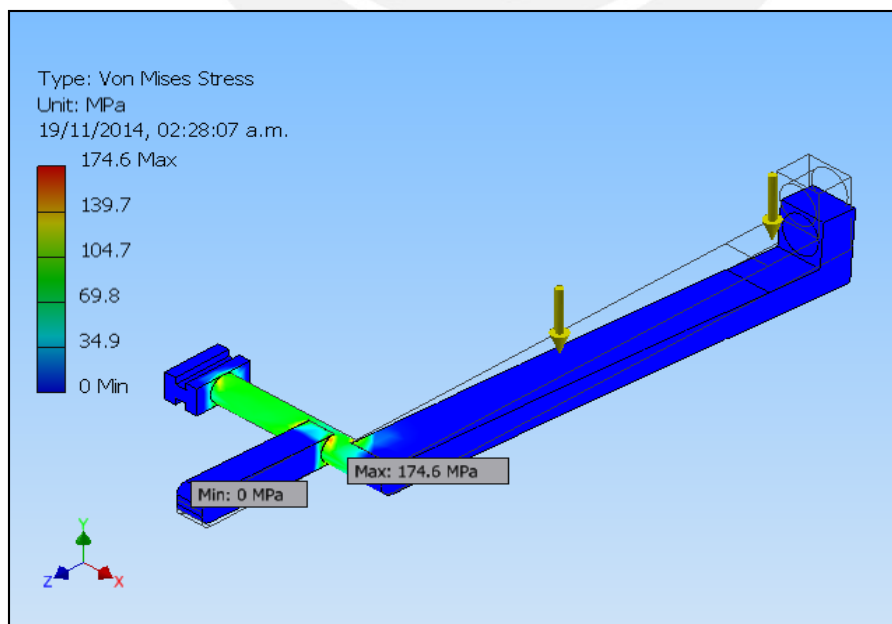


Fig. A12-2: Criterio de Von-Mises

Como se muestra en la Imagen A12-2 los máximos esfuerzos se presentan en el codo del brazo. A diferencia de los brazos de la puerta de entrada, estos tienen una guía más para que ayude a la barra cuando pasa a la etapa de corte. En esta parte del elemento se desarrollan menores esfuerzos porque el brazo de palanca es menor, debido a ello no se realiza el análisis cuando la fuerza se aplica ahí.

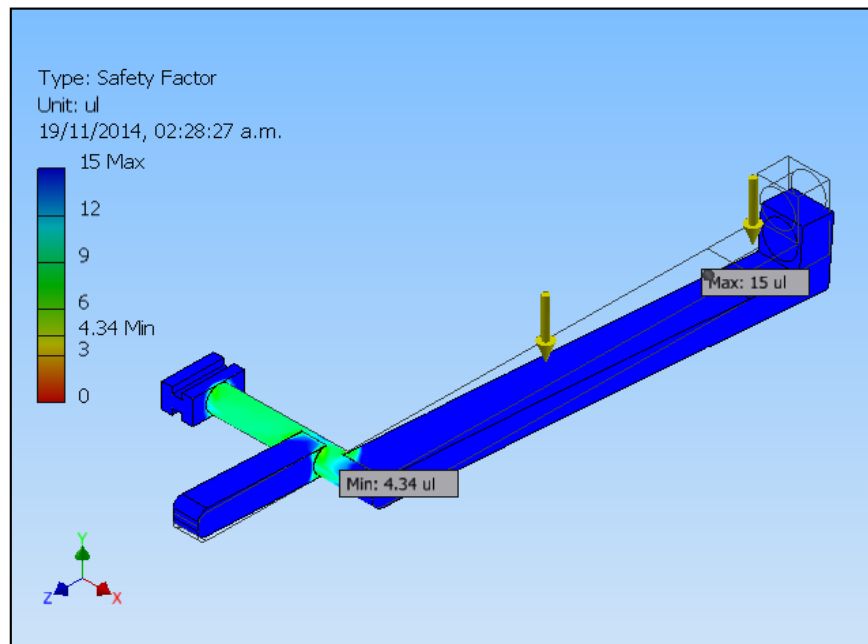


Fig. A12-3: Factor de seguridad del elemento analizado

Como se puede apreciar en la Figura A12.3, el F.S. mínimo es de 4.34 eso es adecuado para un funcionamiento correcto del sistema. Además, este factor se debe a que el elemento tiene un codo el cual soporta toda la fuerza. En este punto se está formando concentradores de esfuerzos, los cuales hacen que el F.S. disminuya.

Como es un elemento en el cual el desplazamiento es muy importante, porque eso puede afectar al correcto funcionamiento del sistema, se analiza su deformación.

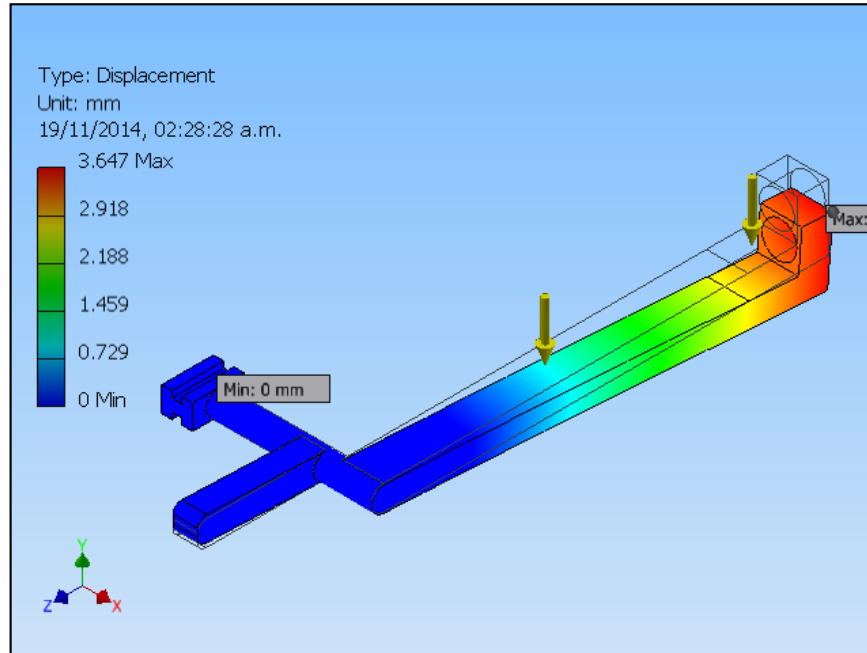


Fig. A12-4: Deformación del elemento

Como muestra la Figura A12-4 el desplazamiento máximo es de 3.647 mm, este valor de desplazamiento máximo está en el rango de ± 5 mm, con estos análisis se nota que el elemento cumplirá su funcionamiento de manera correcta.

Anexo 13: Análisis del brazo derecho que soporta la barra a la salida

Esta barra está sometida bajo la fuerza de la barra al extremo, la barra con los pollos pesan aproximadamente 150N. También, está sometido bajo su propia fuerza por la gravedad.

La Figura A13-1 muestra el análisis según el criterio de Von-Mises

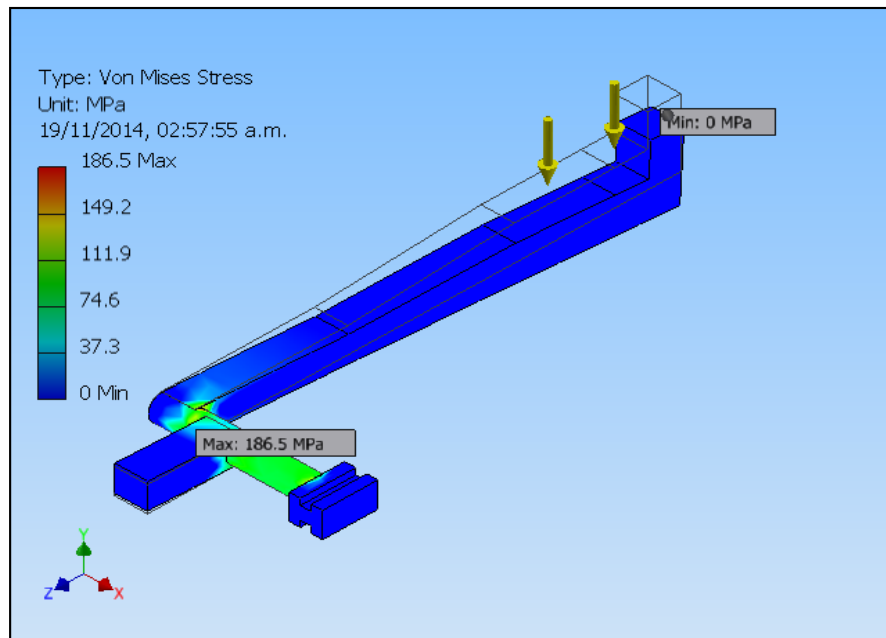


Fig. A13-1: Criterio de Von-Mises

Según la Figura A13-1 la concentración de esfuerzos se genera en el codo del brazo. Esta región se encuentra sometida al mayor esfuerzo flector generado por el peso de la barra y los pollos. Al igual que el brazo anterior, tiene una parte en voladizo adicional a lo de los brazos de entrada, en esta parte se genera momentos flectores menores por la distancia en la que se encuentra la fuerza ejercida.

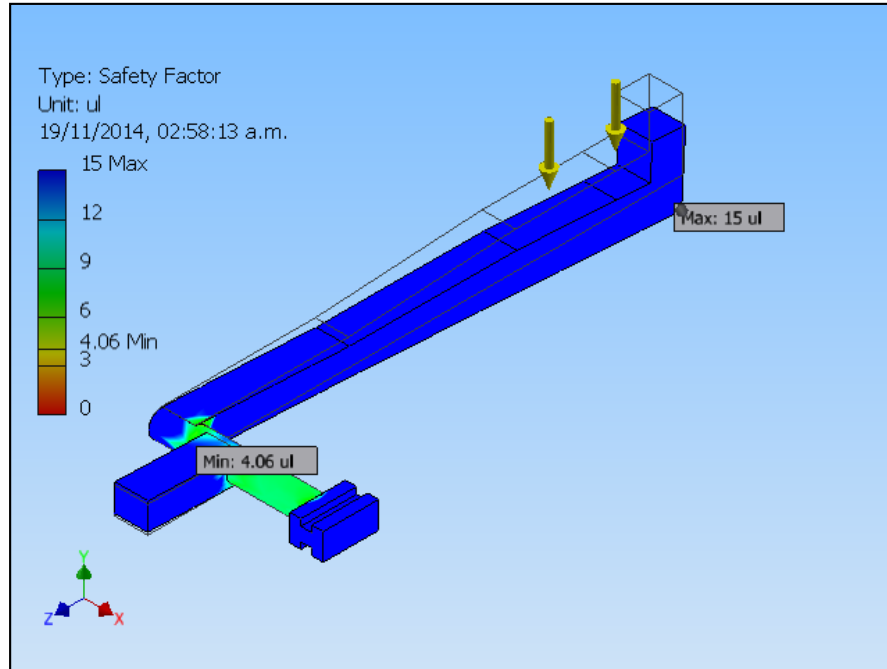


Fig. A13-2: Factor de seguridad del elemento analizado

El factor de seguridad es presentado en la Figura A13-2. El mínimo F.S. es de 4.06, el cual se ubica en el codo del brazo. Este fenómeno se debe a que los concentradores de esfuerzos se encuentran ubicados ahí.

Como es un elemento esencial, el desplazamiento que se puede generar afecta directamente en el funcionamiento del sistema.

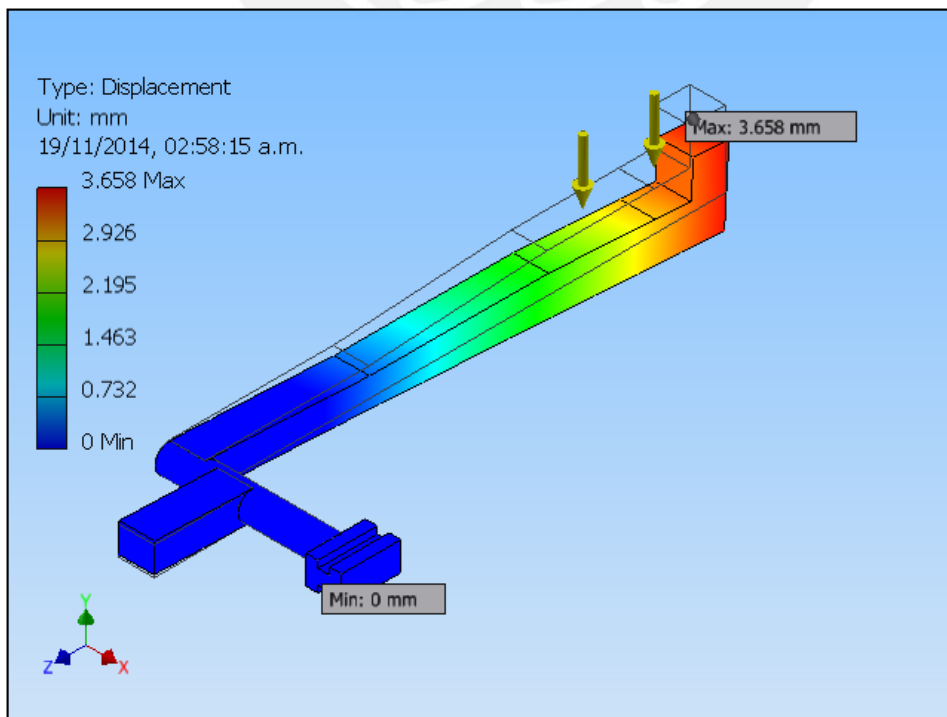


Fig. A13-3: Deformación del elemento

Como se aprecia en la Figura A13-3 el desplazamiento máximo del brazo sometido a las fuerzas mencionadas es de 3.658. Esta deformación se encuentra dentro del rango admisible de desplazamiento, el cual es de $\pm 5\text{mm}$. A partir de lo expuesto se concluye que funcionará correctamente frente a las exigencias mostradas.



Anexo 14: Análisis de la biela que soporta la puerta

La biela mostrada en la Figura A14-1 se encuentra en constante movimiento. Trabaja cuando la puerta se eleva o desciende, debido a este trabajo continuo es necesario conocer el comportamiento resistiendo las cargas sometidas. Para el análisis se toma el punto más crítico, es decir, cuando la puerta está completamente abierta. Cuando la puerta está cerrada, esta se apoya en la estructura del horno, por lo tanto la biela no hace ningún esfuerzo.

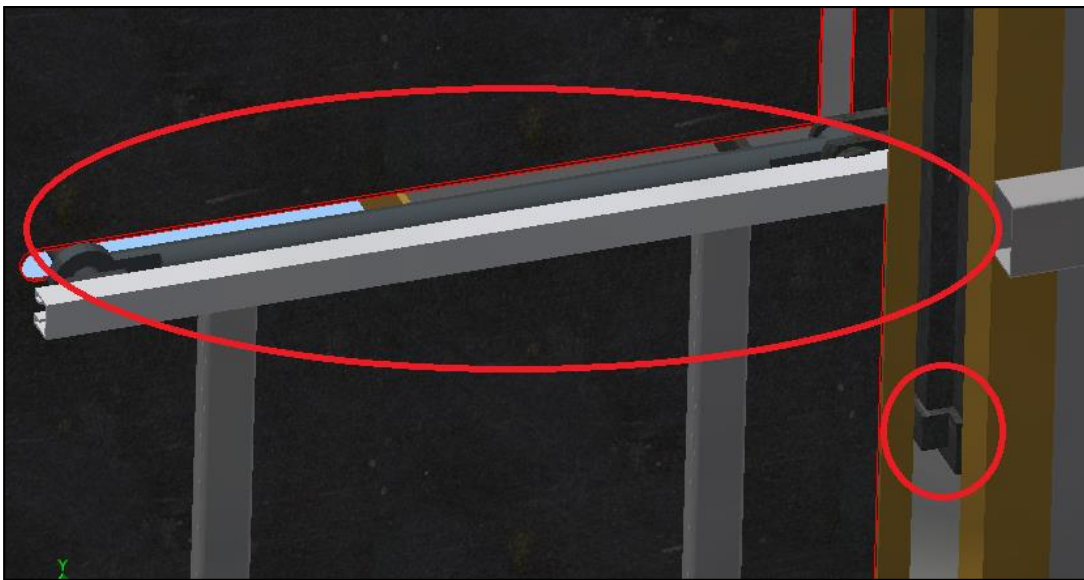


Fig. A14-1: Posición del elemento en la máquina

Como se puede ver en la Figura A14-1, en su posición inicial, la biela no soporta ninguna carga. La puerta se apoya en la estructura, liberando a la biela de toda carga.

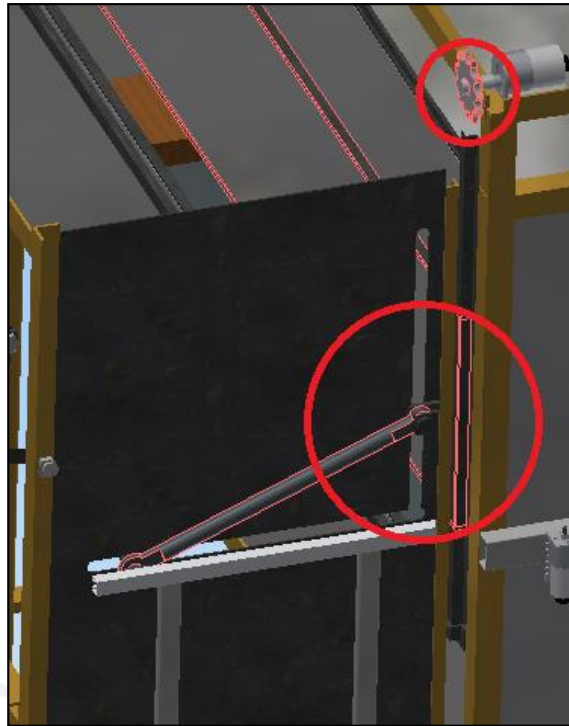


Fig. A14-2: Posición de intermedia del movimiento de la biela

Como se puede observar en la Figura A14-3, en todo momento durante la apertura de la puerta, la biela solo transmite el movimiento. Todo el peso adicional es soportado por el motor que se encuentra en la parte superior del horno. El motor transmite el movimiento por medio de un engranaje y cadena.



Fig. A14-3: Posición final de la biela

En la Figura A14-3 se muestra la posición final de la biela. En esta posición ayuda al motor resistir el peso de la puerta. Para facilidad del análisis, se ha asumido que la biela soporta todo el peso de la puerta.

En la Figura A14-4 se muestran las fuerzas ejercidas sobre la biela. Las líneas amarilla representan las fuerzas a las que esta sometida, en su posición final

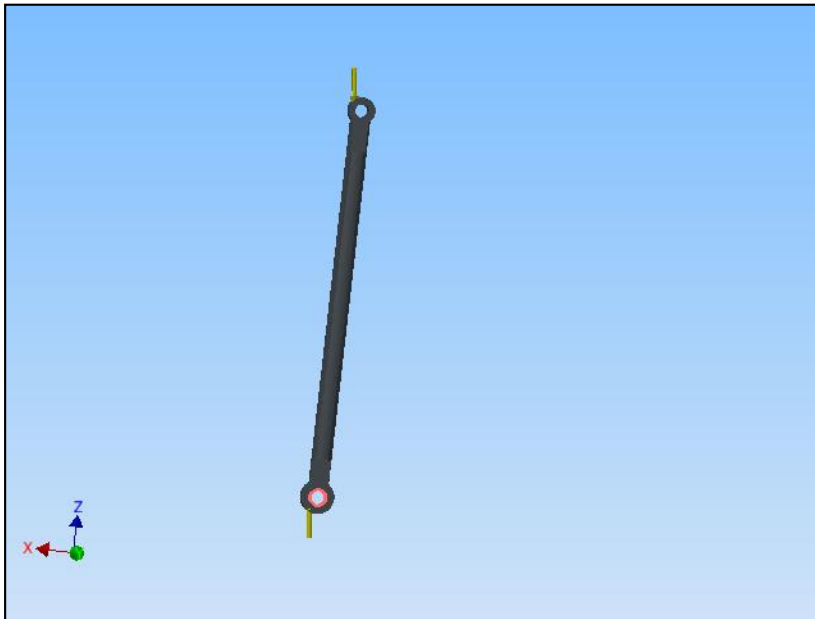


Fig. A14-4: Visualización de las fuerzas en la biela

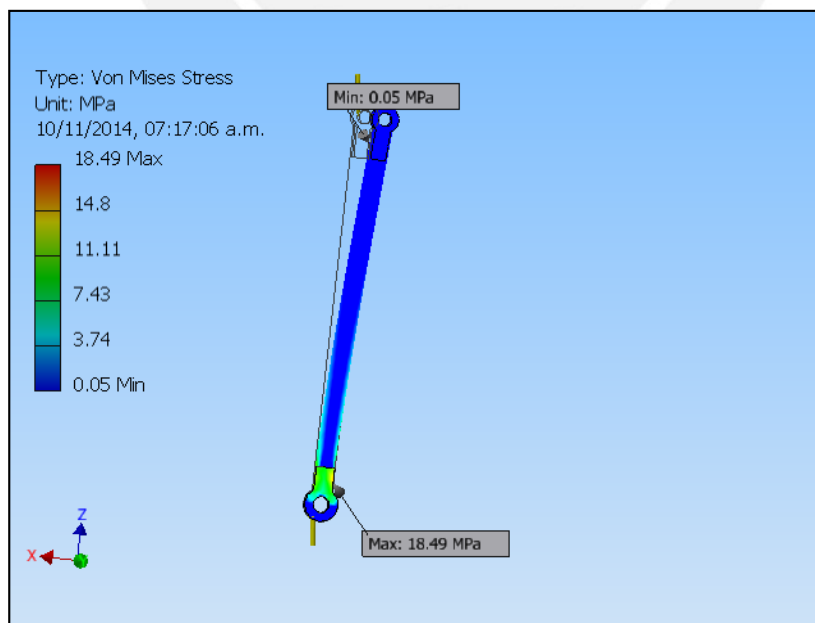


Fig. A14-5: Criterio de Von-Mises

Según el criterio de Von Mises presentado en la Figura A14-5, los máximos esfuerzos se desarrollan en la parte inferior de la biela, en esta parte del elemento se soporta todo el peso de la puerta.

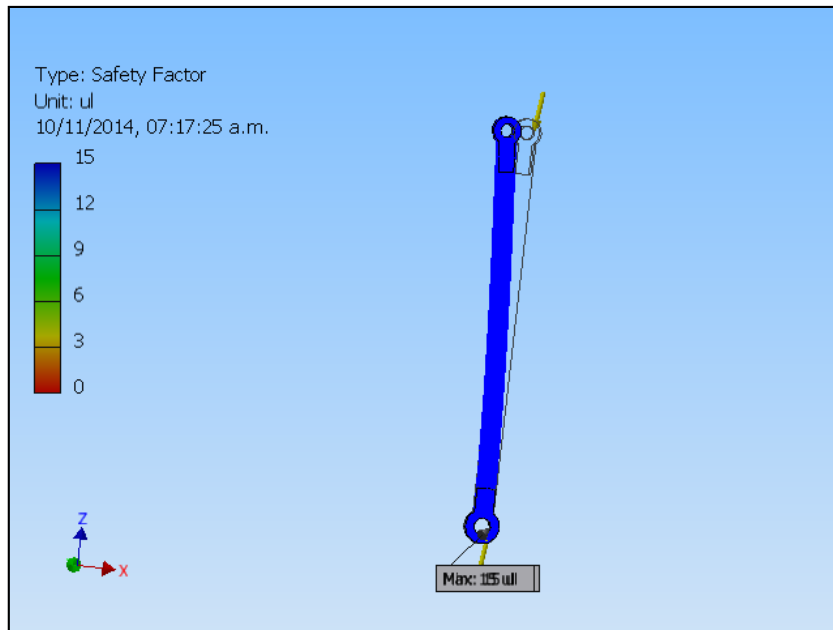


Fig. A14-6: Factor de seguridad del elemento

Como se muestra en la Figura A14-6 se tiene un Factor de seguridad mayor a 15. Esto se debe a que las fuerzas ejercidas en la biela no son muy grandes. Esto es importante para cumplir con funcionamiento correcto del sistema.

Anexo 15: Análisis de pared guía de las bielas



Fig. A15-1: Ubicación del elemento en el sistema

La guía es de aluminio y está doblado como si fuera un perfil, de esta manera se consigue una mayor resistencia e inercia para evitar que se flexione. Como se aprecia en la Figura A15-1, se encuentra apoyada en dos perfiles rectangulares, que más adelante serán analizados, estas áreas de los soportes se tomaron como las áreas de soporte.

La fuerza que soporta las paredes guías son el peso del brazo y de la barra con los pollos, un total de aproximadamente 100N.

Como el brazo de la puerta está en constante movimiento, para el análisis se tomará en consideración las dos posiciones extremas de la biela de entrada.

La primera es cuando la puerta está totalmente elevada. En las simulaciones se presentan deformaciones aparentemente grandes, pero solo es para efecto de visualización.

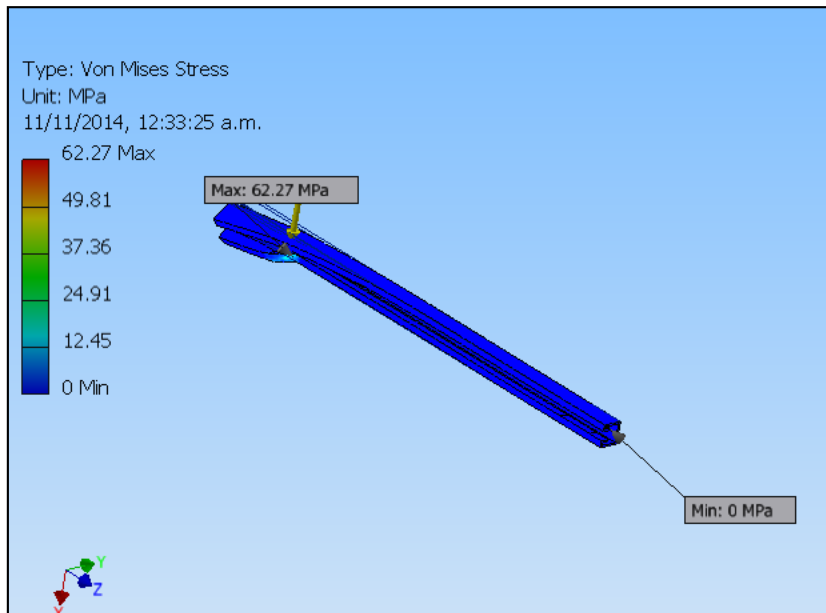


Fig. A15-2: Criterio de Von-Mises – Posición 1

Como se aprecia en la Figura A15-2 el mayor esfuerzo se presenta donde la pieza recibe todo el peso de la barra, es como se había previsto. Por esa razón se utiliza aluminio en forma de perfil para que tenga una mayor inercia, de esa manera resista mejor.

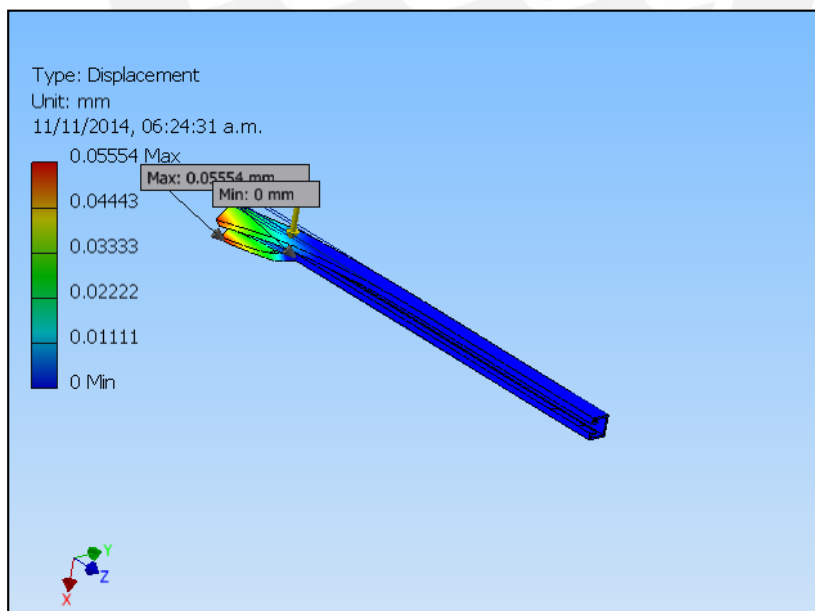


Fig. A15-3 Deformación del elemento en la posición 1

Como se presenta en la Figura A15-3, el desplazamiento aparentemente es grande pero no es así. El máximo desplazamiento es de 0.055 mm, es decir se puede tomar como un desplazamiento cero.

En cuanto al F.S presentado en la Figura A15-4, el mínimo es de 4.2 lo cual es adecuado para el funcionamiento del sistema y la protección de los usuarios.

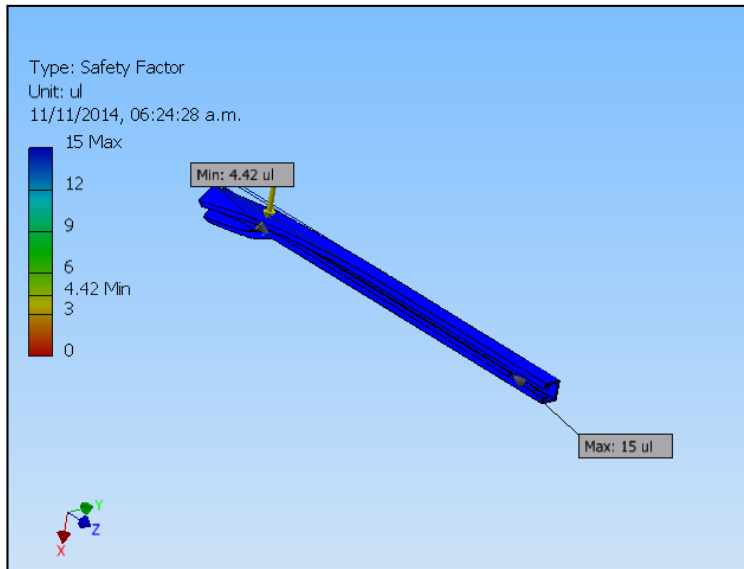


Fig. A15-4: Factor de seguridad del elemento en la posición 1

Ahora se realizará el análisis cuando la puerta está cerrada, es decir el brazo en forma horizontal, las simulaciones pueden representar deformaciones aparentemente grandes, pero solo es para efecto de visualización.

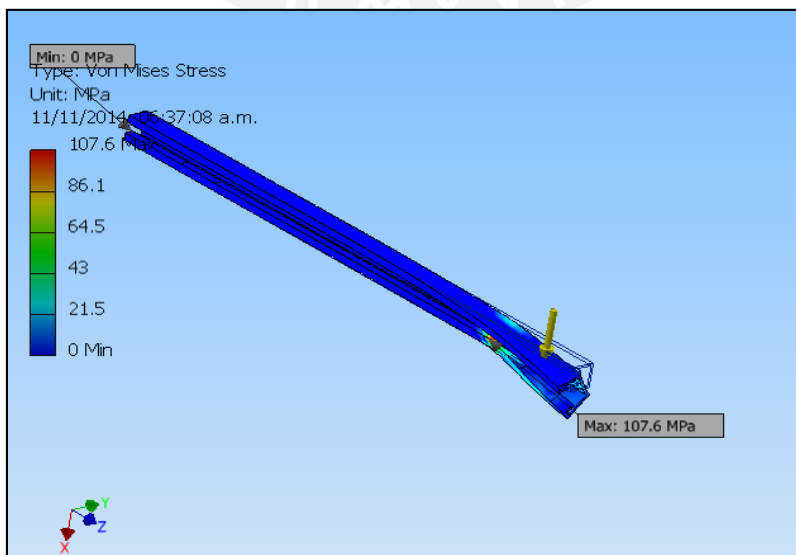


Fig. A15-5: Criterio de Von-Mises del elemento – Posición

Como se puede apreciar en la Figura A15-5, el mayor esfuerzo se presenta en el extremo de la guía, los esfuerzos son mayores debido a los efectos de los momentos flectores que se generan entre el punto de apoyo y el punto que recibe la fuerza. Cabe mencionar que esto se incrementa porque está alejado del apoyo.

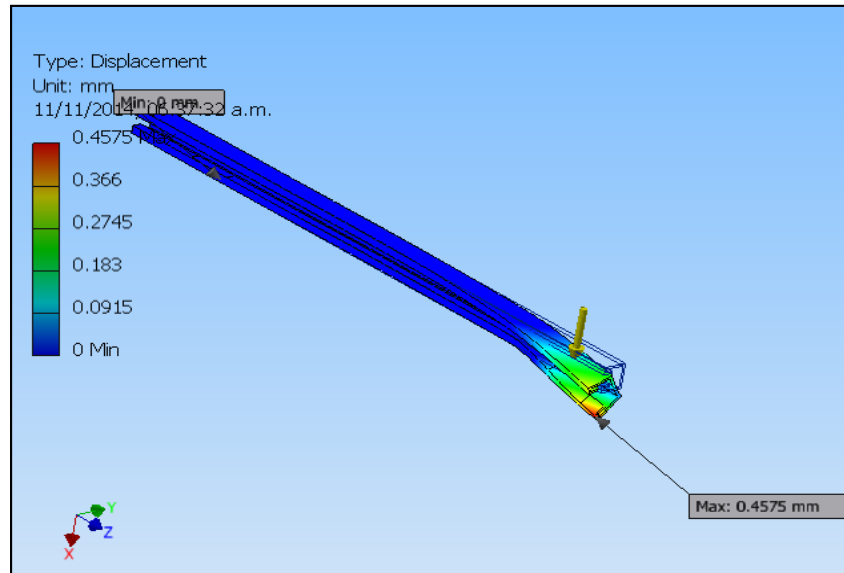


Fig. A15-6: Deformación del elemento en la

Como se mencionó anteriormente, los desplazamientos aparentemente son grandes como se muestra en la Figura A15-6, pero solo es para efectos de simulación. Su desplazamiento máximo es de 0.46 mm, lo cual también se puede considerar como cero.

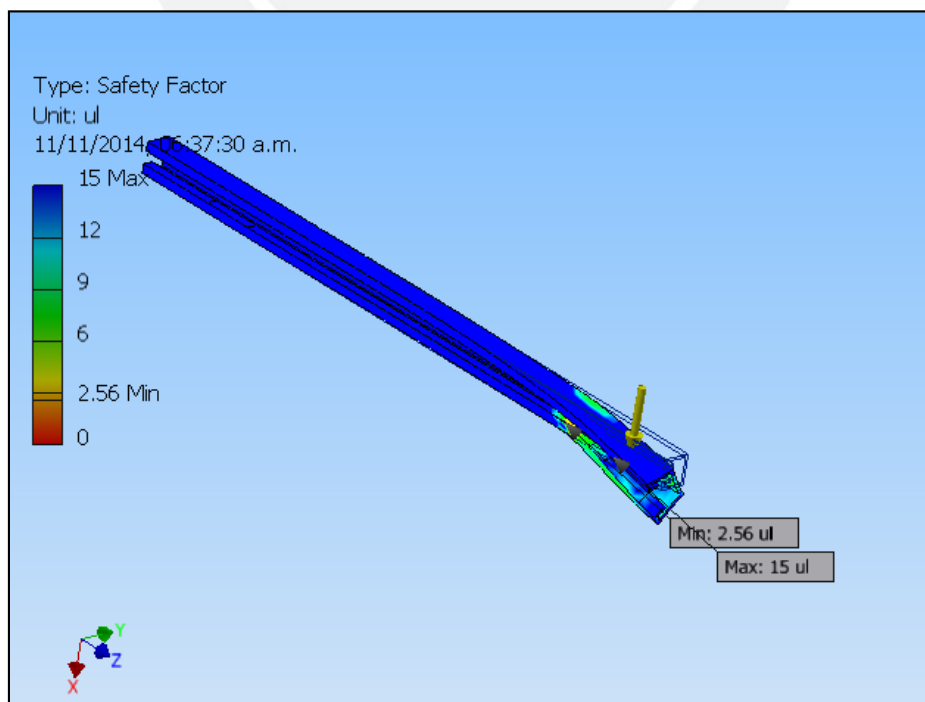


Fig. A15-7: Factor de seguridad del elemento en la posición 2

Como se muestra en la Figura A15-7, el Factor de Seguridad de la pieza cuando soporta la carga es menor al anterior pero es superior a 2. Este factor es aceptable para el correcto funcionamiento del sistema y para la seguridad del usuario. Cabe señalar que en el ensamblaje general se puede incrementar este factor por causa de las soldaduras que sean necesarias para su ubicación, lo cual aumenta su F.S.



Anexo 16: Análisis de los soportes que son perfiles rectangulares 20 x 10 mm

La fuerza total que se debe soportar a la entrada es de 118.3 N, pero hay 4 soportes, entonces la fuerza se divide entre todos ellos, de esa manera cada uno solo soporta 30N, a partir de ello se realizará el análisis.

El área a analizar se muestra en la Figura A16-1.

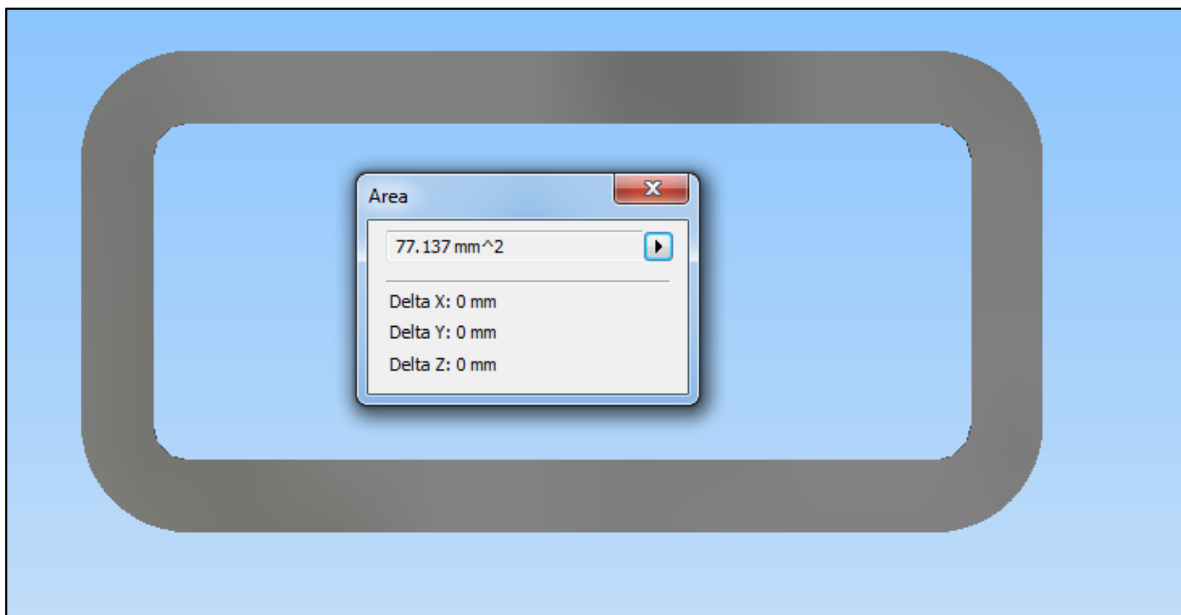


Fig. A16-1: Sección transversal del perfil rectangular

La Figura A16.1 muestra el área que soporta los 30N

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F}{A} = \frac{30 \text{ N}}{77.137 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 0.389 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{330}{0.89} \gg 10$$

Entonces, de acuerdo a los cálculos el perfil soportará con un F.S. mayor a 10 lo cual es muy seguro para el usuario y para el funcionamiento.

Anexo 17: Análisis del acople de motores que soportan la puerta y cadenas

La puerta y las cadenas están soportadas por dos motores y dos acoples mostrados en la Figura A17-1, por lo tanto el peso total de la puerta y la fuerza ejercida por el rozamiento de la barra con los brazos se divide en dos para el análisis. En este caso se tiene una fuerza igual a 60N que tiene que soportar cada acople de motor

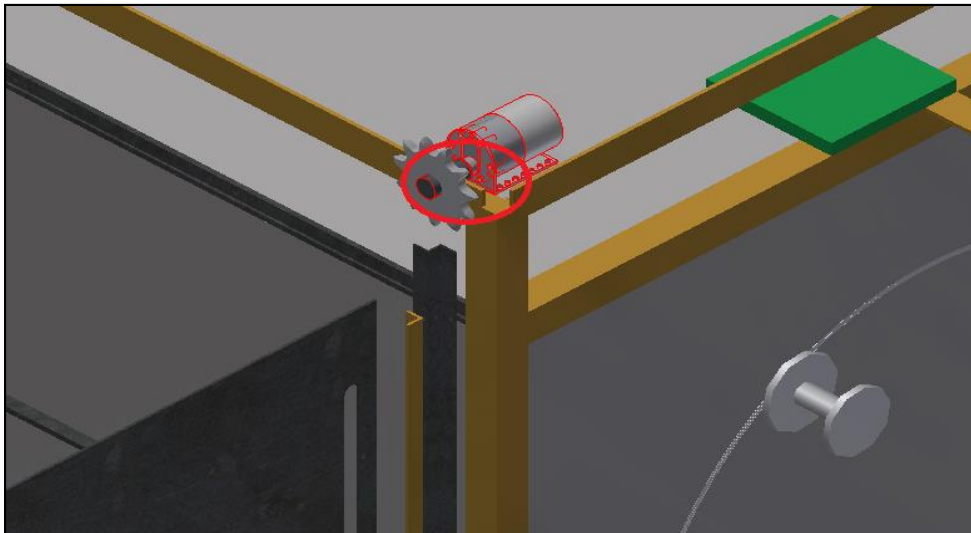


Fig. A17-1: Ubicación del acople en el

La fuerza que se ejerce hacia el acople mostrada en la Figura A17-2 es de forma cortante.

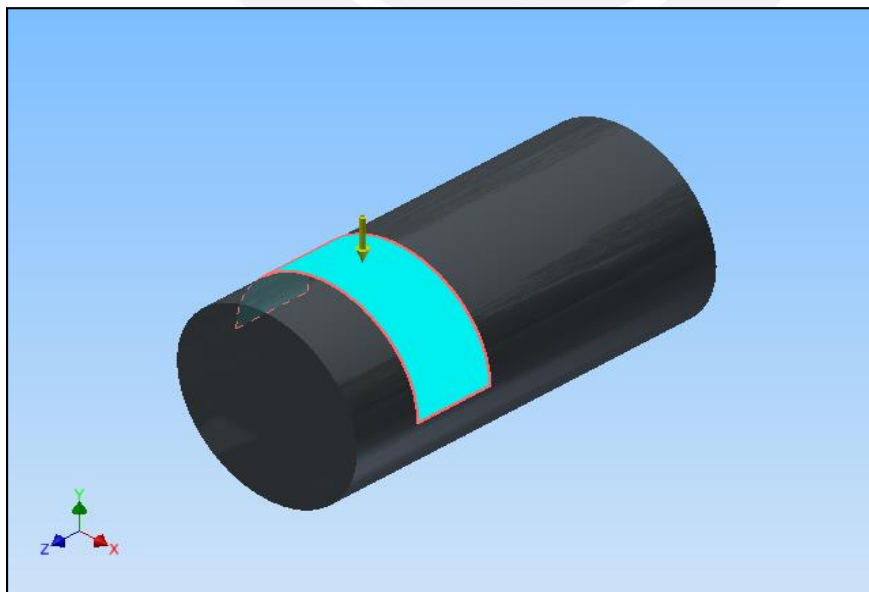


Fig. A17-2: Representación de las fuerzas en el elemento

Esta fuerza de 60N, incluida la cadena, hace que el elemento pueda fallar por cortante, eso lo analizaremos en la siguiente simulación.

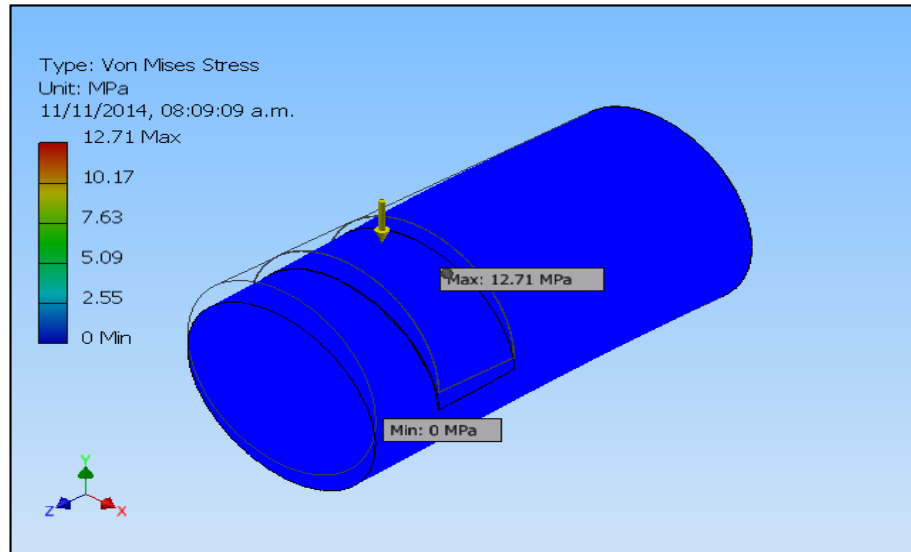


Fig. A17-3: Criterio de Von-Mises

Según el criterio de Von Mises mostrado en la Figura A17-3, el esfuerzo máximo es de 12.71 MPa. El esfuerzo es pequeño porque el área al que está sometido toda la fuerza es de 150 mm², lo cual es considerado relativamente grande.

El concentrador de esfuerzos se presenta en la parte interna, donde el eje del motor se ensambla con el acople

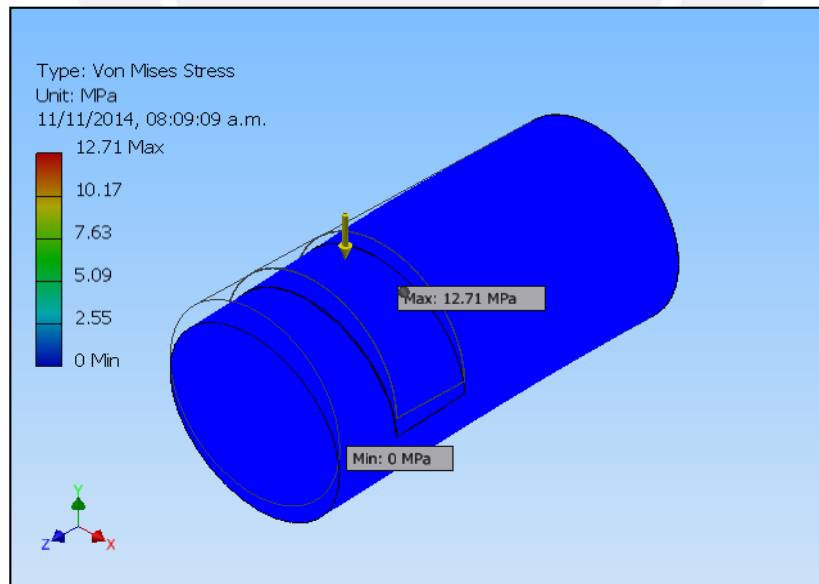


Fig. A17-4: Factor de seguridad del elemento

Como se muestra en la Figura A17-4 el factor de seguridad es mayor a 10, por ello no hay riesgo de falla alguna en el funcionamiento del sistema.

Anexo 18: Análisis del eje del motor DC 131:1 que soporta la puerta

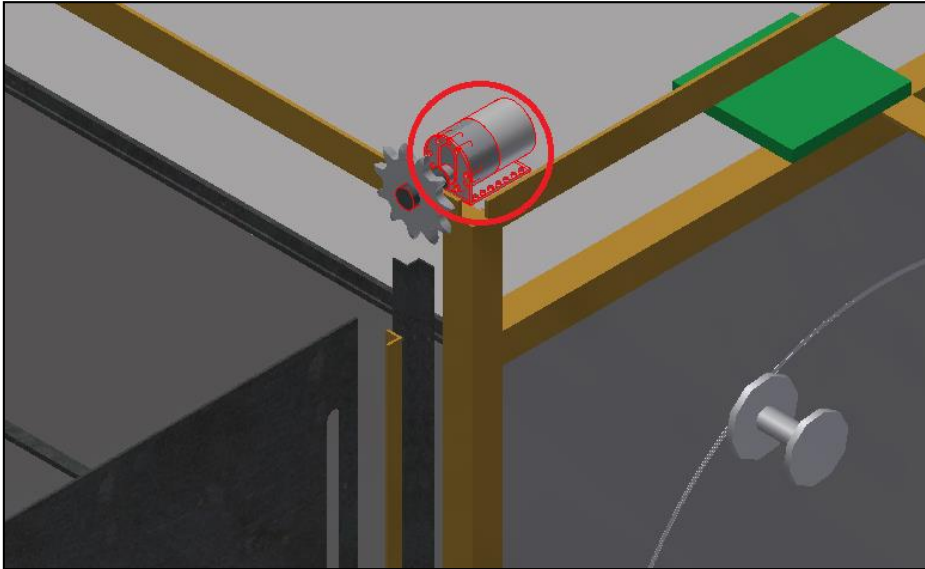


Fig. A18-1: Ubicación del elemento en el ensamble

Al igual que los acoples, son dos los motores que soportan el movimiento de la puerta como se aprecia en la Figura A18-1. Esto implica que la fuerza generada por el peso de la puerta y la fuerza de fricción que se puede generar en el traslado de la barra de pollo, es dividida en dos. Haciendo un total de 60N aproximadamente.

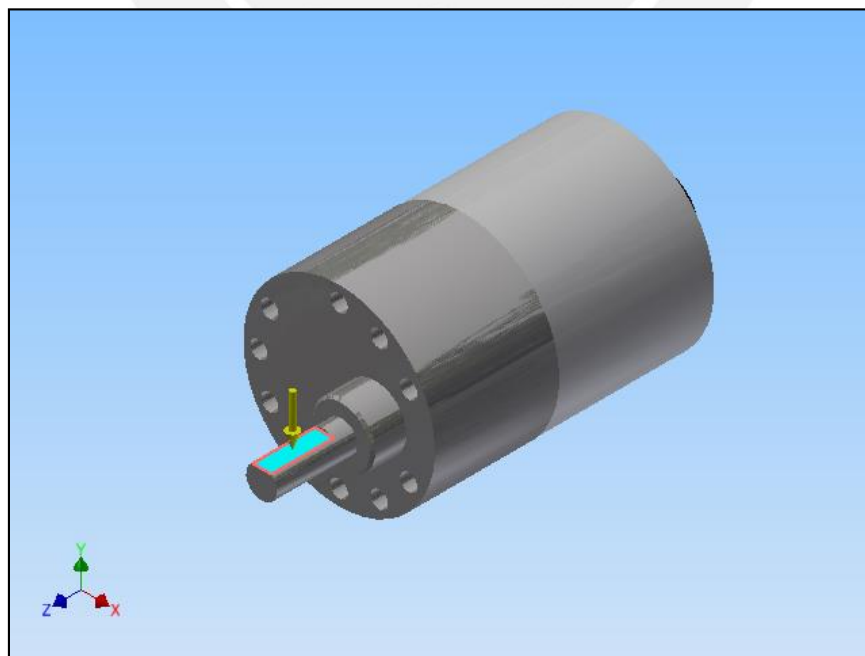


Fig. A18-2: Representación de la fuerza que soporta e eje

Como se aprecia en la Figura A18-2 la fuerza es soportada por el eje del motor, por lo que se espera que este elemento sufra un desplazamiento vertical por el momento flector generado por los 60N que tiene que soportar.

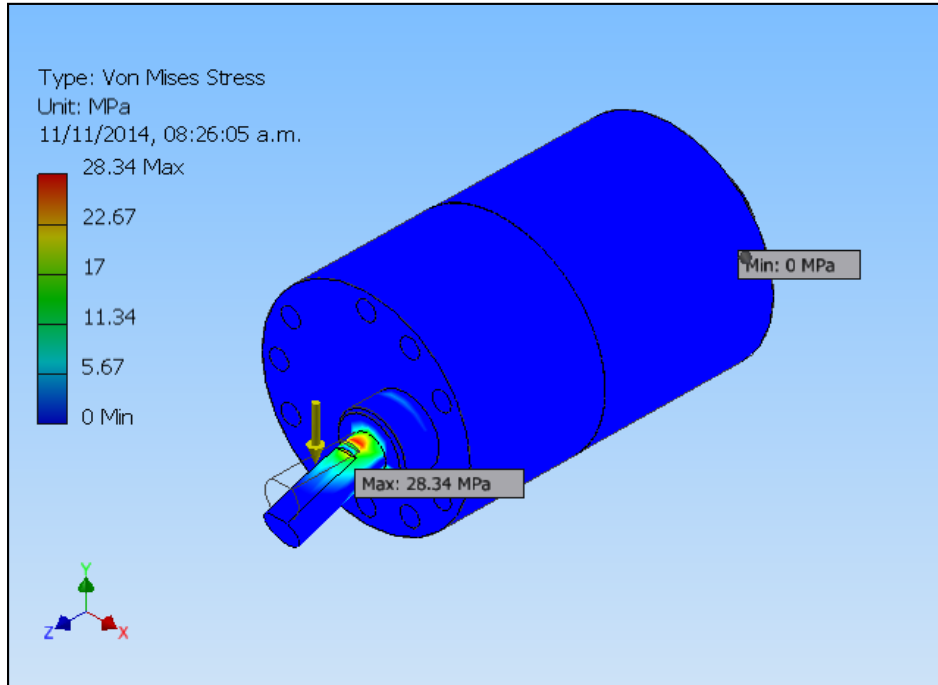


Fig. A18-3: Criterio de Von-Mises

Como se esperaba y se comprueba según lo observado en la Figura A18-3, el esfuerzo mayor se genera en la base del eje saliente del motor. Este esfuerzo llega a un valor de 28.34 MPa, considerando el material del eje del motor y del soporte del motor, es un esfuerzo que pueda considerarse poco riesgoso. Esto se verá en el análisis del F.S.

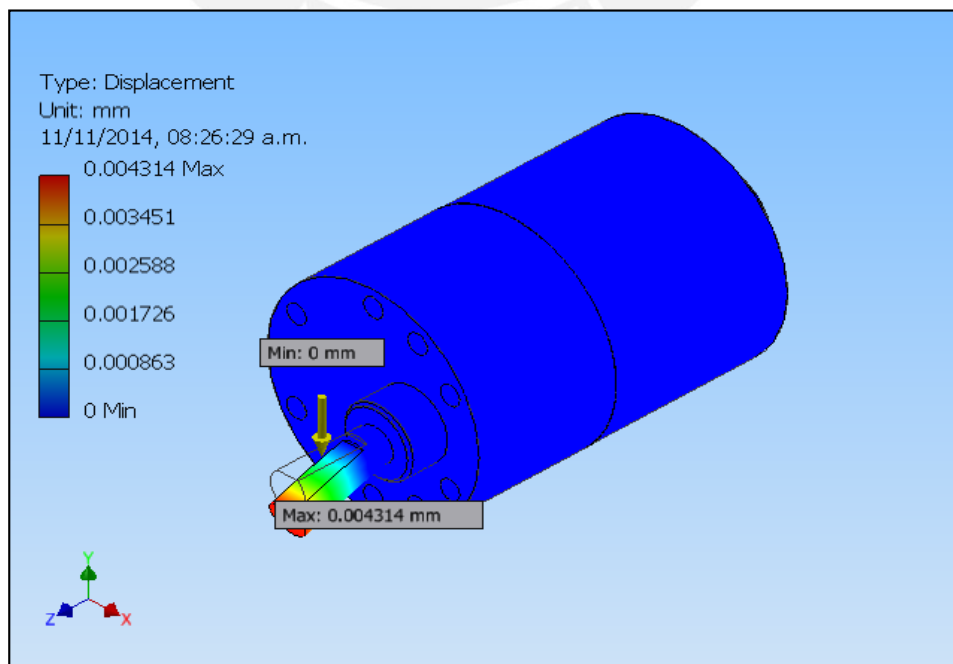


Fig. A18-4: Deformación del elemento

Cabe, mencionar que el desplazamiento del eje del motor mostrado en la Figura A18-4, es prácticamente cero. Este pequeño desplazamiento se regulará a cero porque el motor tiene un soporte adicional en la estructura del horno.

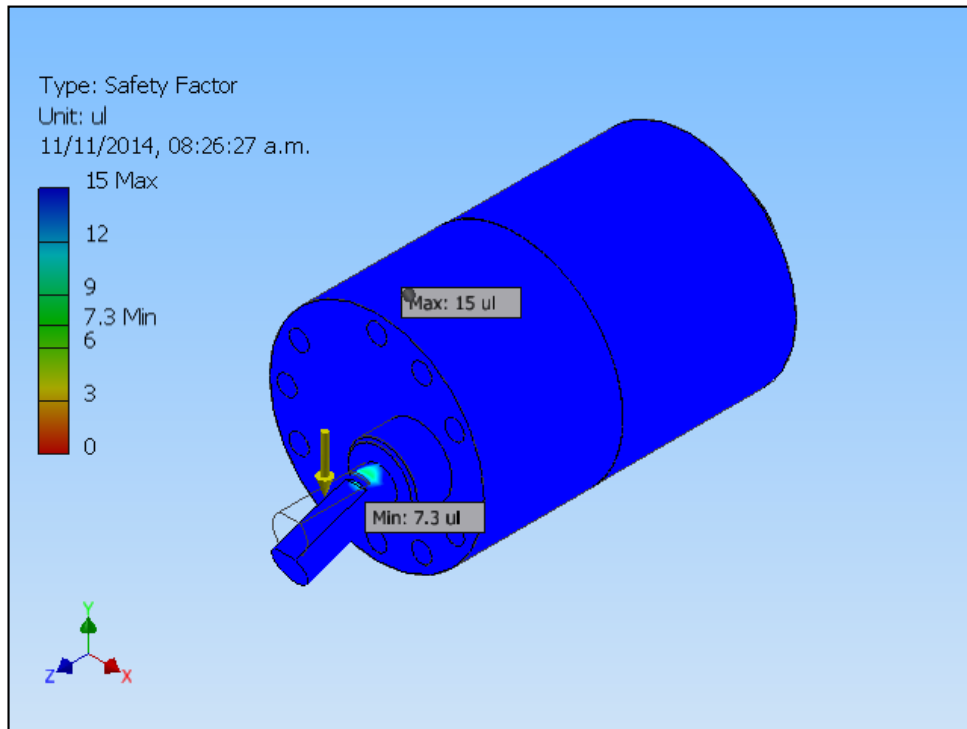


Fig. A18-5: Factor de seguridad del elemento

Como se había supuesto líneas arriba y comprobando con la Figura A18-5, el Factor de Seguridad alto se debe a las características de material del eje del motor y que la fuerza que soportará no es elevada.

Anexo 19: Análisis de los tornillos que usará el soporte del motor

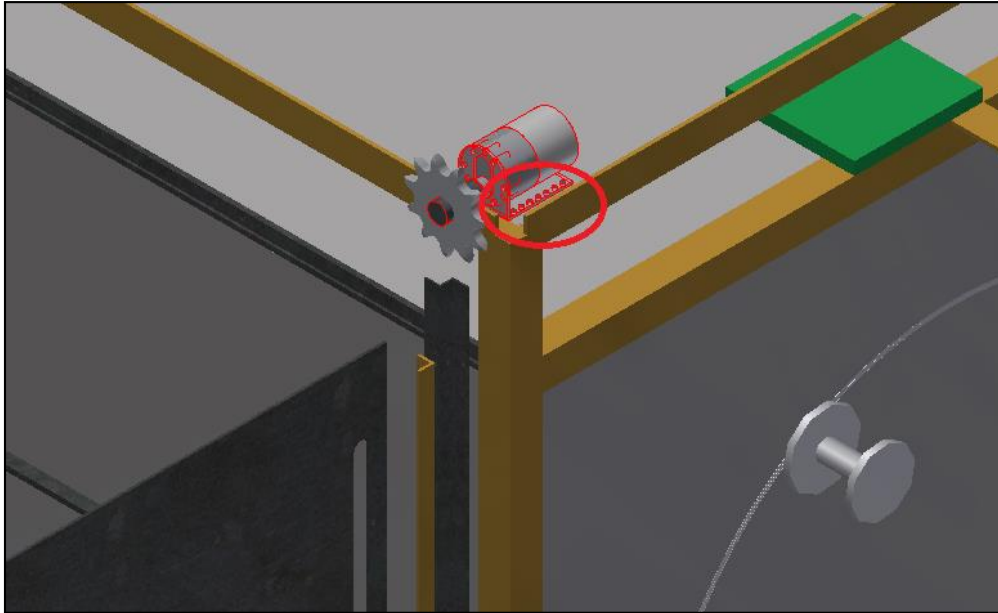


Fig. A19-1: Ubicación en el ensamble

El soporte del motor mostrado en la Figura A19-1 tiene la posibilidad de tener una sujeción con 14 tornillos M3, se analizará si es necesario la utilización de los 14 elementos o de menos.

Trasladando la fuerza ejercida por el peso de la puerta y de la cadena al C.G. del soporte de motor, se tiene un momento igual a $60\text{N} \cdot 60\text{mm} = 3600 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Dado que la calidad de los tornillos son 8, se tiene un valor de fluencia de 800 N/mm^2 con un F.S. de 4 y el área es del tornillo M3, se tiene lo siguiente:

$$F_{m\acute{a}x} = 800 \cdot (\pi \cdot 1.5^2) / 4$$

$$F_{m\acute{a}x} = 1413.716 \text{ N}$$

El valor máximo de fuerza que soporta un tornillo, de acuerdo a las cargas es de 120N, lo cual está por debajo de la resistencia máxima de los tornillos.

Por lo tanto, para fines prácticos y de ensamble, solo se puede hacer uso de 6 tornillos y tendrá un alto valor de F.S.

Anexo 20: Análisis del soporte del motor 131:1

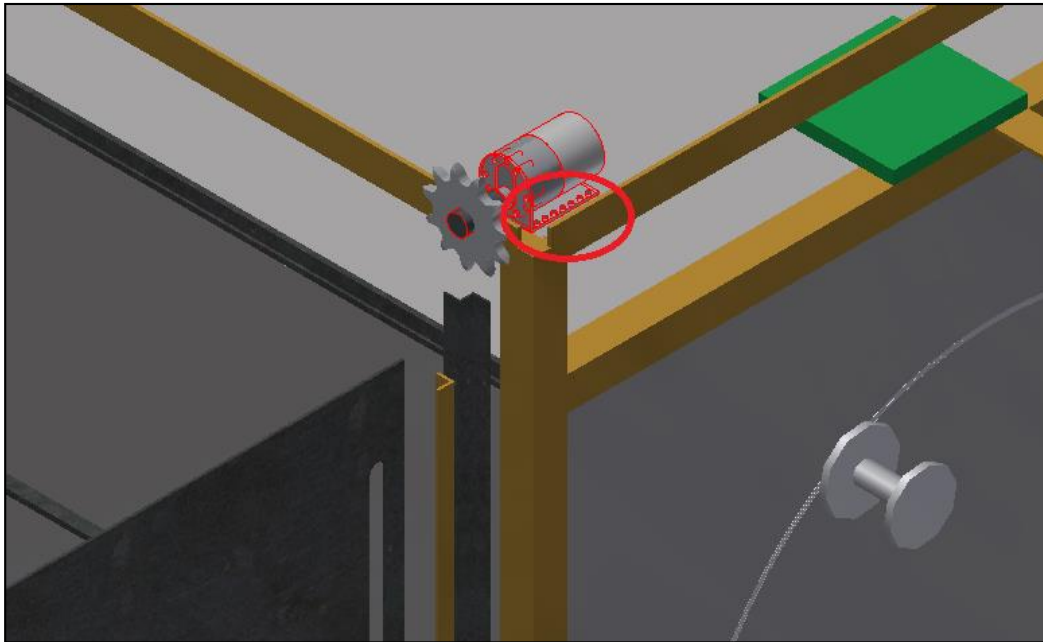


Fig. A20-1: Ubicación del elemento en el ensamble

En el Anexo 19 se analizó la cantidad de tornillos necesarios para soportar el peso de los elementos, ahora se analizará si el soporte puede soportar la carga.

Según la Figura A20-1 se espera que la mayor concentración de esfuerzos se de en el doblez del soporte, como es de aluminio 6061, esa sería la parte más crítica.

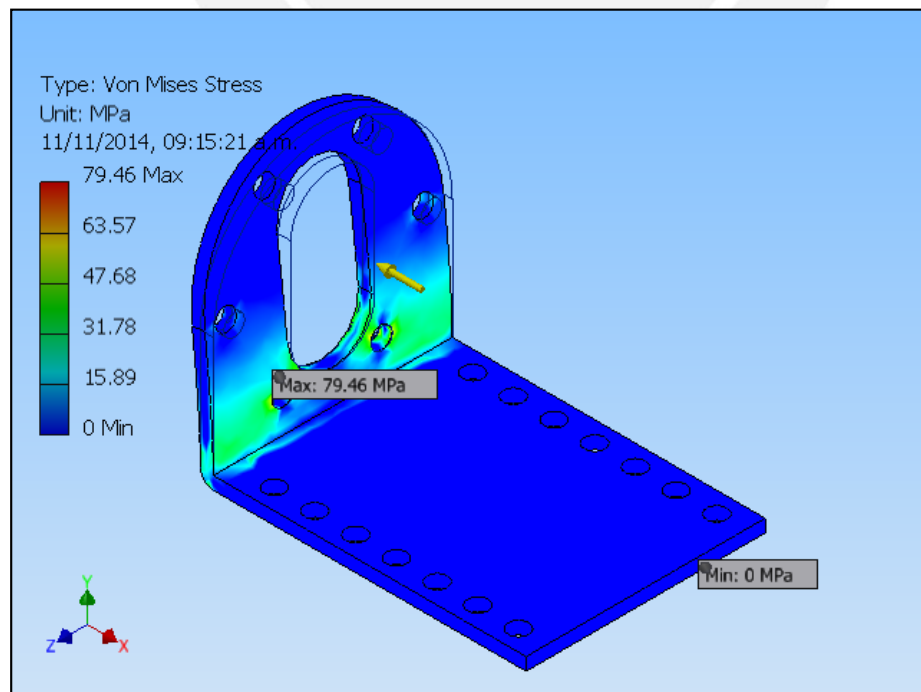


Fig. A20-2: Criterio de Von-Mises

Como se muestra en la Figura A20-2 la mayor concentración de esfuerzos se da en el doblez de la pieza, es donde hay un concentrador debido al ángulo de la misma.

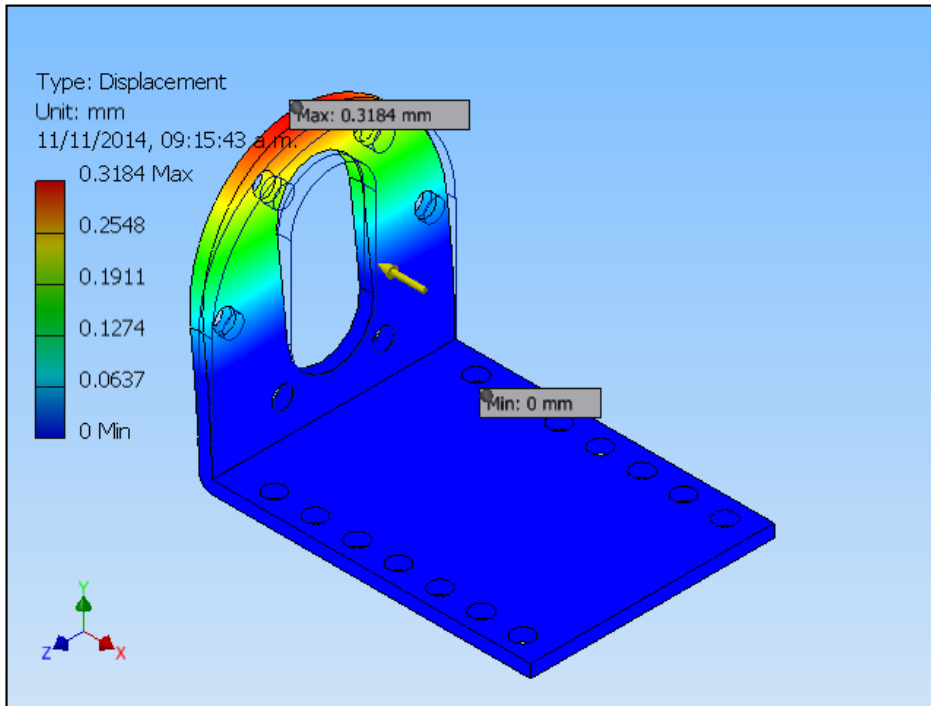


Fig. A20-3: Deformación del elemento

Como se observa en la Figura A20-3 el desplazamiento es pequeño. La de formación es de 0.3 mm, lo cual es imperceptible y para el movimiento que se desarrollará es adecuado y permisible.

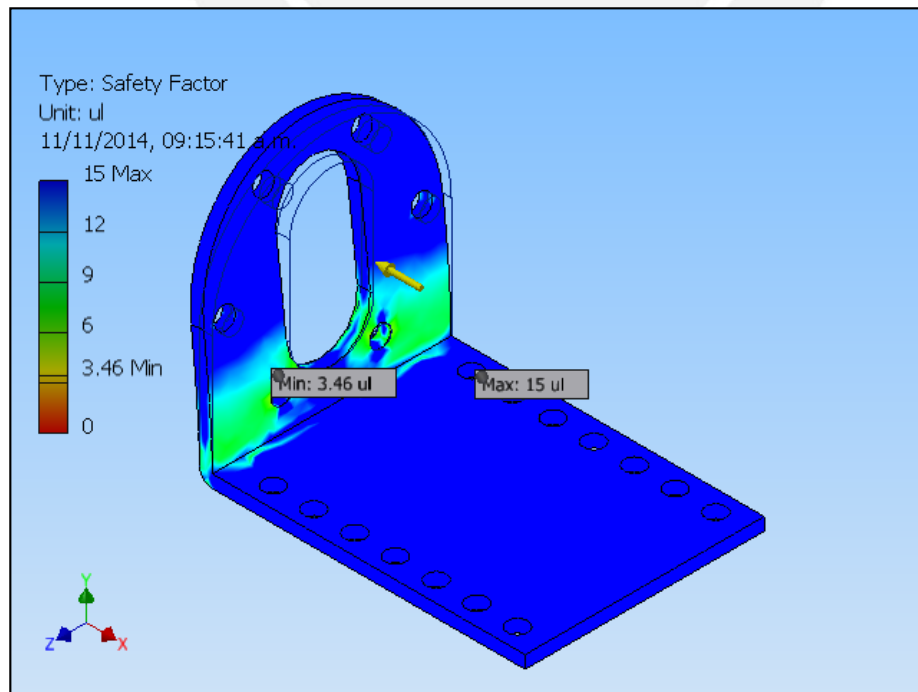


Fig. A20-4: Factor de seguridad del elemento

El factor de seguridad mostrado en la Figura A20-4 es de 3.46. Es factor es adecuado para el funcionamiento correcto de una pieza con las características mencionadas y de la función encomendada.



Anexo 21: Análisis del pin que soporta al engranaje del mecanismo de transporte al corte

El pin mostrado en la Figura A21-1 soporta el engranaje helicoidal y el brazo que empuja la barra de la salida al sistema de corte del pollo.

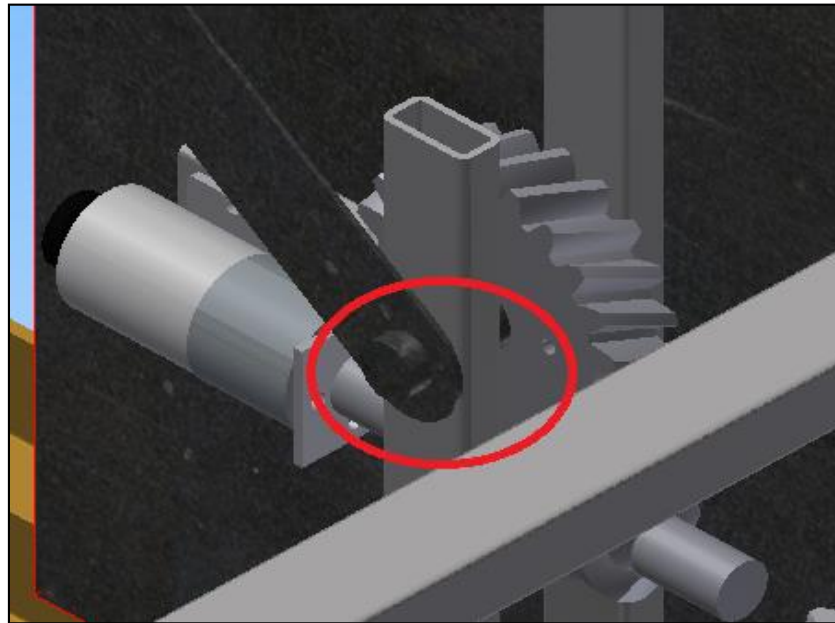


Fig. A21-1: Ubicación del elemento en el

Este pasador está sometido a las fuerzas de la biela que transporta la barra y a la fuerza ejercida por el peso del engranaje. El análisis según el criterio de Von Mises se presenta en la Figura A21-2.

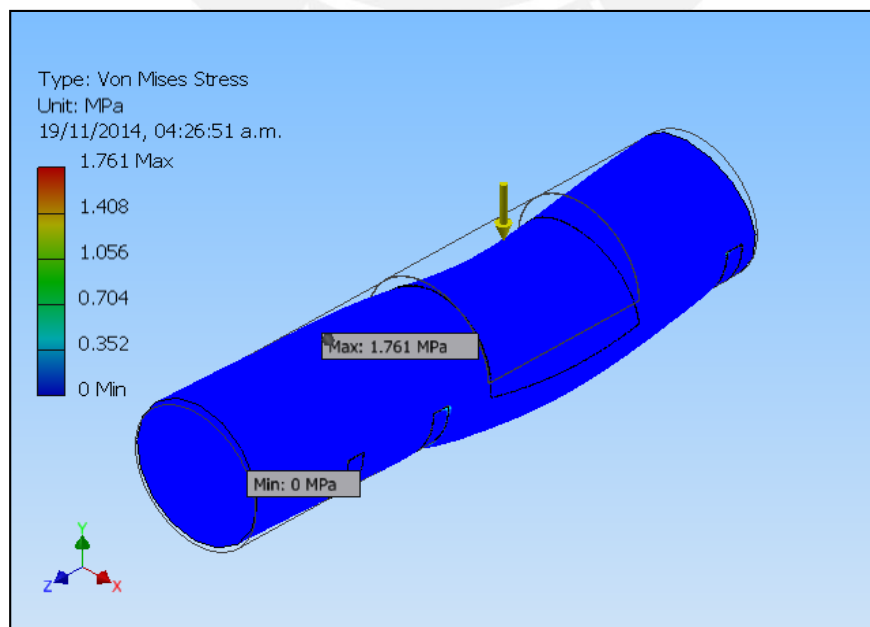


Fig. A21-2: Criterio de Von-Mises

La concentración de esfuerzos se localiza en los soportes del pasador. Sin embargo, esta concentración es muy pequeña, por lo tanto se espera que el factor de seguridad sea alto.

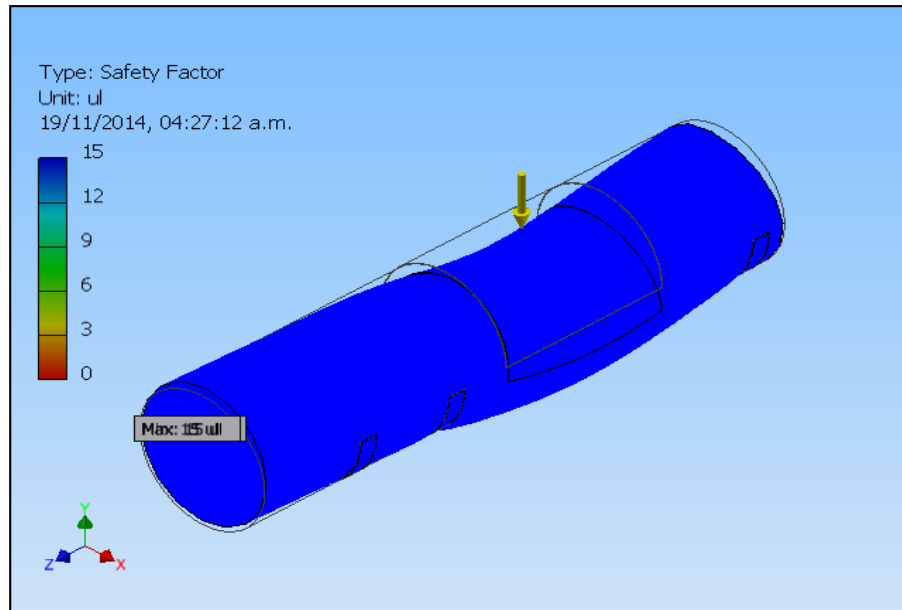


Fig. A21-3: Factor de seguridad del elemento

Como se puede apreciar en la Figura A21-3 el Factor de Seguridad es alto, lo cual asegura un correcto funcionamiento. La deformación en la simulación observada en la Figura A21-4 parece considerable, pero eso es por fines de simulación.

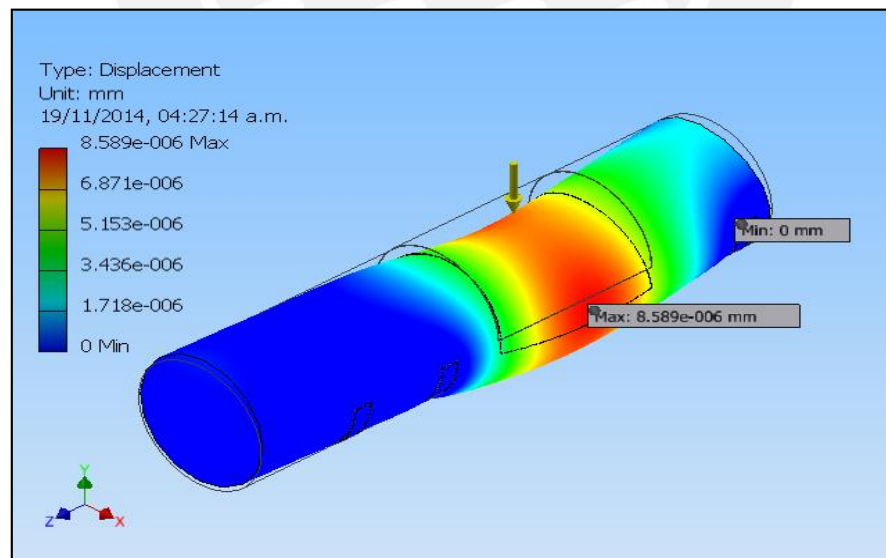


Fig. A21-4: Deformación del elemento

Como se puede apreciar, la deformación máxima es de 8.59 μm , lo cual es prácticamente cero. Funcionando perfectamente en el sistema integrado.

Anexo 22: Análisis de la biela para pasar de la salida al corte

La biela mostrada en la Figura A22-1 es encargada de mover la barra de la salida del horno a la posición adecuada en la etapa de corte. En este movimiento la pieza estará sometida a una fuerza en el extremo, lo cual hace crítica la parte inferior de la pieza. En los siguientes análisis se comprobará que la pieza no falle.

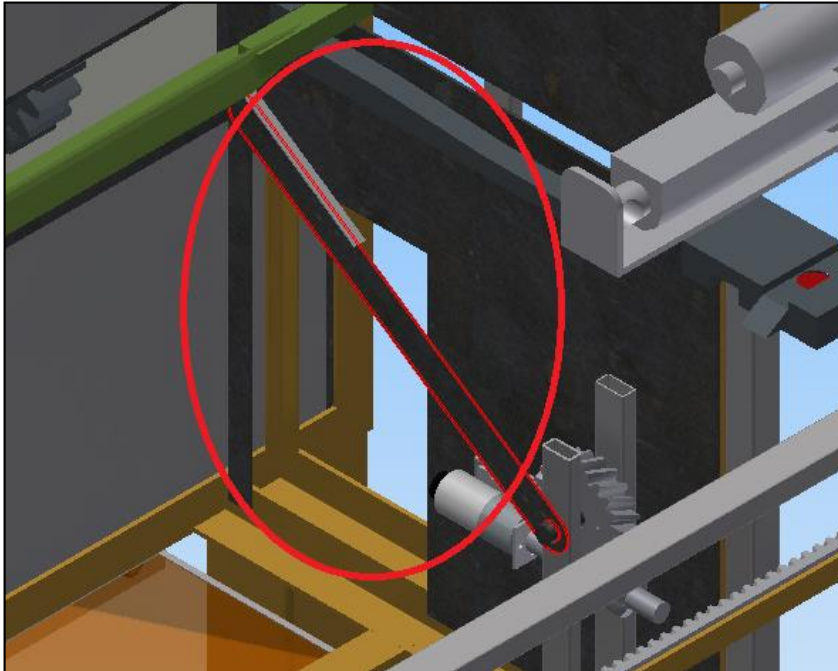


Fig. A22-1: Ubicación del elemento en el ensamble

Como se puede apreciar la parte superior de la pieza tiene una barra de acero adicional, eso es para evitar que la pieza se deforme por el contacto con las elevadas temperaturas de la barra que sale del horno.

La fuerza que soportará será la generada por la fuerza de fricción entre la barra con pollos y el brazo, para se utilizará $\mu=1.10$

Entonces se tiene, $F_{normal} = 100N$

$$F_{ejercida} = 100 * 1.10 = 110N$$

Anexo 23: Análisis del pin de agarre

El pin de agarre mostrado en la Figura A23-1 soporta toda la barra de pollos, incluido los pollos. Se va a realizar el análisis en el punto más crítico, en el momento en el que el peso total es soportado únicamente por el pin. Este pin tiene una fundición nodular para incrementar su resistencia y resistir altas concentraciones de esfuerzo y elevadas temperaturas. Para fines de simulación, se estudiará como una pieza empotrada con una carga al final del elemento.

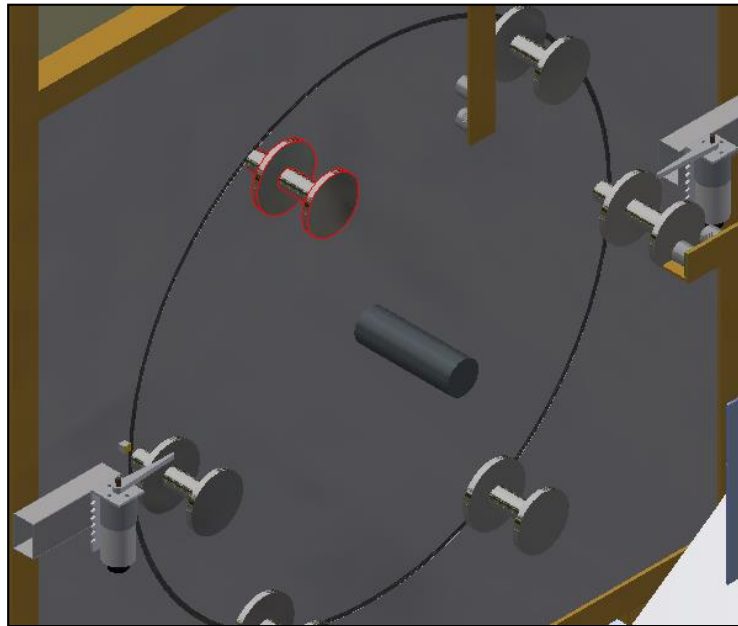


Fig. A23-1: Ubicación del elemento en el ensamble

La fuerza que soporta es de 110 N

Según el criterio de Von-Mises mostrada en la Figura A23-2 como se esperaba los esfuerzos se encuentran en el punto de inflexión de los esfuerzos.

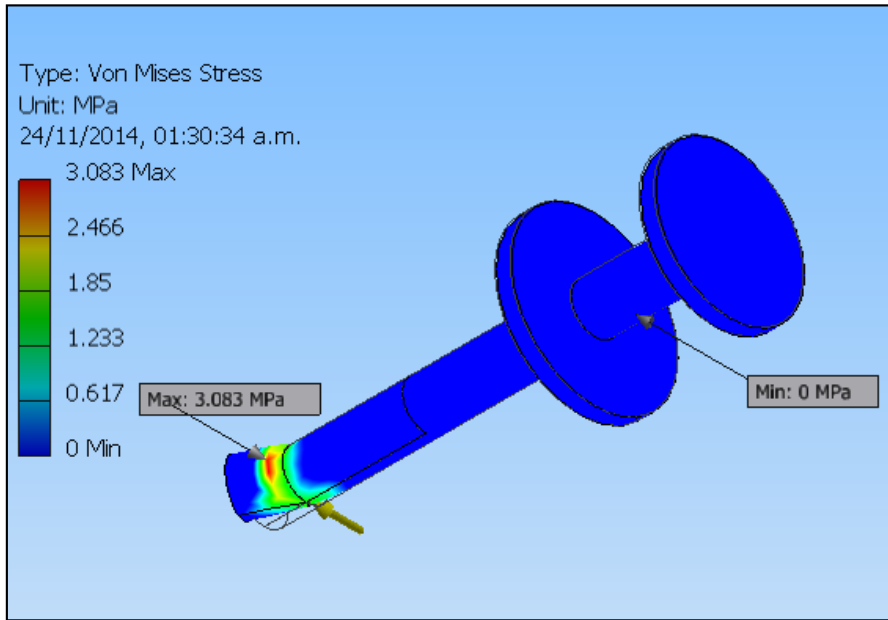


Fig. A23-2: Criterio de Von-Mises

Como se puede observar en la Figura A23-3 el factor de seguridad de este elemento es mayor a 15. Con este F.S. se consigue un funcionamiento adecuado.

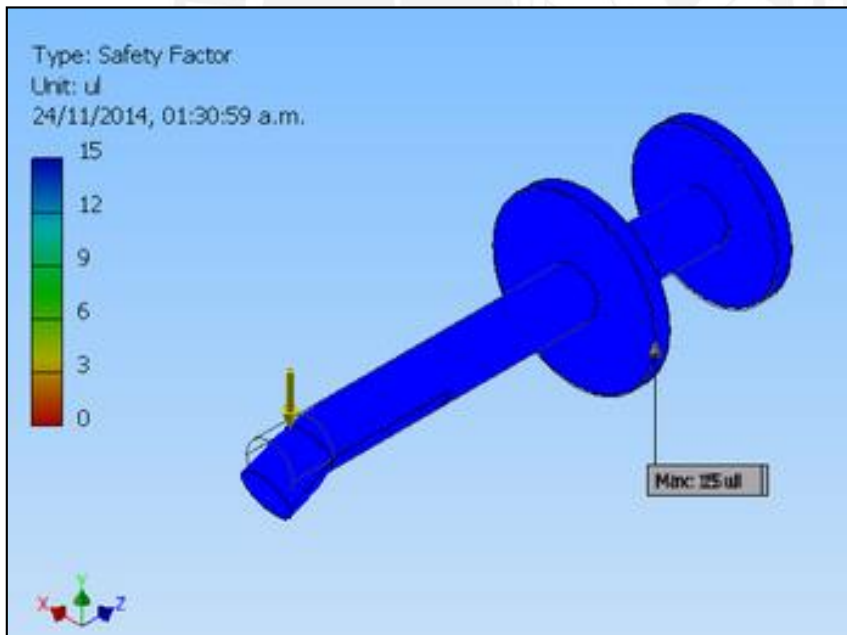


Fig. A23-3: Factor de seguridad del elemento

La deformación del elemento en dirección tangencial al desplazamiento, cuando está en el punto más crítico, es muy importante y se debe considerar para evitar un mal funcionamiento del horno. Como se aprecia en la Figura A23-4 la deformación máxima es del orden de micromilímetros. Esto se debe a las características del material del que está fabricado, esta deformación es admisible e ideal para el sistema.

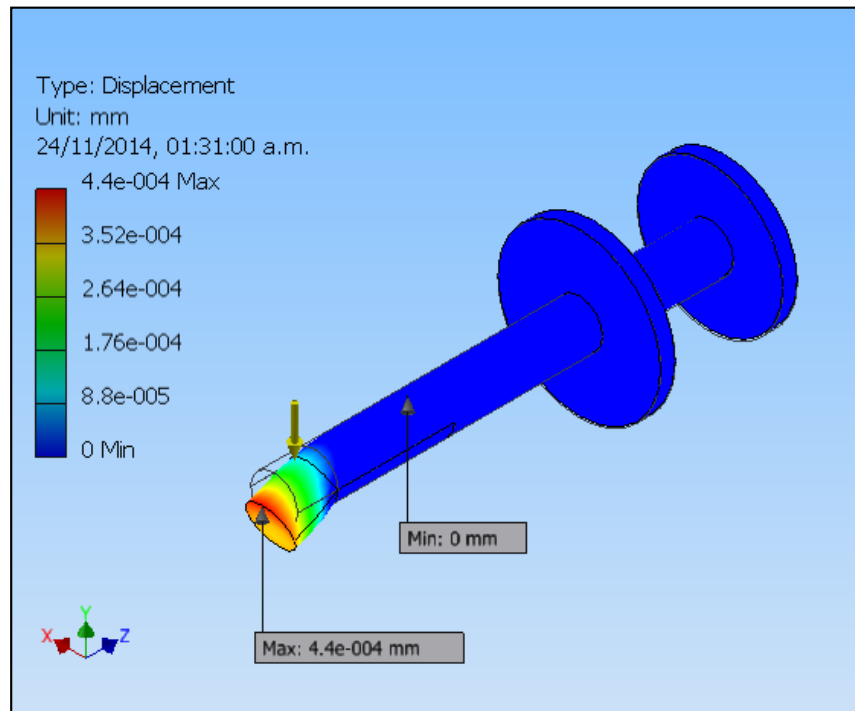


Fig. A23-4: Deformación del elemento

Anexo 24: Cálculo tornillo sin fin y engranaje helicoidal¹⁰

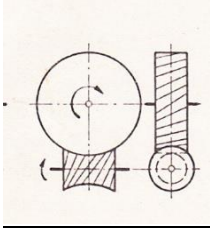


Fig. A24-1: Tornillo sin fin y Corona

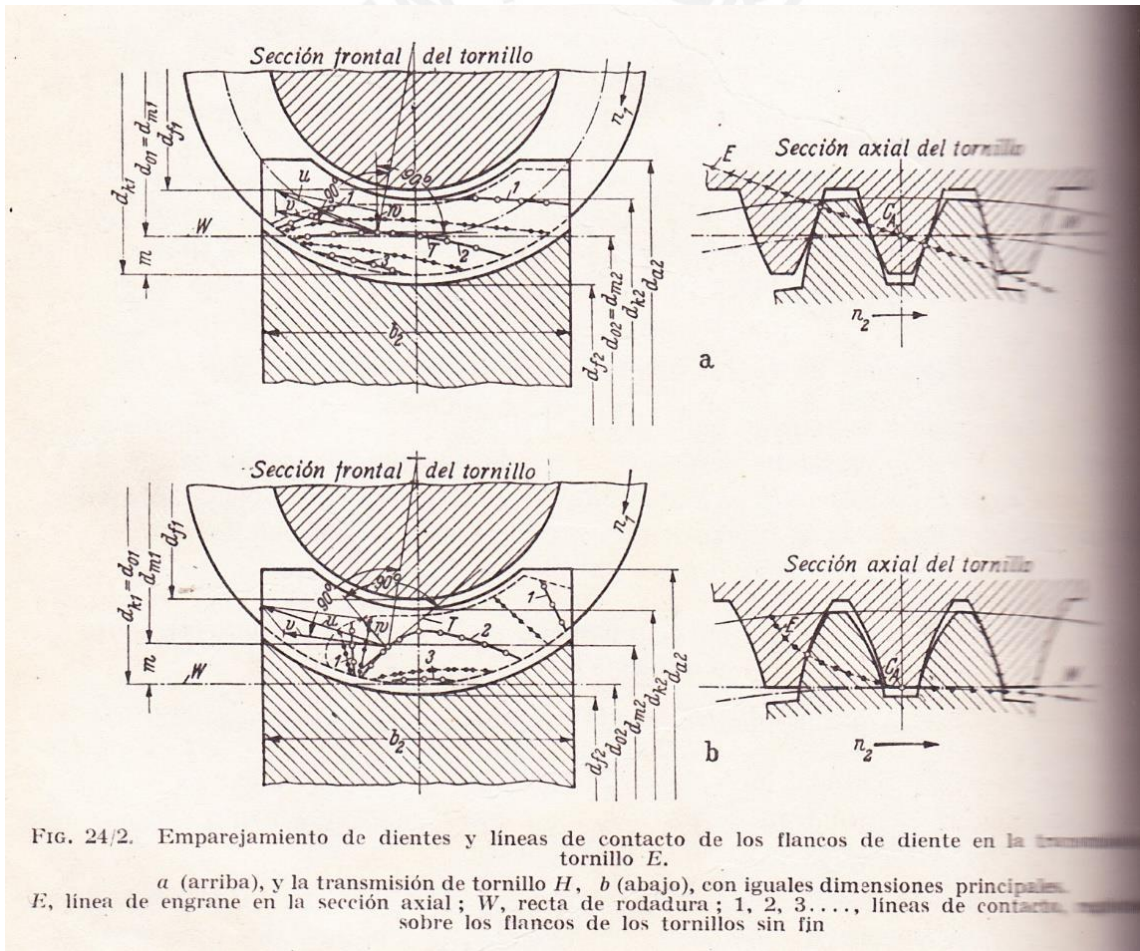


Fig. A24-2: Rueda Helicoidal, con Tornillo E. (Fig24/2b - Abajo)

¹⁰ Según Libro Tratado Teórico Práctico de Elementos de Máquinas por G. Niemann

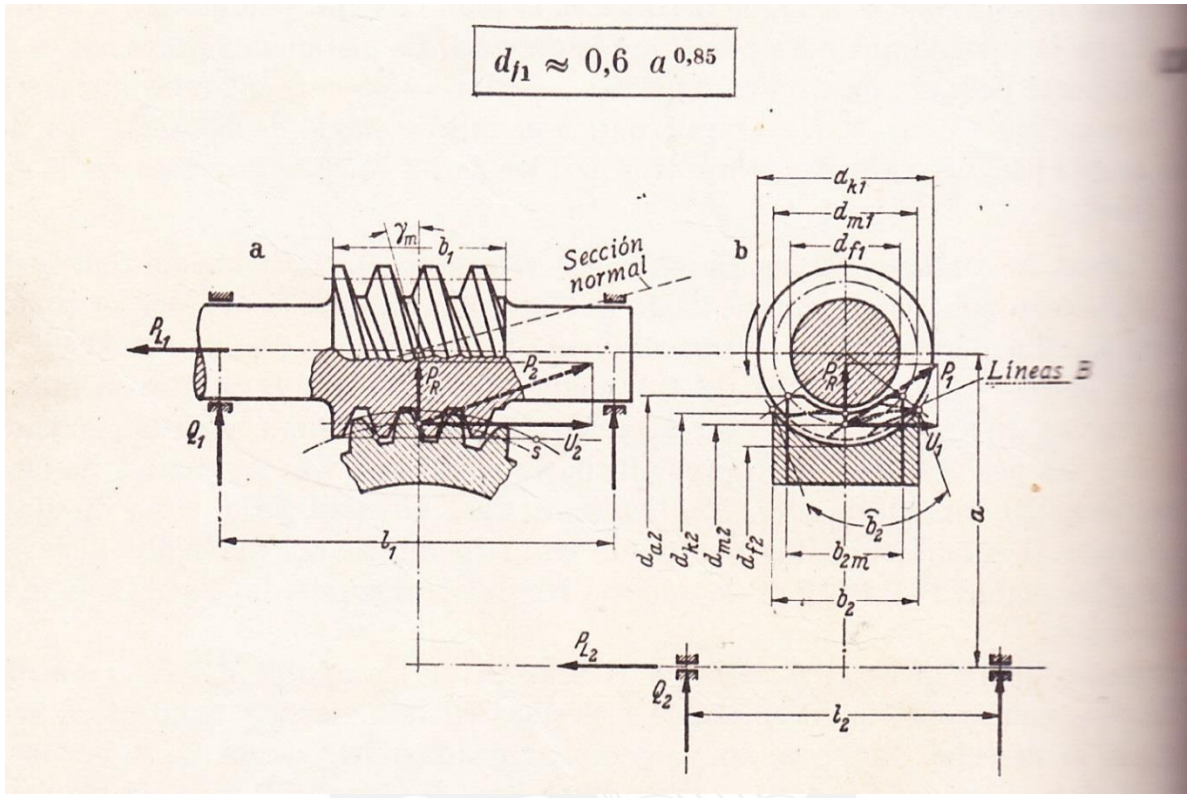


Fig. A24-3: Geometría Tornillo sin fin y Corona

Para un fácil mecanizado y tomando en cuenta valores de catálogos, se asume una distancia entre centros $a = 35 \text{ mm}$ y además se calcula para una relación $i = \frac{z_2}{z_1} = 6$.

Se adopta $z_1 = 3 \rightarrow z_2 = 18$

Se halla

$$d_{f1} \approx 0,6 \cdot a^{0,85} = 0,6 \cdot 35^{0,85} = 12 \text{ mm}$$

Luego el módulo a partir de:

$$m = \frac{2a - d_{f1}}{z_2 + 2,4} = \frac{2 \cdot 35 - 12}{18 + 2,4} = 2,8 \text{ mm}$$

Se adopta $m = 2,5$

Luego,

$$d_{m1} \approx d_{f1} + 2,4 \cdot m = 12 + 2,4 \cdot 2,5 = 18 \text{ mm}$$

$$d_{k_1} = d_{m_1} + 2 \cdot m = 18 + 2 \cdot 2,5 = 23 \text{ mm}$$

Comprobación:

Por coeficiente de forma de diente z_f

$$z_f = \frac{d_{m_1}}{m} = \frac{18}{2,5} = 7,2$$

Como $z_f > 6$, cumple.

Por ángulo de paso γ_m

$$\tan(\gamma_m) = \frac{z_1}{z_f} = \frac{3}{7,2} = 0,416$$

Como $\tan(\gamma_m) = 0,416 < 1$, cumple.

$$\gamma_m = \tan^{-1}(0,416) = 22,6^\circ$$

Después:

$$d_{m_2} = 2a - d_{m_1} = 2(35) - 18 = 52 \text{ mm}$$

$$d_{f_2} \approx d_{m_2} - 2,4 \cdot m = 52 - 2,4 \cdot 2,5 = 46 \text{ mm}$$

$$d_{k_2} = d_{m_2} + 2 \cdot m = 52 + 2 \cdot 2,5 = 57 \text{ mm}$$

$$d_{a_2} \approx d_{m_2} + 3 \cdot m = 52 + 3 \cdot 2,5 = 59,5 \cong 60 \text{ mm}$$

$$m = \frac{d_{m_2}}{z_{m_2}} = 2,5 \rightarrow z_{m_2} = \frac{52}{2,5} = 20,8 \text{ mm} \wedge z_2 \approx z_{m_2}$$

$$\rightarrow z_2 = 21 \text{ mm}$$

Comprobación del desplazamiento de perfil:

$$x_2 = \frac{z_{m_2} - z_2}{2} = \frac{20,8 - 21}{2} = -0,1$$

Cómo $x_2 \in \square -1,1 \supset$ es admisible (según tabla 24/2)¹²

¹² Según Niemann pág 612.

Luego,

$$d_{01} = d_{m_1} + 2 \cdot x_2 \cdot m = 18 + 2 \cdot -0,1 \cdot 2,5 = 17,5 \text{ mm}$$

$$d_{02} = d_{m_2} - 2 \cdot x_2 \cdot m = 52 + 2 \cdot 0,1 \cdot 2,5 = 52,5 \text{ mm}$$

Otras dimensiones importantes:

Del tornillo, el ángulo de paso:

$$\gamma_m = 22,6^\circ$$

$$\gamma_o = \tan^{-1} \left(\frac{m \cdot z_1}{d_{01}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2,5 \cdot 3}{17,5} \right) = 23,20^\circ$$

Módulo de sección normal..... $m_n = m \cdot \cos(\gamma_o) = 2,5 \cdot \cos(23,20) = 1,07 \text{ mm}$

$$\rightarrow m_n = 1$$

Paso..... $H = \pi \cdot m \cdot z_1 = \pi \cdot 2,5 \cdot 3 = 23,6 \text{ mm}$

Ancho de diente..... $b_1 \approx 2,5 \cdot m \cdot \sqrt{z_{m_2} + 2} = 2,5 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{20,8 + 2} = 29,84 \cong 30 \text{ mm}$

Se verifica que:

$$b_1 = 30 > 10 \cdot m = 10 \cdot 2,5 = 25 \text{ mm}$$

Rueda: ancho medio de diente..... $b_{m_2} \approx 0,45 \cdot m \cdot (z_f + 6) = 0,45 \cdot 2,5 \cdot (7,2 + 6) = 14,85 \text{ mm} \cong 15 \text{ mm}$

$\rightarrow b_2 = b_{m_2} = 15 \text{ mm}$ (Para rueda de bronce)

$\rightarrow b_2 = b_{m_2} + 1,8 \cdot m = 15 + 1,8 \cdot 2,5 = 19,5 \cong 20 \text{ mm}$ (Para aleación de Al)

Longitud del sector dentado..... $\widehat{b}_2 \approx 1,1 \cdot b_2 = 1,1 \cdot 15 = 16,5 \text{ mm}$ (Rueda de bronce)

$$\widehat{b}_2 \approx 1,17 \cdot b_2 = 1,17 \cdot 20 = 23,4 \text{ mm (Rueda de Al)}$$

$$\rightarrow \widehat{b}_2 = 17 \text{ mm (Rueda de bronce)}$$

$$\rightarrow \widehat{b}_2 = 25 \text{ mm (Rueda de Al)}$$

Longitud..... $l_1 \approx 3,3 \cdot a^{0,87} = 3,3 \cdot 35^{0,87} = 72,75 \cong 73mm$

Finalmente:

Tornillo Sin fin		Rueda Helicoidal			
$i = \frac{z_2}{z_1} = 7$					
z_1	3	z_2	21		
d_{f_1}	12 mm	d_{f_2}	46 mm		
m	2,5 mm	m	2,5 mm		
m_n	1 mm	m_n	1 mm		
d_{m_1}	18 mm	d_{m_2}	52 mm		
d_{k_1}	23 mm	d_{k_2}	57 mm		
		d_{a_2}	60 mm		
d_{o_1}	17,5 mm	d_{o_2}	52,5 mm		
z_f	7,2				
γ_m	22,6°				
γ_o	23,20°				
H	23,6 mm	b_{m_2}	15 mm		
b_1	30 mm	$b_{2\text{bronce}}$	15 mm	$\widehat{b_{2\text{bronce}}}$	17 mm
		b_{2Al}	20 mm	$\widehat{b_{2Al}}$	25 mm
l_1	73 mm				

Anexo 25: Análisis de los esfuerzos aplicados en el brazo de la puerta de entrada.

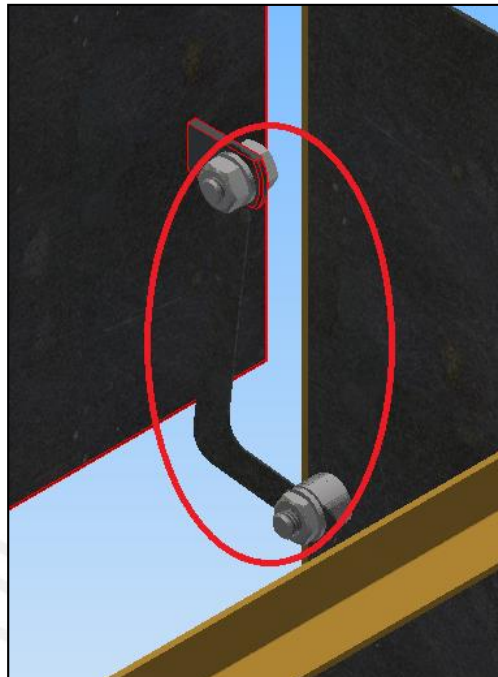


Fig. A25-1: Ubicación del elemento en la máquina

Los brazos de la Figura A25-1 soportan todo el peso de la puerta de entrada cuando esta está levantada. Tiene un sistema de auto-bloqueo por la configuración que tiene. Mientras que cuando la puerta baja, lo que soporta el peso de la puerta es la estructura.

$$P_{puerta} = 26.47 \text{ N}$$

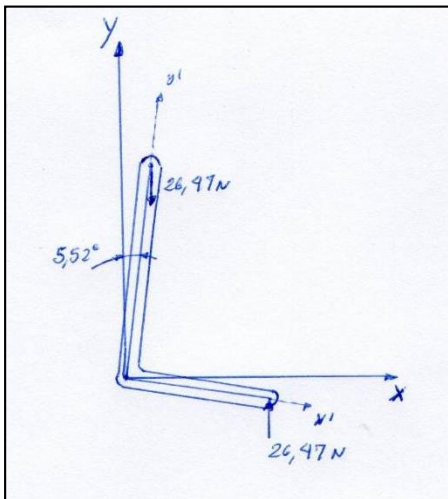


Fig. A25-2: Coordenadas originales del brazo de la puerta

Cambiando el

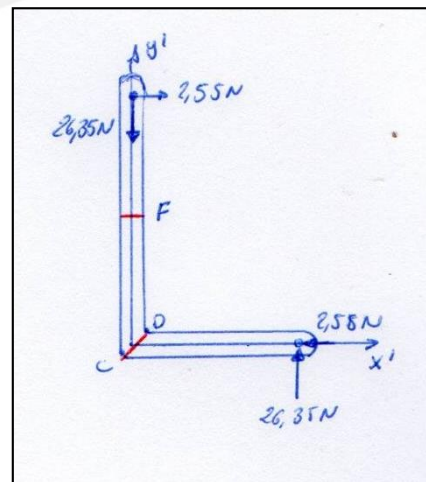
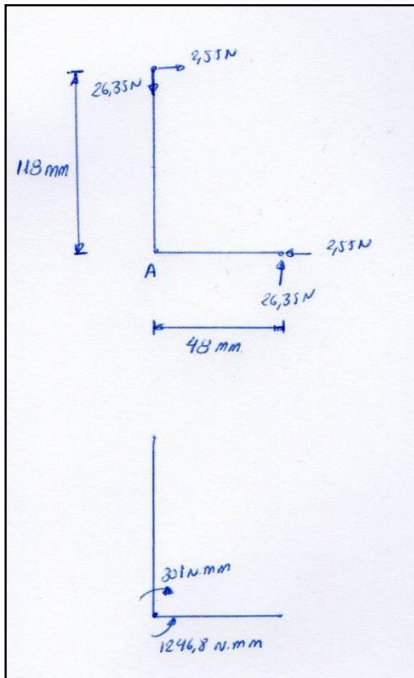


Fig. A25-3: Coordenadas auxiliares del brazo de la puerta



La Figura A25-4 muestra el traslado de los esfuerzos al punto A

$$M_1 = 2.55 \cdot 118 = 301 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = 26.35 \cdot 48 = 1246.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_t = 1246.8 - 301 = 963.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Fig. A25-4: Traslado de fuerzas

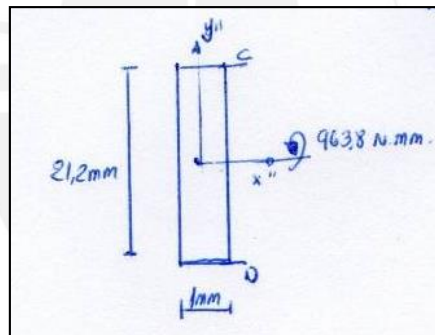


Fig. A25-5: Sección D-C

Análisis en la sección D-C mostrada en la Figura A25-5

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{x1} \cdot C_{y1}}{I_y} = \frac{963.8 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 10.6 \text{ mm}}{\frac{1}{12} \cdot 21.2^3 \cdot 1 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 12.87 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{138.27}{12.87} = 10.7$$

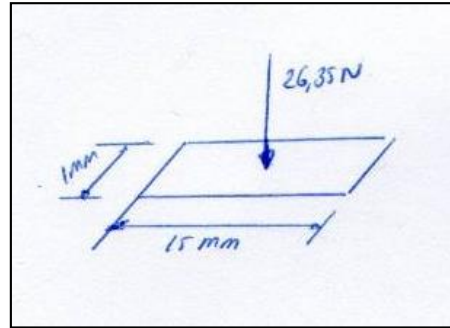


Fig. A26-5: Sección F

Análisis en la sección F apreciada en el Anexo A26-5

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} = \frac{26.35 \text{ N}}{15 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 1.75 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{138.27}{1.75} \gg 10$$

Análisis en los agujeros por corte:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} = \frac{26.35 \text{ N}}{5 * 1 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 5.27 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{46.09}{5.27} = 8.75$$

En el análisis por corte, se realiza una aproximación que es tomar la fluencia por cortante igual a la tercera parte de la fluencia a la tracción.

Por lo tanto, el brazo de plancha de acero que soporta la puerta de entrada, no sufrirá falla alguna debido a los altos factores de seguridad.

Anexo 26: Análisis de los esfuerzos aplicados en al tornillo que soporta la puerta de entrada.

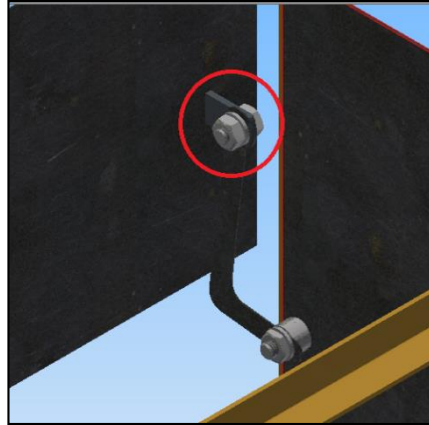


Fig. A26-1: Ubicación de los tornillos en el ensamble

Los tornillos mostrados en a Figura A26-1, al igual que el brazo soportan todo el peso de la puerta cuando esta está levantada.

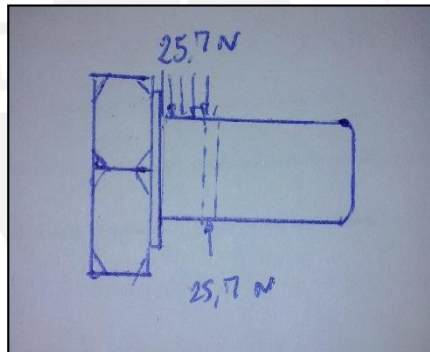


Fig. A26-2: DCL del tornillo

El diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura A26-2, como se puede apreciar el tornillo puede fallar por aplastamiento por las cargas o por cizalladura en medio de las cargas.

Análisis por aplastamiento debido a las fuerzas que soporta.

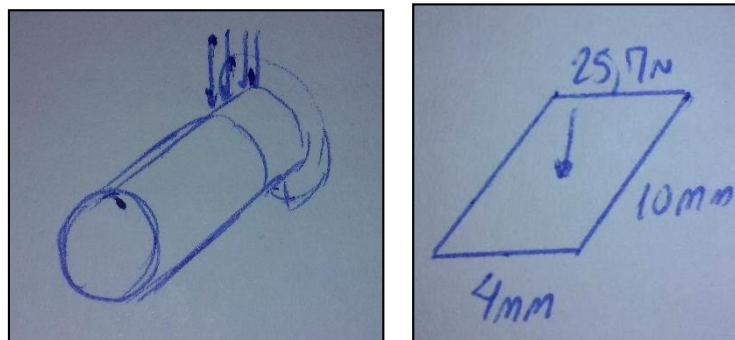


Fig. A26-3: Aplicación de las fuerzas

Estoy aproximando el área superficial de la Figura A26-3 del tornillo con el área proyectada en el plano medio, es decir analizo un cuadrado formado por el diámetro del tornillo y el espesor que soporta la carga.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} = \frac{25.7 N}{40 mm^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 0.69 MPa$$

Para un tornillo DIN933, material 8 este esfuerzo por aplastamiento es imperceptible, con un factor de seguridad muy elevado.

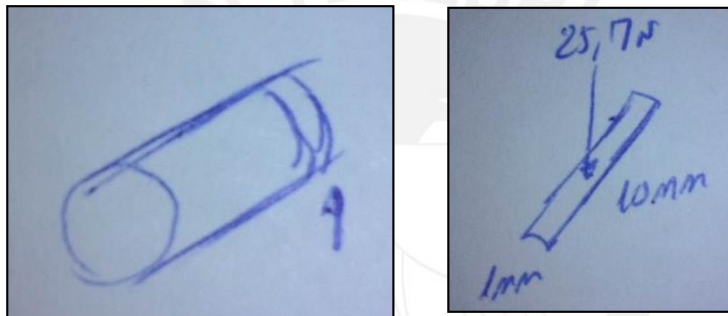


Fig. A26-5: Análisis de fallo

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} = \frac{25.7 N}{10 mm^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 2,57 MPa$$

Al igual que menciono líneas arriba. El Factor de Seguridad es aproximadamente $800/2.57 = 311.28$

Para el otro análisis se toma en consideración el área transversal del tornillo M10, para ello se harán las siguientes aproximaciones: El área se tomará como diámetro 10mm. La resistencia a cortante será la tercera parte que la resistencia a tracción. Esto se aproxima por medio del círculo de mohr, entonces se tiene.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} = \frac{25.7 N}{\pi * 5^2 mm^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 0.327 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{266.66}{0.327} \gg 10$$

De acuerdo a los cálculos realizados, el tornillo no falla por cortante.



Anexo 27: Análisis de los esfuerzos aplicados en al tornillo que soporta la puerta de entrada con brazo.

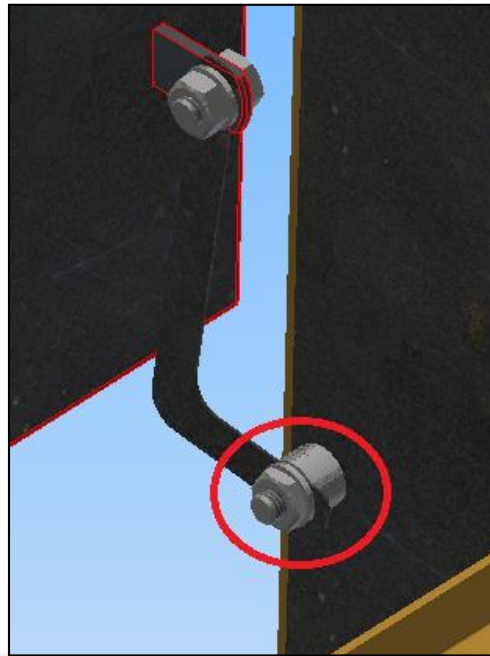


Fig. A27-1: Ubicación del tornillo de la puerta

Los tornillos de la Figura A27-1, a diferencia que los otros tornillos soportan todo el peso de la puerta más el de los brazos de entrada cuando esta está levantada.

Como se observa en la Figura A27-2, el análisis y los diagramas de cuerpo libre son similares, salvo por la fuerza aplicada. Como se notó anteriormente el esfuerzo por aplastamiento no pone en riesgo a la pieza, se analizará la cortante y el esfuerzo generado por el momento.

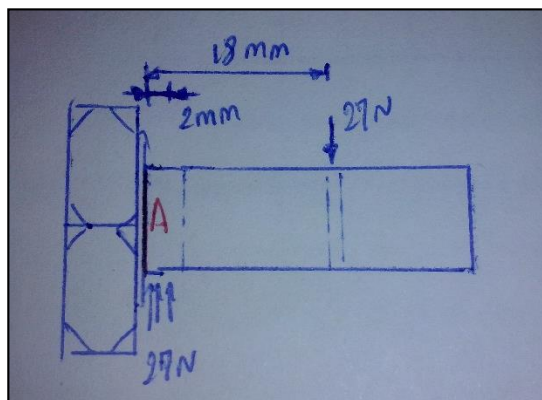


Fig. A27-2: DCL del tornillo

Este es el diagrama de cuerpo libre del tornillo que soporta toda la puerta, incluso los brazos.

Está sometido tanto a esfuerzos por fuerza cortante como por momento flexor. Se trasladan las fuerzas a la sección A, la cual es la más crítica para analizar.

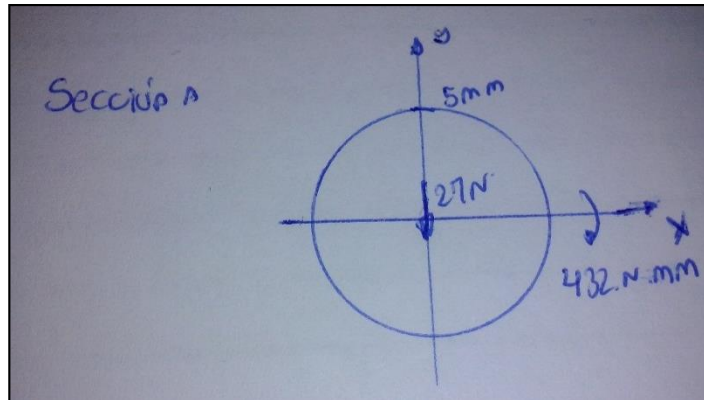


Fig. A27-3: Sección de análisis

Las fuerzas que se presentan en la sección A como se observa en la Figura A27-3, generan esfuerzos combinados. Por lo tanto se analizará por separado.

Análisis debido al momento flector.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{x1} * C_{y1}}{I_y} = \frac{432 \text{ N} \cdot \text{mm} * 5 \text{ mm}}{\frac{1}{4} * \pi * 5^4 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 4.4 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{800}{4.4} \gg 10$$

Análisis de acuerdo a la cortante.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} = \frac{27 \text{ N}}{\pi * 5^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 0.344 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{266.66}{0.344} \gg 10$$

Como el esfuerzo por cortante no es considerable, el esfuerzo por momento flector es el que predomina en el análisis y como se logró notar, el F.S. es muy elevado, haciendo que el sistema sea muy seguro.



Anexo 28: Análisis de los esfuerzos aplicados en el pasador que soporta el brazo cuando la puerta se levanta.

La fuerza que soporta los pasadores de la Figura A28-1 es generada por el rozamiento entre los brazos que sostienen la barra de pollo y la guía.

Hay dos casos, el primero en el que los brazos tienen la barra de pollos llena y el segundo cuando los brazos no cargan nada.

Se analizará el primer caso porque es el más crítico.

$$\mu_{\text{hierro fundido sobre aluminio}} = 0.71$$

Teniendo este coeficiente y la fuerza de la barra junto con los brazos, generan una fuerza normal.

$$F_{\text{normal}} = 115.26 \text{ N}$$

Entonces la fuerza a la que está sometido el pasador es: $F = 115.26 * 0.71 = 81.83 \text{ N}$

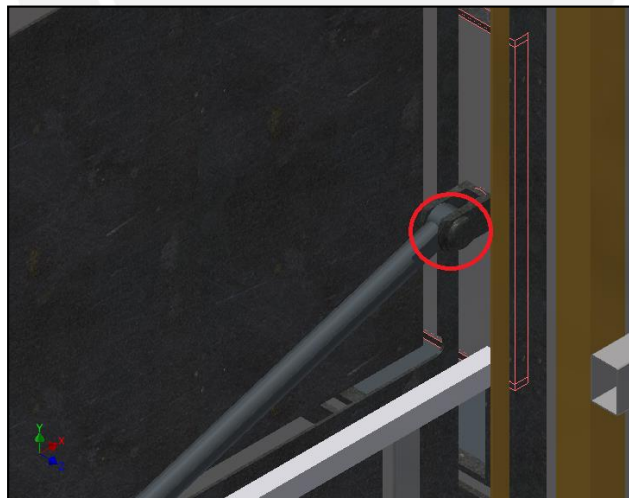


Fig. A28-1: Ubicación del pasador en el mecanismo

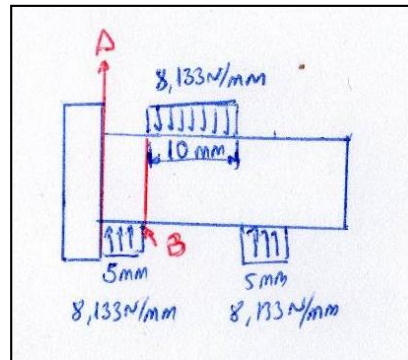


Fig. A28-2: DCL del pasador

La Figura A28-1 presenta la ubicación del elemento y la Figura A28-2 presenta el diagrama de cuerpo libre del mismo. Como se puede apreciar está sometido a tres cargas distribuidas. Están señaladas dos secciones, la A y la B, se realizará el análisis en ambas con las condiciones ya mencionados.

Análisis por aplastamiento debido a las fuerzas que soporta.

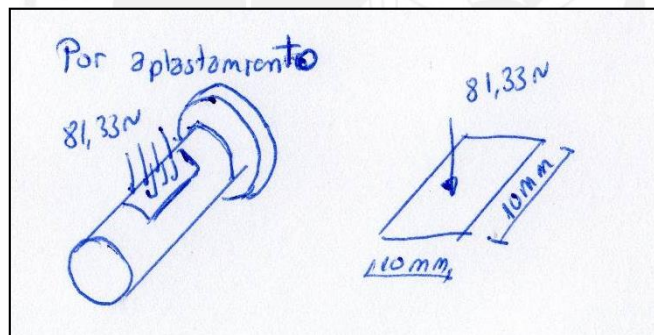


Fig. A28-3: Sometido a aplastamiento

Según se observa en la Figura A28-3 se está aproximando el área superficial del pasador con el área proyectada en el plano medio, es decir analizo un cuadrado formado por el diámetro del pasador y el espesor que soporta la carga.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F}{A} = \frac{81.33 \text{ N}}{100 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 0.81 \text{ MPa}$$

Para un pasador DIN EN ISO 22341, este esfuerzo por aplastamiento es imperceptible, con un factor de seguridad muy elevado.

Análisis por cortante en la sección B.

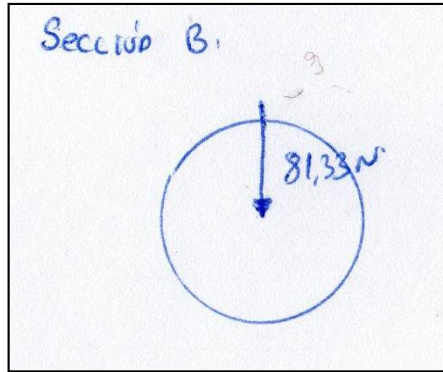


Fig. A28-4: Sección B de análisis del pasador

En la sección B de la Figura A28-4, hay un posible fallo por corte dado que el área que soporta las fuerzas cortantes es pequeña, hay un posible punto crítico en esa zona.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{F}{A} = \frac{81,33 \text{ N}}{\pi * 100 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 0,26 \text{ MPa}$$

Por lo calculado, se puede concluir que las fuerzas aplicadas son muy pequeñas para que puedan tener alguna posibilidad de fallo de la pieza.

Análisis por momento flector en la sección A:

Para poder desarrollar esta parte, primero se tiene que pasar todas las fuerzas a esta sección, esto se muestra en la Figura A28-5

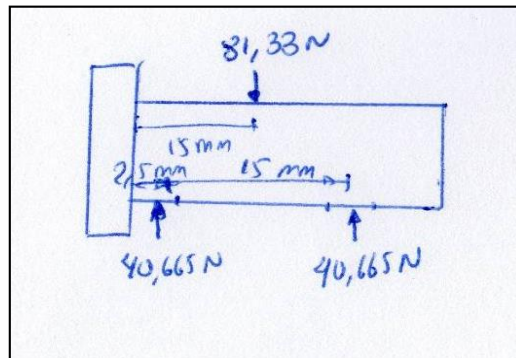


Fig. A28-5: Pasador sometido a cortante y flexión

El momento flector resultante apreciado en la Figura A28-6 es:

$$M_{fmax} = 40.665 * 2.5 + 17.5 * 40.664 - 15 * 81.33$$

$$M_{fmax} = 406.65 \text{ N. mm}$$

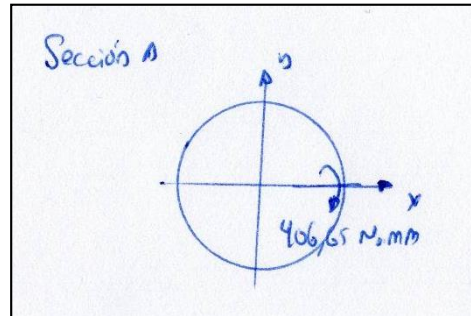


Fig. A28-6: Sección de análisis

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{x1} * C_{y1}}{I_y} = \frac{406.65 \text{ N. mm} * 5 \text{ mm}}{\frac{1}{4} * \pi * 5^4 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 4.14 \text{ MPa}$$

$$F.S. = \frac{800}{4.14} \gg 10$$


Como se puede apreciar en los resultados, el esfuerzo por cortante no es considerable, el esfuerzo por momento flector es el que predomina en el análisis. En este análisis se demuestra que el F.S. es muy elevado, haciendo que el sistema sea muy seguro.

ANEXO 29: PRECIOS ELECTRÓNICA

1.- Controlador de motores de 12.2 kg-cm

Cantidad: 10 drivers

Electronics » Motion Control Modules » Brushed DC Motor Drivers »
MC33926 Motor Driver Carrier



Pololu item #: 1212 **125** in stock

Price break	Unit price (US\$)
1	17.95
10	16.16

Quantity: **Add to cart**

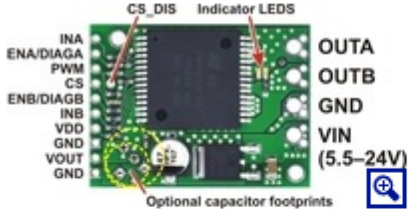
[backorders](#) allowed **Add to wish list**

Fig. A29-1: MC33926 Motor Driver Carrier

2.- Controlador de motores de 18 kg-cm

Cantidad: 4 drivers

Electronics » Motion Control Modules » Brushed DC Motor Drivers »
VNH5019 Motor Driver Carrier



Pololu item #: 1451 **279** in stock

Price break	Unit price (US\$)
1	24.95
10	22.46
50	19.96
250	16.22

Quantity: **Add to cart**

[backorders](#) allowed **Add to wish list**

Fig. A29-2: VNH5019 Motor Driver Carrier

3.- Termocupla tipo K



Fig. A29-3: Termocupla tipo K

4.- Circuito amplificador de la señal de termocupla.

Precio de componentes:

- 1 resistencia 100K S/. 0.1
- 1 OPAMP OP07 S/. 4.0
- 1 resistencia 200K S/. 0.1
- 2 condensadores 0.47uF S/. 0.5
- 1 resistencia 10K S/. 0.1
- 1 inversor 74LS05 S/. 1.3

5.- Pulsador 12V – 0.3A

Todos los precios se expresan en dólares estadounidenses.			
Número de pieza de Digi-Key	519PB-ND	Escala de precios	Precio unitario/Precio total
Cantidad disponible	Existencias de Digi-Key : 17,845 Disponible para envío inmediato	1	1.21000 / 1.21
		10	1.12700 / 11.27
Fabricante	Judco Manufacturing Inc	25	1.07320 / 26.83
		50	1.01960 / 50.98
Número de pieza del fabricante	50-0015-00	100	0.99280 / 99.28
		250	0.96596 / 241.49
Descripción	SWITCH PUSH SPST 0.3A 12V	500	0.91228 / 456.14
		1,000	0.85862 / 858.62
Estado Libre de plomo / Estado RoHS	Sin plomo / Cumple con RoHS	2,500	0.77813 / 1,945.32

Cantidad Número de artículo Referencia del cliente




Imagen solo a efectos ilustrativos. Para obtener especificaciones exactas, visite la hoja de datos del producto.

Fig. A29-4: Pulsador 12V

6.- Circuito divisor de voltaje del pulsador

Precio de componentes:

- 1 resistencia 75K S/0.6
- 1 resistencia 45K S/0.4

7.- Sensor inductivo de alta temperatura:

SENSOR SPECIFICATION EN60947-5-2	
Max Ambient Temperature	-25...+230°C
IN5-18HTS-230EXT-T	
Sensor Size	M18 Short series
Nominal Sensing Distance (SN)	5mm EN-50010
Amplifier <i>Tech Note 1*</i>	External (See Options)
Installation	Flush
Max Switching Frequency	500Hz@230°C
Repeatability	< 3% of SN
Hysteresis	3...15% of SN
Target LED	On Ext Amp
Connecting cable <i>Tech Note 2*</i>	Teflon / PUR
Connector Option	Yes (See table below)
Environmental Protection	IP66
Housing Material	1.4305 St Stl

..Kriz M18 HT Sensor..

Fig. A29-5: Sensor inductor de alta temperatura

Resistencia de 10K:

8.- Sensor de ultrasonido

S/. 24⁰⁰

Pago a acordar con
Acepta depósito bancario
[Más información](#)

Envío a acordar con
Ubicado en Piura (Piura)
[Más información](#)

Cantidad: + Comprar

Fig. A29-6: Sensor de Ultrasonido

9.- Actuador lineal eléctrico

Quotation Sheet-Frank Blanco-10/25 Date: Oct. 25th, 2014

Expiring Date: Jan.25th , 2015

*EI	Model	Picture	Specificatio n	Unit FOB price USD	Quantity	Total
	OK648		12V DC Stroke: 100mm Force:100N speed:40m	22.50	2pcs	45.00USD

Fig. A30-7: Actuador Lineal eléctrico

precio tiene incluido el shipping.

10.- Circuito de montaje del actuador lineal

Componentes:

- Resistencia de 100K S/. 0.1
- Diodo 1N4004 S/. 0.3
- IRFZ48Z S/. 1.5
- BORNERAS S/. 1.0

11.- Leds SMD:

- Costo: S/. 5.00 - Singapur

12.- Sirena:

- Costo: S/. 7.00 – Singapur

13.- Pantalla LCD 32x32:

- Costo: S/. 50.00 – Singapur

14.- Termómetro infrarrojo láser para medir la temperatura



Fig. A29-8: Termómetro láser

15.- Fuente positiva variable híbrida regulada 1.2V a 30V 5A

Lista de precios:

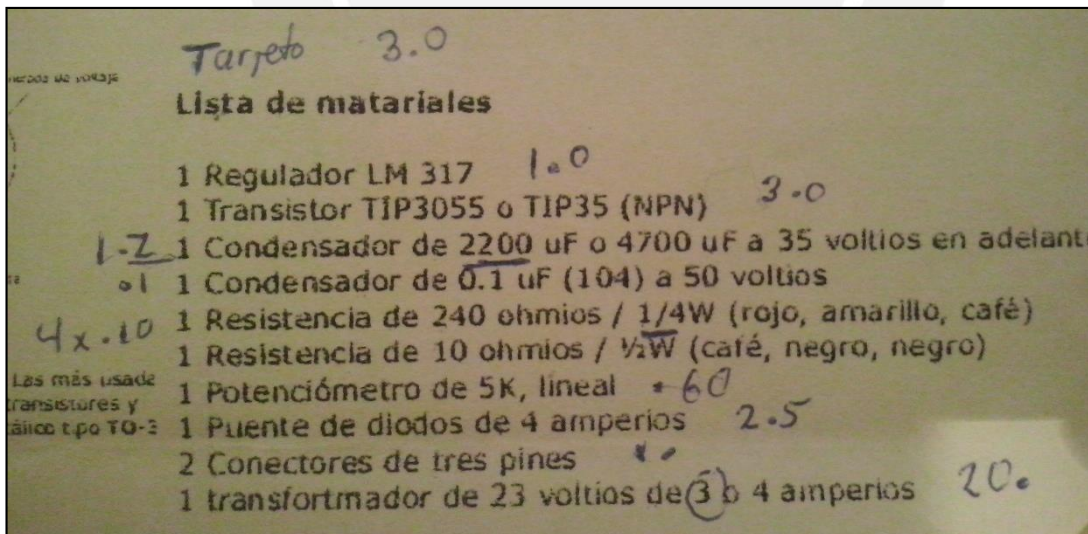


Fig. A29-9: Fuente Variable regulada

16.- Arduino Mega R3

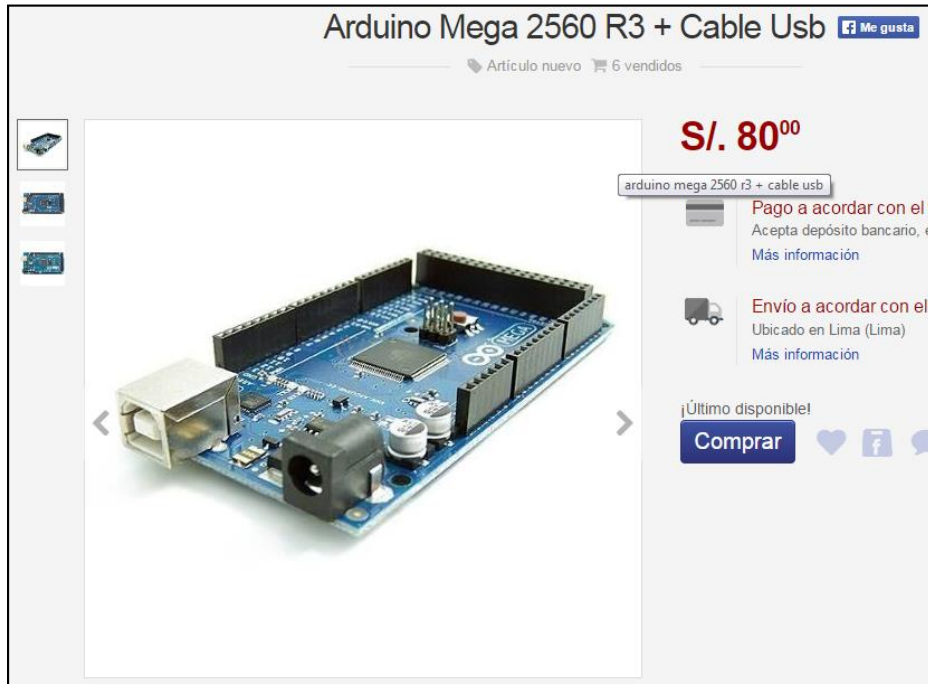


Fig. A29-9: Arduino Mega 2560

17.- Variador de velocidad



Fig. A29-10: Variador de frecuencia

Anexo 30: Cálculo de cremallera y piñón

Tiempo de trabajo	Tipo de carga		
	Uniforme	Moderada	Pesada
Ocasional (1/2 hora)	1.5	1.8	2.3
Intermitente (3 horas)	1.8	2	2.5
8-10 horas	2	2.25	2.8
24 horas	2	2.5	3

Tabla A30-1: Tipo de carga

De la tabla:

$$K = 2.5$$

Datos:

$$P = 20 \text{ kg}$$

$$a = 0.04 \text{ m/s}^2$$

$$n = 0.9$$

$$V = 0.086 \text{ m/s}$$

Fuerza tangencial real		F_{vt} = Fuerza tangencial vertical teórica. [N]
Vertical	$F_{vt} = P \cdot (9,81 + a)$	F_{ht} = Fuerza tangencial horizontal teórica. [N]
Horizontal	$F_{ht} = P \cdot (9,81 \mu + a)$	P = Masa a elevar o trasladar. [kg]
		a = Aceleración lineal. [m/s ²]
		μ = Coeficiente rozamiento

Fuerza tangencial corregida		F_{vc} = Fuerza tangencial vertical corregida. [N]
Vertical	$F_{vc} = F_{vt} \cdot K$	F_{hc} = Fuerza tangencial horizontal corregida. [N]
Horizontal	$F_{hc} = F_{ht} \cdot K$	K = Coeficiente de seguridad.

Fig. A30-1 Formulas de cremallera

$$F_{vt} = 20 * (9.81 + 0.04)$$

$$F_{vt} = 197 \text{ N}$$

$$F_{vc} = 197 * 2.5$$

$$F_{vc} = 492.5 N$$

Consideraciones del piñón:

$$z = 21$$

$$d = 60 \text{ mm}$$

Dientes del piñón	$z = \frac{d \max}{m} = \frac{104}{5} = 20,8 \Rightarrow z = 20 \text{ dientes}$ $dp = m \cdot z = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm}$
--------------------------	---

Revoluciones sobre el piñón	$n = \frac{V \cdot 60000}{dp \cdot \pi} = \frac{1,5 \cdot 60000}{100 \cdot \pi} = 286,5 \text{ r.p.m.}$
------------------------------------	---

Par de giro sobre el piñón	$M = \frac{dp \cdot F_{vr}}{2000 \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 5120}{2000 \cdot 0,9} = 284,4 \text{ Nm}$
-----------------------------------	--

Fig. A30-1: Consideraciones del piñón

Se tiene para la cremallera:

$$dmax = z * m$$

$$60 = 21 * m$$

$$3 = m$$

Las relaciones del piñón:

$$n = \frac{0.06 * 60000}{60 * \pi}$$

$$n = 19.09 \text{ rpm}$$

$$M = \frac{60 * 197}{2000 * 9}$$

$$M = 1.64 \text{ Nm}$$

Tabla DME. Módulo dentado helicoidal

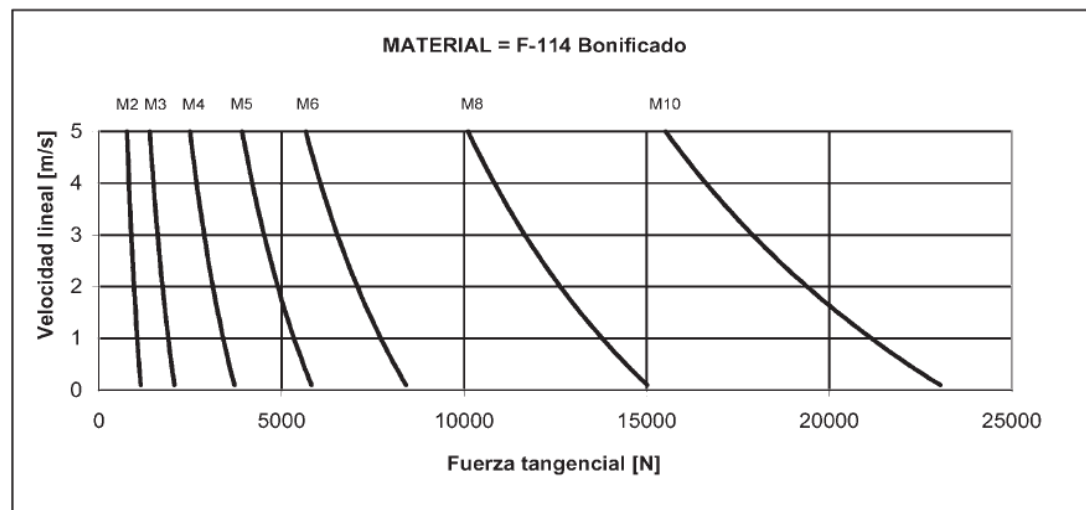


Fig. A30-3: Cuadro de materiales

Del gráfico: $F_{vcmax} = 500 N$

Material : F-114 Bonificado

Teniendo los datos necesarios en cuenta se escoge:

Dónde:

Ángulo de presión: 20°

Ángulo de la hélice $19^\circ 31' 42''$

$m=2$

$P_a = 10 \text{ mm}$

$Z = 100 \text{ mm}$

$A = 1000 \text{ mm}$

$B = 83.33 \text{ mm}$

$C = 833.33 \text{ mm}$

$D = 35 \text{ mm}$

$E = 32 \text{ mm}$

$F = 11.25$

$G = 8.5$

$H = 5.5 \text{ mm}$

$I = 2 \text{ mm}$

$J = 15 \text{ mm}$

$K = 10 \text{ mm}$

$L = 9 \text{ mm}$

$M = 29 \text{ mm}$

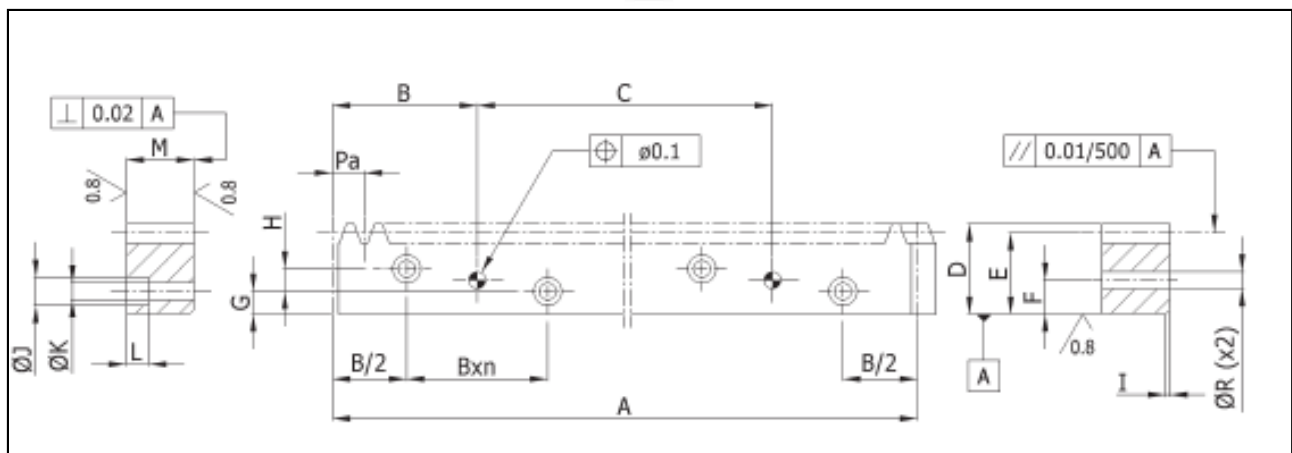


Fig. A31-4: Perfil de la cremallera

Anexo 31: Plano del motor 131:1

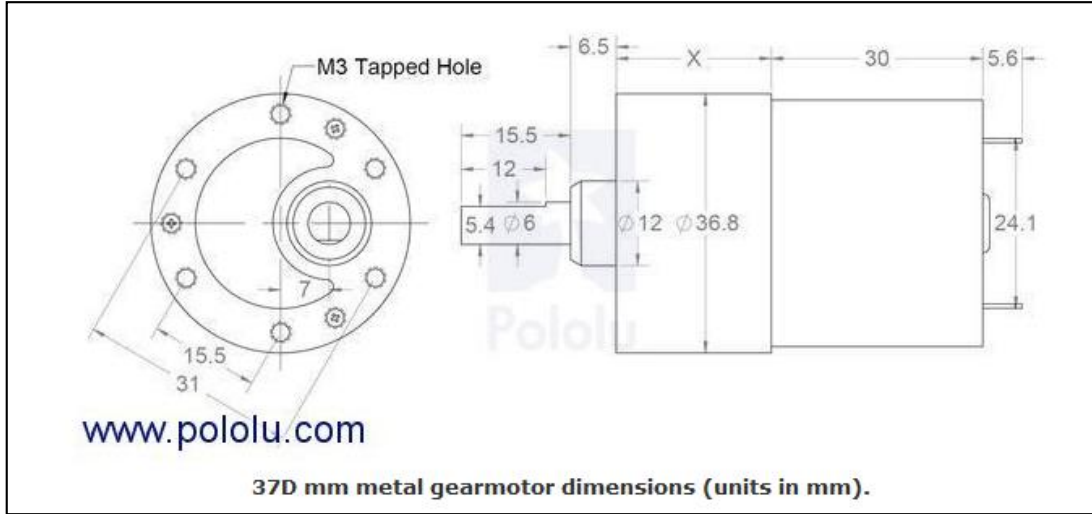


Fig. A31-1: Plano del motor 131:1

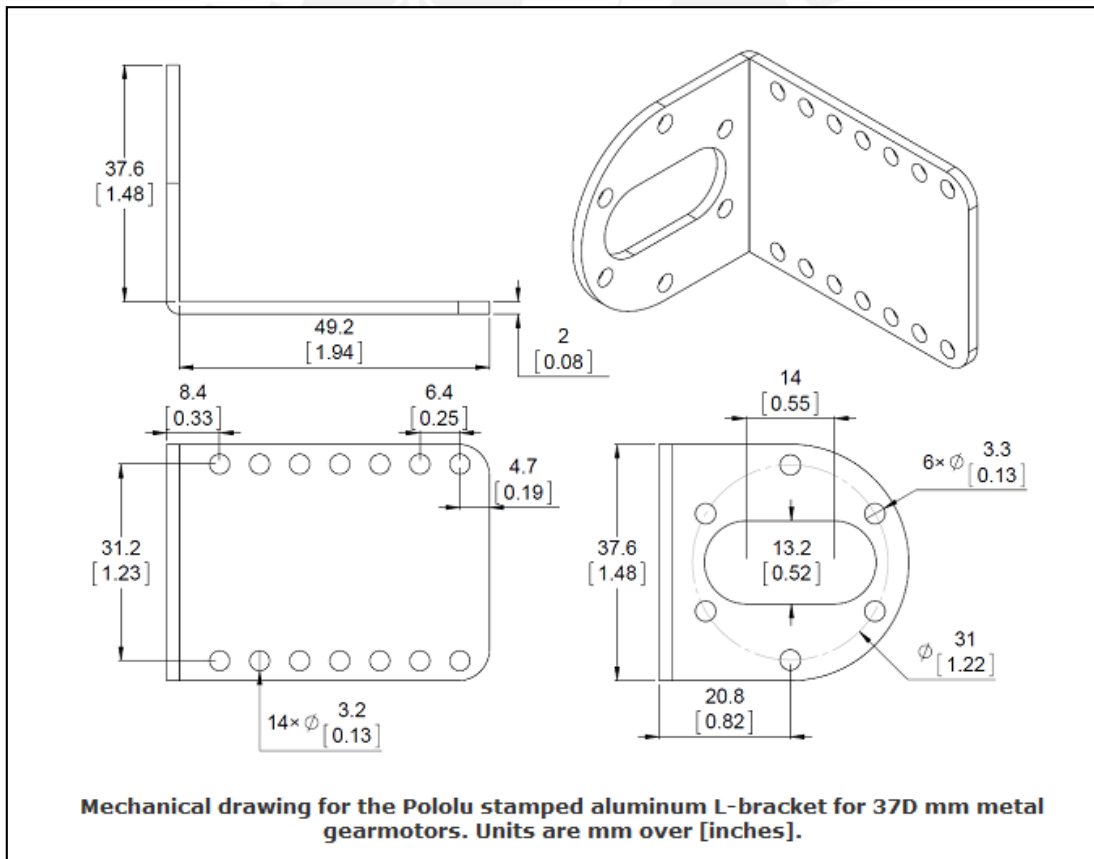


Fig. A32-1: Soporte de motor 131:1

Anexo 33: Plano del motor 172:1

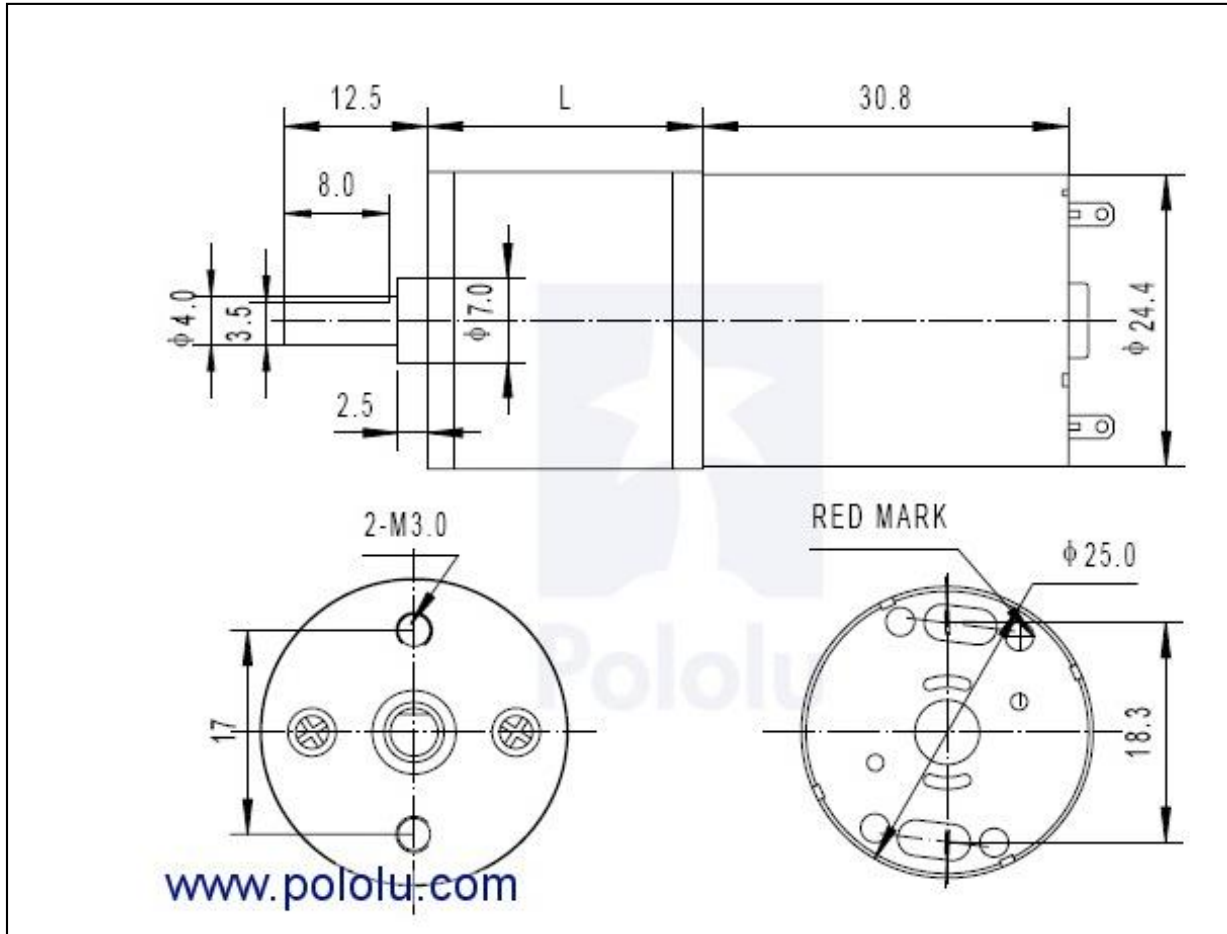


Fig. A33-1: Plano de motor 172:1

Anexo 34: Plano del soporte del motor 172:1

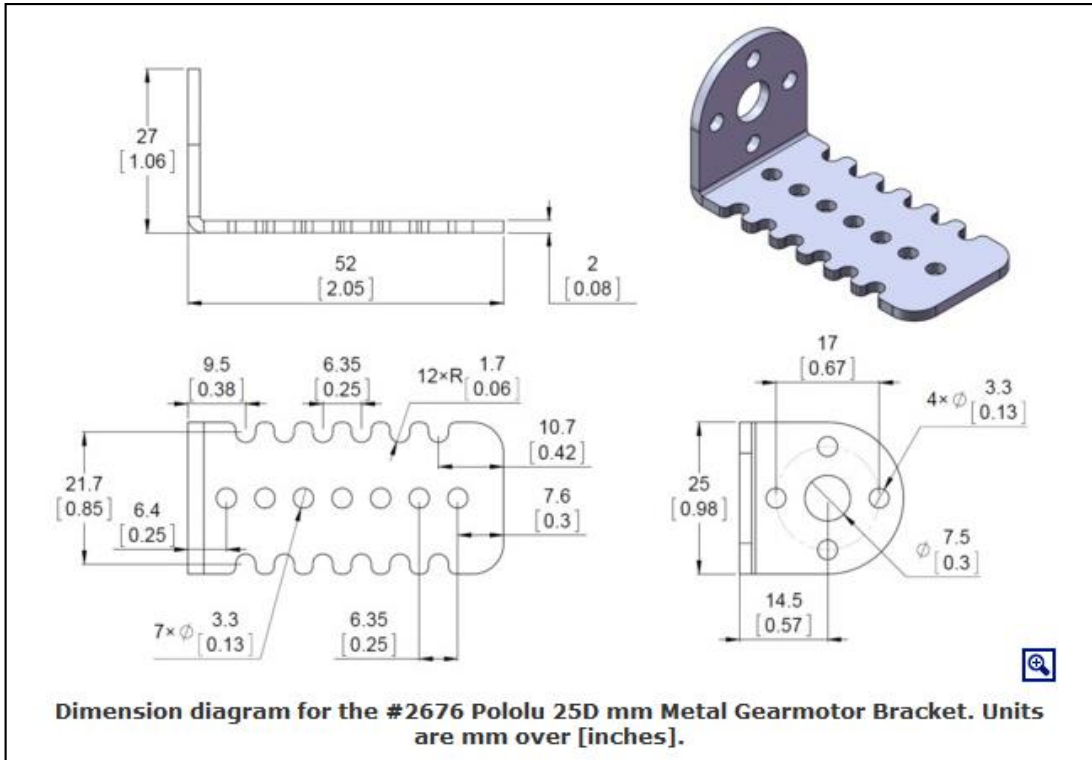
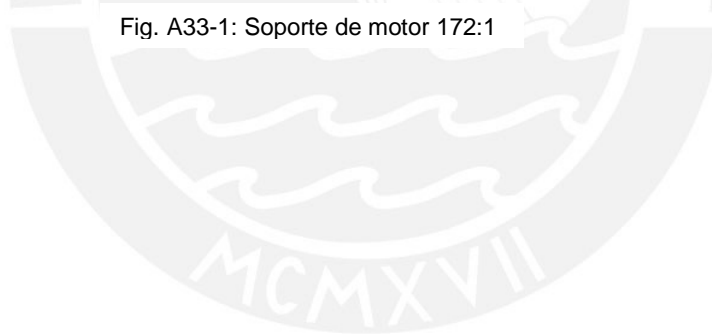


Fig. A33-1: Soporte de motor 172:1



Anexo 35: Normas de calidad y sanidad de la comida que cumple el sistema mecatrónico

- El sistema mecatrónico cumple con las normas de sanidad y manejo de alimentos, estas normas se detallan en la RESOLUCIÓN MINISTERIAL N° 363-2005/MINSA Título II Capítulo III y IV; también, Título III Capítulo I.
- Se ha diseñado con prototipo con la visión de cumplir con las exigencias del sistema HACCP, que es una norma internacional que regula la manipulación y tratamiento de los alimentos antes de llegar al consumo directo de las personas, en este caso los consumidores de la pollería.
- Cumple con las normas de sanidad y los criterios adecuados para el establecimiento de áreas de producción alimenticia, dictada por el ministerio de Salud y SENASA.
- Las medidas tomadas para el diseño de este mecanismo, se basaron en criterios y normas legales de legislación en el ámbito. Sin embargo, la pollería también tiene que tener ciertas condiciones ambientales de acuerdo a la RESOLUCIÓN MINISTERIAL N° 363-2005/MINSA Título II Capítulo I y II, sino cuenta con estas medidas, la pollería disminuirá sus problemas pero el ambiente no será el adecuado, es un aspecto que debe complementarse a la optimización de su horno pollero.

Anexo 36: Resultados del estudio de mercado

Encuesta

¿Cuántas veces al mes asiste a una pollería?

- 0 – 2
- 2 – 4
- 4 – 6

¿Qué busca en una pollería?

- Buena atención
- Servicio rápido
- La calidad del pollo

¿Qué aspecto considera el más importante para la buena calidad del pollo?

- El sabor
- Cocción uniforme
- Que no esté seco

Aproximadamente, ¿cuánto se demoran en servir su pedido?

- 20 minutos
- 30 minutos
- 40 minutos

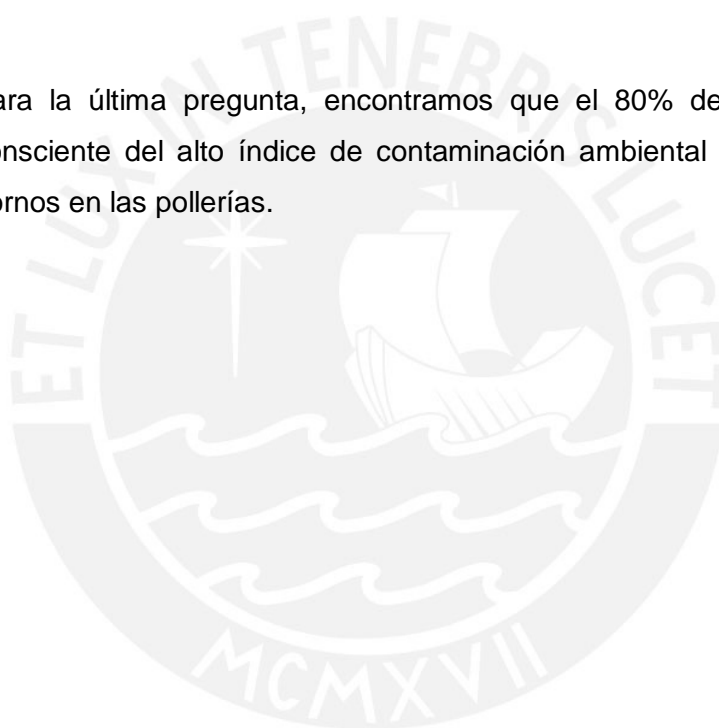
¿Es consciente del alto índice de contaminación ambiental que producen los hornos?

- Sí
- No

Resultados

- En la primera pregunta encontramos que el 60% de las personas asisten a una pollería de 2 – 4 veces por mes.
- En la siguiente pregunta destacan los siguiente resultados:
 - 50% de las personas buscan un servicio rápido
 - 30% buscan la calidad del pollo
 - 20% prefieren una buena atención

- El 55% de los encuestados consideran que el sabor es el aspecto más importante para la calidad del pollo, seguido por el 25% que consideran que lo es la cocción uniforme y, finalmente, el 20% de las personas optaron por que el pollo no esté seco.
- El 10% de los encuestados marcaron que su pedido demora 20 minutos en ser servido, mientras que el 30% marcó 30 minutos y el 60% marcó 40 minutos, haciendo una gran diferencia entre las dos primeras alternativas.
- Para la última pregunta, encontramos que el 80% de personas no es consciente del alto índice de contaminación ambiental que producen los hornos en las pollerías.



Anexo 37: Cálculos para la selección de motores

Potencia para los motores DC:

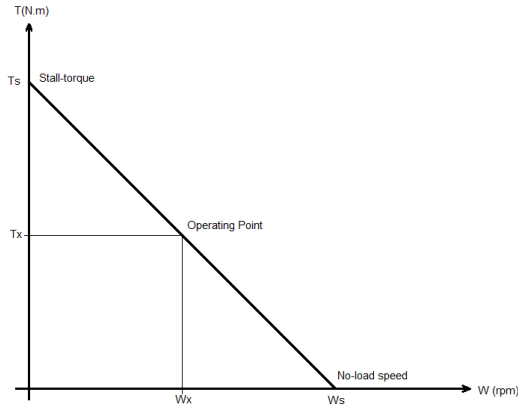


Figura A37-1: Torque vs Velocidad angular en un motor DC

Fuente: Propia

La relación de Torque-Velocidad que se muestra en la Figura A37-1, en un motor DC se puede modelar como una recta que tiene como cruces con los ejes coordenados, el torque y velocidad. El “*Stall-torque*” y el “*no-load speed*” respectivamente, estos son el equivalente al torque a rotor bloqueado y la velocidad sin carga.

$$P = \tau * w$$

$$\tau_x = \tau_s - \frac{w_x * \tau_s}{w_s} \dots 1$$

$$P_x = \tau_s * w_x - \frac{w_x^2 * \tau_s}{w_s}$$

Derivamos respecto a W e igualamos a cero para obtener la máxima potencia:

$$\frac{dP_x}{dw} = \tau_s - \frac{2 * w_x * \tau_s}{w_s}$$

Entonces el punto de operación donde la potencia es máxima se da cuando:

$$w_{xPmax} = \frac{w_s}{2}$$

Y, por lo tanto, reemplazando en la ecuación 1:

$$\tau_{xPmax} = \frac{\tau_s}{\tau}$$

Finalmente, se obtiene la potencia máxima del motor, la cual se da en el punto (w_x, τ_x) :

$$P_{max} = \frac{w_s * \tau_s}{4}$$



Anexo 38: Cálculos motor de la puerta levadiza

Se tomarán las condiciones más desfavorables para tener un resultado más seguro y tener un F.S. adicional al necesario, de esa manera se asegura un correcto funcionamiento. Estas condiciones se muestran en la Tabla A38-1:

	Variable	Magnitud	Unidades
Masa combinada de la puerta que tiene que levantar y el rozamiento de la barra	m	5.5	Kg
Longitud de la Biela	L	0.03	m
Ángulo con el plano horizontal	θ	0	Radian
Ángulo recorrido al punto de operación	$\Delta\theta$	20	Radian
Tiempo de una vuelta de la biela	t	5	s

Tabla A38-1. Condiciones iniciales del sistema de elevación

Fuente: Propia

Para aproximar la masa combinada se utiliza un $\mu = 0.6$, entre los brazos de hierro fundido y el aluminio.

Como es necesario conocer el torque y la potencia del desplazamiento se calcula la fuerza y la velocidad angular:

Fuerza

$$F = mg$$

Torque

$$\tau = F * d$$

Velocidad Angular

$$w = \frac{\Delta\theta}{t}$$

Potencia

$$P = \frac{w}{\tau}$$

La tabla A38-2 muestra los requerimientos mínimos que debe entregar el motor del sistema.

	Variable	Magnitud	Unidades
Velocidad Angular	w	1.0471973	rad/s
Fuerza	F	53.9	N
Torque	τ	0.3	N.m
Potencia de desplazamiento	P	0.361	W

Tabla A38-2 Requerimientos mínimos que debe entregar el motor del sistema de elevación
Fuente: Propia

Los motores serán adquiridos en la tienda Pololu. Los motores que mejores resultados dieron a los requerimientos de torque de 0.3N.m y de 0.361W fueron los de la familia de 12 VCC. Se muestran los resultados en la tabla A38-3.

	Familia 12v						
	131:1	100:1	70:1	50:1	30:1	19:1	50:1
stall torque (Kg*cm)	18	16	14	12	8	5	0.3
no load angular speed (rpm)	80	100	150	200	350	500	11000
Stall torque (N.m)	1.764	1.568	1.372	1.176	0.784	0.490	0.029
No Load Angular Speed (rad/s)	8.378	10.472	15.708	20.944	36.652	52.360	1151.917
Potencia maxima	3.695	4.105	5.388	6.158	7.184	6.414	8.467
Punto de operación							
Velocidad angular	1.047	1.047	1.047	1.047	1.047	1.047	1.047
Torque	1.544	1.411	1.281	1.117	0.762	0.480	0.029
Potencia del punto de operación	1.616	1.478	1.341	1.170	0.798	0.503	0.031
Consumo de corriente	0.135	0.123	0.112	0.097	0.066	0.042	0.003
Zona de trabajo del motor (%)	12.500	10.000	6.667	5.000	2.857	2.000	0.091
Factor de seguridad Arranque comparando torque	5.118	4.549	3.981	3.412	2.275	1.422	0.085
Factor de seguridad Movimiento comparando potencia	4.478	4.094	3.715	3.241	2.210	1.393	0.085

Tabla A38-3 Resultados para el punto de operación usando motores DC 25D mm Metal Gearmotor de Pololu. Fuente: Propia

El Factor de seguridad exigido para un trabajo de este tipo debe superar a 4, en este caso tenemos dos posibles motores, debido a que la todos los motores 100:1 DC 57D mm Metal Gearmotor de Pololu tienen el mismo costo y a que el punto de operación se encuentra más cercano al punto más eficiente, se decidió usar el motor 131:1 57D mm Metal Gearmotor de Pololu con eje de motor extendido. De esta manera, se cumple adecuadamente con los requerimientos del sistema y con el F.S. adecuado.



Anexo 39: Cálculo motor de la biela para pasar la barra al corte

Para el desarrollo del cálculo se ha tomado en consideración que la barra pasará al sistema de corte con una velocidad de:

$$v_2 = 10 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Y además se saben los siguientes datos del cálculo del tornillo sinfín y engranaje helicoidal:

- $i = \frac{z_2}{z_1} = 7$
- $d_{m_2} = 52 \text{ mm} \rightarrow r_{m_2} = 26 \text{ mm}$
- $d_{m_1} = 18 \text{ mm} \rightarrow r_{m_1} = 9 \text{ mm}$
- $\gamma_m = 22,6^\circ$
- $\tan(\gamma_m) = 0,416$
- $z_f = \frac{d_{m_1}}{m} = \frac{18}{2,5} = 7,2$
- $z_1 = 3$
- $a = 35 \text{ mm}$

Recordando la geometría como se muestra en la Figura A39-1:

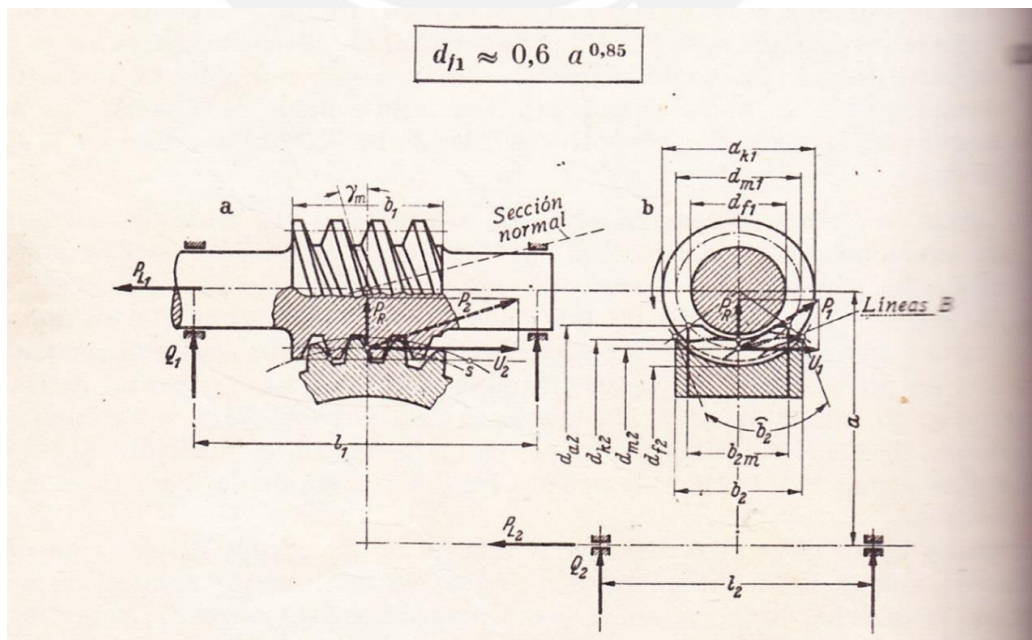


Fig. A39-1: Mecanismo engranaje y tornillo

La velocidad angular del engranaje helicoidal viene dada por:

$$\omega_2 = \frac{v_2}{r_{m_2}} = \frac{0,1}{0,026} = 3.846 \frac{rad}{s}$$

Y las rpm del engranaje helicoidal por:

$$n_2 = \omega_2 \frac{rad}{s} \cdot \frac{rev}{2\pi} \cdot \frac{60s}{1min} = 3.077 \frac{rad}{s} \cdot \frac{rev}{2\pi} \cdot \frac{60s}{1min} = 36.728 rpm$$

$$\rightarrow n_1 = i \cdot n_2 = 7 \cdot 29.38 = 257.1 rpm$$

La velocidad tangencial media viene dada por la ecuación (24/11)³

$$v_1 = d_{m_1} \frac{n_1}{19100} = 52 \cdot \frac{257.1}{19100} \cong 0,7 \frac{m}{s}$$

La velocidad de deslizamiento viene dada por la ecuación (24/12)⁴

$$v_f = v_1 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{z_1}{z_f}\right)^2} = 0,7 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{3}{7,2}\right)^2} = 0,822 \frac{m}{s}$$

Además se sabe que el valor mínimo de rozamiento⁵ es:

$$\mu_0 \approx y_z \cdot \frac{y_w}{\sqrt{a}}$$

En donde: y_z es un coeficiente que puede hallarse según la tabla 24/4 y y_w según la tabla 24/5⁶.

$$y_z = 0,280, y_w = 1,2 \rightarrow \mu_0 = 0,28 \cdot \frac{1,2}{\sqrt{35}} = 0,0568$$

Sabiendo que $\mu_A \cong 0,08$ $\wedge e \approx \sqrt{\frac{7,2}{100 \cdot \mu_0}} = \sqrt{\frac{7,2}{100 \cdot 0,0568}} = 1.126$ El valor de rozamiento en el diente⁷ es:

$$\mu_z \approx \mu_0 + \frac{\mu_A - \mu_0}{(1 + v_f)^e} = 0.058 + \frac{0.08 - 0.0568}{(1 + 0.822)^{1.126}} = 0,0698$$

Por otro lado se relacionan estos conceptos con el ángulo de rozamiento del diente ρ :

³ G. Niemman pág. 591.

⁴ G. Niemman pág. 591.

⁵ G. Niemman pág. 604.

⁶ Tablas 24/4 y 24/5 en Niemman pág. 612.

⁷ G. Niemman pág. 603 y 604.

$$\tan(\gamma_m + \varrho) = \frac{\tan(\gamma_m) + \mu_z}{1 - \mu_z \cdot \tan(\gamma_m)} = \frac{\tan(22,6) + 0,0698}{1 - 0,0698 \cdot \tan(22,6)} = 0,5$$

Luego la fuerza que soporta el tornillo sinfín es:

Para ello, se tomará en consideración la fuerza ejercida por el coeficiente de rozamiento entre la barra y los brazos, ambos elementos son de hierro fundido.

$$U_1 = U_2 \cdot \tan(\gamma_m + \varrho), U_2 = \frac{5,6}{2} = 2,8 \text{ kg}$$

$$U_1 = 2,8 \cdot 0,5 = 1,4 \text{ kg}$$

El torque⁸ en el tornillo es:

$$T = F \cdot d = U_1 \cdot d = 1,4 \text{ kg} \cdot \frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ kg}} \cdot 120 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ cm}}{10 \text{ mm}} = 16800 \text{ g} \cdot \text{cm}$$

$$T = 1,4 \text{ kg} \cdot 120 \text{ mm} \cdot \frac{9,8 \text{ N}}{1 \text{ kg}} \cdot \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 1,64 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como se puede apreciar, el motor adecuado es el de 18.8Kg.cm, el cual estará trabajando a un 90% de su máxima capacidad, esto es adecuado para un trabajo intermitente y no continuo como el que tiene en esta parte del sistema.

⁸ $T = 0,937 \text{ N} \cdot \text{m} = 132,7 \text{ oz} - \text{in}$

Anexo 40: Cálculo motor de los rodillos de corte

Para el sistema de corte se acopló directamente los ejes de los motores a los ejes de los rodillos. Esto se realizó mediante un acople de eje de 12 a 16 mm de diámetro.

Estos motores son tanto para los rodillos como para las cuchillas circulares, como estos motores no soportan cargas muy altas ni elevadas, su función principal es girar a velocidades altas.

Se escoge los motores de 6V de 172:1



Anexo 41: Cálculo motor de empuje por cremallera

Se tomarán las condiciones más desfavorables para tener un resultado más seguro y tener un F.S. adicional al necesario, de esa manera se asegura un correcto funcionamiento. Estas condiciones se presentan en la Tabla A41-1:

	Variable	Magnitud	Unidades
Masa combinada cuando tiene que empujar todos los pollos	m	5	Kg
Longitud de la Biela	L	0.04	m
Ángulo con el plano horizontal	θ	0	Radian
Ángulo recorrido al punto de operación	$\Delta\theta$	1.047	Radian
Tiempo de una vuelta de la biela	t	6	s

Tabla A41-1 Condiciones iniciales del sistema de elevación

Fuente: Propia

Para aproximar la masa combinada se utiliza un $\mu = 0.3$, entre el pollo y la barra de hierro fundido.

Como es necesario conocer el torque y la potencia del desplazamiento se calcula la fuerza y la velocidad angular:

Fuerza

$$F = mg$$

Torque

$$\tau = F * d$$

Velocidad Angular

$$w = \frac{\Delta\theta}{t}$$

Potencia

$$P = \frac{w}{\tau}$$

La tabla A41-2, muestra los requerimientos mínimos que debe entregar el motor del sistema.

	Variable	Magnitud	Unidades
Velocidad Angular	w	1.0471973	rad/s
Fuerza	F	49	N
Torque	τ	0.2	N.m
Potencia de desplazamiento	P	0.21	W

Tabla A41-2. Requerimientos mínimos que debe entregar el motor del sistema de elevación

Fuente: Propia



Anexo 42: Para los motores del desplazamiento por cremallera

Los motores serán adquiridos en la tienda Pololu. Los motores que mejores resultados dieron a los requerimientos de torque de 0.2N.m y de 0.21W fueron los de la familia de 6 VCC. Se muestran los resultados en la Tabla A42-1.

	Familia 6v					
	172:1	75:1	47:1	35:1	10:1	1:1
stall torque (Kg*cm)	12.200	6.100	3.600	2.900	0.790	0.070
no load angular speed (rpm)	33	75	120	165	580	5600
Stall torque (N.m)	1.196	0.598	0.353	0.284	0.077	0.007
No Load Angular Speed (rad/s)	3.456	7.854	12.566	17.279	60.737	586.431
Potencia máxima	1.033	1.174	1.108	1.228	1.176	1.006
Punto de operación						
Velocidad angular	1.047	1.047	1.047	1.047	1.047	1.047
Torque	0.833	0.518	0.323	0.267	0.076	0.007
Potencia del punto de operación	0.873	0.543	0.339	0.280	0.080	0.007
Consumo de corriente	0.073	0.045	0.028	0.023	0.007	0.001
Zona de trabajo del motor (%)	30.303	13.333	8.333	6.061	1.724	0.179
Factor de seguridad Arranque comparando torque	5.975	2.988	1.763	1.420	0.387	0.034
Factor de seguridad Movimiento comparando potencia	4.165	2.589	1.616	1.334	0.380	0.034

Tabla A42-1 Resultados para el punto de operación usando motores DC 25D mm Metal Gearmotor de Pololu

Fuente: Propia

El Factor de seguridad exigido para un trabajo de este tipo debe superar a 4, en este caso se tiene que el motor más adecuado para este funcionamiento es el 172:1 DC 25D mm Metal Gearmotor de Pololu De esta manera, se cumple adecuadamente con los requerimientos del sistema y con el F.S. adecuado.

Anexo 43: Cálculo motor de empuje de pin de seguridad

Se tomarán las condiciones más desfavorables para tener un resultado más seguro y tener un F.S. adicional al necesario, de esa manera se asegura un correcto funcionamiento. Estas condiciones se muestran en la Tabla A43-1:

	Variable	Magnitud	Unidades
Masa combinada cuando tiene que empujar el pin de seguridad	m	4.2	Kg
Longitud de la Biela	L	0.04	m
Ángulo con el plano horizontal	θ	0	Radian
Ángulo recorrido al punto de operación	$\Delta\theta$	1.047	Radian
Tiempo de una vuelta de la biela	t	6	s

Tabla A43-1 Condiciones iniciales del sistema de elevación

Fuente: Propia

Para aproximar la masa combinada se utiliza un $\mu = 1.05$, entre el pin de seguridad y la barra de hierro fundido, esto se debe a las altas temperaturas que se tiene.

Como es necesario conocer el torque y la potencia del desplazamiento se calcula la fuerza y la velocidad angular:

Fuerza

$$F = mg$$

Torque

$$\tau = F * d$$

Velocidad Angular

$$w = \frac{\Delta\theta}{t}$$

Potencia

$$P = \frac{w}{\tau}$$

La tabla A43-2, muestra los requerimientos mínimos que debe entregar el motor del sistema.

	Variable	Magnitud	Unidades
Velocidad Angular	w	0.5236	rad/s
Fuerza	F	41.2	N
Torque	τ	0.3	N.m
Potencia de desplazamiento	P	0.132	W

Tabla A43-2. Requerimientos mínimos que debe entregar el motor del sistema de elevación

Fuente: Propia



Anexo 44: Cálculos para los motores del empuje de pin

Los motores serán adquiridos en la tienda Pololu. Los motores que mejores resultados dieron a los requerimientos de torque de 0.3N.m y de 0.132W fueron los de la familia de 6 VCC. Se muestran los resultados en la tabla A44-1.

	Familia 6v					
	172:1	75:1	47:1	35:1	10:1	1:1
stall torque (Kg*cm)	12.200	6.100	3.600	2.900	0.790	0.070
no load angular speed (rpm)	33	75	120	165	580	5600
Stall torque (N.m)	1.196	0.598	0.353	0.284	0.077	0.007
No Load Angular Speed (rad/s)	3.456	7.854	12.566	17.279	60.737	586.431
Potencia maxima	1.033	1.174	1.108	1.228	1.176	1.006
Punto de operación						
Velocidad angular	0.524	0.524	0.524	0.524	0.524	0.524
Torque	1.014	0.558	0.338	0.276	0.077	0.007
Potencia del punto de operación	0.531	0.292	0.177	0.144	0.040	0.004
Consumo de corriente	0.044	0.024	0.015	0.012	0.003	0.000
Zona de trabajo del motor (%)	15.152	6.667	4.167	3.030	0.862	0.089

Factor de seguridad Arranque comparando torque	4.729	2.365	1.396	1.124	0.306	0.027
Factor de seguridad Movimiento comparando potencia	4.013	2.207	1.337	1.090	0.304	0.027

Tabla A44-1 Resultados para el punto de operación usando motores DC 25D mm Metal Gearmotor de Pololu

Fuente: Propia

El Factor de seguridad exigido para un trabajo de este tipo debe superar a 4, en este caso se tiene que el motor más adecuado para este funcionamiento es el 172:1 DC 25D mm Metal Gearmotor de Pololu De esta manera, se cumple adecuadamente con los requerimientos del sistema y con el F.S. adecuado.

Anexo 45: Cálculo de actuador lineal

Para poder escoger el actuador lineal adecuado se tiene que tener en cuenta:

Longitud de carrera:

En este caso, las funciones que tiene que hacer son: empujar el pollo para la salida y empujar la barra para que caiga a su depósito. La primera, necesita una carrera de 90 mm y la segunda de 60mm. Entonces, se escoge una carrera comercial que es de 100mm la cual se controlará luego por voltaje.

Voltaje de funcionamiento:

En este caso, se utilizará un voltaje máximo de 12V, eso es lo que dan las tarjetas reguladoras de voltaje.

Fuerza:

Para la fuerza se tomará en cuenta el coeficiente de fricción entre tanto el pollo con el acero inoxidable y entre hierro fundido y hierro fundido.

Para el pollo con el acero inoxidable se tiene que:

$$F_{fric} = 0.5 * 14.7 = 7.35 N$$

Para la barra de pollo con el soporte:

$$F_{fric} = 1.1 * 49 = 53.9 N$$

Comercialmente existe un actuador lineal con las condiciones anteriores con 100N de fuerza, mandar a fabricar uno con nuestras especificaciones sería demasiado caro, por lo tanto se escoge un actuador con fuerza de 100N.

La velocidad del actuador es importante, pues ello ayuda a la rapidez de producción del sistema. Como en este caso es necesario tener un recorrido de 100mm lo más rápido posible, se escoge un actuador con velocidad de 40mm/s.

Por lo tanto las especificaciones son:

Voltaje: 12VDCV

Carrera: 100mm

Fuerza: 100N

Velocidad: 40mm/s

Anexo 46: Cierre de la puerta de entrada

En la Figura A46-1 muestra el proceso de cierre de la puerta de entrada. Este proceso consiste en leer el desplazamiento de la puerta de entrada y cuando se haya dejado la barra, los motores de la puerta de entrada invierten su giro. De esta manera cierran la puerta y sacan los brazos que sostenían la barra. Si no ocurre ninguna obstrucción el proceso termina satisfactoriamente. Caso contrario se detiene de emergencia

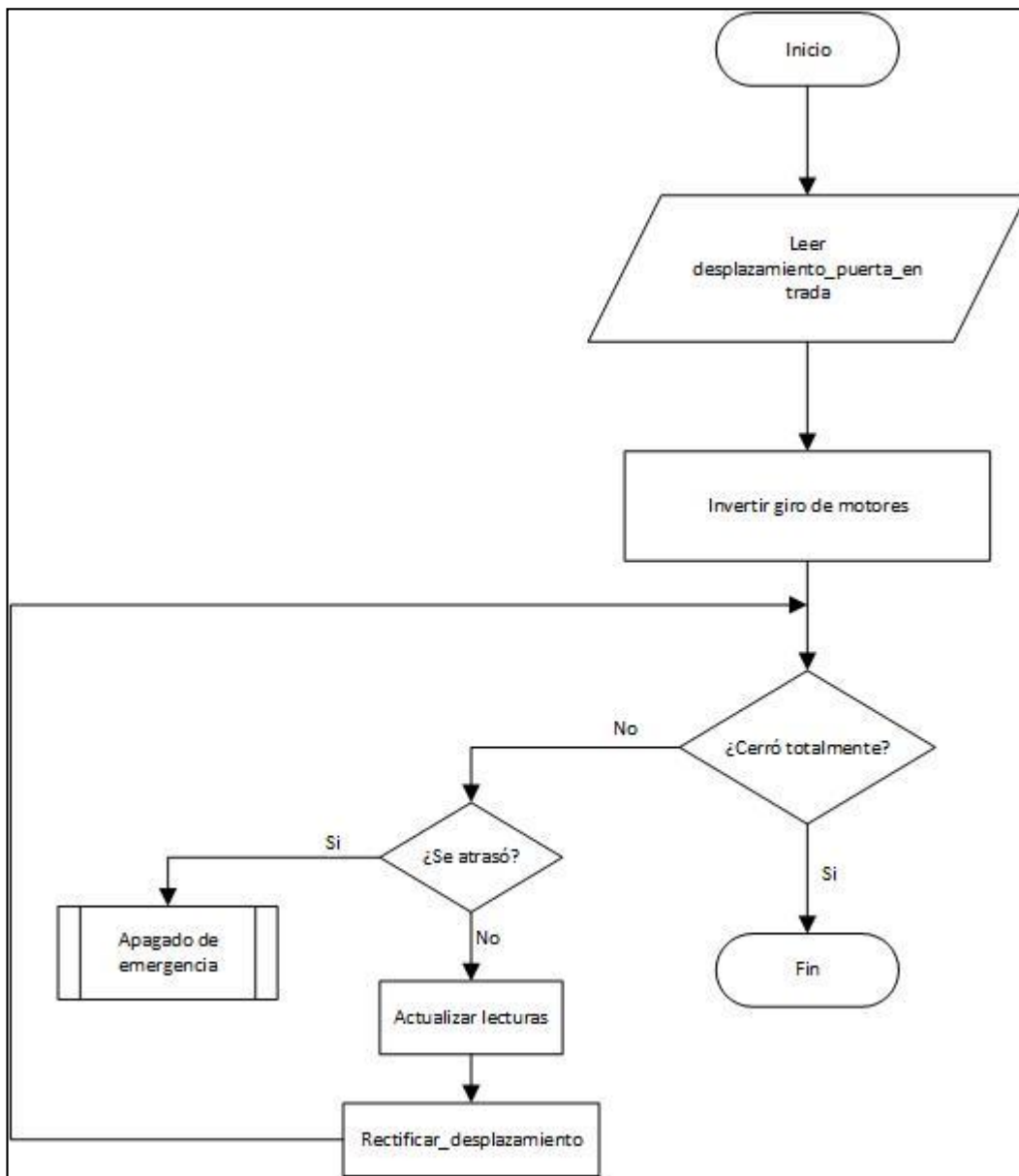


Fig. A46-1 Cierre de la puerta de entrada

Anexo 47: Cierre de la puerta de salida

En la Figura A47-1 muestra el proceso de cierre de la puerta de salida. Este proceso consiste en leer el desplazamiento de la puerta de salida y cuando se haya dejado la barra, los motores de la puerta de entrada invierten su giro. De esta manera cierran la puerta y sacan los brazos que sostenían la barra. Si no ocurre ninguna obstrucción el proceso termina satisfactoriamente. Caso contrario se detiene de emergencia

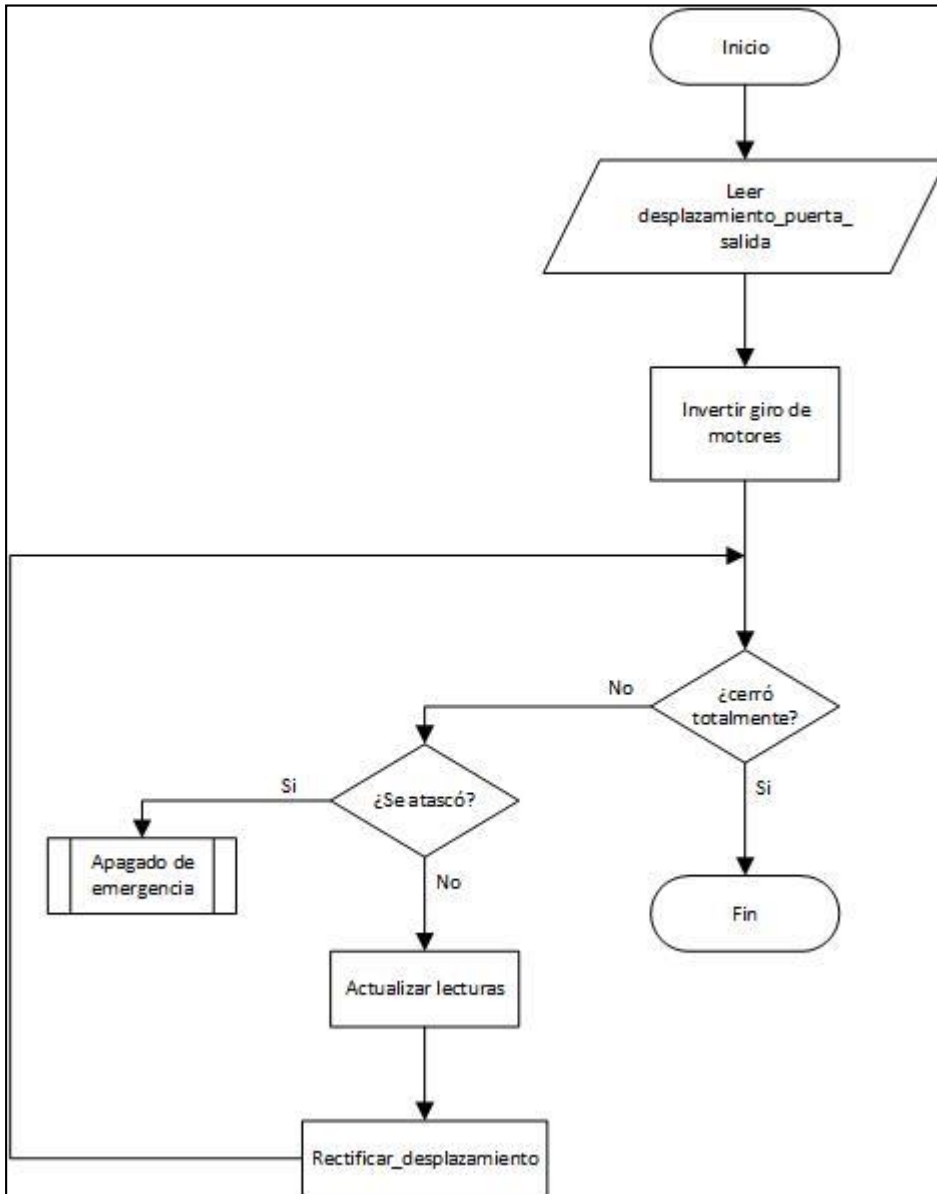


Fig. A47-1 Cierre de la puerta de salida

Anexo 48: Hallar temperatura de cada pollo

El proceso de la Figura A48-1 halla la temperatura promedio de cada uno de los cinco pollos, instanteX se refiere a los diferentes tiempos de toma de temperatura de los pollos durante pasa por el área de medición del sensor.

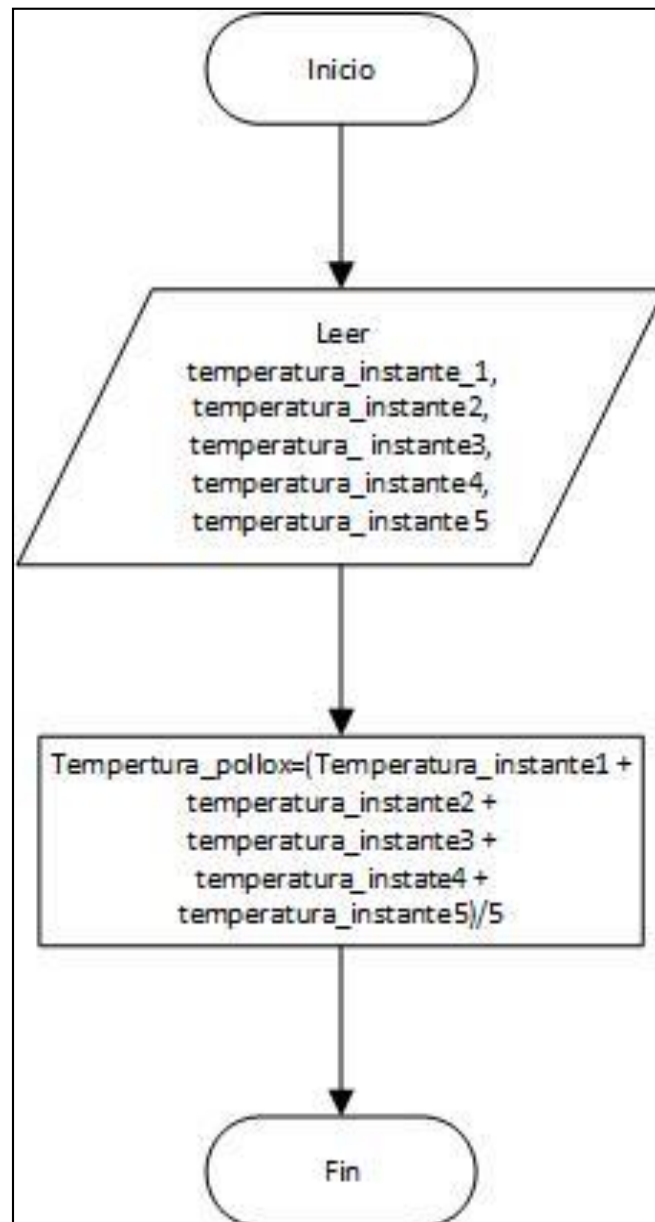


Fig. A48-1: Proceso para hallar la temperatura de un pollo

Anexo 49: Hallar temperatura promedio

El proceso de la Figura A49-1 halla la temperatura promedio de los cinco pollos.

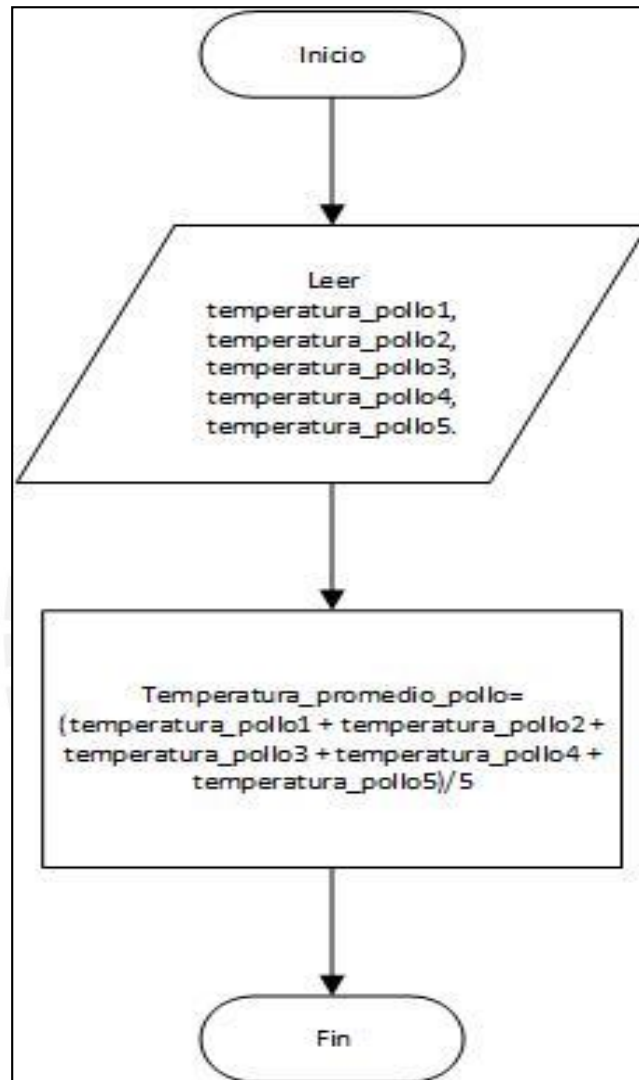


Fig. A49-1: Proceso para hallar temperatura promedio

Anexo 50: Determinar si todos los pollos de una barra están cocidos

El proceso de la Figura A46-1 determina si la barra de pollos está cocida. Esta decisión lo toma en función a las temperaturas promedio de los pollos.

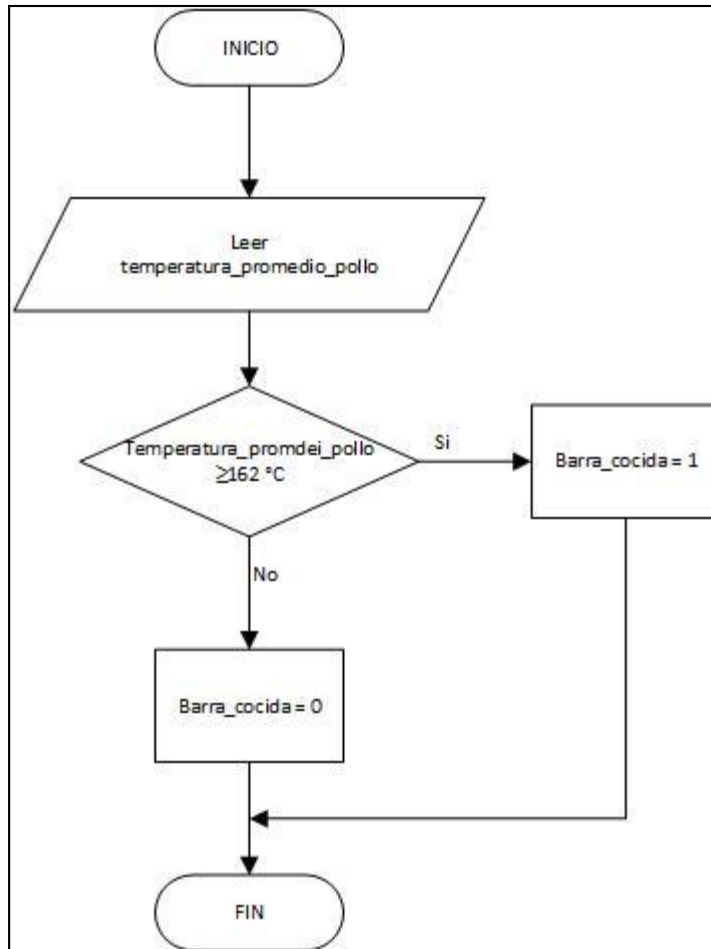


Fig. A46-1 Determina si los pollos están cocidos

Anexo 51: Hallar el desplazamiento de la puerta de entrada

En la Figura A51-1 se observa el procedimiento de hallar el desplazamiento de la puerta de entrada, esto ayuda para que al cierre no haya colisión con los otros elementos de la máquina.

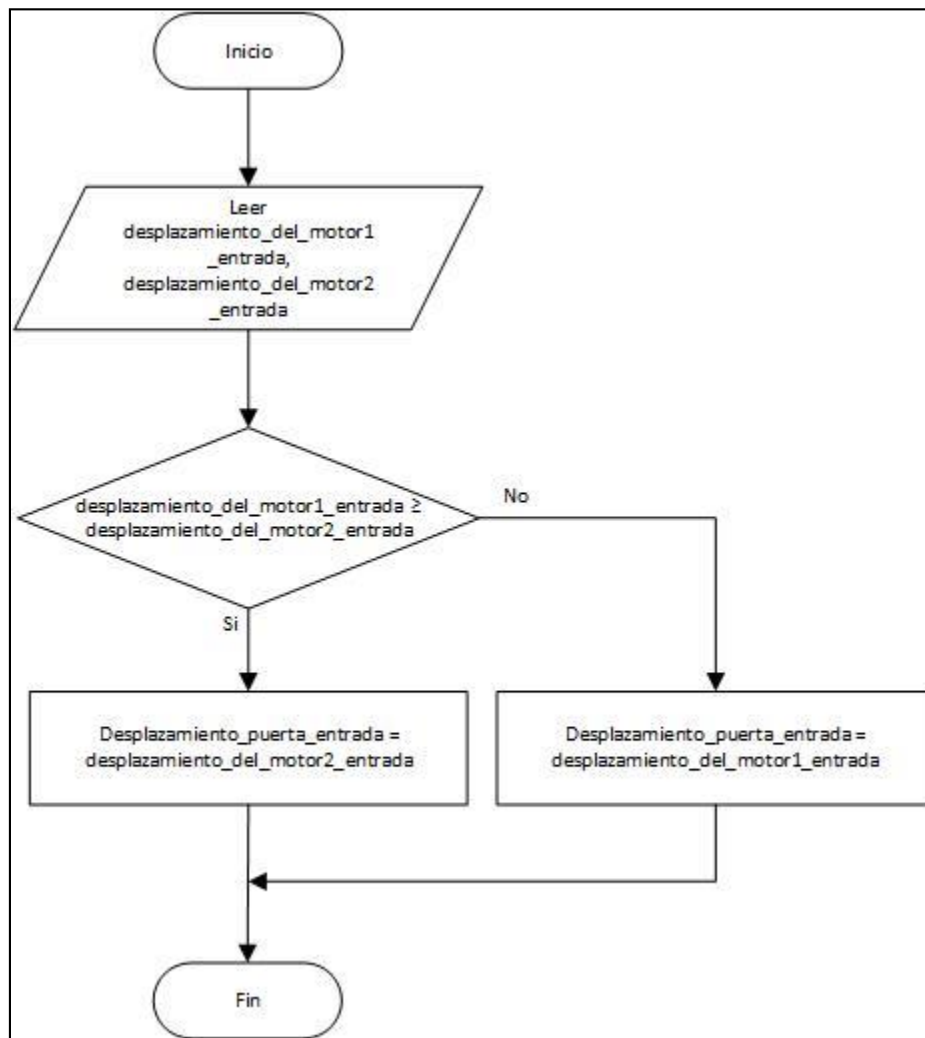


Fig. A51-1: Halla el desplazamiento de la puerta de entrada

Anexo 52: Hallar el desplazamiento de la puerta de salida

En la Figura A52-1 se muestra el procedimiento para hallar el desplazamiento de la puerta de salida, esto ayuda para que al cierre no haya colisión con los otros elementos de la máquina.

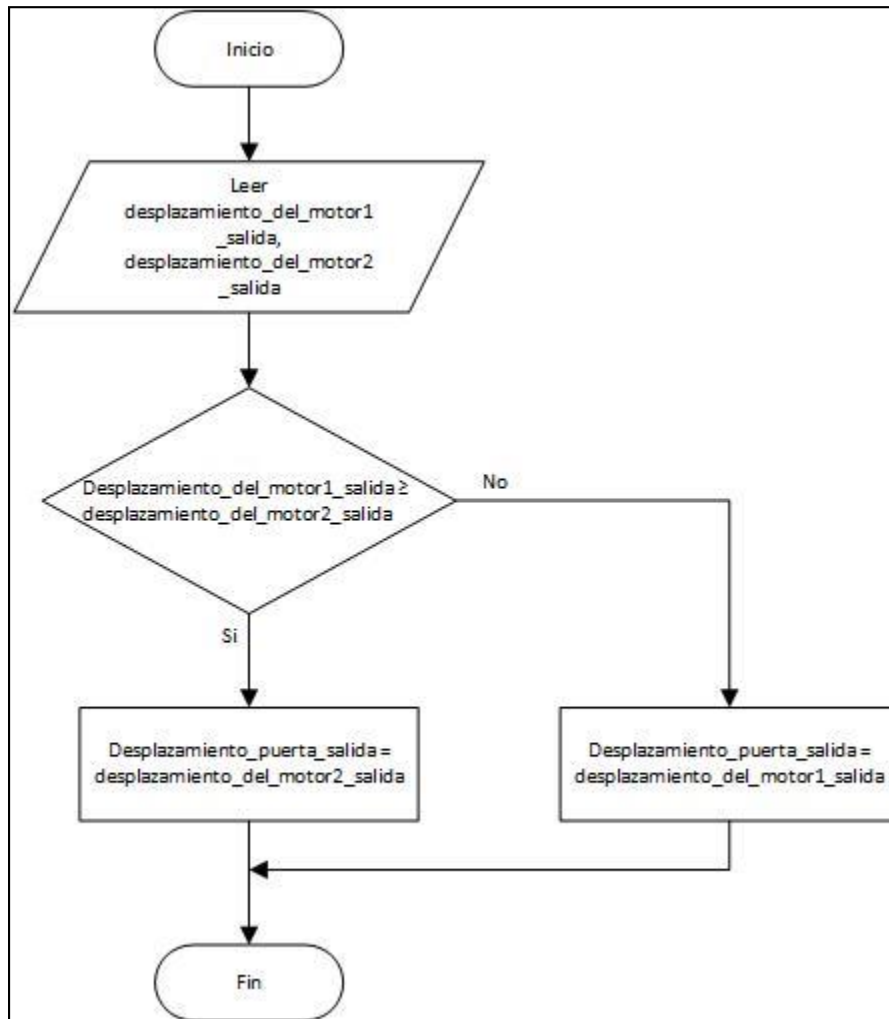
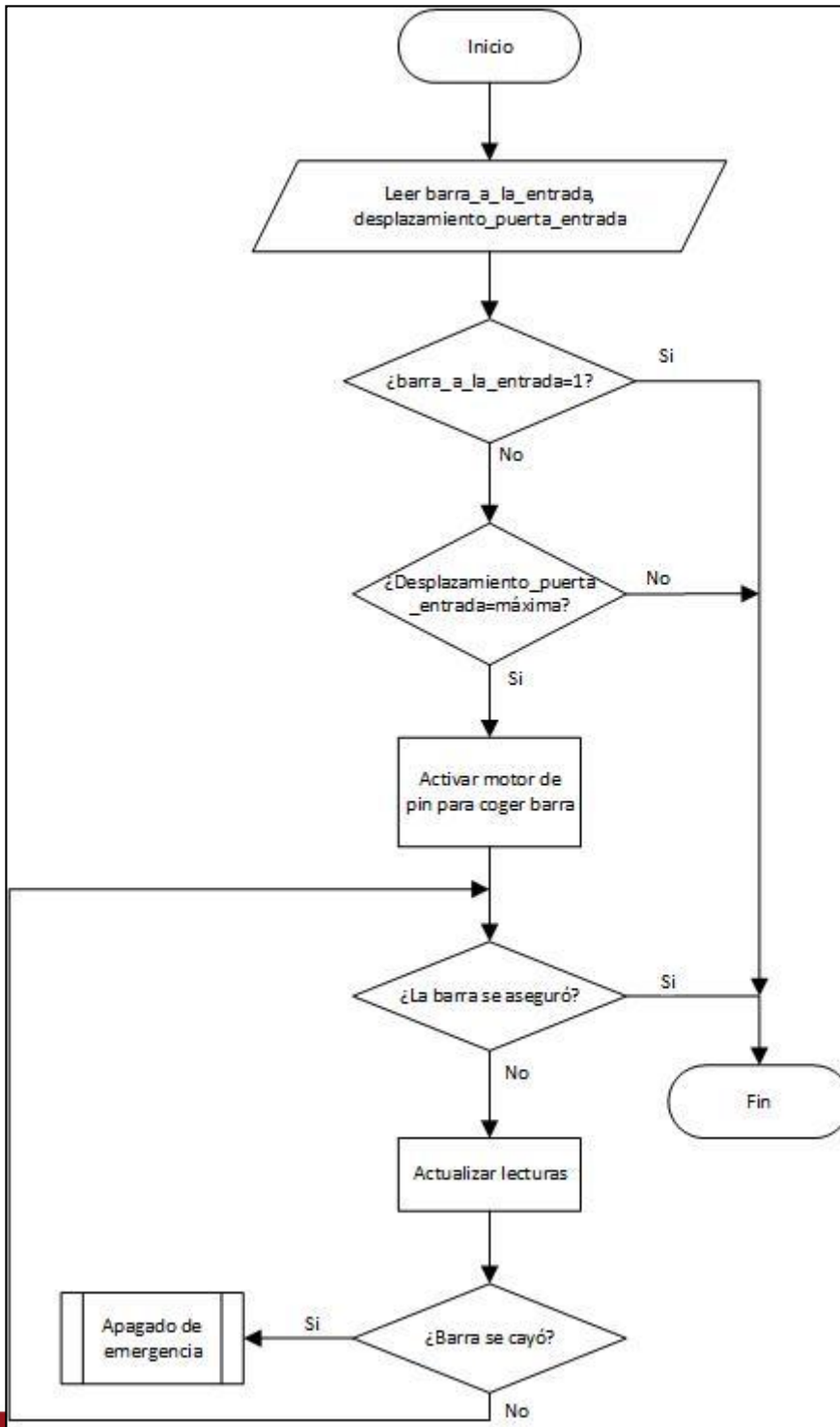


Fig. A52-1: Halla el desplazamiento de la puerta de salida

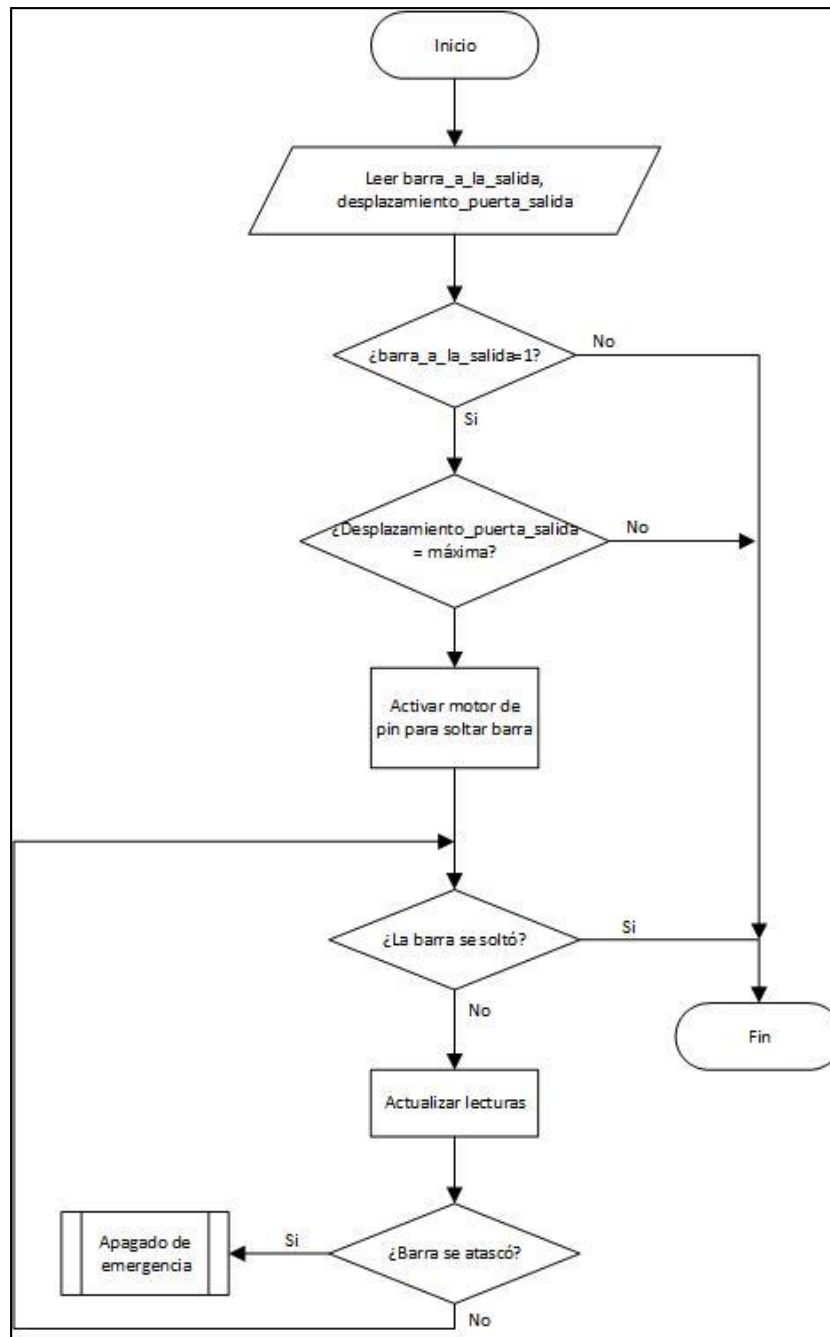
Anexo 53: Sujeción con el pin de agarre

El proceso que se muestra en la Figura A53-1 hace que la barra con pollos sea asegurada con el pin de agarre, para ello debe cumplir la condición de que la barra se haya soltado de los brazos de la entrada en la posición adecuada.



Anexo 54: Liberara la barra del pin de agarre

El proceso descrito en la Figura A54-1 hace que el pin que aseguraba la barra con los pollos se suelte, dejando la barra en la posición para ser retirada del horno. Para ello debe cumplir la condición de que la barra se haya cogido por los brazos de la salida en la posición adecuada.



Anexo 55: Condiciones para pasar a la etapa de corte

La Figura A55-1 muestra las condiciones que se necesitan para pasar de la salida del horno al sistema de corte. Además presenta las posibles colisiones que se puede generar y cuando realizar una parada de emergencia.

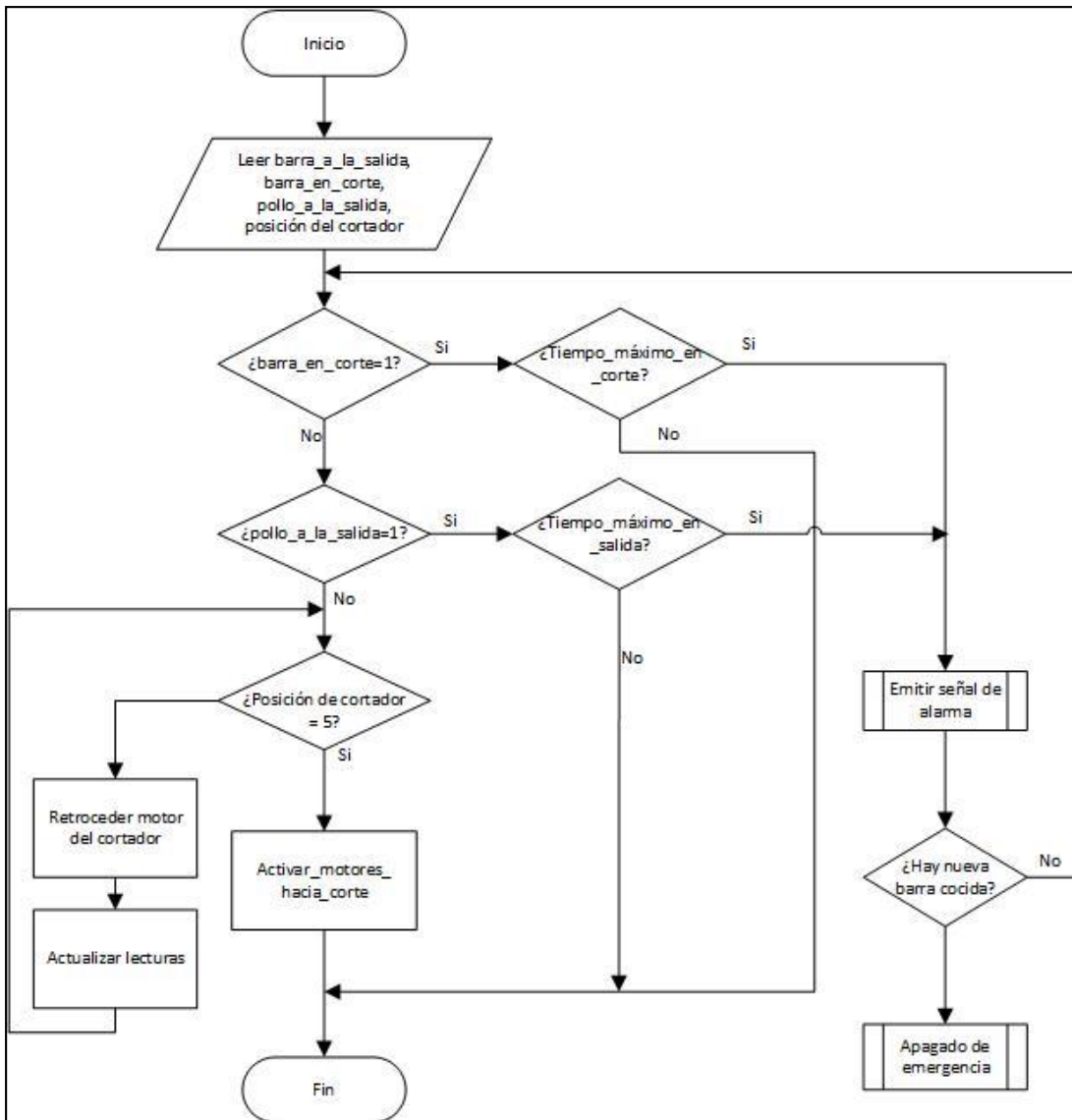


Fig. A55-1: Condiciones para pasar al sistema de corte

Anexo 56: Hallar la temperatura crítica

La Figura A56-1 muestra el proceso de leer la temperatura del horno y comparar con el rango admisible, luego con respecto a esta comparación toma las decisiones con respecto al funcionamiento de los ventiladores y de la entrada del carbón.

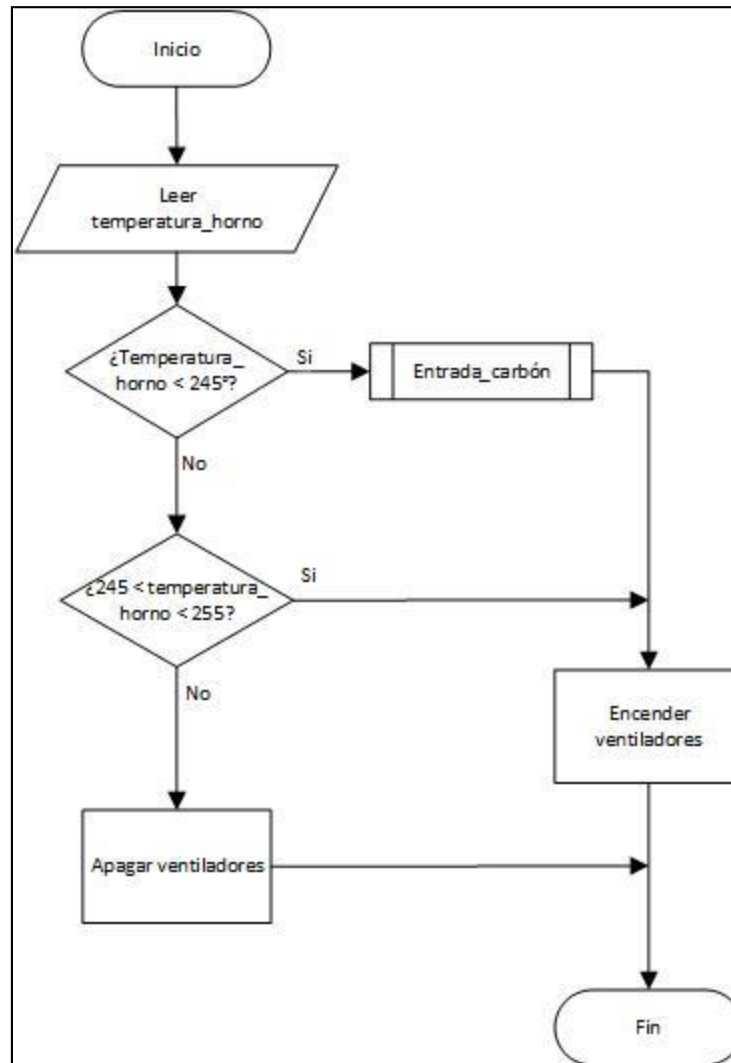


Fig. A56-1: Proceso para mantener una temperatura uniforme en el horno

Anexo 57: Entrada de carbón

El proceso descrito en la Figura A57-1 controla el ingreso del carbón, mediante los motores de la compuerta.

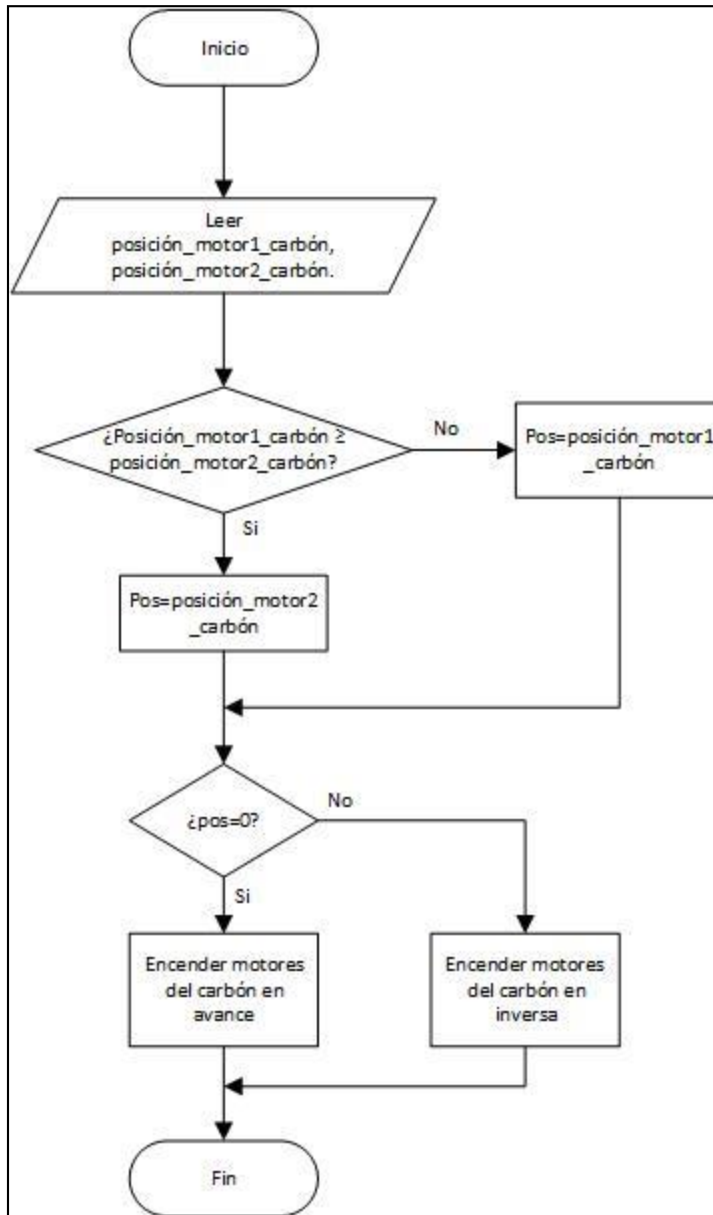


Fig. A57-1: Mecanismo de entrada de carbón

Anexo 58: Señales de emergencia

La Figura A58-1 muestra las acciones que se realiza cuando se emiten las señales de emergencia, las condiciones de esto se detalla en el Anexo 73

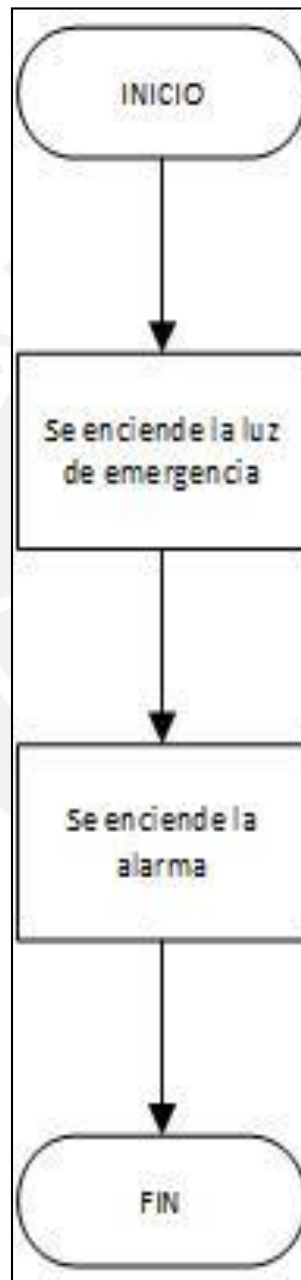


Fig. A58-1: Procedimiento para emitir señales de emergencia

Anexo 59: Apagado de emergencia

La Figura A59-1 muestra las acciones realizadas en una parada de emergencia. Las condiciones de para se describe en el Anexo 73.

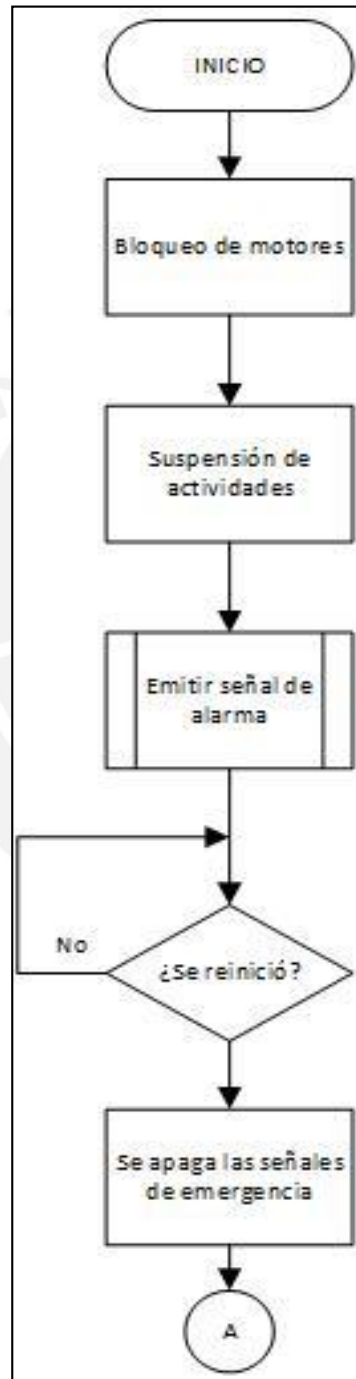


Fig. A59-1: Apagado de emergencia del mecanismo

Anexo 60: Apagado normal

Según la Figura A60-1 el apagado del sistema se realiza de manera lenta y desactiva toda la alimentación de los sensores y actuadores



Fig. A60-1: Apagado normal del mecanismo

Anexo 61: Sensor Inductivo de alta temperature

Sensor M18 sin blindaje, 230° temperatura de operación, la distancia de sensado es de 5mm ideal para nuestro objetivo de sensor el objeto cuando este justo al lado del sensor.

Especificaciones técnicas:

- Montaje: M18x1
- Tipo de conexión: Cable de teflón 2m
- Voltaje de entrada: 10-30 vdc
- Temperatura de trabajo: 230°
- Señal de salida: NPN-NO
- Distancia de detección: blindado(5mm)
- Tipo de sensor: alta temperatura, inductivo

Se ha escogido este sensor, porque la posición en la que trabaja alcanzará temperaturas altas, alrededor de los 220 °C, como este sensor inductivo de alta temperatura soporta temperaturas de trabajo continuo de 230°C es ideal para la función. Cabe señalar, que al tener una alimentación de 10-30 VDC, se encuentra en el rango previsto por los reguladores. El cuerpo del sensor tiene una rosca externa M18x1, que viene con dos tuercas M18x1 para la sujeción del mismo en los lugares que se había previsto.

Además, es necesario mencionar que al tener una salida NPN, se tiene un voltaje de alimentación de 12V y la carga de la salida será conectada al micro-controlador, dado que la salida es un voltaje, eso se interpretará para tomar las acciones necesarias. Para su conexión será necesario hacer uso de una resistencia de 10K.

Anexo 62: Termocupla tipo K

Las termocuplas, son los sensores de temperatura más utilizados industrialmente. Los tipos J y K son los más comerciales. En este caso he utilizado un termocupla tipo K, que es una aleación Niquel-cromo. Cabe mencionar, que estas termocuplas se usan típicamente en hornos a temperaturas menores a 1300 °C. En particular, estas vienen con cable compensado, para tener un mejor sentido pues tiene una compensación de cero. Por otro lado, tiene un cuerpo con rosca externa M10, con dos tuercas para la sujeción en las paredes de los hornos.

Descripción del Producto:

- Alta precisión de la medición y la interferencia
- Respuesta térmica rápida y sensible a la variación de la temperatura
- Amplio rango de medición
- Alto rendimiento y resistencia mecánica
- El uso a largo y fácil instalación
- Funciona bien con los controladores de temperatura (marcas diversas)
- Tipo: Tipo K
- Rango de temperatura: desde -100 ° C a 1250 ° C
- Diámetro de la sonda: Approx. 10mm / 0,39 "
- Material de la sonda: acero inoxidable.
- Aislamiento de cable interno: Fibra de vidrio
- Blindaje del cable externo: Acero inoxidable trenzado
- Cable Longitud total: Aprox. 1M / 39.4 "
- Tenedor Terminal Separación: Aprox. 4 mm / 0,15

Anexo 63: Circuito amplificador de la señal de termocupla

Como la termocupla tipo K, devuelve una señal en mili voltios, para este caso alrededor de los 10mV. Como se muestra en la Figura A63-1 el valor se tiene que amplificar, para ello se tiene un circuito amplificador con un OPAMP, que nos devuelve una señal ya amplificada y detectada por el sistema.

La ganancia es de 200.

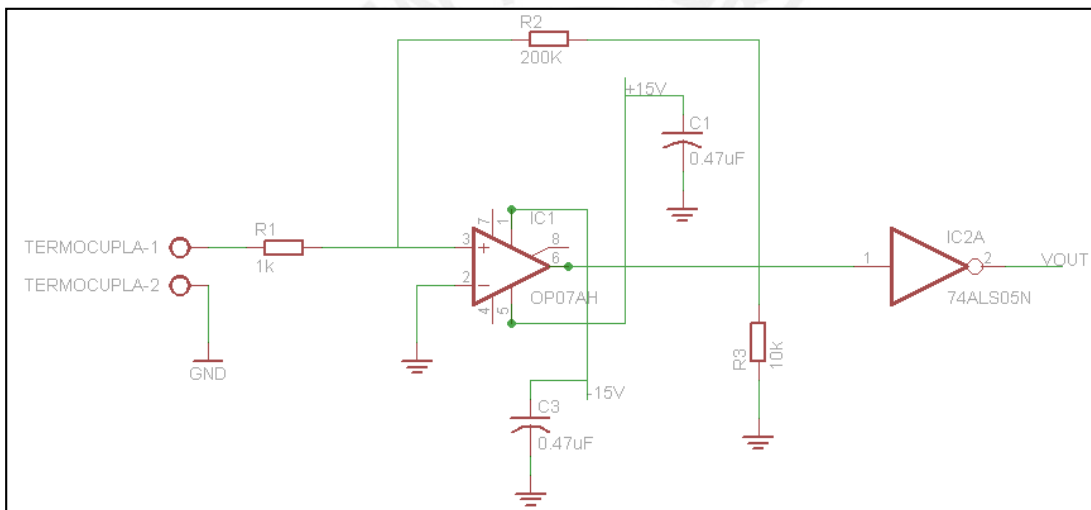


Fig. A63-1 Circuito amplificador de la señal de termocupla

Anexo 64: Pulsador 12V – 0.3A

Se ha escogido, este pulsador porque soporta impactos, es 12 V por lo tanto es para un ámbito industrial, ideal para la aplicación que se tiene de sensor el choque del pin que dará a conocer la ubicación de las barras de pollo dentro del horno.

La salida del Pulsador es una salida de voltaje, lo cual es fácil de manejar y leer para su procesamiento.



Anexo 65: Circuito divisor de voltaje del pulsador

Como el pulsador trabaja a 12V, esa señal no puede ir directamente al circuito de control debido a que las entradas digitales del micro-controlador soportan un máximo de 5V.

Por ello se realiza un circuito divisor de voltaje para que no dañe el integrado, el esquemático del circuito se muestra en la Figura A65-1. En esta división, el voltaje a entrar es de máximo 4.5 V y mínimo de 0V, los cuales son admisibles en el micro-controlador.

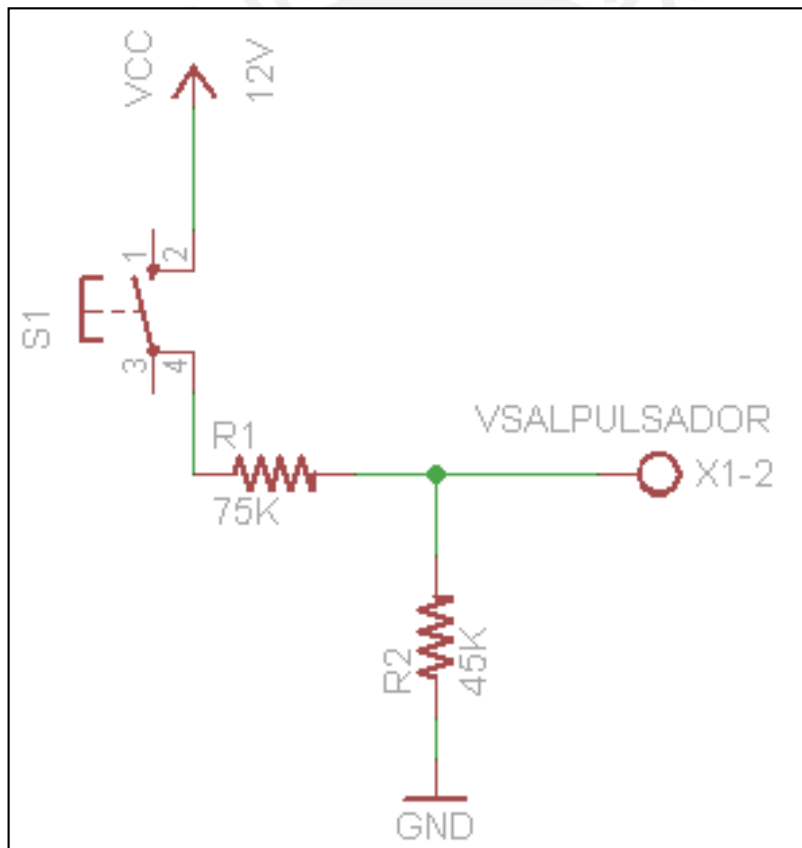


Fig. A65-1: Circuito divisor de voltaje para el pulsador

Anexo 66: Sensor de ultrasonido

Este sensor se enmarca dentro de los sensores para medir distancias, esto se consigue enviando un ultrasonido a través de la pareja de cilindros, a través de uno envía la señal y por el otro capta el rebote de la señal en el objetivo.

Se ha escogido este sensor, tanto por el precio como para las diversas aplicaciones, dado que la detección de la proximidad de materiales tanto metales como no metales se realiza a temperaturas normales, no se requiere de sensores inductivos que soporten altas temperaturas. Además, su rango de alcance es mucho mayor a un sensor inductor que puede costar hasta 8 veces más caro que este sensor. Otra característica es que al ser pequeño es de fácil acceso a algunos lugares donde los otros sensores no son posicionados adecuadamente.

Características técnicas:

Alimentación:									5V
Angulo		de		sensado:					15°
Rango		de	distancia:	2cm		a			400cm
Numero	de	pinos:	4	(VCC,	TRIG,	ECHO,		GND)	
Frecuencia		de		trabajo:					40kHz
Corriente		de		trabajo:					15mA
Dimensiones: 45mm x 20mm x 15mm									

Anexo 67: Actuador lineal eléctrico

Un actuador lineal eléctrico es un dispositivo que convierte el movimiento de rotación de un motor de corriente continua de baja tensión en movimiento lineal, es decir, los movimientos de empuje y tiro.

Se ha escogido estos dispositivos eléctricos para generar movimientos lineales en espacios pequeños, en los cuales un mecanismo de más de un elemento no entraría. Además tiene la fuerza suficiente, 100N, para realizar las tareas, que son empujar el pollo y la barra de pollo vacía. También, cabe señalar que el voltaje y la corriente necesaria esta en el rango de nuestras tarjetas reguladoras.

Características técnicas:

Alimentación: 12VDC

Corriente pico: 5A

Velocidad: hasta 40mm/s

Carrera máxima: 150mm

Estas características son ideales para el correcto cumplimiento de las funciones de los actuadores, dado que puede cumplir perfectamente con los objetivos antes mencionados, simplemente

Anexo 68: Circuito de montaje del actuador lineal

Como el actuador lineal se controla por medio de voltaje, es necesario tener un circuito de control del voltaje para activarlo y desactivarlo. Esto es sencillo porque se trabajará solo con dos posiciones del actuador; totalmente estirado y totalmente cerrado. Se trabajará a con una sola velocidad por ello el circuito de control de este actuador se simplifica al uso de un Mosfet de potencia.



Anexo 69: Termómetro infrarrojo láser para medir la temperatura

Usando un termómetro de alimentos de contacto, en el cual uno tiene que introducir el termómetro hasta la parte interna de la carne y saber si esta cocido o no con la temperatura interna, el agujero en la carne sería muy notoria, dado que el diámetro de la punta de los termómetros de ese tipo son de alrededor de 4 a 5 mm, lo cual es un aspecto negativo para la presentación al público del pollo.

Por lo tanto, se decidió utilizar termómetros laser para saber la temperatura externa del pollo y con ello aproximar la temperatura interna. Se usará el circuito interno del termómetro ya construido, porque desarrollar el circuito y armarlo es más caro que comprarlo ya hecho.

Además, la salida del circuito interno es un voltaje entre 0-5V, por lo cual irá directamente a las entradas del micro-controlador.

Anexo 70: Hoja de datos del Arduino Mega 2560

The Arduino Mega 2560 is a microcontroller board based on the ATmega2560 ([datasheet](#)). It has 54 digital input/output pins (of which 14 can be used as PWM outputs), 16 analog inputs, 4 UARTs (hardware serial ports), a 16 MHz crystal oscillator, a USB connection, a power jack, an ICSP header, and a reset button. It contains everything needed to support the microcontroller; simply connect it to a computer with a USB cable or power it with a AC-to-DC adapter or battery to get started. The Mega is compatible with most shields designed for the Arduino Duemilanove or Diecimila.

Schematic & Reference Design

EAGLE files: [arduino-mega2560-reference-design.zip](#)

Schematic: [arduino-mega2560-schematic.pdf](#)

Summary

Microcontroller	ATmega2560
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 14 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	256 KB of which 8 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz

Power

The Arduino Mega can be powered via the USB connection or with an external power supply. The power source is selected automatically.

External (non-USB) power can come either from an AC-to-DC adapter (wall-wart) or battery. The adapter can be connected by plugging a 2.1mm center-positive plug into the board's power jack. Leads from a battery can be inserted in the Gnd and Vin pin headers of the POWER connector.

The board can operate on an external supply of 6 to 20 volts. If supplied with less than 7V, however, the 5V pin may supply less than five volts and the board may be unstable. If using more than 12V, the voltage regulator may overheat and damage the board. The recommended range is 7 to 12 volts.

The Mega2560 differs from all preceding boards in that it does not use the FTDI USB-to-serial driver chip. Instead, it features the Atmega8U2 programmed as a USB-to-serial converter.

The power pins are as follows:

Fig. Anexo70-1: Hoja de dato del Arduino Mega 2560

+ **VIN**. The input voltage to the Arduino board when it's using an external power source (as opposed to 5 volts from the USB connection or other regulated power source). You can supply voltage through this pin, or, if supplying voltage via the power jack, access it through this pin.

+ **5V**. The regulated power supply used to power the microcontroller and other components on the board. This can come either from VIN via an on-board regulator, or be supplied by USB or another regulated 5V supply.

+ **3V3**. A 3.3 volt supply generated by the on-board regulator. Maximum current draw is 50 mA.

+ **GND**. Ground pins.

Memory

The ATmega2560 has 256 KB of flash memory for storing code (of which 8 KB is used for the bootloader), 8 KB of SRAM and 4 KB of EEPROM (which can be read and written with the [EEPROM library](#)).

Input and Output

Each of the 54 digital pins on the Mega can be used as an input or output, using [pinMode\(\)](#), [digitalWrite\(\)](#), and [digitalRead\(\)](#) functions. They operate at 5 volts. Each pin can provide or receive a maximum of 40 mA and has an internal pull-up resistor (disconnected by default) of 20-50 kOhms. In addition, some pins have specialized functions:

+ **Serial: 0 (RX) and 1 (TX); Serial 1: 19 (RX) and 18 (TX); Serial 2: 17 (RX) and 16 (TX); Serial 3: 15 (RX) and 14 (TX)**. Used to receive (RX) and transmit (TX) TTL serial data. Pins 0 and 1 are also connected to the corresponding pins of the ATmega8U2 USB-to-TTL Serial chip.

+ **External Interrupts: 2 (interrupt 0), 3 (interrupt 1), 18 (interrupt 5), 19 (interrupt 4), 20 (interrupt 3), and 21 (interrupt 2)**. These pins can be configured to trigger an interrupt on a low value, a rising or falling edge, or a change in value. See the [attachInterrupt\(\)](#) function for details.

+ **PWM: 0 to 13**. Provide 8-bit PWM output with the [analogWrite\(\)](#) function.

+ **SPI: 50 (MISO), 51 (MOSI), 52 (SCK), 53 (SS)**. These pins support SPI communication using the [SPI library](#). The SPI pins are also broken out on the ICSP header, which is physically compatible with the Uno, Duemilanove and Diecimila.

+ **LED: 13**. There is a built-in LED connected to digital pin 13. When the pin is HIGH value, the LED is on, when the pin is LOW, it's off.

+ **I²C: 20 (SDA) and 21 (SCL)**. Support I²C (TWI) communication using the [Wire library](#) (documentation on the Wiring website). Note that these pins are not in the same location as the I²C pins on the Duemilanove or Diecimila.

The Mega2560 has 16 analog inputs, each of which provide 10 bits of resolution (i.e. 1024 different values). By default they measure from ground to 5 volts, though is it possible to change the upper end of their range using the AREF pin and [analogReference\(\)](#) function.

Fig. Anexo70-2: Hoja de dato del Arduino Mega 2560

Anexo 71: Hoja de datos del controlador MC33926

Freescale Semiconductor
Advance Information

Document Number: MC33926
Rev. 9.0, 12/2009

✓RoHS

5.0 A Throttle Control H-Bridge

The 33926 is a monolithic H-Bridge Power IC designed primarily for automotive electronic throttle control, but is applicable to any low-voltage DC servo motor control application within the current and voltage limits stated in this specification.

The 33926 is able to control inductive loads with currents up to 5.0 A peak. RMS current capability is subject to the degree of heatsinking provided to the device package. Internal peak-current limiting (regulation) is activated at load currents above $0.5 A \pm 1.5 A$. Output loads can be pulse width modulated (PWM'ed) at frequencies up to 20 kHz. A load current feedback feature provides a proportional (0.24% of the load current) current output suitable for monitoring by a microcontroller's A/D input. A Status Flag output reports under-voltage, over-current, and over-temperature fault conditions.


Two independent inputs provide polarity control of two half-bridge totem-pole outputs. Two independent disable inputs are provided to force the H-Bridge outputs to tri-state (high-impedance off-state). An inverted input changes the IN1 and IN2 inputs to LOW = true logic.

Features

- 5.0 to 28 V continuous operation (transient operation from 5.0 to 40 V)
- 225 mΩ maximum $R_{DS(ON)}$ @ 150°C (each H-Bridge MOSFET)
- 3.0 V and 5.0 V TTL / CMOS logic compatible inputs
- Over-current limiting (Regulation) via an internal constant-off-time PWM
- Output short-circuit protection (short to VPWR or ground)
- Temperature-dependent current-limit threshold reduction
- All Inputs have an internal source/sink to define the default (floating input) states
- Sleep mode with current draw < 50 μA (with inputs floating or set to match default logic states)
- Pb-free packaging designated by suffix code PNB

33926

AUTOMOTIVE THROTTLE H-BRIDGE
ACTUATOR/ MOTOR EXCITER



Bottom View
PNB SUFFIX (Pb-FREE)
98ARL10579D
32-PIN PQFN

ORDERING INFORMATION

Device	Temperature Range (T _A)	Package
MC33926PNB/R2	-40°C to 125°C	32 PQFN

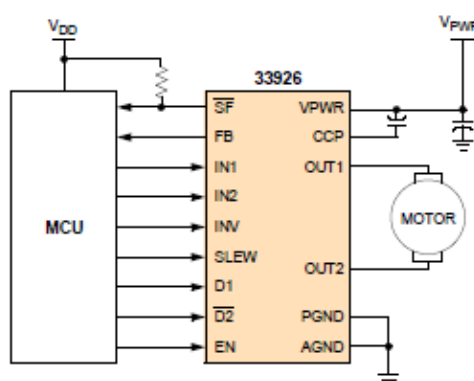


Figure 1. 33926 Simplified Application Diagram

* This document contains certain information on a new product. Specifications and information herein are subject to change without notice.
© Freescale Semiconductor, Inc., 2007-2009. All rights reserved.





Fig. Anexo71-1: Hoja de dato del controlador MC33926

Anexo 72: Hoja de datos del controlador VNH5019




VNH5019A-E

Automotive fully integrated
H-bridge motor driver

Features

Type	$R_{DS(on)}$	I_{out}	V_{oomax}
VNH5019A-E	18 mΩ typ (per leg)	30 A	41 V

- ECOPACK®: lead free and RoHS compliant
- Automotive Grade: compliance with AEC guidelines
- Output current: 30 A
- 3 V CMOS compatible inputs
- Undervoltage and overvoltage shutdown
- High-side and low-side thermal shutdown
- Cross-conduction protection
- Current limitation
- Very low standby power consumption
- PWM operation up to 20 khz
- Protection against:
 - Loss of ground and loss of V_{CC}
- Current sense output proportional to motor current
- Charge pump output for reverse polarity protection
- Output protected against short to ground and short to V_{CC}



Power MOSFET with an intelligent signal/protection circuit.

The three dice are assembled in MultiPowerSO-30 package on electrically isolated lead-frames. This package, specifically designed for the harsh automotive environment offers improved thermal performance thanks to exposed die pads. The input signals IN_A and IN_B can directly interface to the microcontroller to select the motor direction and the brake condition.

The $DIAG_A/EN_A$ or $DIAG_B/EN_B$, when connected to an external pull-up resistor, enable one leg of the bridge. They also provide a feedback digital diagnostic signal. The CS pin allows to monitor the motor current by delivering a current proportional to its value when CS_DIS pin is driven low or left open. The PWM, up to 20 KHz, lets us to control the speed of the motor in all possible conditions. In all cases, a low-level state on the PWM pin turns-off both the LS_A and LS_B switches. When PWM rises to a high-level, LS_A or LS_B turn-on again depending on the input pin state.

Output current limitation and thermal shutdown protects the concerned high-side in short to ground condition.

The short to battery condition is revealed by the overload detector or by thermal shutdown that latches off the relevant low-side.

Active V_{CC} pin voltage clamp protects the device against low energy spikes in all configurations for the motor.

CP pin provides the necessary gate drive for an external n-channel PowerMOS used for reverse polarity protection.

September 2010

Doc ID 15701 Rev 7

1/34

www.st.com

Fig. Anexo71-1: Hoja de dato del controlador VNH5019

Anexo 73: Condiciones de una parada de emergencia.

Se detallará las condiciones y circunstancias que generan una parada de emergencia, cuando se de este caso, el led de peligro se encenderá

1. Si la puerta de entrada no se desplaza completamente, los brazos no llegan a la posición adecuada para dejar la barra con pollos. Lo cual, generaría una colisión entre los soportes, donde se apoyan los extremos de la barra, con los brazos. Cabe mencionar, que también puede darse el caso que colisionen dos barras con pollos y uno de ellos se desprenda, terminando dentro del carbón. Esto daña al sistema, el producto y sobre todo puede dañar al usuario. Es preferible parar el sistema antes que se produzca un hecho así.
2. Cuando la puerta desciende para cerrar el horno, cabe la posibilidad que se obstruya con algún elemento externo, lo cual es muy riesgoso. Como la puerta no desciende completamente, los brazos no saldrían del horno, esto puede traer consecuencias de colisiones entre barras de pollos. Al igual que lo descrito en el primer ítem las colisiones dañan el sistema y ponen en peligro al usuario. Por ende, es preferible que el sistema se detenga inmediatamente.
3. En la etapa de corte se tiene la plancha de acero que empuja los pollos hasta las sierras circulares. Este elemento debe estar en su posición inicial cuando comience a empujar los pollos; de lo contrario, la barra con pollos que es trasladada al sistema de corte puede colisionar con este elemento, esto generaría que la barra no llegue a la posición adecuada y se desechada con los pollos enteros.
4. Si los pines de sujeción no sujetan la barra en el instante adecuado, la barra va a caer hacia el carbón durante su movimiento de traslación y rotación. Por ello, si no se tiene la confirmación de que se ha asegurado la barra, el proceso debe detenerse inmediatamente.
5. En la etapa de salida de la barra con pollos, es necesario que los pines de sujeción se retiren de la barra; de lo contrario, los brazos sostendrán la barra, pero esta

seguira sujeta al movimiento de traslación. En consecuencia, habrá un sobreesfuerzo en los elementos y los brazos de salida fallarían. Esto conlleva a una obstrucción en la salida impidiendo la entrada o salida de barras, esto pone en riesgo todo el funcionamiento del sistema. Por ende, es preferible detener el sistema.

6. Si los tiempos máximos permitidos de espera tanto a la salida del horno, en el sistema de corte y la salida de pollos, son superados se prenderá la sirena y los leds de peligro.



Anexo 74: PRECIOS MECÁNICA

Se presenta la cotización de los principales elementos del sistema mecatrónico:

74.1 Piezas Fundidas: La empresa contactada fue Fundamentales Cumpa

Fundimetales Cumpa S.A.C.

Especialidad en piezas fundidas, Poleas, Bocinas, Barras, y discos en Fierro Fundido gris, Bronce y Aluminio

Callao 28 de Noviembre del 2014

Cotización N° LLCR 02811-2014

Señores:
Presente.-

Atte: **Carlos Blanco** TELEF:
Estimados señores;

Por intermedio de la presente, hacemos llegar a ustedes nuestro mejor precio con relación a su requerimiento:

ITEM	CANT	UNID	DESCRIPCION	PRECIO UNIT	TOTALES
COTIZACION DE MODELOS EN MADERA					
01	01	Spa	Pin para Soporte Secundario	s/. 40.00	s/. 40.00
02	01	Spa	Pin de Engranaje	s/. 20.00	s/. 20.00
03	01	Spa	Brazo Derecho 2	s/. 150.00	s/. 150.00
04	01	Spa	Brazo Izquierdo 2	s/. 150.00	s/. 150.00
05	01	Spa	Soporte de Barra Principal	s/. 180.00	s/. 180.00
06	01	Spa	Soporte de Corte 1	s/. 80.00	s/. 80.00
07	01	Spa	Soporte de Corte Secundario	s/. 140.00	s/. 140.00
08	01	Spa	Brazo Derecho	s/. 150.00	s/. 150.00
09	01	Spa	Brazo Izquierdo	s/. 150.00	s/. 150.00
10	01	Spa	Biela	s/. 90.00	s/. 90.00
11	01	Spa	Circulo de Empuje	s/. 120.00	s/. 120.00
					s/. 1270.00
					IGV
					s/. 228.60
					Total
					1498.60

CONDICIONES COMERCIALES Y/O VENTA:

Forma de pago : 50% adelanto y contra entrega
 N° CTA BCD CONTINENTAL: 0011-127-0100035724-82
 Prox. Fecha de Fundida :
 Tiempo de entrega : 15 Días después de recepción de su orden de compra
 Lugar de Entrega : previa coordinación con el cliente

Afectuosamente:
SRA. Lilliana Cumpa R.
 Dpto. de ventas

Av. Alfredo Palacios Mz B lote 14 Urb. Centenario Callao - Callao
Telf. 420-0533 Nextel 947308914 / 981548933

Fig. A74-1: Cotización de modelos en madera

Fundimetales Cumpa S.A.C.

Especialidad en piezas fundidas, Poleas, Bocinas, Barras, y discos en Fierro Fundido gris, Bronce y Aluminio

Calleo 28 de Noviembre del 2014

Cotización N° LLCR 02811-2014

Señores:

Presente:

Atte: Carlos Blanco

TELEF:

Estimados señores;

Por intermedio de la presente, hacemos llegar a ustedes nuestro mejor precio con relación a su requerimiento:

ITEM	CANT	UND	DESCRIPCION	PRECIO UNIT	TOTALES
SERVICIO DE FUNDICION					
01	06	Rca	Pin para Soporte Secundario	s/. 15.00	s/. 90.00
02	06	Rca	Pin de Engranaje	s/. 20.00	s/. 120.00
03	01	Rca	Brazo Derecho 2	s/. 25.00	s/. 25.00
04	01	Rca	Brazo Izquierdo2	s/. 25.00	s/. 25.00
05	02	Rca	Soporte de Barra Principal	s/. 40.00	s/. 80.00
06	01	Rca	Soporte de Corte 1	s/. 25.00	s/. 25.00
07	01	Rca	Soporte de Corte Secundario	s/. 20.00	s/. 20.00
08	01	Rca	Brazo Derecho	s/. 25.00	s/. 25.00
09	01	Rca	Brazo Izquierdo	s/. 25.00	s/. 25.00
10	04	Rca	Bieleta	s/. 15.00	s/. 60.00
11	01	Rca	Circulo de Empuje	s/. 25.00	s/. 25.00
					s/. 520.00
					IGV
					s/. 93.60
					Total
					s/. 613.60

CONDICIONES COMERCIALES Y/O VENTA:

Forma de pago : 50% adelanto y contra entrega

N° CTA BCD CONTINENTAL: 0011-127-0100035724-82

Prox. Fecha de Fundida :

Tiempo de entrega : 15 Días después de recepcionada su orden de compra

Lugar de Entrega : previa coordinación con el cliente

Afectuosamente:

SRA. Liliana Cumpa R.
Dpto. de ventas

Fig. A74-2: Cotización de piezas fundidas

74.2 Eje de acoplamiento de disco de doble diafragma de 16mm a 12mm



2pcs / lot de 12mm a 16mm acoplamientos 12x16mm Disco flexible OD 39mm 49mm Longitud acoplador (L49 D39)

Precio: **€ 30,20** /lote
2 unidades / lote , € 15,10 / unidad

Envío: **€ 4,38** a Peru vía China Post Registered Air Mail
Pengiriman: 15-60 días (Se envía en 7 días laborables)

Cantidad: lote

Precio total: **€ 34,58**

Comprar ya

Añadir al carrito

Añadir a mi Lista de Deseos (0 veces añadido)

Fig. A74-3: Eje de acoplamiento

74.2 Pared guía de Aluminio de la compañía Furukawa, Figura A74-4

CORPORACIÓN FURUKAWA

Casa Matriz Av. Paseo de la República 1427
La Victoria - Perú

Central Telefónica: **+51 (1) 411-7500**
Fax: **+51 (1) 411-7501**

Sucursal Región Sur: Lote 6, Mz J del Pq. Industrial Río Seco
Cerro Colorado – Arequipa

Central Sur: **(054) 316-086**

Fig. A74-4: Pared guía de aluminio

Perfil de Aluminio: 7.50 (USD) 2.5 m de longitud

74.3 Planchas de acero inoxidable

Acero inoxidable:

2mm 175(USD) esto en la empresa Jahesa, la dirección en la Figura A74-5

Calle lambda 180.
Parque Internacional
de la industria y Comercio
Callao. Lima - Perú

Telephone: (511) 452 - 4849
FAX: (511) 464 - 5710
E-mail: jahesa@jahesa.com

Av. Argentina 5971.
Carmen de la Legal
Reynoso
Callao. Lima - Perú

Telephone: (511) 452 - 4849
FAX: (511) 464 - 5710
E-mail: jahesa@jahesa.com

Fig. A74-5: Empresa Jahesa

74.4 Fibra de vidrio.

11:20:05 Operador Juan Pablo Henao Aguilar Entrando a la conversacion
11:20:28 Juan Pablo Henao Aguilar: buenos dias
11:20:55 Juan Pablo Henao Aguilar: tela fobra de vidrio de que espesor ? cuantos metros necesitas ?
11:23:27 Visitante: 1.5 mm
11:23:59 Juan Pablo Henao Aguilar: ok
11:24:14 Juan Pablo Henao Aguilar: me podrias indicar en donde te encuentras ubicado
11:28:13 Visitante: Lima, Perú
11:29:08 Visitante: necesito 18 metros
11:30:14 Juan Pablo Henao Aguilar: te comento que en peru tenemos un distibidor autorizado que es PERU SEAL
11:30:40 Juan Pablo Henao Aguilar: Avenida Nicolas Arriola # 1382 San Luis
11:30:50 Juan Pablo Henao Aguilar: Tel: 474 16 23 | Fax: 474 16 94 | Cel: 961749940
11:30:59 Juan Pablo Henao Aguilar: Atención Ing. Johnny Zapata / Carmen Illapuma
11:31:10 Juan Pablo Henao Aguilar: Correos: administracion@peruseal.com - cotizaciones1@peruseal.com - jzapata@peruseal.com
11:31:23 Visitante: entonces puedo llamar y ellos me dan la cotización?
11:31:56 Juan Pablo Henao Aguilar: por favor comunicarse con ellos y con mucho gusto ellos te pasan la cotizacion
11:32:30 Visitante: Ok, gracias
11:32:38 Juan Pablo Henao Aguilar: con mucho gusto
11:32:46 Juan Pablo Henao Aguilar: que tenga un feliz dia
11:32:54 Visitante: igualmente
11:33:01 Juan Pablo Henao Aguilar: gracias

Fig. A74-6 Conversación con la empresa

Como no respondían mis mensajes, llame a la empresa y me dieron el costo de: 25 (USD) el mt2, la conversación se muestra en la Figura A74-6.

74.5 Pasador de horquilla y clavija

EFCP03Z		10		0	M8	8	1	AÑADIR
EFC003S		10		32	M8			
EFC003Z		10		32	M8			
EFCP04S		14		0	M10			
EFCP04Z		14		0	M10	10	1	AÑADIR

Cantidad	Precio
1-4	€9.24
5-9	€9.24
10-24	€9.24
25-49	€9.24
50-74	€4.62
75-99	€4.62
100-149	€4.62
150-199	€4.62
200-499	CP
500+	CP

Fig. A76-7 Pasador y clavija

74.6 Rodillo de goma

Trailer :: Rodillo, goma, tope :: Goma

5-o rodillo cilindro 100x62mm goma buje plastico



Código: T07791
 Precio BARON: \$76.62 IVA Incluido (21%)
 Precio CLUB BARON: \$61.30 canjeando 20 puntos

Fig. A74-8 Rodillo de goma

74.7 Perfil tubular rectangular SM 20x10x1.5mm x6m

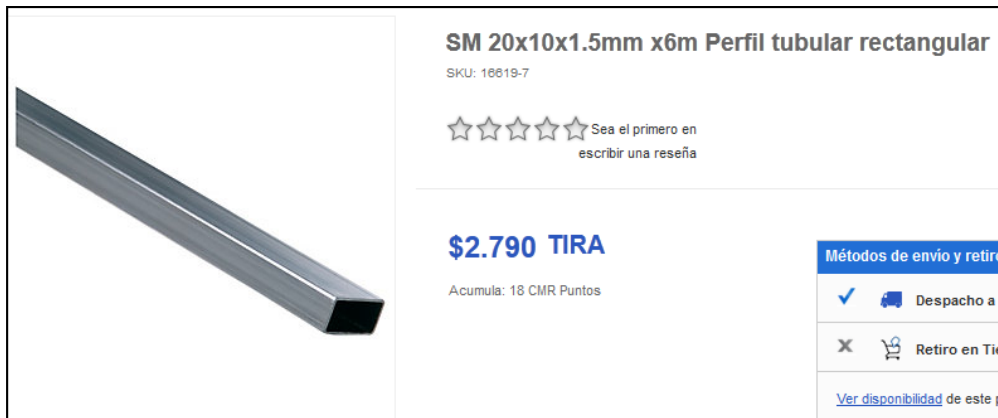


Fig. A74-9 Perfil tubular

74.8 Cabeza de horquilla: con M8

EFC002Z		8		24	M8		
EFCP03S		10		0	M8		
EFCP03Z		10		0	M8		
EFC003S		10		32	M8	n/a	1 AÑADIR

Cantidad	Precio
1-4	€16.18
5-9	€16.18
10-24	€16.18
25-49	€16.18
50-74	€8.09
75-99	€8.09
100-149	€8.09
150-199	€8.09
200-499	CP
500+	CP

Fig. A74-10: Cabeza de horquilla