

ANEXOS

MEMORIAS DEL PROYECTO: ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

A.1 MATRIZ MORFOLÓGICA

Siguiendo la metodología de diseño, se realiza la matriz morfológica que permite resolver cada función., por medio de alternativas de solución y combinándolas para obtener un concepto de solución. Para este diseño se optó por dividir la matriz morfológica en cuatro matrices: funciones mecánicas, funciones de control/procesamiento, funciones relacionadas a sensores y funciones relacionadas a actuadores. Las tablas A.1 hasta A.4 muestran la matriz morfológica realizada.

Tabla A.1: Matriz morfológica para funciones mecánicas.

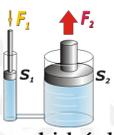
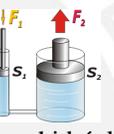
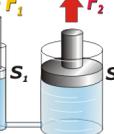
Función Mecánica	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Sujetar Testigo de Roca	 Restricción geométrica	 Pinza hidráulica	 Pinza mecánica
Asegurar que el martillo se encuentre en posición de cero/retirar martillo de zona de impacto	 Carga neumática	 Carga hidráulica	 Actuador lineal eléctrico
Ejercer fuerza de contacto (entre 0 y 3 KN)	 Carga neumática	 Carga hidráulica	 Resortes
Acelerar martillo (velocidad entre 1 y 10 m/s)	 Cañón neumático	 Cañón hidráulico	 Actuador lineal eléctrico
Limpiar superficie	 Gravedad	 Aire comprimido	 Vibración
Orientar indentor para nueva prueba (cambio de posición)	 Giro de sistema de impacto	 Traslado horizontal de sistema de impacto	 Traslado horizontal de testigo
Retirar martillo de zona de impacto	 Carga neumática	 Carga hidráulica	 Actuador lineal eléctrico

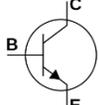
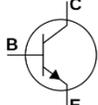
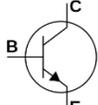
Tabla A.2: Matriz morfológica para funciones de control.

Función de control	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Acondicionar energía eléctrica (transformar y rectificar a 24 VDC)	 Puente de diodos		
Elegir parámetros de impacto (interfaz)	 HMI	 Interfaz con botones y pantalla	 PC
Controlar actuadores	 PLC	 Microcontrolador	 PC
Acondicionar señales de sensores (amplificar, digitalizar, etc.)	 Circuito ADC y amplificador	 DAQ	
Almacenar datos de ensayo	 Memoria extraíble	 Cable USB	 Cable RS232

Tabla A.3: Matriz morfológica para funciones relacionadas a sensores.

Función relacionadas a Sensores	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Registrar velocidad de impacto	 Sensor óptico	 Sensor inductivo	
Registrar onda de esfuerzos (Incidente y reflejada)	 Galga extensiométrica en indentador	 Roseta	
Sensar energía transmitida a testigo	 Galga extensiométrica en testigo	 Acelerómetro en testigo	
Registrar nueva posición de impacto	 Encoder	 Visión por computadora	
Registrar posición de martillo	 Sensor inductivo	 Pulsador (Micro-switch)	 Encoder

Tabla A.4: Matriz morfológica para funciones relacionadas a actuadores.

Funciones relacionadas a Actuadores	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Regular fuerza de contacto	 Electro válvula neumática	 Electro válvula hidráulica	 Círculo de potencia
Regular velocidad del martillo	 Electro válvula neumática	 Electro válvula hidráulica	 Círculo de potencia
Regular retorno de martillo a su posición cero	 Electro válvula neumática	 Electro válvula hidráulica	 Círculo de potencia
Regular cambio de posición	 Servomotor	 Motor a pasos	 Motor eléctrico

Leyenda:	
Solución 1:	
Solución 2:	
Solución 3:	

Finalmente, en la tabla A.5, se muestra la matriz morfológica de tal manera que sea posible identificar los elementos y conceptos de cada uno de los tres conceptos de solución previamente planteados. Dicha reorganización se muestra en la tabla A.5.

Tabla A.5: Reorganización de tablas anteriores.

Función	CS1	CS2	CS3
Sujetar Testigo de roca	Restricción Geométrica	Pinza Hidráulica	Pinza mecánica
Asegurar que martillo se encuentre en posición cero (posición con mayor carrera de impacto)	Carga neumática	Carga hidráulica	Actuador lineal eléctrico
Ejercer una fuerza de contacto entre testigo e indentador (entre 0 y 3 KN)	Carga neumática	Carga hidráulica	Resortes
Acelerar el martillo (velocidad entre 1 m/s y 10 m/s)	Cañón neumático	Cañón hidráulico	Actuador lineal eléctrico
Retirar martillo de zona de impacto	Carga neumática	Carga hidráulica	Actuador lineal eléctrico
Orientar indentador para nueva posición (cambio de posición)	Giro de sistema	Traslado horizontal de sistema	Traslado horizontal de testigo
Limpiar superficie	Aire comprimido	Gravedad	Vibración
Acondicionar energía eléctrica (transformar y rectificar a 24 VDC)	Puente de diodos y transformador	Puente de diodos y transformador	Puente de diodos y transformador
Elegir parámetros de impacto (interfaz)	HMI	Interfaz con botones y pantalla	PC
Controlar actuadores	PLC	Microcontrolador	PC
Almacenar datos de impacto	Memoria extraíble	Cable USB	Cable RS232
Acondicionar señales de sensores	DAQ	Circuito ADC y amplificador	DAQ
Registrar velocidad de impacto	Sensor inductivo	Sensor óptico	Sensor inductivo
Registrar onda de esfuerzos	Galga	Galga	Roseta
Registrar energía transmitida a testigo	Acelerómetro en testigo	Acelerómetro en testigo	Galga en testigo
Registrar nueva posición de impacto	Giroscopio	Visión por computadora	Encoder
Registrar posición del martillo	Sensor inductivo	Pulsador (Micro switch)	Encoder
Regular fuerza de contacto	Electro válvula neumática	Electro válvula hidráulica	Circuito de potencia
Regular velocidad del martillo	Electro válvula neumática	Electro válvula hidráulica	Circuito de potencia
Regular retorno de martillo a su posición cero	Electro válvula neumática	Electro válvula hidráulica	Circuito de potencia
Regular cambio de posición	Servomotor	Motor a pasos	Motor eléctrico

A.1.2 CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

Los conceptos de solución se muestran en las figuras A.1, A.2, A.3 y A.4, además se proporciona una pequeña descripción de cada concepto de solución.

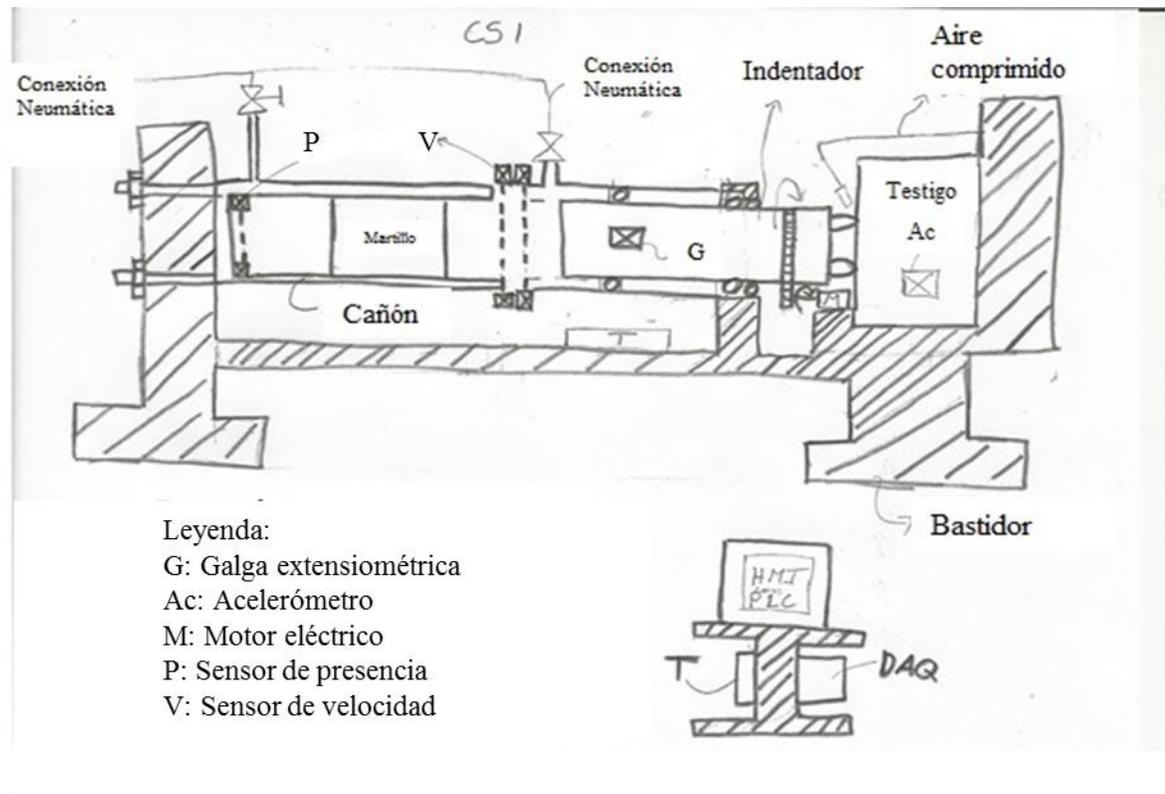


Figura A.1: Concepto de solución 1.

El concepto de solución 1 (CS1) fue explicado con mayor detalle en el capítulo 2. El CS1, utiliza energía neumática para realizar el impacto. Utiliza sensores ópticos para conocer la velocidad y posición del martillo, así como galgas extensiométricas para conocer la onda de esfuerzos que se propaga a lo largo del indentador y el testigo. En el testigo se capta la energía transmitida por medio de un acelerómetro. Es importante notar que el control de la máquina no se encuentra montado en el bastidor, para evitar ruido eléctrico.

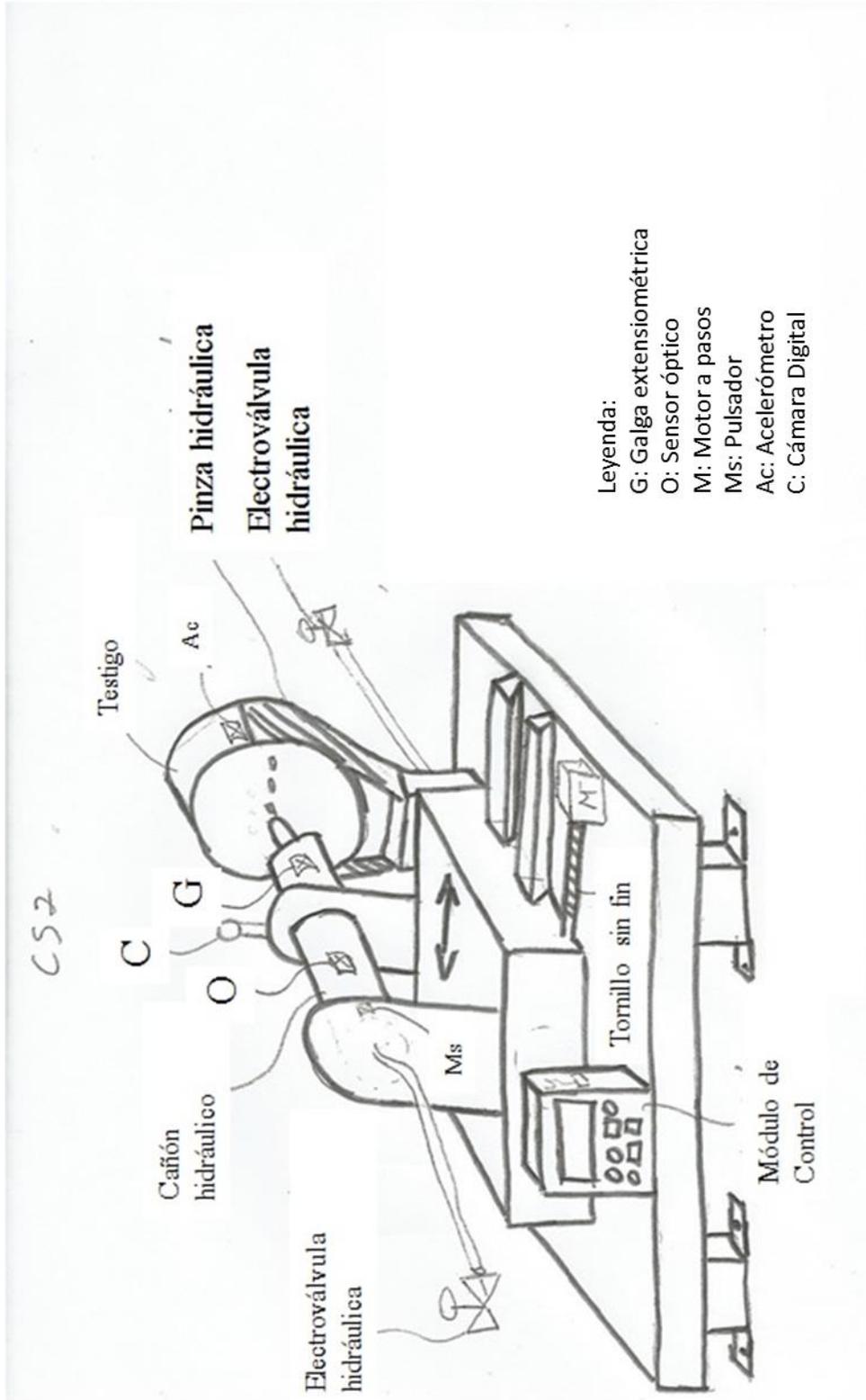


Figura A.2: Concepto de solución 2.

El concepto de solución 2 (CS2) mostrado en la figura A.2, utiliza energía hidráulica como la fuente de impacto, así como para sujetar el testigo en posición. También la energía hidráulica permite asegurar el contacto entre el indentador y el testigo. Es importante notar que existe traslado horizontal de todo el sistema de impacto, esto se logra por medio de un motor a pasos y un tornillo sin fin. El soporte móvil, donde se sujeta el sistema de impacto, muestra el uso de patines para el traslado suave del sistema de impacto. A diferencia del concepto de solución 1, el indentador de esta alternativa, contiene un solo inserto debido a que el espaciado entre golpes es sólo horizontal.

El CS2 tiene galgas extensiométricas para sensar la onda de impacto, además se muestra el uso de un acelerómetro para poder medir la energía transmitida al testigo. Por otra parte, se tiene un pulsador o microswitch para sensar la posición cero del martillo. También se puede notar un módulo de control que sostiene la interfaz de usuario y el microcontrolador que gobierna el funcionamiento de la máquina, además de los componentes electrónicos para adaptar señales y transformar energía.

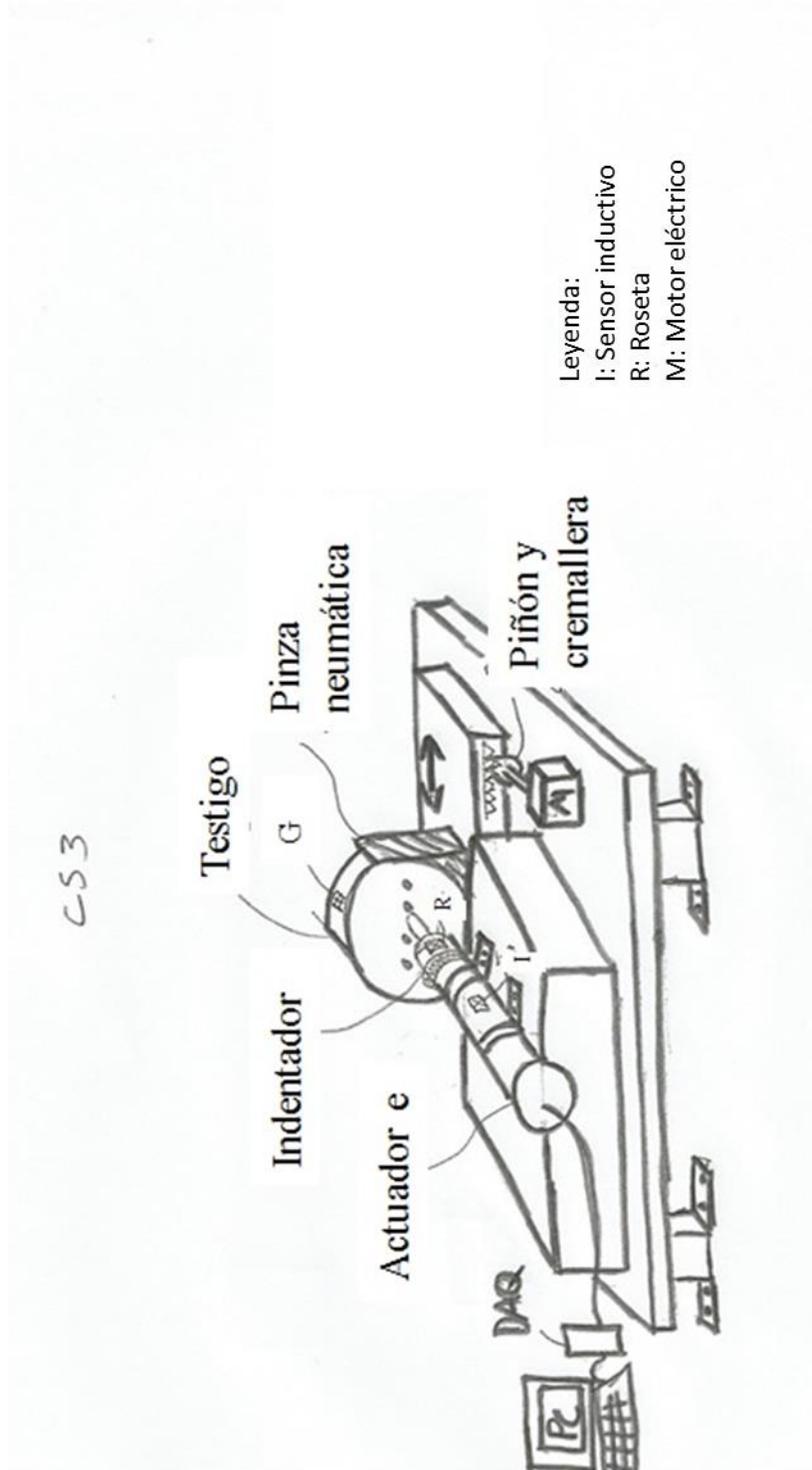


Figura A.3: Concepto de solución 3.

En el concepto de solución 3 (CS3), la energía que genera el impacto es eléctrica a través de un actuador lineal. El actuador lineal puede asegurar que el martillo se encuentra en la posición cero. Por otro lado el testigo es sujetado por medio de pinzas mecánicas. El contacto entre el indentador y el testigo de roca se realiza mediante resortes, de manera que es ajustable por el investigador manualmente. A diferencia del concepto de solución 2, el CS3 tiene un traslado horizontal del testigo por medio de un motor eléctrico y un sistema de piñón cremallera, dicho motor tendrá un encoder que permite registrar la posición del sistema de impacto.

El sistema de control se basa en el uso de una computadora personal. La computadora personal permite elegir los parámetros de impacto, controlar los actuadores según la lógica de funcionamiento, procesar los datos recabados y, finalmente, almacenar los datos de impacto. Por otro lado, utiliza un sensor inductivo para medir la velocidad del martillo antes del impacto. Utiliza un conjunto de galgas extensiométricas, conocida como roseta, para sensar la onda de impacto en el indentador y una galga extensiométrica para sensar la energía transmitida al testigo.

A.2 EVALUACIÓN DE SOLUCIONES

La evaluación de soluciones se realiza por medio de un análisis en función de criterios técnicos y criterios económicos. Así, es posible elegir la solución óptima. A cada uno de los criterios se le asigna un peso relativo, dándole más importancia a algunos criterios sobre otros. La tabla A.6 muestra los pesos relativos utilizados en esta evaluación. Además cada solución se califica por medio de un criterio conocido como la escala Likert, el cual consiste con cuantificar el grado de cumplimiento del concepto solución para cada criterio. La tabla A.7 muestra la escala de Likert utilizada. Finalmente se debe realizar la suma ponderada para evaluar cada concepto de solución. La tabla A.8 muestra el análisis técnico, mientras que la tabla A.9 muestra el análisis económico.

Tabla A.6: Peso relativo.

Peso Relativo	
Valor	Significado
1	Poco Importante
2	Importante
3	Muy Importante

Tabla A.7: Valores escala de Likert.

Cumplimiento	
Valor	Significado
1	Malo
2	Regular
3	Bueno
4	Muy Bueno
5	Excelente

Tabla A.8: Evaluación Técnica.

Evaluación Técnica						
Criterio	Peso Relativo (Pj)	Alternativa (Aj)				
		Solución 1	Solución 2	Solución 3	Ideal	
1 Función	3	4	3	3	5	
2 Forma	2	3	3	3	5	
3 Diseño	2	3	3	3	5	
4 Seguridad del usuario	3	4	3	3	5	
5 Ergonomía	2	3	3	2	5	
6 Fabricación	2	4	3	3	5	
7 Montaje	1	4	2	3	5	
8 Uso	3	5	4	2	5	
9 Mantenimiento	3	5	1	4	5	
10 Costos	1	2	1	3	5	
11 Riesgo Ambiental	2	4	1	5	5	
PT: Puntaje Total = $\sum (Pj \cdot Aj)$		94	62	74	120	
CT: Coeficiente Técnico (%) = $PT \cdot 100 / \text{Ideal}$		78.3	51.7	61.7	100.0	

Tabla A.9: Evaluación Económica.

Evaluación Económica					
Criterio	Peso Relativo (Pj)	Alternativa (Aj)			
		Solución 1	Solución 2	Solución 3	Ideal
1 Mantenimiento	3	3	1	5	5
2 Fabricación	2	2	1	3	5
3 Uso	3	3	2	4	5
4 Materiales	2	4	3	5	5
PT: Puntaje Total = $\sum (Pj \cdot Aj)$		30	17	43	50
CT: Coeficiente Económico (%) = $PT \cdot 100 / \text{Ideal}$		60.0	34.0	86.0	100.0

Finalmente, la tabla A.10 muestra un reordenamiento conveniente de los valores de coeficiente técnico y económico,

Tabla A.10: Reordenamiento de datos.

Alternativa	CT	CE
Solución 1	78.3	60
Solución 2	51.7	34
Solución 3	61.7	86

La figura A.4 muestra la ubicación de cada solución planteada en función de la línea de solución óptima en un plano Técnico-Económico. A partir de esta figura se puede elegir el concepto de solución óptimo, al ser el más cercano al ideal.

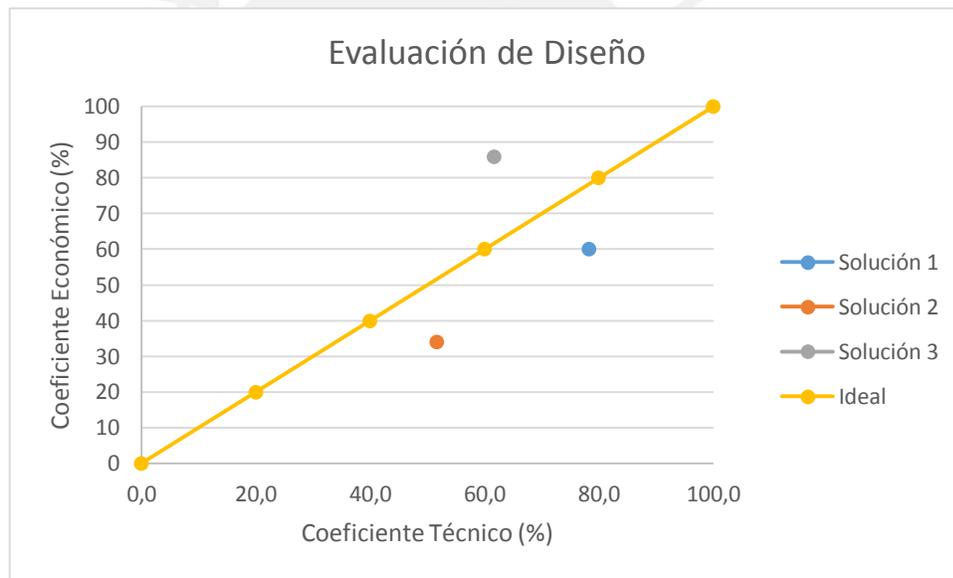


Figura A.4: Evaluación Técnico-Económica.

Anexo B.1: Método para la colocación de inserto

Resumen

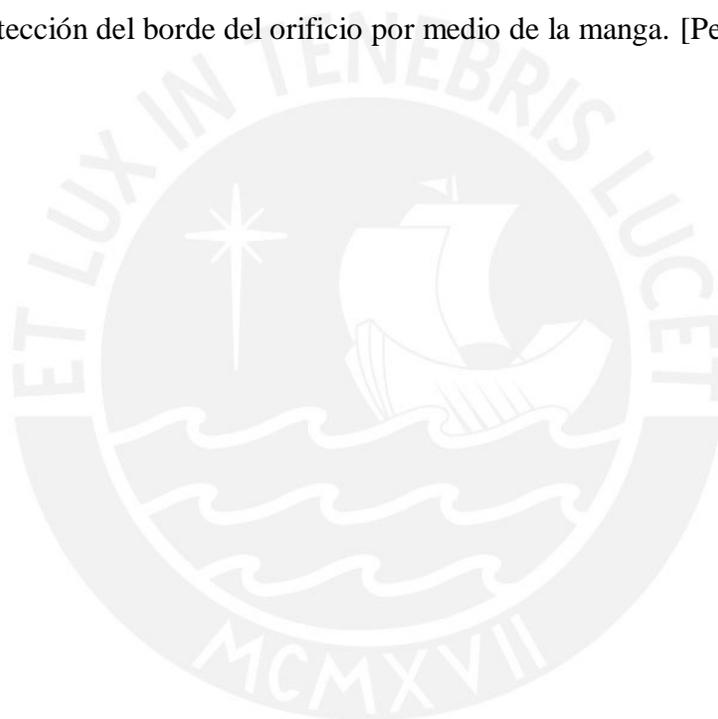
El método comprende un inserto y una manga presionados juntos de tal manera que la conicidad del inserto sea imitada por la manga (de un material más maleable que el inserto) para que en su posición de trabajo, el conjunto tenga un diámetro ligeramente mayor que el orificio en el indentador. El conjunto inserto-manga es presionado dentro del orificio, de manera que la manga se expanda radialmente y genere una interferencia suficiente para sostener el inserto dentro del orificio y no exista movimiento relativo entre ambos.

Las figuras muestran paso a paso las operaciones necesarias para colocar el conjunto inserto-manga dentro del orificio del indentador. La figura 2A ilustra la técnica para conformar en frío la manga, identificada con el número 44. Preferiblemente, la manga es de una aleación de acero de bajo carbono 4340 y es conformada en frío utilizando un dado, identificado con el número 80. Nótese que durante el conformado en frío se genera una conicidad en el interior de la manga, dicha conicidad coincide con la del inserto. En la figura 2B se muestra la colocación de la manga sobre el inserto, es necesario aclarar que el diámetro interior de la manga es ligeramente menor que el diámetro del inserto, identificado con el número 42. El conjunto es presionado hasta la configuración de trabajo de manera que las irregularidades del inserto son compensadas por la ductilidad de la manga, mostrado en la figura 2C. En la figura 2D se muestra una configuración de almacenamiento. En esta posición de almacenamiento no se pierde la orientación angular con respecto al inserto, además permite que la manga se relaje lo suficiente para que su diámetro exterior sea ligeramente menor que el orificio en el indentador. En la figura 2E se muestra la configuración de instalación en el orificio del inserto. La manga es presionada de manera que se deforma radialmente y permite la colocación. En la figura, se identifica el orificio con el número 60 y una guía que evita el desalineamiento con el número 72. Finalmente en la figura 2F se muestra la configuración de trabajo final. Es importante notar que la manga sobresale del orificio, esto debido a que en esta configuración, la manga protege al borde del orificio de fuerzas percusivas y abrasivas. En la figura 2G y 3 se muestran dos métodos para retirar la manga. El primero es

mediante la destrucción de la manga y el segundo utiliza un electrodo, identificado con el número 90, que erosiona eléctricamente la manga.

Ventajas:

- Posibilidad de intercambio de insertos desgastados/rotos.
- Reducir costos de fabricación, pues no es necesario tener tolerancias tan estrictas en orificio de indentador e inserto.
- Es posible ajustar el diámetro de la manga para que coincida con orificios gastados o erosionados (cuyo diámetro es mayor al estándar)
- Protección del borde del orificio por medio de la manga. [Pearson,1974]



PATENTED DEC 10 1874

3,852,874

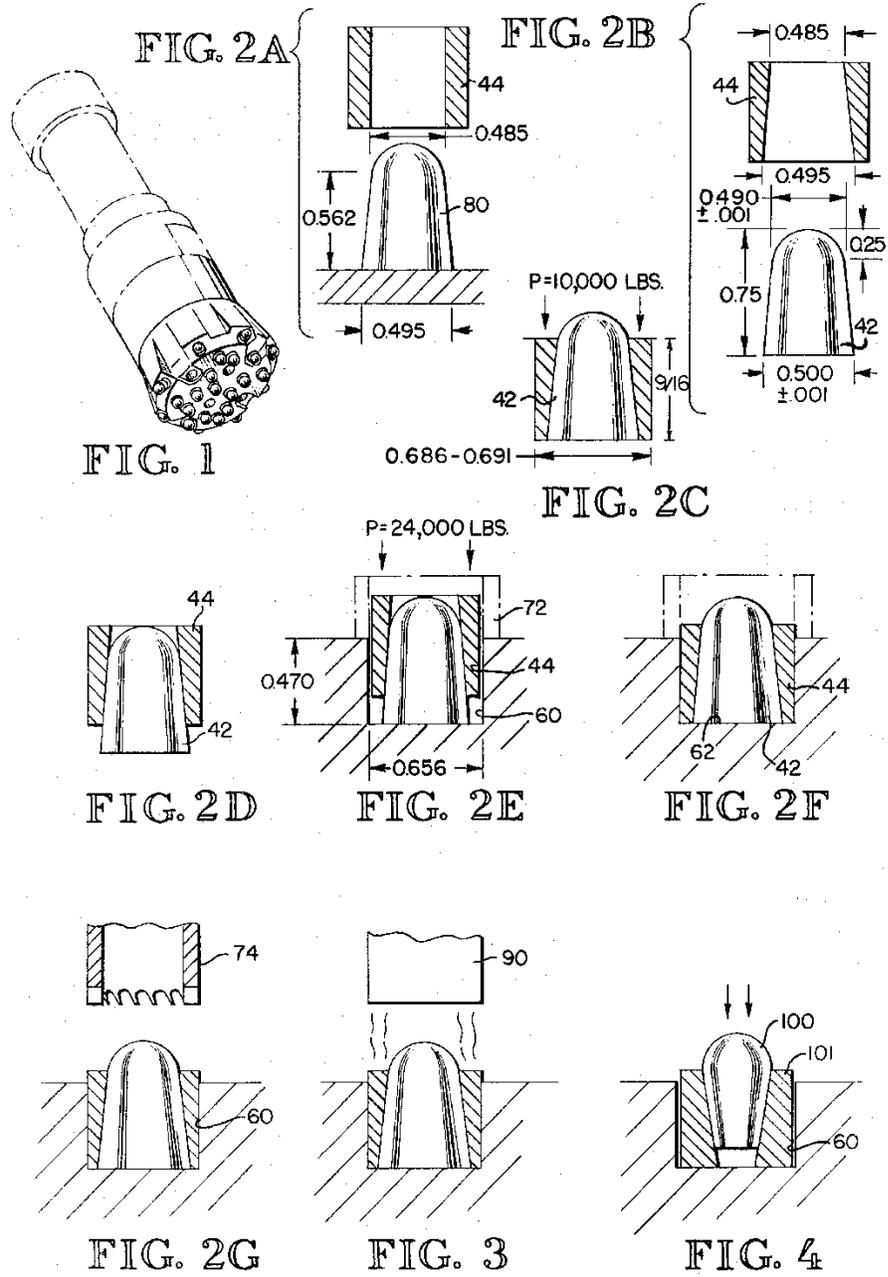


Figura B.1: Método de colocación de inserto. [Pearson,1974]

ANEXO B.2 SOLUCIÓN ING. GEU

En el presente anexo se exponen los componentes que conforman la solución planteada por el Ing. Geu. Se muestran algunos diagramas, planos y una tabla sintetizando los componentes y su función en el equipo mencionado.

En el capítulo 1, se menciona de manera muy superficial el diseño del Ing. Geu. Hasta ese momento, se presentó como un equipo que forma parte del estado del arte. Lo que no se mencionó en un segundo nivel es la importancia que ha tenido en el desarrollo de la presente tesis. Es, en realidad, un punto de partida. Se han tomado muchas ideas de este diseño y la mayor parte del diseño de esta tesis está basado en el equipo del Ing. Geu. En su tesis, el Ing. Geu dice: “Se espera que este documento contenga la información suficiente para que el equipo pueda ser *optimizado, modificado o replicado a otra escala*”.

Por lo tanto, el diseño de componentes fue fuertemente influenciado por el diseño del Ing. Geu. Para entender bien el diseño de la presente tesis, se enlista de manera resumida los sistemas que componen al equipo predecesor y la función de cada elemento. Es importante mencionar que las dimensiones entre el equipo predecesor y el presentado en esta tesis son prácticamente distintos.

Tabla B.1: Componentes equipo del Ing. Geu.

Fuente: [Geu,2004]

Lista de componentes		
Ítem	Cantidad	Función
Punzón de perforación	1	Perforar la roca durante el experimento
Pistón de impacto	1	Realizar impacto
Pistón de precarga	1	Asegurar el contacto entre el punzón y la roca. Empuja la bocina de precarga.
Bocina de precarga	1	Contacto con el punzón
Brida posterior	1	Asiento del cilindro de impacto, entrada de aire comprimido para disparo.
Brida intermedia	1	Salida del aire atrapado, conexión de retorno de martillo, zona de impacto
Brida delantera	1	Soporte del punzón de perforación
Bocina	1	Permite el deslizamiento del punzón. Material= bronce.
Cilindro precarga	1	Generar las condiciones de hermeticidad para usar aire comprimido
Cilindro impacto	1	Generar las condiciones de hermeticidad para usar aire comprimido
Tensador	4	Generar las condiciones de hermeticidad para usar aire comprimido
Sello de velocidad OA	1	Funcionamiento del martillo
Sello para barra C1	2	Asiento del extremo de impacto del punzón de perforación
Sello para pistón Z8	1	Permite el funcionamiento de la cámara de precarga
Banda guía F2	5	Asiento de pistón de impacto y punzón de perforación
Oring	4	Asegura hermeticidad
Brida soporte	1	Permite unir la brida delantera con el soporte
Soporte	1	Soporta el peso del equipo

C.1: CÁLCULO PARA ESPACIAMIENTO LINEAL

Tomando en cuenta las observaciones de Wang, para el diseño del indentador en la presente tesis, se tuvo que analizar la factibilidad de una relación normalizada de

$$\frac{L}{a} = 8 \dots\dots\dots Ec.2$$

De la figura 2.10, se puede notar que el espaciamiento S entre ejes de insertos es:

$$S = L + 2 * \frac{a}{2} \dots\dots\dots Ec. 3$$

Además sabiendo que los diámetros de los insertos varían de 8-12 mm, se presenta la tabla C.1 mostrando el espaciamiento mínimo que debe existir entre los insertos para evitar una sobre posición de efectos.

Tabla C.1: Espaciamiento mínimo entre insertos.

a (mm)	L (mm)	S (mm)
8	64	72
9	72	81
10	80	90
11	88	99
12	96	108

Este análisis implica que el diámetro del indentador debe ser mayor que el máximo valor de S. Es decir, $\varnothing_{indent} > S_{m\acute{a}x} = 108 \text{ mm}$. Si se tiene un indentador de dicho tamaño se observan varias restricciones:

1. Sería muy pesado para el trabajo necesario.
2. No se podrían utilizar los resultados obtenidos por el ingeniero Geu en relación a la presión el aire y la velocidad del martillo.
3. Sería un elemento voluminoso y difícil de manipular.

El diseño debe ser entonces replanteado, realizando un compromiso entre la factibilidad y el valor de S. Para lograr ese compromiso se intercambian necesidades teóricas por versatilidad. Para ello se fija un valor máximo de $\frac{L}{a}$, que sería 5 y se realiza la

modificación de manera que sea posible probar distintas relaciones de $\frac{L}{a}$. La tabla C.2 muestra el cálculo geométrico de las distancias entre insertos necesarias.

Tabla C.2: Cálculo de S.

$\frac{L}{a}$ (mm)	L (mm)	S (mm)
2	28	42
3	42	56
4	56	70
5	70	84

C.2 CÁLCULO DE FUERZA DE IMPACTO

La fuerza de impacto es la fuerza que se debe transmitir hasta la roca para poder dañarla y perforarla. Esta fuerza viaja a través de todo el equipo hasta el testigo de roca deformando los componentes, por ello su estudio es de vital importancia. Para su determinación, se utilizará el método de energía para cargas de impacto. Dicho desarrollo se encuentra en diversos textos académicos, pero se utilizó el enfoque que plantea Beer [Beer, 2009]. En la figura C.1 se muestra el diagrama de cuerpo libre de un elemento al ser expuesto a una fuerza de impacto.

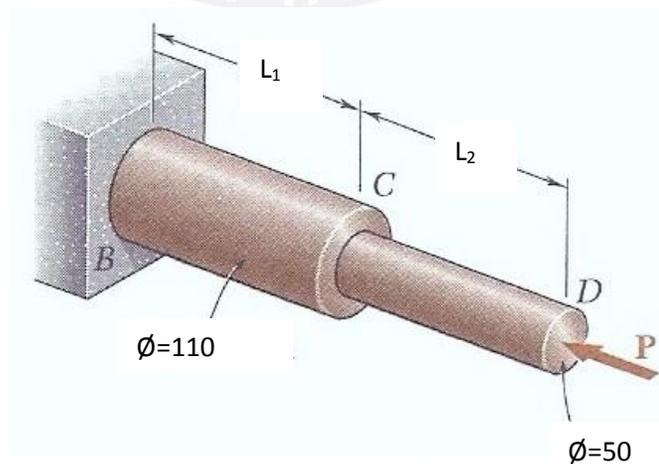


Figura C.1: Representación fuerza de impacto Fuente: [Beer,1985]

Según Beer la energía de deformación está dada por la siguiente expresión (para un área constante):

$$U = \frac{P^2 L}{2AE} \dots\dots\dots (C1.1)$$

Por lo tanto, la energía U se podría representar de la siguiente manera, en función de los datos de la figura C.1:

$$U_m = U_{m1} + U_{m2} \dots\dots\dots (C1.2)$$

Además en el análisis planteado se deben realizar varias suposiciones, la principal suposición es que la energía que lleva el martillo al momento del impacto se traslada por completo al indentador. Se asume también que el impacto es plástico y que el martillo no rebotaría. Con estas suposiciones se obtiene la siguiente relación:

$$U_m = E_p \dots\dots\dots (C1.3)$$

La cual expresa que la energía cinética del martillo (E_p) es igual a la energía de deformación en el indentador, de manera que reemplazando la relación C.1.2 en la relación C.1.3 y despejando la carga P, se tendría lo siguiente:

$$P_m = \sqrt{\frac{E m_p v_p^2 A_1 A_2}{A_2 L_1 + A_1 L_2}} \dots\dots\dots (C1.4)$$

Donde se tienen los siguientes datos:

Tabla C.3: Datos de Cálculo

Dato	Símbolo (Unidad)	Valor
Módulo de elasticidad Acero	E (N/m ²)	2.1x10 ¹¹
Masa Martillo	m _p (kg)	2.2
Velocidad Martillo	v _p (m/s)	5
Área de la sección más delgada	A ₁ (m ²)	0.0019635
Área de la sección gruesa	A ₂ (m ²)	0.00950334
Longitud de la sección más delgada	L ₁ (m)	0.097
Longitud de la sección gruesa	L ₂ (m)	0.133

En el anexo B.2 se comentó sobre la similitud de los componentes de diseño entre este trabajo y el trabajo realizado por el ingeniero Geu. Siguiendo esa línea de pensamiento, se tomó la decisión de ajustar la velocidad del martillo para que se entregue la misma energía. Inicialmente, la velocidad delimitada por el ingeniero Geu, es de 10 m/s (vg), y el martillo que diseñó en el año 2004 tiene una masa de 0.6 kg (mg). En el nuevo diseño, la masa del martillo asciende a 2.2 kg (mp). Por lo que se utilizó una simple igualdad entre la energía cinética del martillo mg y el nuevo martillo. El resultado es una velocidad del nuevo diseño de 5 m/s.

La solución de la ecuación C.1.4 fue desarrollado en Matlab, así como otros cálculos que más adelante abordaremos. La ventaja de utilizar el software Matlab para la realización de los cálculos es la facilidad con la que se pueden cambiar los valores de las variables y la versatilidad de presentación de los resultados. Además, como Matlab es un entorno de matrices, permite manejar sistemas de ecuaciones fácilmente.

El valor de la fuerza P es: $P_m = 4.2683e+05 \text{ N} \approx 427 \text{ kN}$C.1.5

C.3 SELECCIÓN COJINETE SKF

Dimensionado del Cojinete

Karl Decker en su libro *elementos de máquinas*, propone una serie de relaciones para calcular las dimensiones de los cojinetes presentes en una máquina. Dicha relación se muestra a continuación en la relación C.2.1 y la figura C.2. [Decker, Karl, 1980]

$$Pe = \frac{F}{d*b} \dots\dots\dots (C.2.1)$$

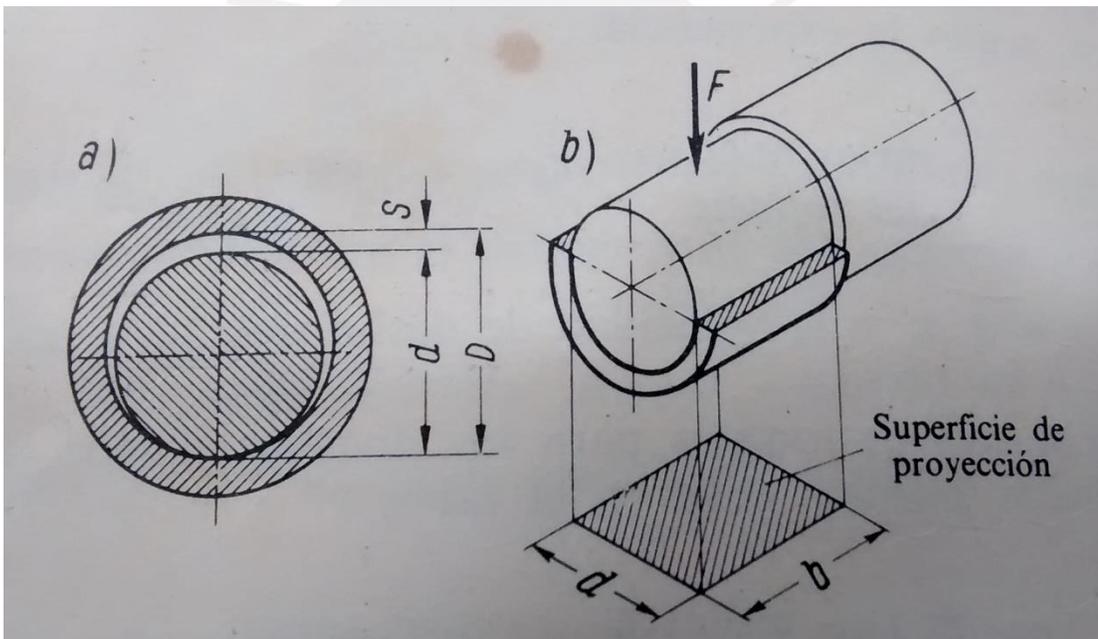


Figura C.2: Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Karl Decker.

Donde:

Pe: Presión superficial media. Los fabricantes de cojinetes suelen dar el máximo valor de Pe sin falla en el elemento. En N/mm^2 .

F: Fuerza resultante en el cojinete del diagrama de cuerpo libre asumiendo que todas las cargas actúen a la vez sobre el cojinete (W peso del indentador y fr fuerza de fricción por la carga de impacto) en N.

d: Diámetro del gorrón en mm (diámetro externo del indentador coincidente con el diámetro interno del cojinete).

b: Longitud del cojinete en mm.

Asumiendo que todas las fuerzas se manifiesten al mismo tiempo (lo cual no debería suceder pero para efectos de cálculo muestra un enfoque conservador), dichas fuerzas se encuentra en forma de esfuerzo radial. Por lo que se calcula de la siguiente manera:

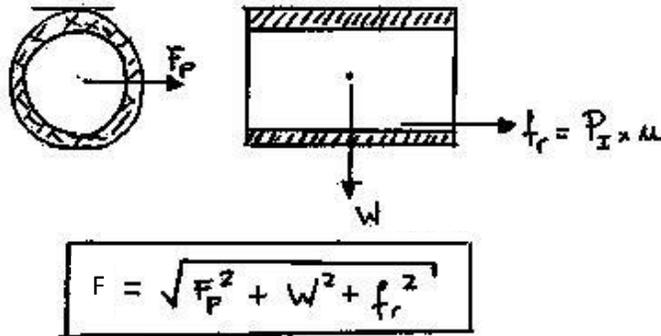


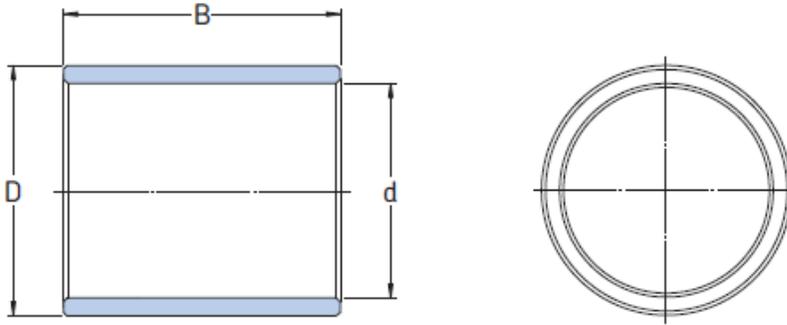
Figura C.3: Diagrama de cuerpo libre de cojinete

Donde f_r representa la fricción generada en el impacto, w es el peso del indentador y F_p es la fuerza que le da giro al indentador. Si notamos, las fuerzas se encuentran en ejes distintos por lo que la relación mostrada cumple como el módulo de todas las fuerzas que generan un esfuerzo radial en el cojinete. Reemplazando con los valores de la tabla C.4 se obtiene que:

Tabla C.4: Datos para el cálculo de F

Dato	Valor
W	100 N
Fp	100 N (peor escenario)
Coefficiente de fricción (u)	0.08 (de catálogo)
Pm	427000 N
fr	34160 N
F	34160.29N

Según el catálogo SKF de cojinetes, el cojinete de fricción cuyo diámetro de gorrón (d) coincide con el diámetro del indentador, tiene tres longitudes (b) para elegir como lo muestra la figura C.4.



Designation	d	D	B
	mm	mm	mm
PWM 11012580	110	125	80
PWM 110125100	110	125	100
PWM 110125120	110	125	120

Figura C.4: Dimensiones cojinetes SKF

Por cuestiones de espacio se eligió el primero, el que tiene una longitud de 80 mm. Reemplazando los datos de la tabla C.5 se puede hallar el valor de P_e .

Tabla C.5: Datos para el cálculo de P_e

Dato	Valor
F	34160.29 N
d	110 mm
B	80 mm
P_e	3.88 N/mm ²

Lo que debemos realizar ahora es asegurar que la presión superficial media calculada no sobrepase los límites impuestos por el fabricante según la velocidad de movimiento.

La velocidad está limitada por las condiciones que establece el fabricante en su catálogo, para el cojinete elegido, la restricción es:

$$V_{\text{cojinete}} \leq 0.5 \text{ m/s} \dots\dots\dots C.2.2$$

En la figura C. 5 se muestra el diagrama Pv (Presión Velocidad) del cojinete elegido. Para evitar problemas la velocidad de giro del cojinete debe ser menor a 0.1 m/s.

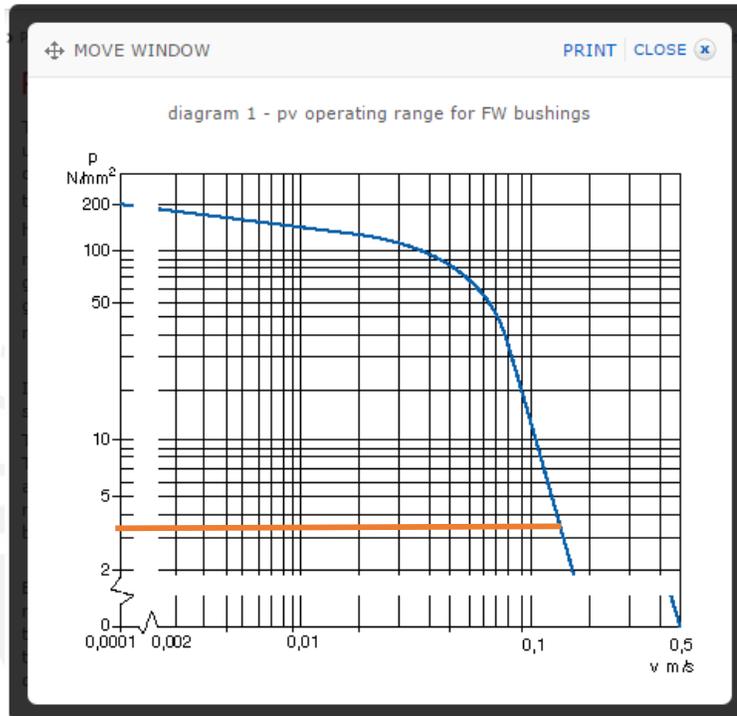


Figura C.5: Diagrama Pv de cojinete SKF

Fuente: Web SKF

C.4 CÁLCULO DE MOTOR

En la figura C.6 se muestra el diagrama de cuerpo libre del indentador en el momento del giro. El diagrama de cuerpo libre incluye el análisis en dos planos, denotados.

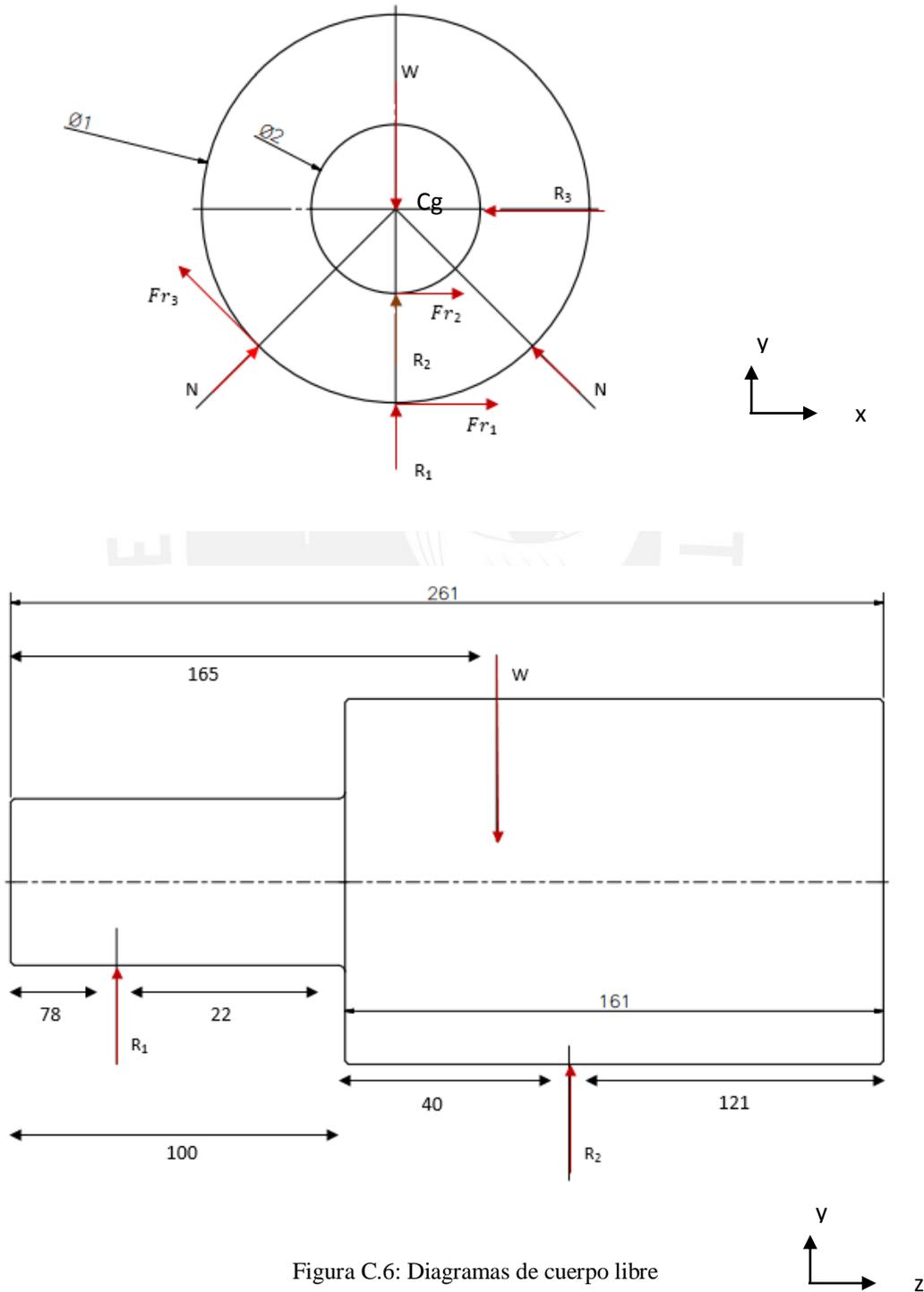


Figura C.6: Diagramas de cuerpo libre

Se plantean las ecuaciones de Newton para hallar el modelo matemático. Dichas ecuaciones, son ordenadas de forma de matriz. La solución está dada utilizando un pequeño programa en matlab.

$$\sum M_{CG} = I_G * \alpha$$

$$-Fr_1 \left(\frac{\phi_1}{2}\right) - Fr_2 \left(\frac{\phi_2}{2}\right) + Fr_3 \left(\frac{\phi_1}{2}\right) = I_G * \alpha$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 + 2N \cos \theta + Fr_3 \cos \theta = mg$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Fr_1 + Fr_2 + N \cos \theta - N \cos \theta - Fr_3 \cos \theta - R_3 = 0$$

$$Fr_1 = \mu_1 * R_1$$

$$Fr_2 = \mu_2 * R_2$$

$$Fr_3 = \mu_3 * N$$

$$\sum M_{R1} = 0$$

$$62R_2 + Fr_3 \cos \theta(183) = 87W$$

La matriz solución se presenta a continuación,

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & (2 + \mu_3) \cos \theta & 0 \\ \mu_1 & \mu_2 & -\mu_3 \cos \theta & -1 \\ -\mu_1 \left(\frac{\phi_1}{2}\right) & -\mu_2 \left(\frac{\phi_2}{2}\right) & +\mu_3 \left(\frac{\phi_1}{2}\right) & 0 \\ 0 & 62 & (261 - 78)\mu_3 \cos \theta & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ N \\ R_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mg \\ 0 \\ I_G * \alpha \\ 87W \end{bmatrix}$$

El resultado obtenido utilizando el software matlab se muestra en las siguientes páginas, cabe resaltar que se utilizó un factor de seguridad para las fricciones. Además las dimensiones fueron cambiadas de mm a m.

$$T_{nec} = 1.2149 \text{ Nm} = 12.2 \text{ kgcm}$$

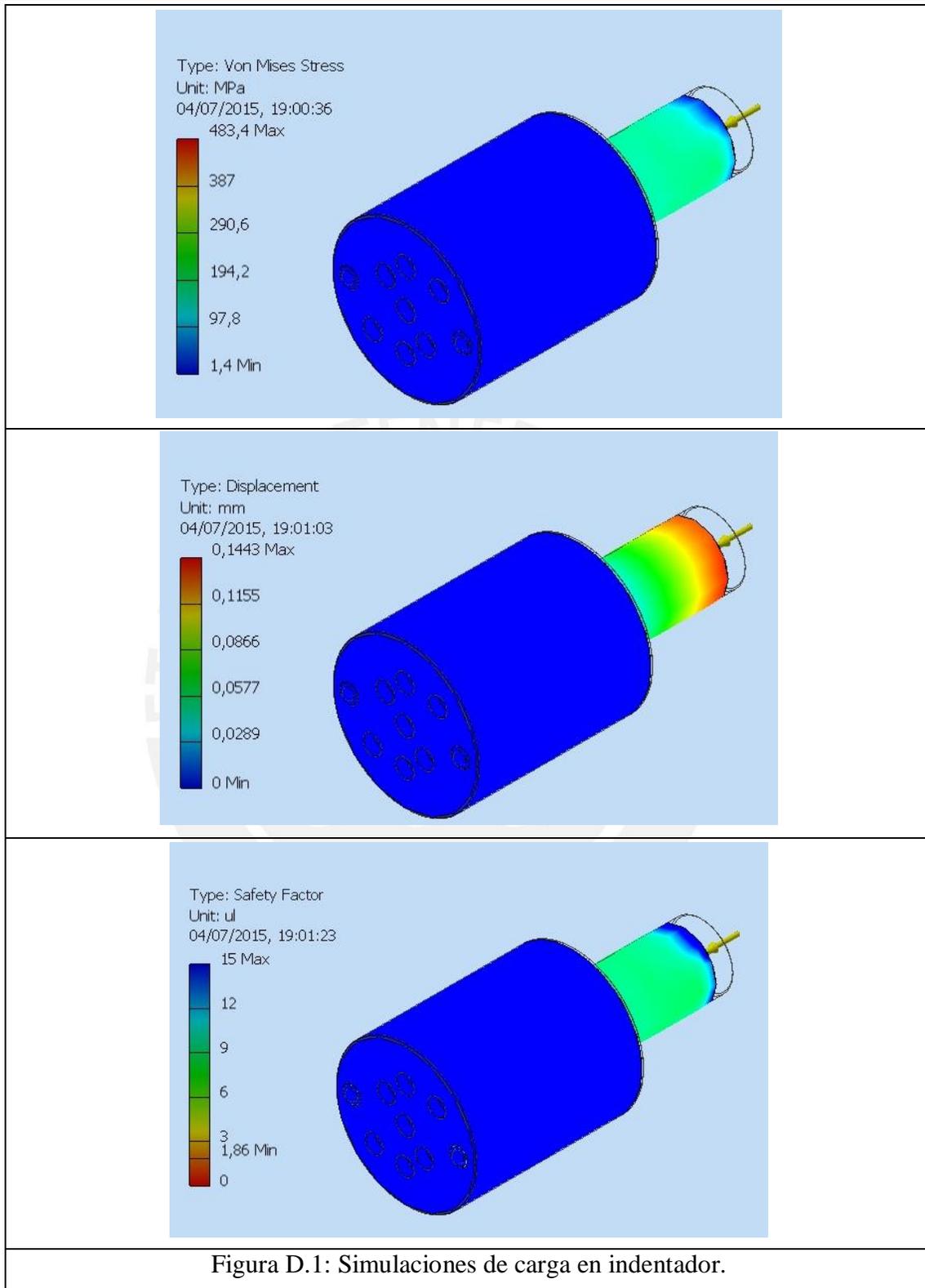
Por lo tanto, el motor eléctrico debe tener un torque mayor al requerido.



D. SIMULACIONES

En este acápite se mostrarán las simulaciones de las cargas en los elementos más importantes en el diseño de los componentes mecánicos. Se muestra la resistencia de los materiales elegidos de manera que cada componente no falle. Los componentes más relevantes son aquellos que van a soportar las cargas del impacto, esto es, el indentador mismo y los apoyos. La información será presentada en grupos de tres imágenes, donde se muestra el análisis realizado con Von Mises, la deformación máxima y el factor de seguridad.

El material elegido para el indentador es un acero especial CTYODUR 2510, cuyas equivalencias son DIN 100 Mn Cr W4 ó AISI O1. Es un acero especial para impacto y se le considera un acero indeformable. Se caracteriza por ser un acero de alta dureza para temperaturas de trabajo bajas (trabajo en frío). Para efectos del indentador se simuló utilizando la fuerza calculada en el anexo C.2 (relación C.2.1) y se tomó en cuenta que el elemento debe moverse axialmente paralelo a la fuerza aplicada. Los resultados se muestran en la figura D.1. Se debe recordar que el impacto de 427 kN se concentra en el material, ante esta fuerza, el material del indentador resiste sin falla. Se nota que tiene un factor de seguridad mínimo de 10, lo cual es aceptable.

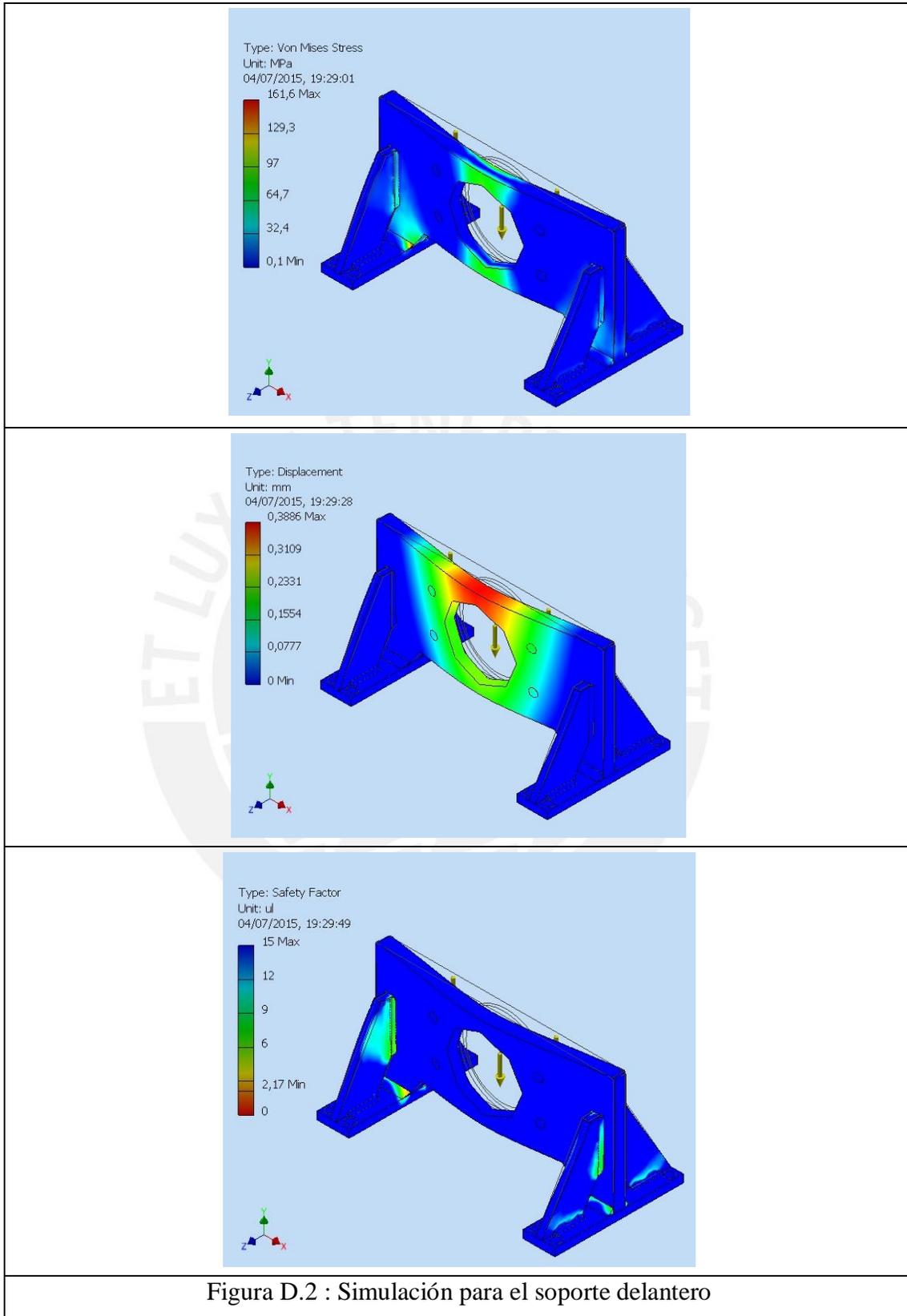


Los apoyos del equipo son piezas que también deben resistir las cargas de impacto y las cargas estáticas de todo el sistema. En la figura D.2 se muestran las simulaciones del apoyo delantero. Para este análisis se cargó al elemento con todo el peso del equipo y una parte de la fuerza de impacto que será transmitida por la fricción de los elementos de asiento (sellos neumáticos y cojinete) es importante recalcar que la elección de dichos sellos y cojinetes se realizaron buscando la menor fricción posible, no obstante, la simulación se realizó en una situación crítica en la que el 1% de la fuerza de impacto se transmita los elementos de apoyo. Es decir se simuló con una fuerza de 4,27 kN. Este análisis es conservador debido a la poca fricción que representan los componentes de asiento.

En la figura D.2 se puede notar que el elemento soporte superior no falla. Si bien, se nota que existe un desplazamiento y un posible arqueo, dicho desplazamiento es pequeño. El material de acero ASTM A36, estructural, permite soportar las cargas del equipo.

En la figura D.3 se muestra la simulación en los tensadores, para evitar que estos se deformen y generen desalineamiento en los componentes del equipo. Los tensadores tienen la característica de ser elementos largos y esbeltos por lo que hay que asegurar su trabajo correcto. En la figura D.3 podemos apreciar un factor de seguridad de 15, por lo que se asegura que no va a fallar el material. Por otro lado, el desplazamiento que tiene es pequeño y puede desempeñar su función.

En la figura D.4 se muestra la simulación realizada al cilindro de disparo debido a que nuevamente es un elemento largo, que además debe resistir la presión de trabajo y el peso del martillo. Se puede notar que el material elegido, OVAKO 280 con equivalencia DIN 20 Mn V6, resiste a las cargas previstas. Se aprecia un factor de seguridad de 15, por lo que se asegura que no va a fallar.



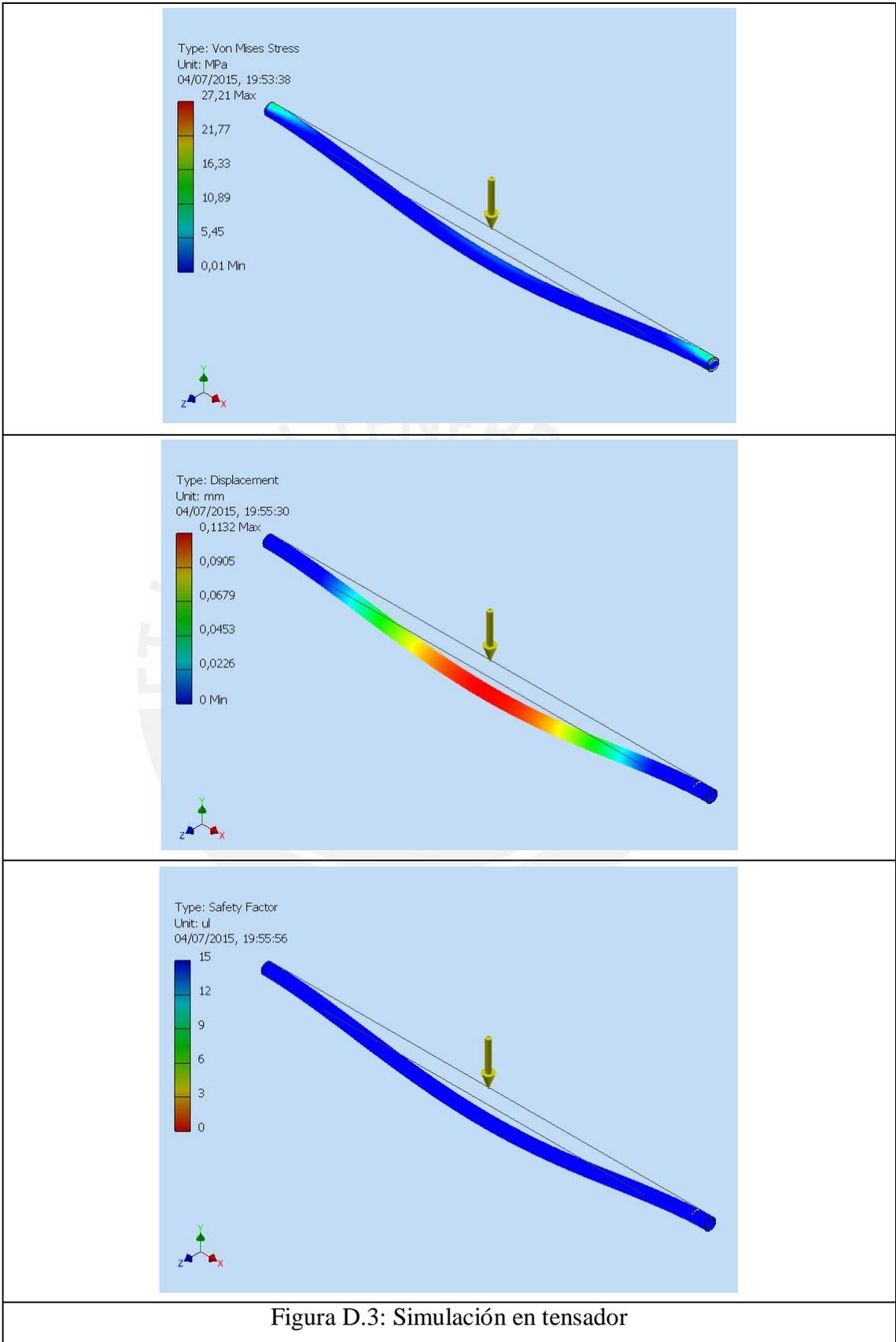
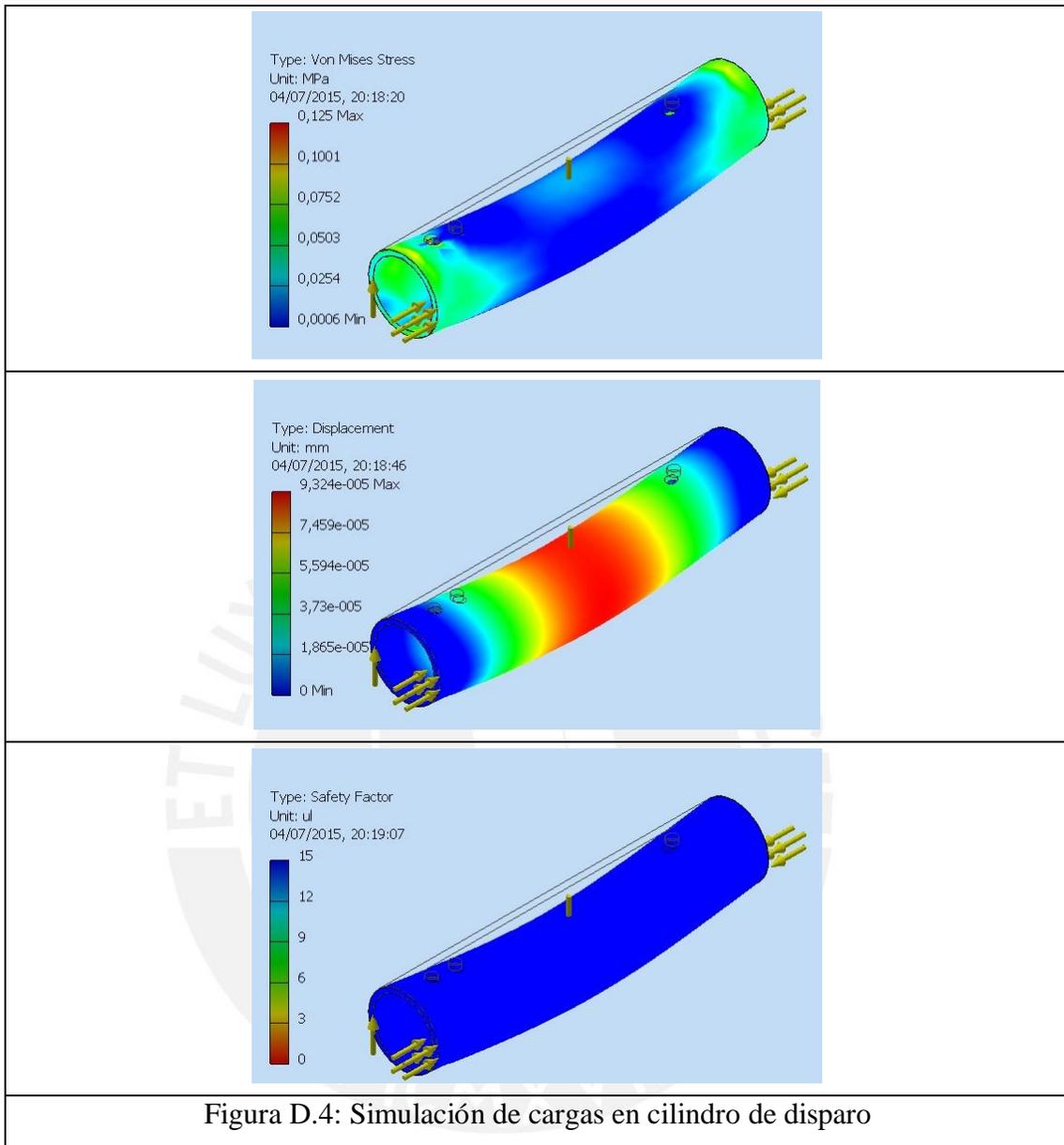


Figura D.3: Simulación en tensor



E. DIAGRAMA P&ID

En este anexo se encuentra el diagrama P&ID del equipo diseñado. El diagrama sigue la notificación de la norma ISA S5.1. En la figura E.1 se muestra el diagrama.

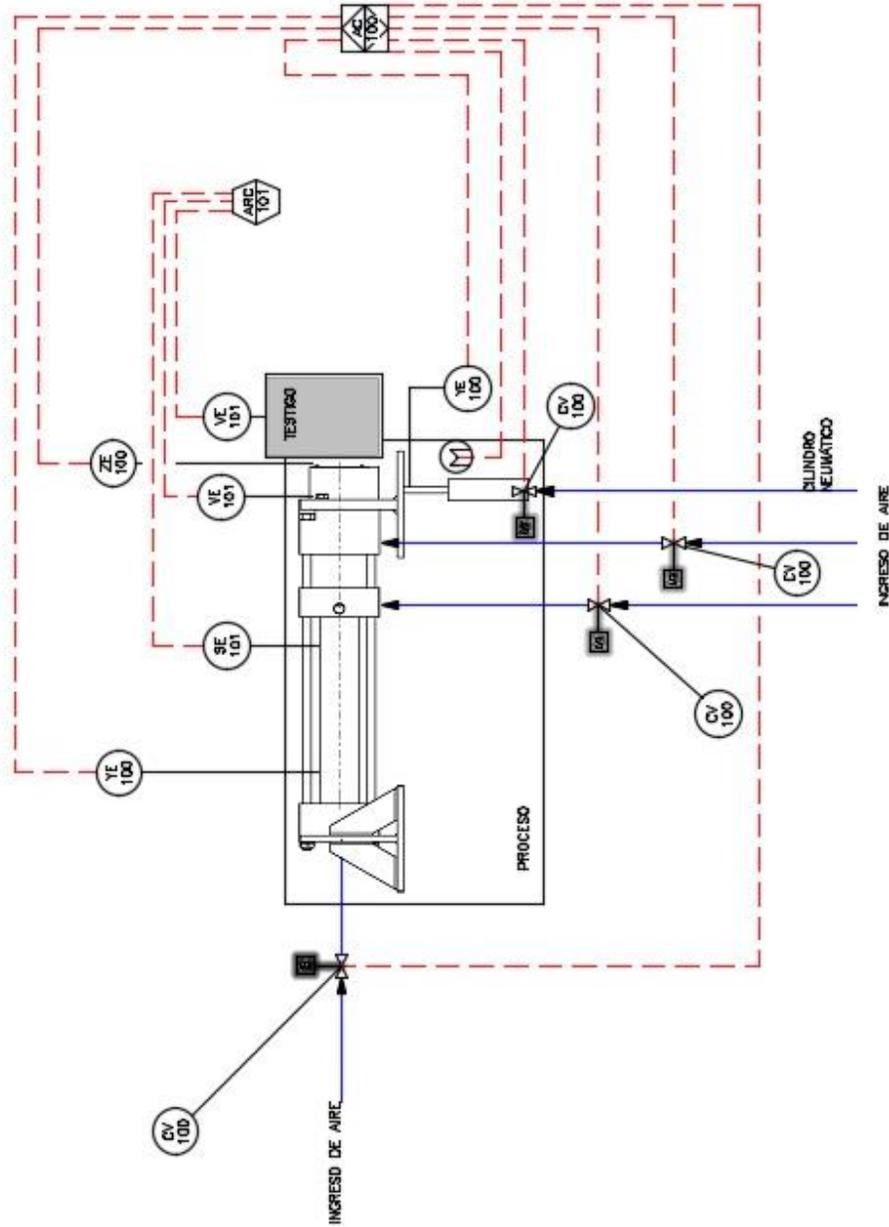


Figura E.1: Diagrama P&ID de Equipo