

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**"DISEÑO DE UN TALADRO AUTOMÁTICO PARA
APLICACIONES INDUSTRIALES"**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECATRÓNICO**

FERNANDO MARTÍN LEÓN RAMÍREZ

PROMOCIÓN
2007-II

LIMA - PERÚ
2011

*A mis padres por ser un ejemplo en mi vida, quienes
me apoyaron a lo largo de mis estudios e incrementaron
en mí los niveles de amor, paciencia y comprensión.*

ÍNDICE

PRÓLOGO	01
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN	03
1.1 Antecedentes	04
1.2 Objetivo	05
1.3 Alcances del Proyecto	05
1.3.1 Recorridos de herramienta	05
1.3.2 Dimensiones de los materiales	06
1.3.3 Características del motor de taladro	06
1.3.4 Características de los materiales a taladrar	06
1.3.4.1 Acero Rolado en Caliente Decapado (Dureza Brinell 111HB)	07
1.3.4.2 Acero Recocido (Dureza Brinell 121HB)	07
1.4 Justificación	08

CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	09
2.1 El tornillo de potencia	11
2.1.1 Torque requerido para mover una carga	13
2.1.2 Ajuste para cuerdas Acme	16
2.1.3 Potencia necesaria para impulsar un tornillo de potencia	16
2.2 Potencia, torque y empuje de taladro	17
2.3 Diseño de columnas	18
2.3.1 Propiedades de la sección transversal de la columna	18
2.3.2 Fijación de un extremo y longitud efectiva	18
2.3.3 Longitud efectiva	19
2.3.4 Relación de esbeltez	20
2.3.5 Relación de esbeltez de transición	20
2.3.6 Análisis de columnas largas: Fórmula de Euler	21
2.3.7 Análisis de columnas cortas: La fórmula de J.B. Johnson	21
2.3.8 Factor de diseño y carga admisible	22
2.4 Diseño de vigas	22
2.5 Grados de movilidad de una cadena cinemática	23
2.6 Puesta a tierra	24
2.6.1 Resistividades típicas	24
2.6.2 Resistencia de puesta a tierra	26
2.5.3 Partes de una puesta a tierra	27
2.7 Principios Básicos de Control Numérico	29

2.7.1	Puntos de referencia	27
2.7.1.1	Punto cero de la máquina (M)	29
2.7.1.2	Punto cero de la pieza de trabajo (W)	30
2.7.1.3	Punto de referencia de asiento de herramienta (N)	30
2.7.2	Sistema de coordenadas	31
2.7.2.1	Sistema de coordenadas en la programación de valor absoluto	31
2.7.2.2	Sistema de coordenadas en la programación de valor incremental	32
CAPÍTULO III PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA		33
CAPÍTULO IV SOLUCIÓN DEL PROBLEMA		34
4.1.	Diseño Mecánico	34
4.1.1	Cálculo de potencia y empuje del taladrado	34
4.1.2	Diseño y selección de sistema de desplazamiento longitudinal	36
4.1.2.1	Cálculo de la carga	37
4.1.2.2	Análisis de rigidez del tornillo de potencia longitudinal	39
4.1.3	Diseño y selección de sistema de desplazamiento transversal	44
4.1.3.1	Cálculo de la carga	45
4.1.3.2	Análisis de Rigidez del tornillo de potencia transversal	47
4.1.4	Diseño y selección de sistema de desplazamiento vertical	52

4.1.4.1	Análisis de Rigidez del tornillo de potencia vertical	54
4.1.5	Diseño y selección de sistema de sujeción de plancha	59
4.1.6	Diseño de columna de mesa de trabajo	60
4.1.7	Diseño de columna de sistema de deslizamiento transversal	63
4.1.8	Diseño de viga longitudinal de mesa de trabajo	65
4.1.9	Diseño de viga transversal de mesa de trabajo	67
4.1.10	Diseño de vigas horizontales	69
4.1.11	Fijación de máquina	69
4.1.12	Fijación de máquina	70
4.2	Cálculo de la resistencia de puesta a tierra	74
4.3	Diseño de Control Numérico	75
4.3.1	Selección del motor del taladro y desplazamiento	75
4.3.1.1	Características y especificaciones del motor del taladrado	77
4.3.1.2	Características y especificaciones del motor del eje X, Y y Z	78
4.3.1.3	Fanuc Servo Amplifier	80
4.3.2	Tablero de Control Eléctrico	81
4.3.2.1	Características técnicas del tablero de control	81
4.3.3	Sensor de fin de carrera	83
4.3.3.1	Sensor ultrasónico SRF05	83
4.4	Control Numérico por Computadora (CNC)	84
4.4.1	Decalaje del Origen	89
4.4.1.1	Introducción del decalaje del origen	90

4.4.2	Comandos de funciones G	91
4.4.2.1	G00 Avance rápido	92
4.4.2.2	G01 Interpolación lineal	93
4.4.2.3	G04 Temporización	94
4.4.2.4	Compensación del radio de herramienta	95
4.4.2.5	G40 Cancelar compensación del radio de herramienta	95
4.4.2.6	G41 Compensación del radio de herramienta a la izquierda	95
4.4.2.7	G42 Compensación del radio de herramienta a la derecha	96
4.4.2.8	G43/G44 Compensación de longitud de herramienta positiva	97
4.4.2.9	G49 Cancelar compensación de longitud de herramienta	98
4.4.2.10	G98/G99 Taladrado sistemático	98
4.4.2.11	G73 Ciclo de taladrado con arranque de virutas	100
4.4.2.12	G80 Cancelar ciclo de taladrado	102
4.4.2.13	G81 Ciclo de taladrado	102
4.4.2.14	G82 Ciclo de taladrado con temporización	103
4.4.2.15	G83 Ciclo de taladrado con extracción	105
4.4.2.16	G84 Roscado con macho	107
4.4.2.17	G85 Ciclo de escariado	108
4.4.2.18	G86 Ciclo de taladrado con parada del husillo	109
4.4.2.19	G88 Ciclo de taladrado con parada de programa	110
4.5	Resultados de diseño del taladro automático	111

CAPÍTULO V ANÁLISIS DE COSTOS	113
CONCLUSIONES	117
RECOMENDACIONES	118
BIBLIOGRAFIA	119
PLANOS DE INGENIERÍA DE DETALLE	120
Plano 1	Anclaje de taladro automático – Despiece
Plano 2	Diagrama de flujo de operación
Plano 3	Taladro automático – Vistas generales
Plano 4	Taladro automático – Vista en explosión
Plano 5	Taladro automático – Despiece
ANEXOS	
Anexo 1	Sistema de deslizamiento serie 252.
Anexo 2	Sistema de deslizamiento MM.
Anexo 3	Deslizadores de carga pesada.
Anexo 4	Dimensione de motor β 22/2000is
Anexo 5	Dimensiones de motor β 8/3000is
Anexo 6	Conexionado y Diagrama de tiempos de sensor SRF 05

PRÓLOGO

En el presente informe de suficiencia se presenta el diseño de un taladro automático para aplicaciones industriales, en respuesta a la necesidad de equipos de taladrado en la industria. Se plantea una solución, proponiendo un diseño que sea capaz de cumplir con requerimientos industriales y a su vez con un control de características similares a las existentes en el mercado.

En el desarrollo de este trabajo encontramos el diseño de la máquina y la selección de equipos correspondientes, así como las operaciones de taladrado que se podrán realizar.

El informe de suficiencia consta de 5 capítulos, en cada uno de los cuales se realiza lo siguiente:

Capítulo I. Se presenta una introducción al tema, dando a conocer el propósito del informe de suficiencia. También se da a conocer los antecedentes del proyecto y se muestra los objetivos del mismo, luego se da a conocer los alcances y las limitaciones. Finalmente se explica la justificación del proyecto.

Capítulo II. Se muestra la teoría necesaria para el desarrollo del tema, así como también las fórmulas que se usan en los cálculos mecánicos, las cuales a su vez permiten la selección de componentes.

Capítulo III. Se muestra el planteamiento del problema, mediante una observación a las empresas dedicadas al diseño, suministro y fabricación de elementos mecánicos, se selecciona a su vez el tema específico del taladrado.

Capítulo IV. Se plantea la solución del problema, para ello se realiza en primera etapa el diseño mecánico, luego se procede a realizar la selección de componentes de control, para finalmente dar a conocer los procesos y secuencias de operación que se realizarán en el control numérico por computadora (CNC).

Capítulo V. Se presenta un análisis de costos para el periodo de fabricación de la máquina. Además se presenta una tabla con los costos de los componentes más importantes.

Finalmente se presentan las conclusiones, recomendaciones, el plano de vistas generales y el plano de despiece del taladro automático.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto tiene como propósito realizar el diseño de un taladro automático, que sea capaz de trabajar con materiales de distinta dureza y realizar diferentes estrategias de taladrado de acuerdo al material a trabajar, logrando así mejorar el proceso de manufactura.

En la primera parte del trabajo se presenta el diseño mecánico, en el cual se realizan los cálculos mecánicos que nos permiten seleccionar los componentes de control. Posteriormente se selecciona el control CNC, con el cual podremos definir las operaciones y estrategias de trabajo.

Durante el diseño del sistema mecánico, se presenta la solución más práctica y eficaz, para lo cual se tomaron como modelo, máquinas similares ya existentes en el mercado, generando así una máquina que cumpla con los mismos requerimientos que se necesitan en aplicaciones industriales.

1.1 Antecedentes

Las empresas de manufactura, cuentan con equipos como son tornos, centros de mecanizado, perforadoras, prensas, etc. Estos equipos se encargan de realizar diferentes procesos de fabricación; entre todos ellos el proceso de taladrado es uno de los más usados, ya que el trabajo debe hacerse con rapidez, precisión y algo grado de flexibilidad en cuanto al material y diámetro a taladrar.

El presente informe se basa en el desarrollo de un taladro automático en la empresa POWERMATIC, que permitirá ampliar su propia línea de máquinas automáticas. POWERMATIC es una empresa que desde sus inicios en 1989, se ha especializado en la ingeniería, diseño, suministro, instalación y servicio de componentes y sistemas hidráulicos y neumáticos. Asimismo, es proveedor de máquinas CNC de rango industrial tales como centros de mecanizado y tornos de sus representada ROMI (Brasil). Dicha empresa vio la posibilidad de abastecer un mercado potencial con el taladro automático presentado y desarrollado en el presente informe.

1.2 **Objetivo**

Realizar el diseño de un taladro automático para aplicaciones industriales capaz de perforar un diámetro de 1" en acero estructural, de forma tal que el taladro pueda desplazarse 712 mm longitudinalmente, 492 mm transversalmente y 89 mm verticalmente. Además diseñar el control numérico para seleccionar los componentes eléctricos, electrónicos y el control CNC.

1.3 **Alcances del proyecto**

Los alcances del proyecto se muestran mediante las características técnicas que presenta la máquina.

1.3.1 **Recorridos de herramienta**

Los recorridos son las distancias que podrá recorrer la herramienta de desbaste, por consiguiente será la zona de trabajo en el cual se realizará el proceso de taladrado.

- Recorrido de herramienta en eje X: 712.6 mm
- Recorrido de herramienta en eje Y: 392.9 mm
- Recorrido de herramienta en eje Z: 90 mm

1.3.2 Dimensiones de los materiales

Las dimensiones máximas del material son las siguientes:

- ❖ El espesor mínimo: 1/8”.
- ❖ El espesor máximo: 3 1/2”.
- ❖ El ancho mínimo: 75mm.
- ❖ El ancho máximo: 503.4mm.
- ❖ La longitud máxima: 1066.8mm.

1.3.3 Características del motor de taladro

- La potencia del motor es de 3.4 HP.
- Revoluciones de trabajo: 2000 RPM.
- Avance de la herramienta: 0.2 mm/Rev.
- Diámetro máximo a taladrar: 26 mm.
- Velocidad Lineal de la herramienta: 40 m/min.

1.3.4 Características de los materiales a taladrar

Los materiales a taladrar son los siguientes y también se muestran sus aplicaciones

1.3.4.1 Acero Rolado en Caliente Decapado (Dureza Brinell 111HB)

El Acero Caliente Decapado es el producto ideal para las aplicaciones en donde la calidad superficial es un factor importante, ya que se trata la lámina con ácido clorhídrico para remover las impurezas y óxido superficial.

Tiene sus principales aplicaciones en:

- Industria Automotriz para partes no expuestas.
- Aplicaciones en maquinaria y equipo.
- Flejes de alta resistencia.
- Uso Industrial para piezas con embutido severo.

1.3.4.2 Acero Recocido (Dureza Brinell 121HB)

El recocido se emplea para ablandar el acero para hacerlo mas mecanizable y evitar la acritud del material

Los principales usos de la lámina rolada en frío son:

- Partes expuestas y no expuestas para artículos de línea blanca.
- Aplicaciones en maquinaria y equipo.
- Perfiles, tubería, tambores y envases.
- Insumo para procesos de galvanizado.

1.4 Justificación

Los niveles de calidad de los productos tienen que ser cada vez más elevada con tolerancias tan pequeñas como el orden de las micras, debido principalmente al tipo de productos que tienen que ser elaborados, así como la función que van a cumplir en cierto mecanismo o proceso. En la actualidad las pequeñas y medianas empresas dan solución a estos problemas con máquinas semiautomática o mandando a realizar los trabajos a las grandes empresas que cuentan con máquinas CNC, lo cual implica demora para poder entregar el producto terminado y menores beneficios.

Además el mantenimiento correctivo y preventivo de la maquinaria es una de las actividades más importantes en la industria, por lo que una máquina que ofrezca menos fallas y presta menos desgaste, es mucho más confiable y evita retrasos en la producción; así pues las empresas que cuentan con los equipos y máquinas adecuadas en planta, obtienen mayores beneficios y realizan los trabajos con gran velocidad de producción, es decir eficaz y eficientemente.

Por estas razones se propone el diseño de un taladro automático, que sea capaz de realizar todo tipo de trabajos, una máquina versátil que pueda trabajar a diferentes velocidades y con diferentes tipos de materiales además de ser precisa y eficiente en su trabajo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

Por lo general el proceso de taladrado en pequeñas y medianas empresas es realizada por personas o máquinas semiautomáticas y en las grandes empresas por máquinas CNC. Por lo que a continuación se muestran algunas de las máquinas CNC usadas en el mercado nacional.

- ❖ Se muestra la máquina “KX2-SIEG de Beili Industry” en la figura 2.1 y sus especificaciones técnicas en la tabla 2.1



Fig. 2.1 KX2-SIEG de Beili Industry

Tabla 2.1 Especificaciones de máquina

Espesor	Mínimo	1/8"
	Máximo	2"
Recorrido en eje X		400 mm
Recorrido en eje Y		400 mm
Recorrido en eje Z		50mm
Capacidades del taladro		
Diámetro máximo		1 "
HP del huso		2.5HP
Velocidad del huso		0-1500 RPM
Costo del equipo		
US\$ 60,000.00		

Fuente: POWERMATIC, *Manual de máquinas CNC*. Perú 2009

- ❖ Se muestra la máquina “AD-20 de Jian Sheng Machinery” en la figura 2.2 y sus especificaciones técnicas en la tabla 2.2



Fig. 2.2 AD-20 de Jian Sheng Machinery

Tabla 2.2 Especificaciones de máquina

Especificaciones de máquina		
Espesor	Mínimo	1/4"
	Máximo	2.5"
Recorrido en eje X		400 mm
Recorrido en eje Y		400 mm
Recorrido en eje Z		50 mm
Capacidades del taladro		
Diámetro máximo		3/4"
HP del huso		2 HP
Velocidad del huso		0 – 1500 RPM
Costo del equipo		
US\$ 55,000.00		

Fuente: POWERMATIC, *Manual de máquinas CNC*. Perú 2009

2.1 El tornillo de potencia

La necesidad de un sistema mecánico simple y económico, a través del cual se pueda controlar adecuadamente todos los movimientos y que presente gran exactitud, nos las ofrece el tornillo de potencia (ver figura 2.3).

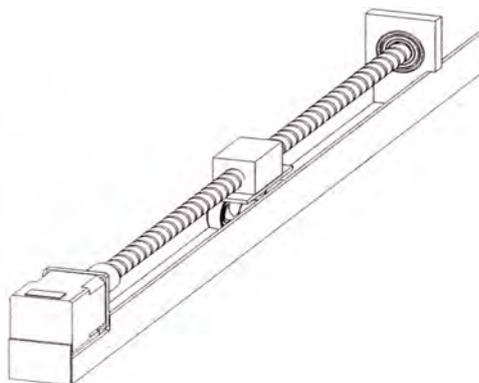


Fig. 2.3 Sistema de tornillo de potencia

Los tornillos de potencia están diseñados para convertir el movimiento lineal y ejercer la fuerza necesaria para mover una pieza de una máquina a lo largo de una trayectoria deseada. Dado que el tornillo se apoya en un rodamiento en su extremo y este gira en tanto que se evita que la tuerca gire, la tuerca se enroscara a lo largo del tornillo, impulsando los soportes del taladro y generando los distintos movimientos de este. Tomando estos conceptos como referencia, además de recabar la experiencia de modelos de máquinas con diseños similares, se decide basar el diseño de la máquina en el tornillo de potencia

El tipo de cuerda de tornillo que se hará uso será la dientes Acme, dado que este tipo de cuerda es fácil de maquinar y posee una gran eficiencia (ver figura 2.4).

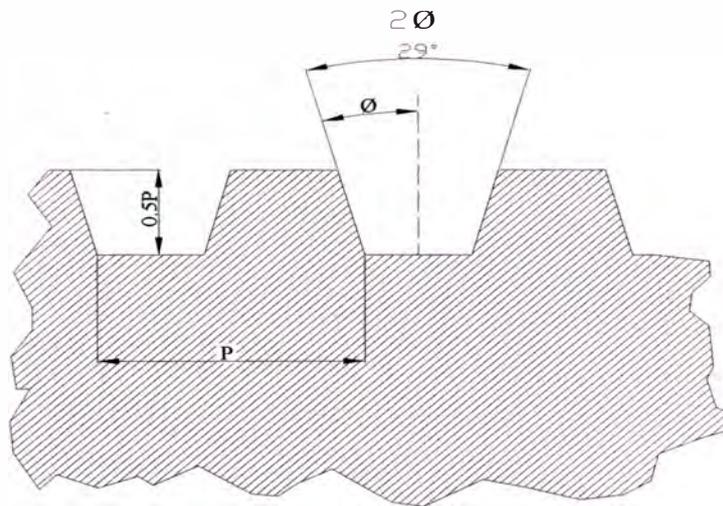


Fig. 2.4 Dientes Acme

2.1.1 Torque requerido para mover una carga

Cuando se utiliza un tornillo de potencia para ejercer una carga, es necesario saber que tanto torque hay que aplicarle a la tuerca del tornillo para mover la carga. Los parámetros a considerar incluyen la fuerza que hay que mover, F ; el tamaño del tornillo según lo indica su diámetro de paso, D_p ; el desplazamiento del tornillo, L ; y el coeficiente de fricción, f . El desplazamiento se define como la distancia axial a lo largo de la cual se moverá el tornillo en una revolución completa, para el caso común de un tornillo de una sola cuerda, el desplazamiento es igual al paso.

Para la siguiente figura 2.5 podemos calcular el torque necesario para poder elevar la carga.

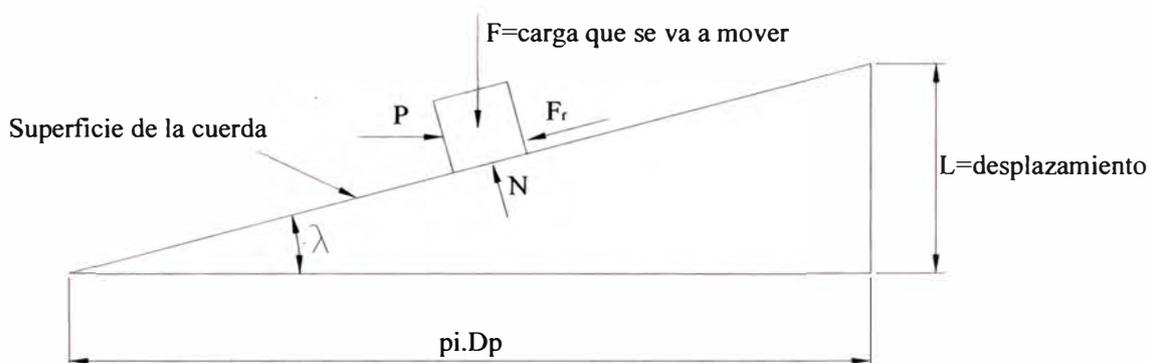


Fig.2.5 Fuerza que se ejerce hacia arriba del plano

$$T_u = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{L + \pi f D_p}{\pi D_p - fL} \right] \dots\dots\dots(1)$$

Donde:

T : Par de torsión requerido para los fines de superar la fricción en la rosca y elevar la carga.

F : Carga a mover.

D_p : Diámetro de paso.

f : Coeficiente de fricción

L : Desplazamiento longitudinal por una vuelta completa.

Esta ecuación corresponde a la fuerza que se necesita para compensar la fricción entre el tornillo y la cuerda además de la fuerza que se requiere para mover la carga. Si el tornillo o la tuerca se apoyan contra una superficie plana mientras gira, en esa superficie se desarrollara un torque de fricción adicional.

El torque de fricción que se va a utilizar depende de los materiales que se utilicen y de la manera en que se lubrique el tornillo. Para tornillos de acero bien lubricados que actúan sobre tuercas de acero, $f = 0.15$ resulta un valor conservador.

Un factor importante en el análisis acerca del torque es el ángulo de inclinación del plano. En una cuerda de tornillo, al ángulo de inclinación se le denomina como ángulo de desplazamiento, λ , es el ángulo entre la tangente a la hélice de la cuerda y el plano transversal al eje del tornillo. A partir de la figura 2.5 es posible observar que.

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi D_p}\right) \dots\dots\dots (2)$$

Así si la rotación o giro del tornillo tiende a levantar la carga, moverla hacia arriba de la inclinación, la fuerza de fricción se opone al movimiento y actúa hacia abajo del plano. Por el contrario, si el giro del tornillo tiende a bajar la carga, la fuerza de fricción ejercerá su acción hacia arriba del plano, lo cual origina la siguiente ecuación

$$T_u = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{\pi f D_p - L}{\pi D_p + fL} \right] \dots\dots\dots (3)$$

Si la pendiente de la cuerda es muy pronunciada, es decir su ángulo de desplazamiento es alto, es probable que la fuerza de fricción no sea capaz de superar la tendencia de la carga a “deslizarse” hacia abajo del plano y la carga caerá a consecuencia de la fuerza de gravedad. Sin embargo, en casi todos los casos de tornillos de potencia con cuerdas únicas, el ángulo de desplazamiento es más bien pequeño y la fuerza de fricción es lo suficiente grande para oponerse a la carga y evitar que se deslice hacia abajo del plano. Un tornillo de este tipo se denomina *autoasegurador* o *de autocerrado*, en términos cuantitativos, la condición que debe ser satisfecha para que exista el autocerrado es:

$$f > \tan(\lambda) \dots\dots\dots (4)$$

2.1.2 Ajuste para cuerdas Acme

La diferencia entre las cuerdas Acme y cuerdas cuadradas es la presencia del ángulo de cuerda “ ϕ ”. A partir de la figura 2.4 se puede observar que $2\phi=29^\circ$, y por consiguiente $\phi=14.5^\circ$. Esto modifica el sentido en el que actúan las fuerzas en la cuerda respecto a lo que se describe en la figura 2.4. Por lo que F tendrá que ser sustituida por $F/\cos(\phi)$.

Entonces el torque que se necesita para mover la carga a lo largo de la cuerda será.

$$T_u = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{\cos(\phi) \cdot \tan(\lambda) + f}{\cos(\phi) - f \tan(\lambda)} \right] \dots\dots\dots (5)$$

Y el torque que se requiere para mover la carga hacia fuera de la cuerda es

$$T_d = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{f - \cos(\phi) \cdot \tan(\lambda)}{\cos(\phi) + f \tan(\lambda)} \right] \dots\dots\dots (6)$$

2.1.3 Potencia necesaria para impulsar un tornillo de potencia

Si el torque que se necesita para hacer girar el tornillo se aplica a una velocidad de giro constante, n, entonces la potencia, en caballos de potencia, que se necesita para impulsar el tornillo es.

$$P = \frac{Tn}{63000} \dots\dots\dots (7)$$

2.2 Potencia, torque y empuje de taladro

La potencia, el torque, el empuje y la dureza máxima de taladrado se calculan por medio de fórmulas experimentales, las cuales son:

$$P = 1.6 \left(\frac{HB \times D^{0.68} \times V^{1.27} \times f^{0.59}}{36000} \right) \dots\dots\dots (8)$$

$$T = 1.4 \left(\frac{2.35 \times \mu \times HB \times D^{1.95} \times f^{0.61}}{4000} \right) \dots\dots\dots (9)$$

$$E = 1.4(2.35 \times HB \times D^{0.95} \times f^{0.61}) \dots\dots\dots (10)$$

$$HB_{m\acute{a}x} = 45000 \frac{P}{D^{0.68} \times V^{1.27} \times f^{0.59}} \dots\dots\dots (11)$$

Donde:

P: Consumo de Potencia (KW)

T: Torque (N.m)

E: Empuje (N)

HB: Dureza Brinell del material a taladrar (HB)

D: Diámetro del agujero (mm)

V: Velocidad Lineal de la herramienta (m/min)

f: Avance de la herramienta (mm/rev)

μ : Coeficiente de fricción cinético en el proceso de taladrado

El coeficiente de fricción que se va a utilizar depende de los materiales que se van a taladrar y de la refrigeración en el proceso de taladrado. Para taladrado de acero, sin refrigerante podemos considerar que $\mu=0.75$ es un valor adecuado.

2.3 Diseño de columnas

2.3.1 Propiedades de la sección transversal de la columna

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y las dimensiones de su sección transversal y también de su longitud y la forma de fijarla a miembros o apoyos adyacentes. Las propiedades importantes de la sección transversal son:

1. El área de la sección transversal A .
2. El momento de inercia I de la sección transversal, con respecto al eje para el que I es mínimo.
3. El valor mínimo del radio de giro de la sección transversal.

El radio de giro se calcula con la siguiente fórmula:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \dots\dots\dots(12)$$

I : Momento de inercia de la sección transversal

A : Área de la sección transversal.

2.3.2 Fijación de un extremo y longitud efectiva

Se refiere a la forma en que se soportan los extremos de una columna. La variable más importante es la cantidad de restricción a la tendencia de rotación que

existe en los extremos de la columna. Tres formas de restricción de extremos son *la articulada, la empotrada y la libre*:

- Un extremo articulado de una columna esta guiado de tal modo que no se puede mover de un lado a otro
- Un extremo empotrado es aquel que se sujeta contra la rotación en el soporte.
- Un extremo libre se puede ilustrar con el ejemplo de un asta bandera.

2.3.3 Longitud efectiva

La forma de soportar ambos extremos de la columna afecta la *longitud efectiva* de la columna (ver figura 2.6), que se define como sigue:

$$L_e = KL \dots\dots\dots (13)$$

Donde:

L: Longitud real de la columna entre los soportes.

K: Constante que depende del extremo fijo, como se ilustra en la figura 2.5

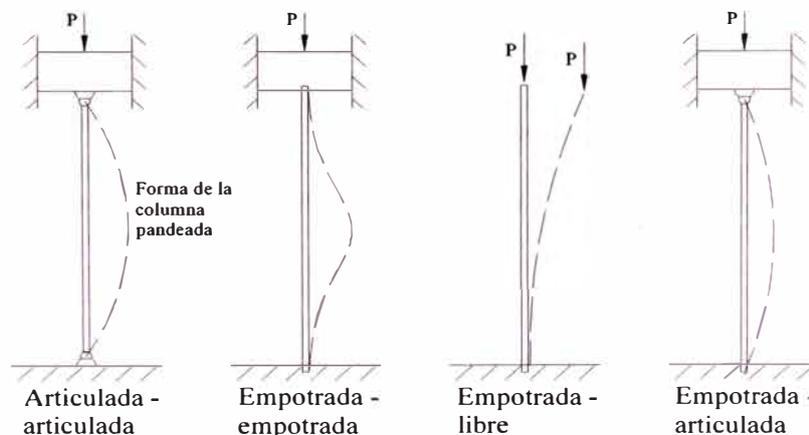


Fig.2.6 Fijación de extremos de columnas

Tabla 2.3 Valores de K para obtener longitud efectiva

	Articulada - articulada	Empotrada - empotrada	Empotrada - libre	Empotrada - articulada
Valores Teóricos	K = 1.0	K = 0.5	K = 2.0	K = 0.7
Valores Prácticos	K = 1.0	K = 0.65	K = 2.10	K = 0.8

Fuente: Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Prentice Hall Hispanoamericana.

2.3.4 Relación de esbeltez

La relación de esbeltez es el coeficiente de la longitud efectiva de la columna entre su radio de giro mínimo. Esto es.

$$\text{Relación de esbeltez} = Le/r = KL/r \dots \dots \dots (14)$$

2.3.5 Relación de esbeltez de transición

Se presentarán dos métodos para analizar columnas rectas con carga central:

- 1) La fórmula de Euler para columnas largas y esbeltas.
- 2) La fórmula de J.B, Johnson para columnas cortas.

La elección del método apropiado depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna que se analiza, comparado con la relación de esbeltez de transición o constante de columna C_c que se define como sigue:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{s_y}} \dots \dots \dots (15)$$

Donde: E: Módulo de elasticidad del material de la columna.

s_y : Resistencia de fluencia del material.

2.3.6 Análisis de columnas largas: Fórmula de Euler

Se emplea la fórmula de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \dots\dots\dots (16)$$

2.3.7 Análisis de columnas cortas: La fórmula de J.B. Johnson

La fórmula de J.B. Johnson se describe como sigue:

$$P_{cr} = A s_y \left[1 - \frac{s_y (KL/r)^2}{4\pi^2 E} \right] \dots\dots\dots (17)$$

Procedimiento para analizar columnas rectas con carga central

1. Para la columna, calcule su relación de esbeltez real
2. Calcule el valor de C_c
3. Compare C_c con KL/r . Como C_c representa el valor de la relación d esbeltez que separa una columna larga de una corta, el resultado de la comparación indica que clase de análisis se debe usar.
4. Si la KL/r real es mayor que C_c , la columna es larga. Emplee la ecuación de Euler, como se describe en la ecuación 14.
5. Si la KL/r real es menor que C_c , la columna es corta. Emplee la fórmula de J.B.Johnson, que se describe en la ecuación 15.

2.3.8 Factor de Diseño y Carga Admisible

Como se espera una falla con una carga límite y no con un esfuerzo, el concepto de un factor de diseño se aplica en forma distinta que en la mayor parte de los demás miembros sometidos a carga. En vez de aplicar el factor de diseño a la resistencia de fluencia o a la resistencia última del material, se aplicará a la carga crítica. Para aplicaciones en el diseño de máquina, se emplea un factor de diseño 3.

$$P_a = P_{cr} / N \dots\dots\dots (18)$$

Donde:

P_{cr} : Carga crítica de pandeo

P_a : Carga admisible

P : Carga real aplicada

N : Factor de diseño

2.4 Diseño de vigas

Para diseñar una viga con base en la resistencia, se requiere que el esfuerzo de flexión y el esfuerzo cortante reales en la viga no excedan los valores permisibles correspondientes para el material, definidos por los códigos estructurales o mecánicos. Primero se considerara un diseño basado en la flexión y luego se revisara la resistencia por cortante. Un diseño por flexión requiere la determinación del modulo de sección de la viga.

$$S_{req} = \frac{M}{\sigma_{perm}} \dots\dots\dots (19)$$

Donde:

S_{req} : Módulo de sección requerido

M : Momento flector

σ_{perm} : Esfuerzo permisible de flexión

2.5 Grados de movilidad de una cadena cinemática

Designado con la letra M , es el número de eslabones conductores necesarios de una cadena cinemática para hacer de esa una cadena desmodrómica. La siguiente fórmula nos permite hallar M , para el caso de una cadena cinemática espacial.

$$M_0 = 6(n-1) - 5\mathcal{C}_5 - 4\mathcal{C}_4 - 3\mathcal{C}_3 - 2\mathcal{C}_2 - \mathcal{C}_1 \dots\dots\dots (20)$$

Donde:

n : Número de eslabones de la cadena cinemática

\mathcal{C}_m : Número de pares cinemáticos de clase “ m ”. Las clases de los pares cinemáticos pueden ser:

\mathcal{C}_1 : Indicará el número de pares cinemáticos de clase 1 ($m=1$)

\mathcal{C}_2 : Indicará el número de pares cinemáticos de clase 2 ($m=2$)

$\mathcal{C}_3, \mathcal{C}_4, \mathcal{C}_5$: De la misma manera

2.6 **Puesta a tierra**

Conjunto de elementos que permiten un contacto eléctrico conductivo, entre el medio (terreno) y el equipo. Los objetivos de una conexión a tierra son:

- ❖ Conducir a tierra todas las corrientes anormales, que se originan como consecuencia de la carcasa del equipo eléctrico energizada.
- ❖ Evitar que aparezcan tensiones peligrosas en las carcasa de los equipos eléctricos
- ❖ Permitir que la protección del circuito eléctrico, despeje inmediatamente la falla ocurrida.

Para lograr estos objetivos es necesario establecer un medio a través del cual sea posible entrar en contacto con el terreno de baja impedancia. La regla general para toda puesta a tierra es: *cada sistema de tierras debe cerrar eléctricamente el circuito eléctrico que le corresponde.*

2.6.1 **Resistividades típicas**

El código nacional de electricidad Tomo I prescripciones generales, detalla las resistividades de los diferentes terrenos, como se muestra en la siguiente tabla

Tabla 2.4 Resistividades Típicas

Naturaleza del Terreno	Resistividad (ohm-m)
Terreno pantanoso	Hasta 30
Humus	10 a 150
Arcilla plastica	50
Arena arcillosa	50 a 500
Caliza blanca	100 a 300
Rocas de mica y cuarzo	800

Fuente: POWERMATIC, *Manual de puestas a tierra*. Perú 2000

El objetivo de la medición de la resistividad tiene las siguientes finalidades:

- Obtener la resistividad de cada estrato o capa.
- Encontrar la profundidad de los estratos o capa.
- Ubicación óptima de las instalaciones de puesta a tierra.

Para su medición en el terreno se utiliza corriente alterna o corriente continua conmutada de baja frecuencia. La corriente alterna de hasta 200 Hz. no acarrea errores por efectos capacitivos o inductivos.

2.6.2 Resistencia de puesta a tierra

El cálculo de esta resistencia involucra el cálculo de la misma resistencia tierra. Los electrodos, tales como el anillo y la plancha metálica dispuesta sobre la superficie del terreno, se utilizan como complementos de una puesta a tierra para controlar gradientes de potencial sobre el terreno y despreciándose, la mayoría de las veces su influencia sobre la resistividad total.

La resistencia de puesta a tierra total tiene tres componentes:

- 1) La resistencia del conductor conectado al sistema de puesta a tierra, que está en función de su resistividad, longitud y sección
- 2) La resistencia de contacto entre la superficie del electrodo y el suelo, este valor es usualmente pequeño, si el electrodo está libre de pintura o grasa, esto se elimina efectuando un buen contacto entre el electrodo y tierra.
- 3) La resistencia de la tierra alrededor del electrodo que es la resistencia principal que influirá en la resistencia total de la puesta a tierra.

A continuación se muestra la figura 2.7 de la jabalina vertical.

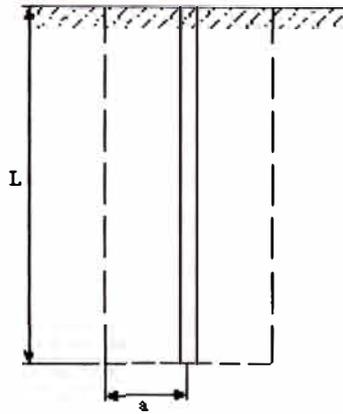


Fig. 2.7 Jabalina vertical

$$R = \frac{\rho}{2\pi l} \left(\ln\left(\frac{4l}{a}\right) - 1 \right) \dots\dots\dots (21)$$

L: longitud (m)

a: radio (m)

Las longitudes varian de 2 a 3 m

2.6.3 Partes de una puesta a tierra

1. Acabado exterior

- Modelo cerrado (con caja)
- Modelo abierto (en hoyo)
- Modelo ciego (cubierto)

2. Electrodo principal

- Electrodo simple
- Electrodo con auxiliar, usado cuando la resistividad equivalente en el lugar elegido sobrepasa los 300ohm-m

3. Grapa desmontable
4. Conductor de conexión
5. Auxiliar de electrodo
6. Empalme múltiple soldado
7. Pozo vertical
8. Relleno del conductor
9. Lechos de sal
10. Niveles de impregnación

A continuación se muestra la figura 2.8, las partes de una puesta a tierra.

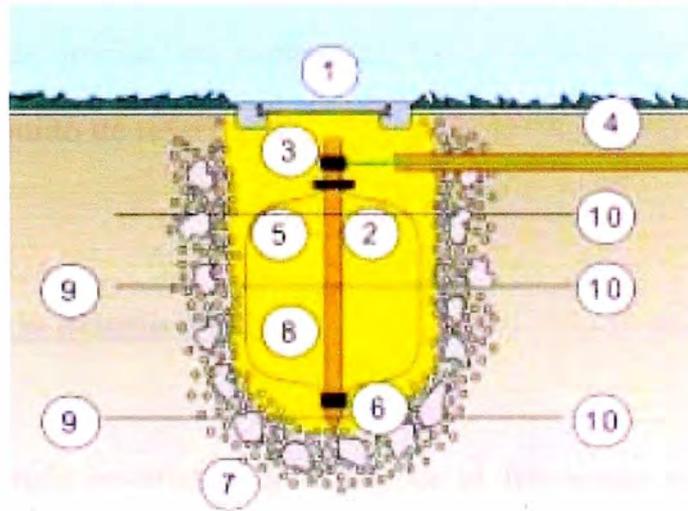


Fig. 2.8 Partes de una puesta a tierra

2.7 Principios Básicos de Control Numérico

Para mecanizar una pieza se usa un sistema de coordenadas que especificarán el movimiento de la herramienta de corte. El sistema se basa en el control de los movimientos de la herramienta de trabajo con relación a los ejes de coordenadas de la máquina, usando un programa informático ejecutado por un ordenador.

Para nuestro proyecto se controla el desplazamiento longitudinal (X), desplazamiento transversal (Y) y desplazamiento vertical (Z). Para ello se incorporan servomotores en los mecanismos de desplazamiento.

2.7.1 Puntos de referencia

El control numérico está dotado de 3 puntos de referencia que hay que tener en cuenta a la hora de iniciar un programa. Estos puntos son conocidos como máquina, cero pieza y punto de referencia.

2.7.1.1 Punto cero de la máquina (M)

Punto de referencia invariable definido por el fabricante de la máquina. A partir de este punto se mide toda la máquina. Al mismo tiempo, "M" es el origen del sistema de coordenadas.

2.7.1.2 Punto cero de la pieza de trabajo (W)

Punto inicial de la indicación de medidas del programa de piezas. El programador puede establecerlo libremente y desplazarlo cuantas veces desee dentro de un programa de piezas.

2.7.1.3 Punto de referencia de asiento de herramienta (N)

Punto inicial para la medición de las herramientas, es hacia donde se dirige el carro portaherramientas cuando cambia de herramienta o cuando se acaba el mecanizado de la pieza, lo establece el fabricante de la máquina (ver figura 2.9).

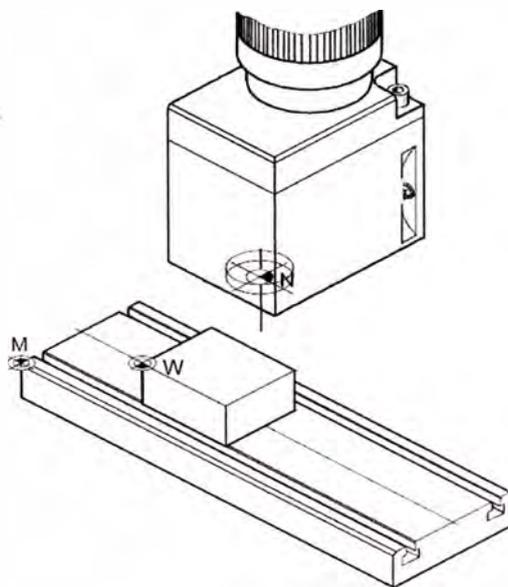


Fig 2.9 Puntos de referencia del área de trabajo

2.7.2 Sistema de coordenadas

La coordenada X es paralela al borde anterior de la mesa de la máquina, la coordenada Y es paralela al borde lateral, y la coordenada Z es vertical a la mesa de la máquina.

Los valores de la coordenada Z en dirección negativa describen movimientos del sistema de herramienta hacia la pieza de trabajo, los valores en dirección positiva describen movimientos hacia afuera desde la pieza de trabajo.

2.7.2.1 Sistema de coordenadas en la programación de valor absoluto

El origen del sistema de coordenadas está en el punto cero de la máquina "M" o, tras un decalaje de origen programado, en el punto cero de la pieza de trabajo "W". Todos los puntos finales se describen a partir del origen del sistema de coordenadas, mediante indicación de las respectivas distancias X, Y y Z (ver figura 2.10).

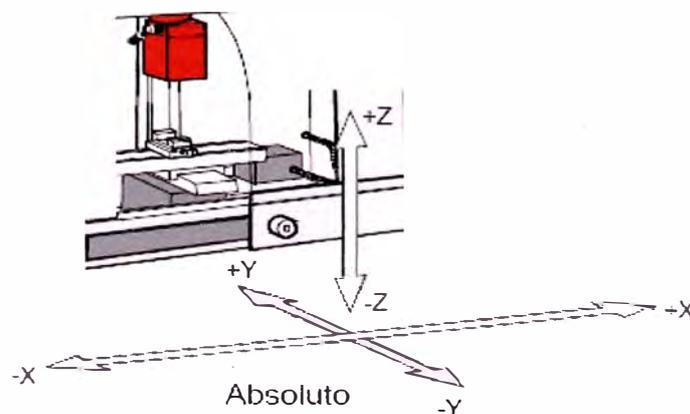


Fig. 2.10 Sistema de coordenadas de valor absoluto X, Y y Z

2.7.2.2 Sistema de coordenadas en la programación de valor incremental

El origen del sistema de coordenadas está en el punto de referencia del asiento de herramienta "N" o, tras una compensación de longitud de herramienta, en la punta de corte. Con la programación de valor incremental se describen las trayectorias reales de la herramienta de punto a punto (ver figura 2.10)

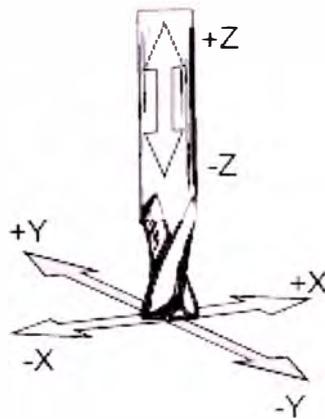


Fig. 2.11 Sistema de coordenadas de valor incremental X, Y y Z

CAPÍTULO III

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Las empresas dedicadas al diseño, suministro y fabricación de elementos mecánicos, poseen una gran demanda de productos que necesitan ser taladrados, ya que este hace un 25 % del porcentaje de producción de todos los procesos de maquinado; por lo general esta operación es controlado por personas o máquinas semiautomáticas.

Dado el nivel competitivo actual y la calidad con la cual deben ser entregados los productos, este tipo de operaciones tiene que ser preciso y eficiente, por tanto la automatización del proceso es la mejor opción. La automatización es cada vez más solicitada en la actividad industrial, ya que se buscan mejores niveles de trabajo, velocidad de producción y mayores beneficios, razón por la cual las empresas adquieren máquinas importadas para realizar el proceso de taladrado

El mercado nacional cuenta con muy pocas empresas que se encarguen de la investigación y desarrollo de máquinas industriales, por lo que se puede plantear el problema mediante la siguiente pregunta: ¿Es posible diseñar en nuestro país un taladro automático para aplicaciones industriales?

CAPÍTULO IV

SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

4.1 Diseño mecánico

Se van a desarrollar los siguientes diseños y cálculos.

4.1.1 Cálculo de potencia y empuje de taladrado

La potencia de este motor depende ampliamente del proceso que se va a realizar y de las características del proceso. Para aplicaciones de múltiples agujeros, de acuerdo a tablas experimentales del proceso de taladrado se recomiendan los siguientes valores:

Tabla. 4.1 Valores recomendados

Diámetro(mm)	Acero normal (Dureza<250HB)	
	20	V(m/min)
f(mm/rev)		0.2-0.4
26	V(m/min)	40-90
	f(mm/rev)	0.2-0.45

Fuente: POWERMATIC, *Separatas con tablas y gráficas experimentales del proceso de taladrado.*

Para poder seleccionar al motor que va a realizar el taladrado, debemos hallar el máximo torque que necesito para poder realizar el agujero más grande, ya que en este se presenta el máximo trabajo por parte del motor. Por lo tanto tomamos los siguientes valores:

Tabla. 4.2 Valores recomendados

Diámetro máximo a taladrar	26 mm
Velocidad lineal de la herramienta	40 m/min
Avance de la herramienta	0.2 mm/rev
Revoluciones de trabajo	2000 RPM
Dureza máxima del material a taladrar	125 HB

Fuente: POWERMATIC, *Separatas con tablas y gráficas experimentales del proceso de taladrado.*

Luego reemplazamos los valores en las fórmulas 8, 9,10 y11 mencionadas en el marco teórico, para poder obtener las características del motor de taladrado.

$$P = (1.6) \frac{(125)(26)^{0.68} (40)^{1.27} (0.2)^{0.59}}{36000} = 2.133 \text{KW} = 2.860 \text{HP}$$

$$T = (1.4) \frac{(2.35)(0.8)(125)(26)^{1.95} (0.2)^{0.61}}{4000} = 17.732 \text{ N.m}$$

$$E = (1.4)(2.35)(125)(26)^{0.95} (0.2)^{0.61} = 3403.8 \text{ N}$$

$$HB_{\text{máx}} = 45000 \frac{2.133}{(26)^{0.68} (40)^{1.27} (0.2)^{0.59}} = 250 \text{HB}$$

4.1.2 Diseño y selección de sistema de desplazamiento longitudinal

Para el desplazamiento longitudinal se hace uso de un tornillo de diámetro mayor nominal de 1" y 1000 mm de largo.

Tabla. 4.3 Tabla ACME para la aplicación

Roscas por pulgada	5
Paso(pulg)	0.2
Diámetro menor mínimo (pulg)	0.7509
Diámetro mínimo de paso (pulg)	0.8726
Área al esfuerzo de tensión (pulg ²)	0.51
Área al esfuerzo cortante (pulg ²)	1.493

Fuente: Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Prentice Hall Hispanoamericana.

El ángulo de avance, se calcula empleando la ecuación 2:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi D_p}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi D_p n}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi(0.6424)(5)}\right) = 0.0988$$

$$\tan(\lambda) = 0.0991$$

Luego se verifica $f > \tan(\lambda)$, por lo tanto se trata de un tornillo autoasegurador.

El par torsional necesario para subir la carga, se calcula empleando la ecuación 5:

$$T_u = \frac{F \cdot D_p}{2} \left(\frac{\cos(\phi) \tan(\lambda) + f}{\cos(\phi) - f \tan(\lambda)} \right) = \frac{F(0.0163)}{2} \left(\frac{(0.968)(0.0991) + 0.15}{0.968 - (0.15)(0.0991)} \right) = 0.0021x F \quad N.m$$

El par torsional necesario para bajar, se calcula empleando la ecuación 6:

$$T_d = \frac{F \cdot DP}{2} \left(\frac{f - \cos(\phi) \tan(\lambda)}{\cos(\phi) + f \tan(\lambda)} \right) = \frac{F(0.0163)}{2} \left(\frac{0.15 - (0.968)(0.0991)}{0.968 + 0.15(0.0991)} \right) = 4.484 \cdot 10^{-4} x F \text{ N.m}$$

De estos dos valores de carga tomamos el mayor, pues es la máxima carga que deberá levantar el tornillo.

$$T = 0.0021 x F \text{ N.m}$$

F: Carga que se deberá mover.

4.1.2.1 Cálculo de la carga

Durante el movimiento longitudinal, la única fuerza que debe vencer el tornillo es la fuerza de fricción existente. Para calcularlo tenemos que calcular la masa que tiene que desplazar este tornillo, para luego considerando un coeficiente de rugosidad de 0.15 determinar el valor de la carga (ver figura 4.1).

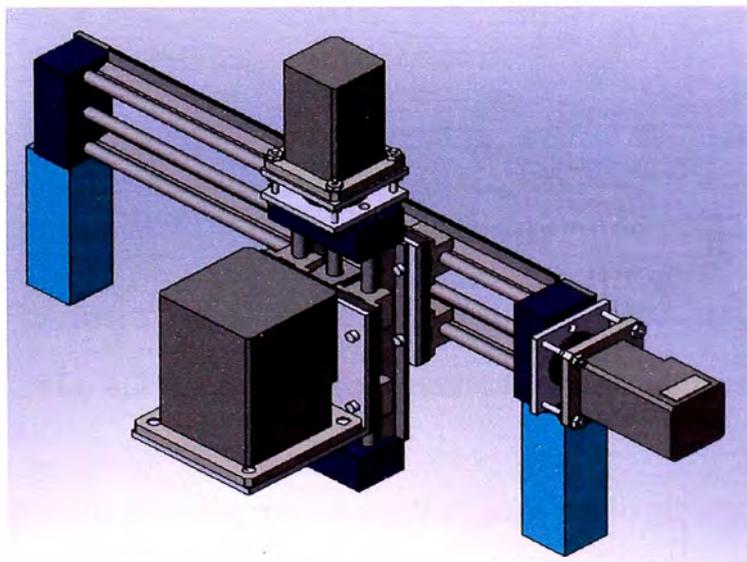


Fig. 4.1 Carga a desplazar por el tornillo longitudinal

Obtenemos el siguiente resultado:

$$\text{Masa del ensamble} = 40.52\text{Kg}$$

A este valor hay que sumar la masa de los 3 motores.

$$\text{Masa del motor de taladrado: } 17 \text{ Kg}$$

$$\text{Masa del motor de deslizamiento: } 7.4 \text{ Kg}$$

$$\text{Masa Total: } 40.52 + 17 + 7.4 + 7.4 = 72.32 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso Total: } 709.5\text{N}$$

Para poder realizar el transporte de esta carga y que cuente con las características del tornillo, usamos el sistema de deslizamiento lineal **Nook-252-16-L40 / 1-05 / S** (ver figura 4.2), cuya hoja técnica se da en el Anexo 1.

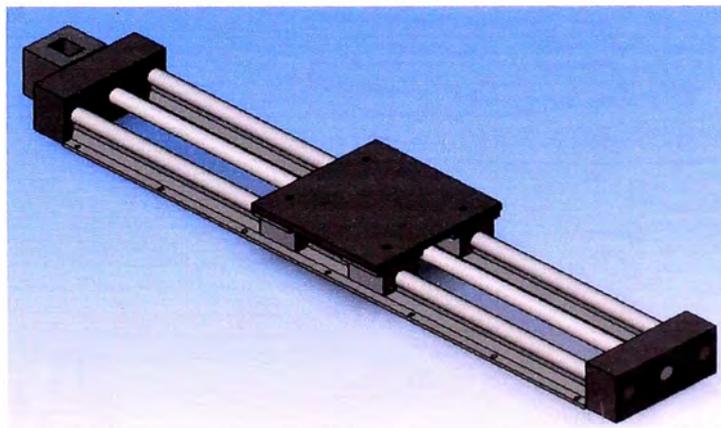


Fig. 4.2 Sistema de deslizamiento longitudinal

A partir del valor de masa, calculamos el peso y posteriormente calculamos la fuerza de fricción.

$$F_f = f_x m x g = (0.15)(72.32)(9.81) = 106.42 \text{ N}$$

Luego para determinar la carga que va a tener que superar el tornillo, multiplicamos este valor por un factor de 1.2 para poder asegurar el movimiento.

$$F = 1.2 (F_f) = 1.2 \times 106.42 = 127.7 \text{ N}$$

$$T = 0.0021 \times F = 0.268 \text{ N.m.}$$

$$T = 0.268 \text{ N.m.}$$

El tornillo de potencia, girará a 2000 RPM. Por lo tanto la potencia será:

$$P = T \cdot \omega = 0.268 \times 2000 \times 2\pi / 60 = 56.2 \text{ W} = 0.0752 \text{ HP}$$

$$P = 0.0752 \text{ HP}$$

4.1.2.2 Análisis de rigidez del tornillo de potencia longitudinal

Presentamos a continuación la figura 4.3, el mecanismo de desplazamiento longitudinal.

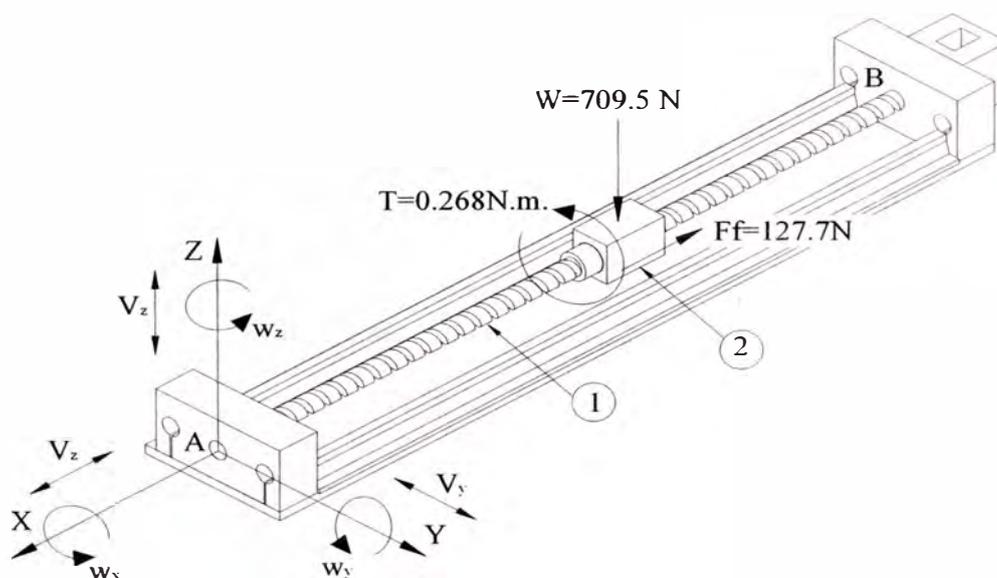


Fig. 4.3 Mecanismo de desplazamiento longitudinal

Realizamos a continuación un cuadro para los movimientos independientes posibles que podrían realizar los eslabones.

Tabla 4.4 Movimientos independientes posibles

Eslabones	w_x	w_y	w_z	V_x	V_y	V_z
1	Si	No	No	No	No	No
2	No	No	No	Si	No	No

De la tabla podemos concluir

$$n=2$$

$$\mathcal{C}_5 = 1, \mathcal{C}_4 = 0, \mathcal{C}_3 = 0, \mathcal{C}_2 = 0, \mathcal{C}_1 = 0$$

Reemplazando en la fórmula 19 obtenemos:

$$M_0 = 6(2-1) - 5(1) - 4(0) - 3(0) - 2(0) - 1(0) = 1$$

Una vez definidos los movimientos independientes posibles realizamos el modelo de simulación por medio de Cosmos Works, para lo cual se respeta las consideraciones dadas en la Tabla 4.4. El análisis de rigidez para el tornillo de potencia de la Fig 4.3, toma como superficie de contacto 11 cm. del tornillo, zona que se encuentra sometida a la carga de $F_f=106.42\text{N}$, al peso $W=709.5\text{N}$ y al torque $T=0.268\text{ N.m.}$, con lo cual se obtienen las figuras 4.4, 4.5 y 4.6

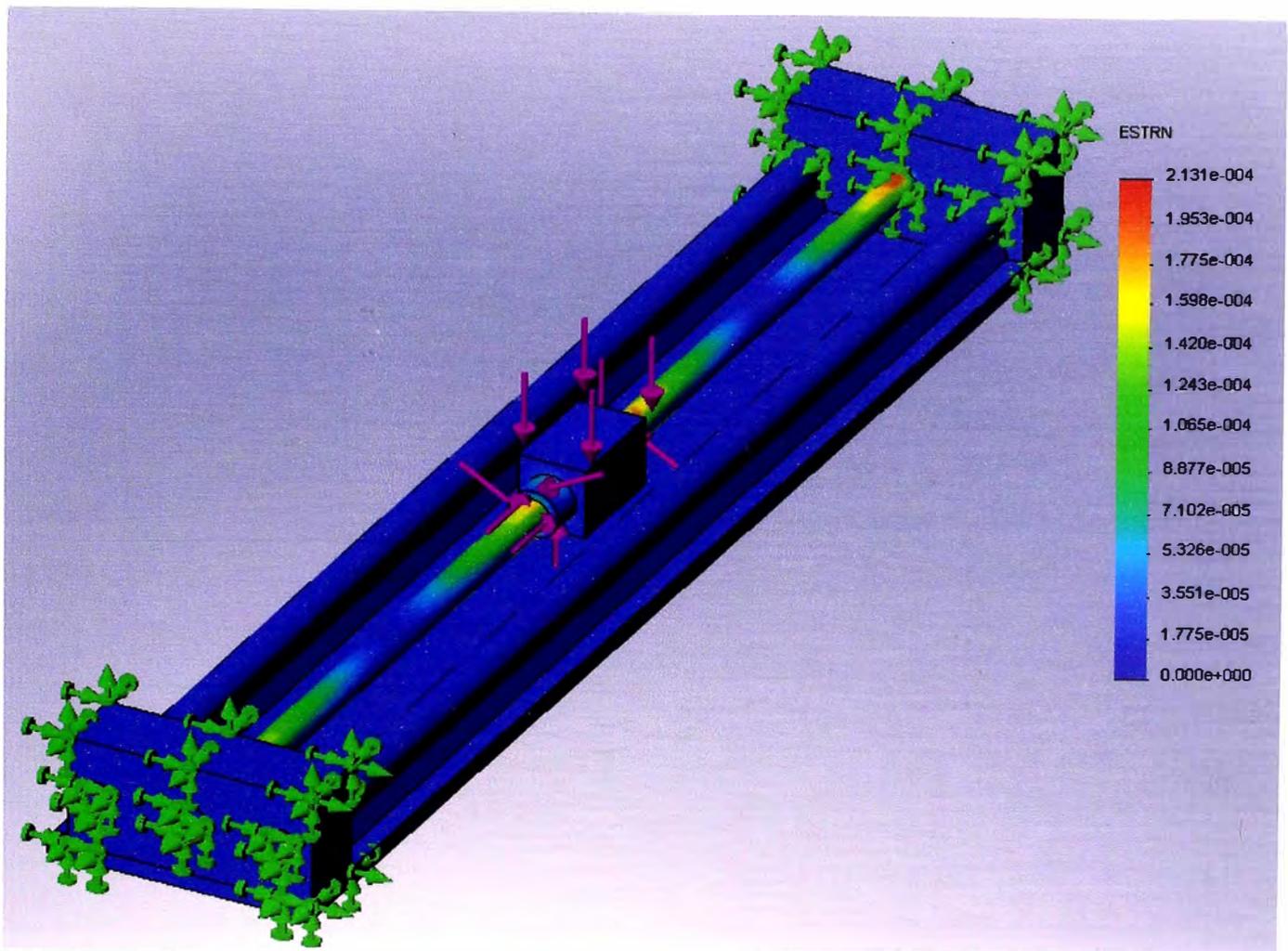


Fig. 4.4 Diagrama de deformaciones unitarias

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Deformación máxima: 0.0213 %

Deformación mínima: 0.0000 %

Deformación RMS: 0.0085 %

Los valores obtenidos de deformación unitaria son menores al de 0.1 %, razón por la cual no tendremos problemas de deformación.

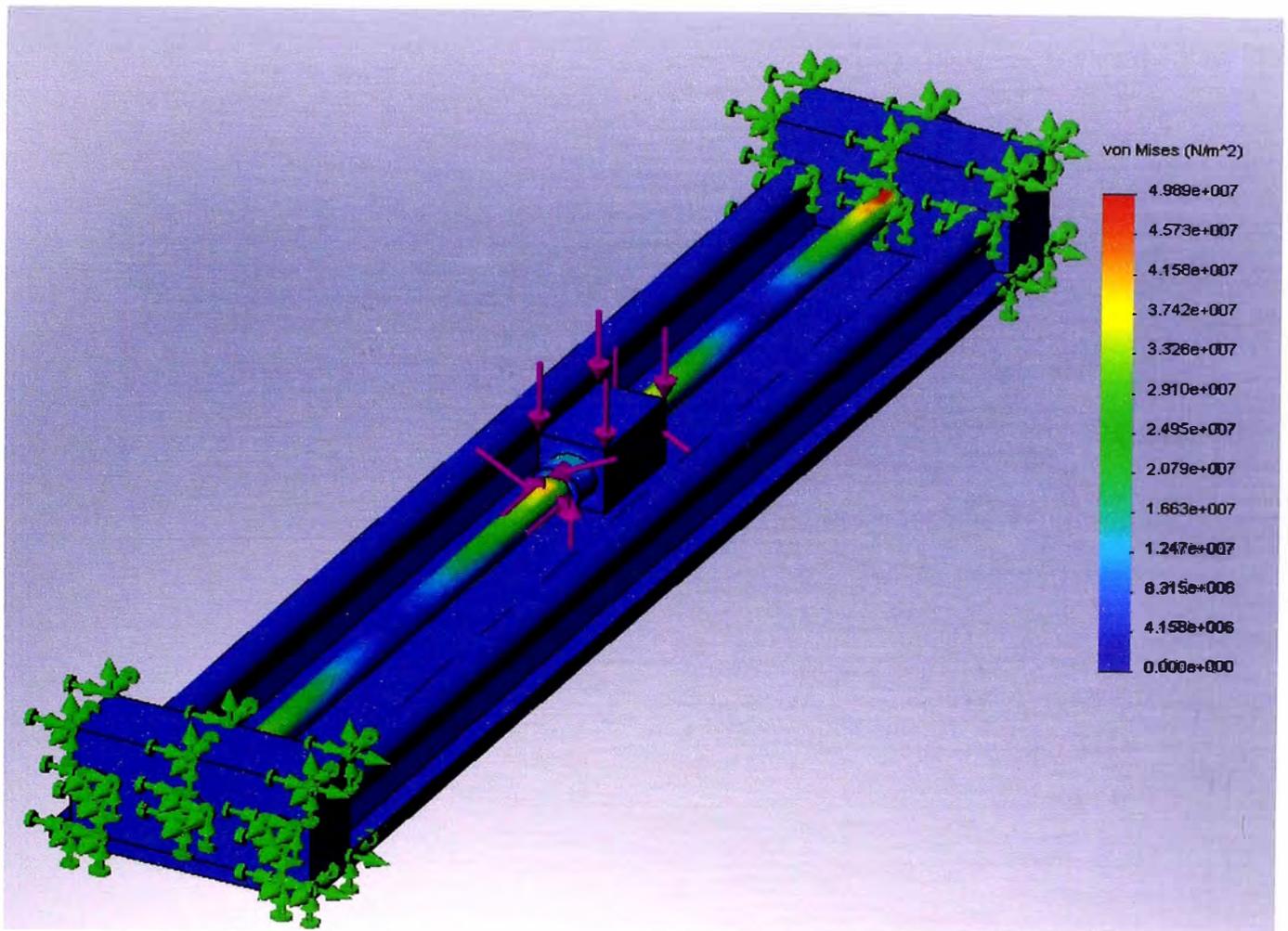


Fig. 4.5 Diagrama de esfuerzos

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Esfuerzo Máximo: 49.890 MPa

Esfuerzo Mínimo: 0.000 Mpa

Esfuerzo RMS: 18.122 Mpa

Los valores obtenidos son menores al esfuerzo de fluencia del acero (250 Mpa), razón por la cual no tendremos problemas de tensión.

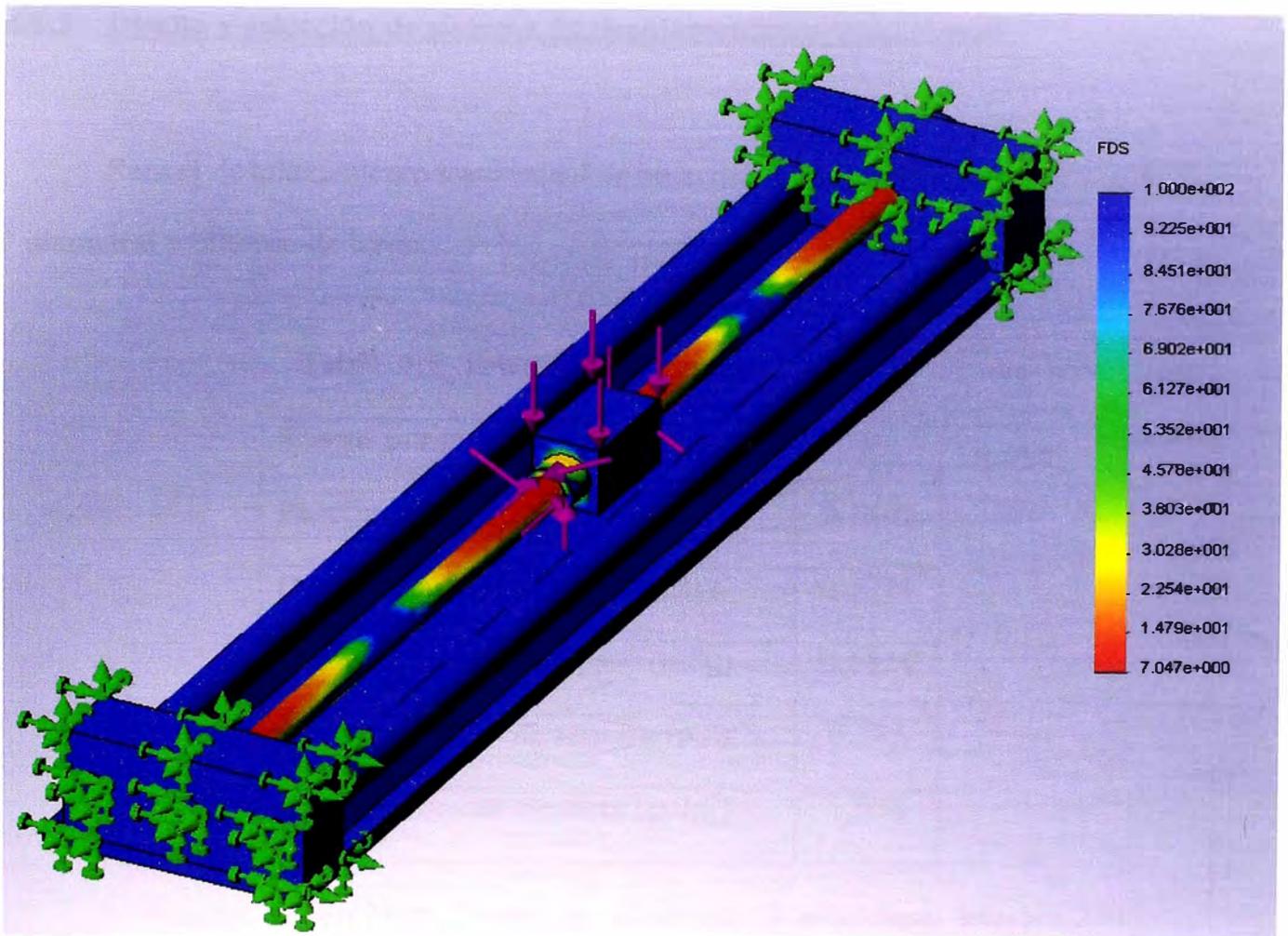


Fig. 4.6 Diagrama de FDS

El resultado es el siguiente:

Factor de Seguridad: 7

Por el resultado podemos concluir que el diseño es seguro y estable y que no se presentará deformación, ni fatiga durante su movimiento.

4.1.3 Diseño y selección de sistema de desplazamiento transversal

Para el desplazamiento transversal se hace uso de un tornillo de potencia de $\frac{3}{4}$ " diametral y 600mm de largo.

Tabla. 4.5 Tabla ACME para la aplicación

Roscas por pulgada	6
Paso(pulg)	0.1667
Diámetro menor mínimo (pulg)	0.5371
Diámetro mínimo de paso (pulg)	0.6424
Área al esfuerzo de tensión (pulg ²)	0.273
Área al esfuerzo cortante (pulg ²)	1.084

Fuente: Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Prentice Hall Hispanoamericana.

El ángulo de avance, se calcula empleando la ecuación 2:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi D_p}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi D_p n}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi(0.6424)(6)}\right) = 0.0824$$

$$\tan(\lambda) = 0.0826$$

Luego se verifica $f > \tan(\lambda)$, por lo tanto se trata de un tornillo autoasegurador.

El par torsional necesario para subir la carga, se calcula empleando la ecuación 5:

$$T_u = \frac{F.Dp}{2} \left(\frac{\cos(\phi) \tan(\lambda) + f}{\cos(\phi) - f \tan(\lambda)} \right) = \frac{F(0.0163)}{2} \left(\frac{(0.968)(0.0826) + 0.15}{0.968 - (0.15)(0.0826)} \right) = 0.00196x F \quad N.m$$

El par torsional necesario para bajar la carga, se calcula empleando la ecuación 6:

$$T_d = \frac{F \cdot Dp}{2} \left(\frac{f - \cos(\phi) \tan(\lambda)}{\cos(\phi) + f \tan(\lambda)} \right) = \frac{F(0.0163)}{2} \left(\frac{0.15 - (0.968)(0.0826)}{0.968 + 0.15(0.0826)} \right) = 5.82 \cdot 10^{-4} x F \text{ N.m}$$

De estos dos valores de carga tomamos el mayor, pues es la máxima carga que deberá levantar el tornillo.

$$T = 0.00196 x F \text{ N.m}$$

F: Carga que se deberá mover.

4.1.3.1 Cálculo de la carga

Durante el movimiento transversal, la única fuerza que debe vencer el tornillo es la fuerza de fricción existente. Para calcularlo tenemos que calcular la masa que tiene que desplazar este tornillo, para luego considerando un coeficiente de rugosidad de 0.15 determinar su valor (ver figura 4.7).

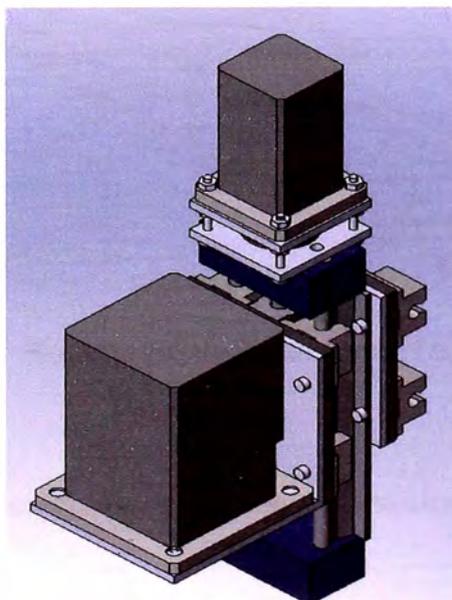


Fig. 4.7 Carga a desplazar por el tornillo transversal

Obtenemos el siguiente resultado:

$$\text{Masa del ensamble} = 20.38\text{Kg}$$

A este valor hay que sumar la masa de los 3 motores.

$$\text{Masa del motor de taladrado: } 17 \text{ Kg}$$

$$\text{Masa del motor de deslizamiento: } 7.4 \text{ Kg}$$

$$\text{Masa total: } 20.38 + 17 + 7.4 = 44.78 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso total: } 439.3 \text{ N}$$

Para poder realizar el transporte de esta carga y que cuente con las características del tornillo, usamos el sistema de deslizamiento lineal **Nook-252-12-L24 / 3/4 -6 / S** (ver figura 4.8), cuya hoja técnica se da en el Anexo 1.

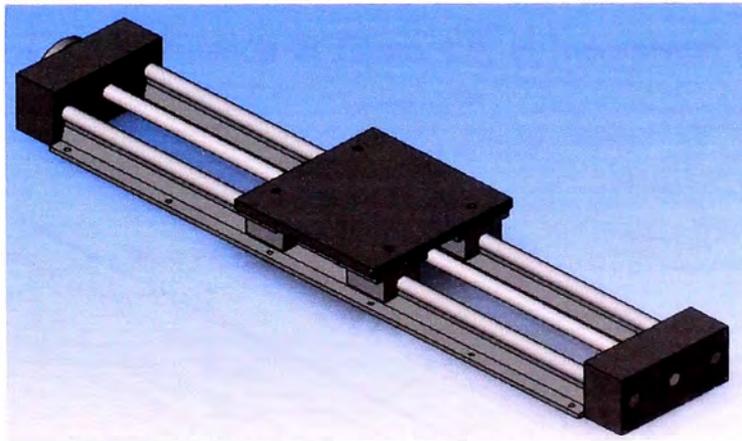


Fig. 4.8 Sistema de deslizamiento Transversal

A partir del valor de masa, calculamos el peso y posteriormente calculamos la fuerza de fricción.

$$F_f = f_x m x g = (0.15)(44.78)(9.81) = 65.89 \text{ N}$$

Luego para determinar la carga que va a tener que superar el tornillo, multiplicamos este valor por un factor de 1.2 para poder asegurar el movimiento.

$$F = 1.2 (F_f) = 1.2 \times 65.89 = 79.07 \text{ N}$$

$$T = 0.00196 \times F = 0.155 \text{ N.m.}$$

$$T = 0.155 \text{ N.m.}$$

El tornillo de potencia, girará a 2000 RPM. Por lo tanto la potencia será:

$$P = T \cdot \omega = 0.155 \times 2000 \times 2\pi / 60 = 32.463 \text{ W} = 0.044 \text{ HP}$$

$$P = 0.044 \text{ HP}$$

4.1.3.2 Análisis de rigidez del tornillo de potencia transversal

Presentamos a continuación la figura 4.9, el mecanismo de desplazamiento longitudinal.

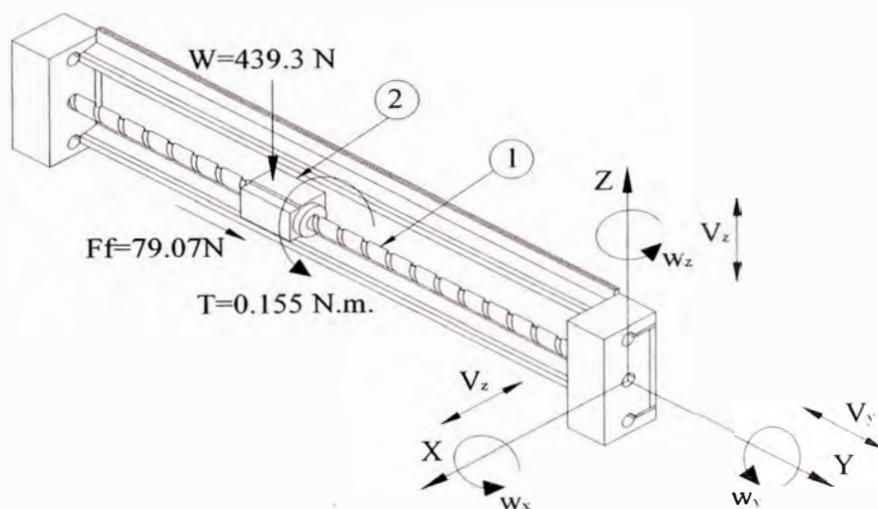


Fig. 4.9 Mecanismo de desplazamiento longitudinal

Realizamos a continuación un cuadro para los movimientos independientes posibles que podrían realizar los eslabones.

Tabla 4.6 Movimientos independientes posibles

Eslabones	w _x	w _y	w _z	V _x	V _y	V _z
1	No	Si	No	No	No	No
2	No	No	No	No	Si	No

De la tabla podemos concluir

$$n=2$$

$$\mathcal{C}_5 = 1, \mathcal{C}_4 = 0, \mathcal{C}_3 = 0, \mathcal{C}_2 = 0, \mathcal{C}_1 = 0$$

Reemplazando en la fórmula 19 obtenemos:

$$M_0 = 6(2-1) - 5(1) - 4(0) - 3(0) - 2(0) - 1(0) = 1$$

Una vez definidos los movimientos independientes posibles realizamos el modelo de simulación por medio de Cosmos Works, para lo cual se respeta las consideraciones dadas en la Tabla 4.6. El análisis de rigidez para el tornillo de potencia de la Fig 4.9, toma como superficie de contacto 11 cm. del tornillo, zona que se encuentra sometida a la carga de $F_f=79.07$ N, al peso $W=439.3$ N y al torque $T=0.155$ N.m., con lo cual se obtienen las figuras 4.10, 4.11 y 4.12.

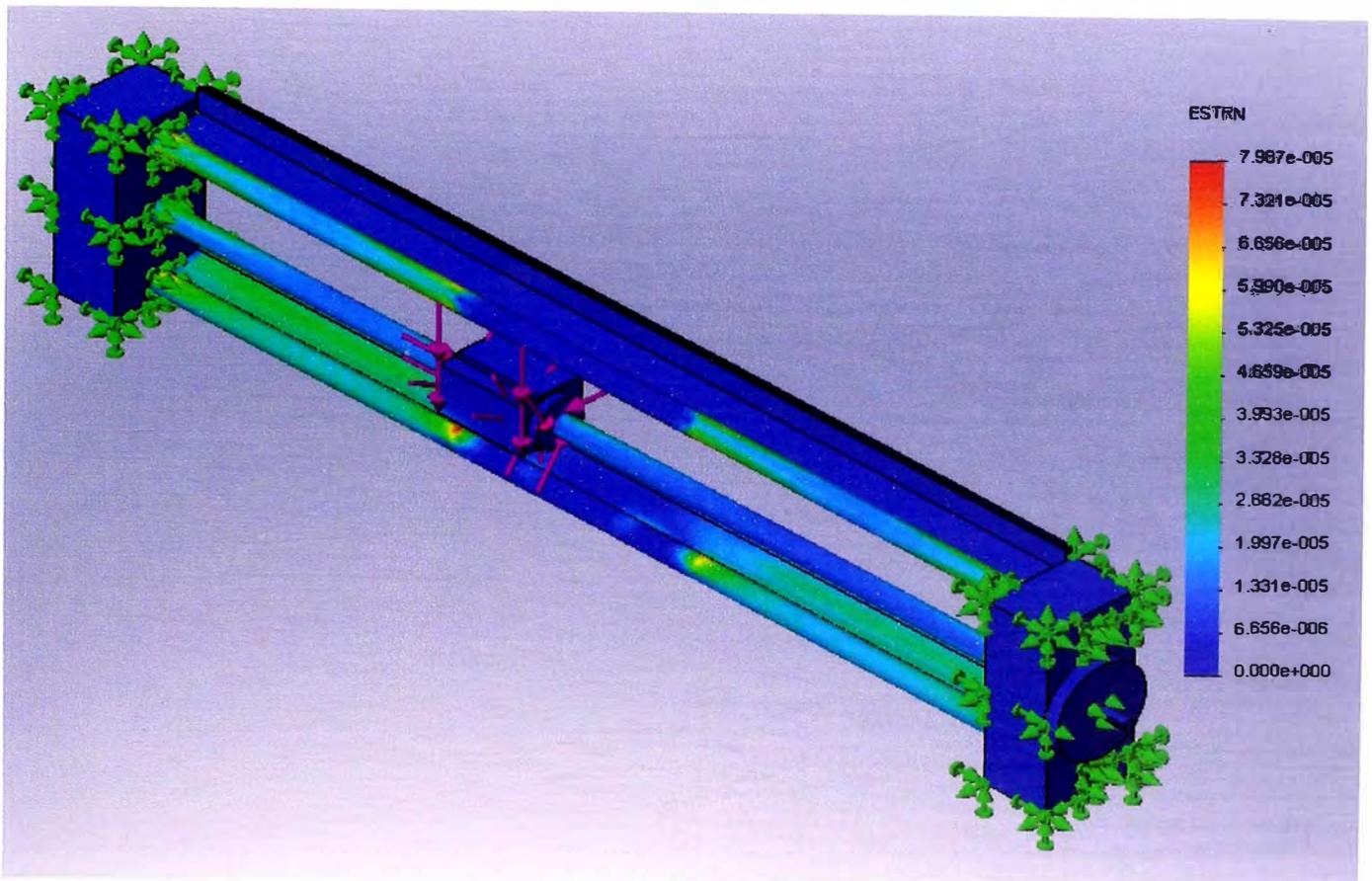


Fig. 4.10 Diagrama de deformaciones unitarias

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Deformación máxima: 0.0079 %

Deformación mínima: 0.0000 %

Deformación RMS: 0.0028 %

Los valores obtenidos de deformación unitaria son menores al de 0.1 %, razón por la cual no tendremos problemas de deformación.

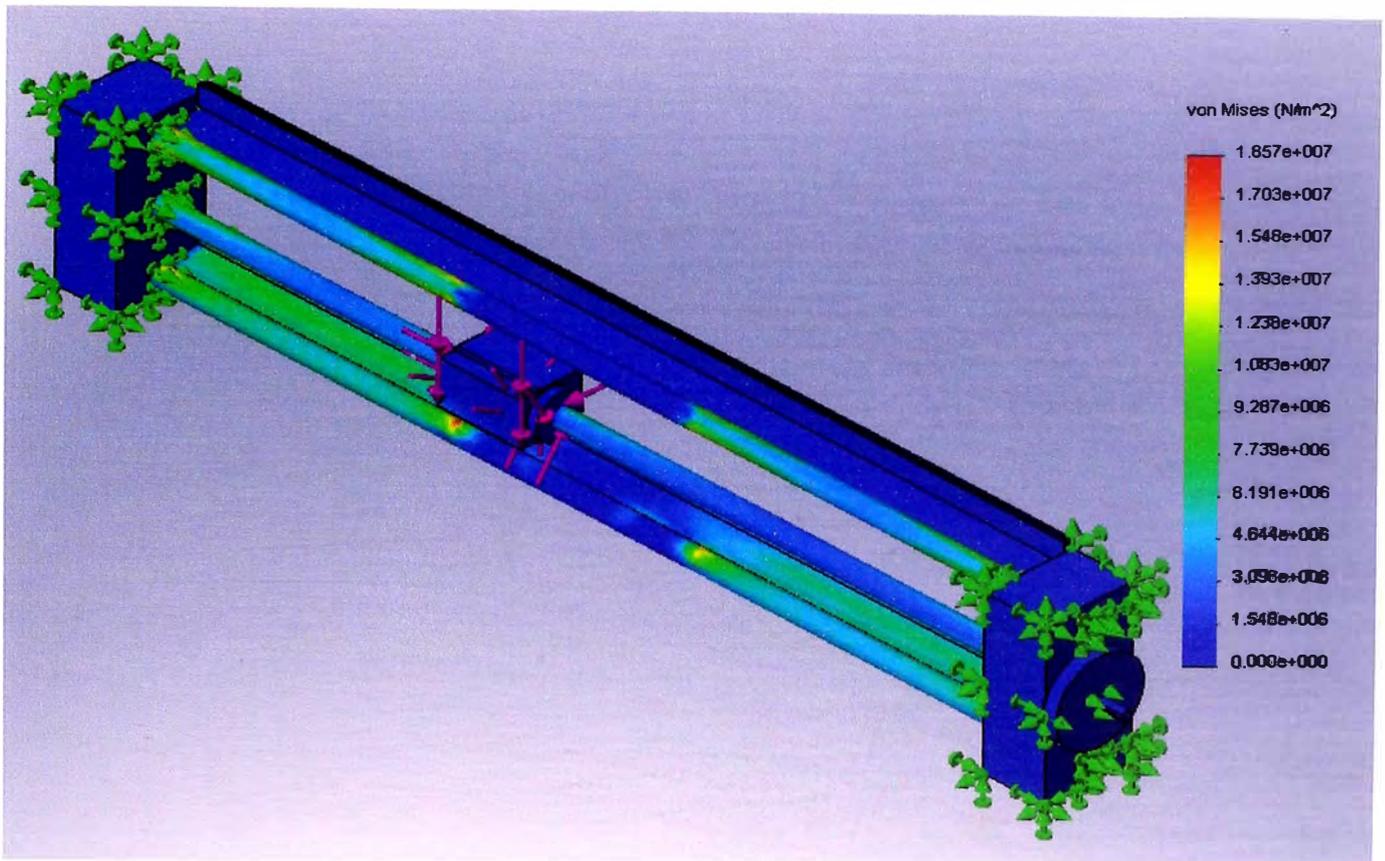


Fig. 4.11 Diagrama de esfuerzos

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Esfuerzo Máximo: 18.570 MPa

Esfuerzo Mínimo: 0.000 Mpa

Esfuerzo RMS: 6.258 Mpa

Los valores obtenidos son menores al esfuerzo de fluencia del acero (250 Mpa), razón por la cual no tendremos problemas de tensión.

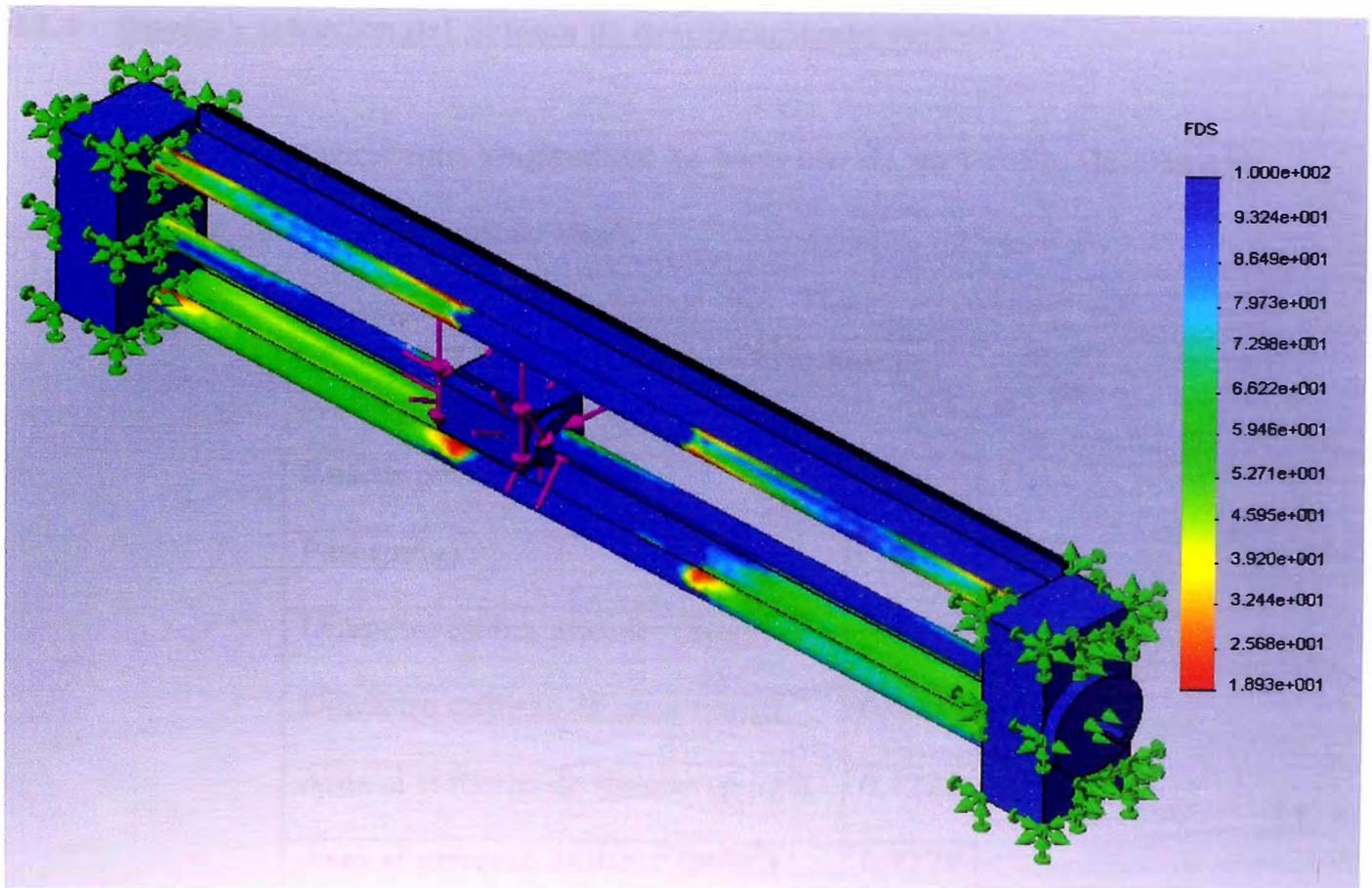


Fig. 4.12 Diagrama de FDS

El resultado es el siguiente:

Factor de Seguridad: 19

Por el resultado podemos concluir que el diseño es seguro y estable y que no se presentará deformación, ni fatiga durante su movimiento.

4.1.4 Diseño y selección del sistema de desplazamiento vertical

Para el desplazamiento longitudinal se hace uso de un tornillo de diámetro mayor nominal de 1/2" y 300 mm de largo.

Tabla 4.7 Tabla ACME para la aplicación

Roscas por pulgada	10
Paso(pulg)	0.1
Diámetro menor mínimo (pulg)	0.3594
Diámetro mínimo de paso (pulg)	0.4306
Área al esfuerzo de tensión (pulg ²)	0.1225
Área al esfuerzo cortante (pulg ²)	0.7278

Fuente: Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Prentice Hall Hispanoamericana.

El ángulo de avance, se calcula empleando la ecuación 2:

$$\lambda = \tan^{-1}\left(\frac{L}{\pi D_p}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi D_p n}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{1}{\pi(0.4306)(10)}\right) = 0.0738$$

$$\tan(\lambda) = 0.0739$$

Luego se verifica $f > \tan(\lambda)$, por lo tanto se trata de un tornillo autoasegurador.

El par torsional necesario para subir la carga, se calcula empleando la ecuación 5:

$$T_u = \frac{F \cdot D_p}{2} \left(\frac{\cos(\phi) \tan(\lambda) + f}{\cos(\phi) - f \tan(\lambda)} \right) = \frac{F(0.0109)}{2} \left(\frac{(0.968)(0.0739) + 0.15}{0.968 - (0.15)(0.0739)} \right) = 0.00126x F \text{ N.m}$$

El par torsional necesario para bajar la carga, se calcula empleando la ecuación 6:

$$T_d = \frac{F \cdot Dp}{2} \left(\frac{f - \cos(\phi) \tan(\lambda)}{\cos(\phi) + f \tan(\lambda)} \right) = \frac{F(0.0109)}{2} \left(\frac{0.15 - (0.968)(0.0739)}{0.968 + 0.15 \cdot (0.0739)} \right) = 4.367 \cdot 10^{-4} \times F \text{ N.m}$$

De estos dos valores de carga tomamos el mayor, pues es la máxima carga que deberá levantar el tornillo.

$$T = 0.00126 \times F \text{ N.m}$$

F: Carga que se deberá mover,

Este tornillo debe tener la suficiente fuerza para generar el empuje necesario en el proceso de taladrado, el cual fue calculado como:

$$E = (1.4)(2.35)(125)(26)^{0.95}(0.2)^{0.61}$$

$$E = 3403.8 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$T = 0.00126 \times 3403.8$$

$$T = 4.288 \text{ N.m.}$$

El tornillo de potencia, girará a 2000 RPM. Por lo tanto la potencia será:

$$P = T \cdot \omega = 4.288 \times 2000 \times 2\pi / 60 = 898.08 \text{ W} = 1.204 \text{ HP}$$

$$P = 1.204 \text{ HP}$$

Para poder realizar el transporte de esta carga y que cuente con las características del tornillo, usamos el sistema de deslizamiento lineal **Nook-252-08-L12/ ½ - 10/A23S** (ver figura 4.13), cuya hoja técnica se da en el Anexo 1.

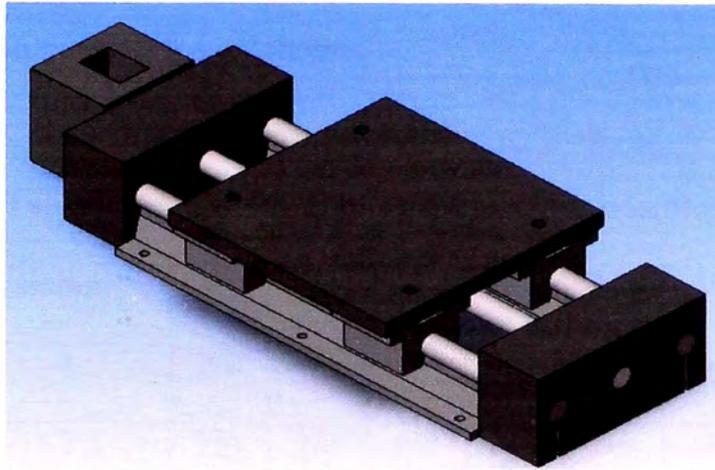


Fig. 4.13 Sistema de deslizamiento de taladrado

4.1.4.1 Análisis de Rigidez del tornillo de potencia vertical

Presentamos a continuación la figura 4.14, el mecanismo de desplazamiento longitudinal.

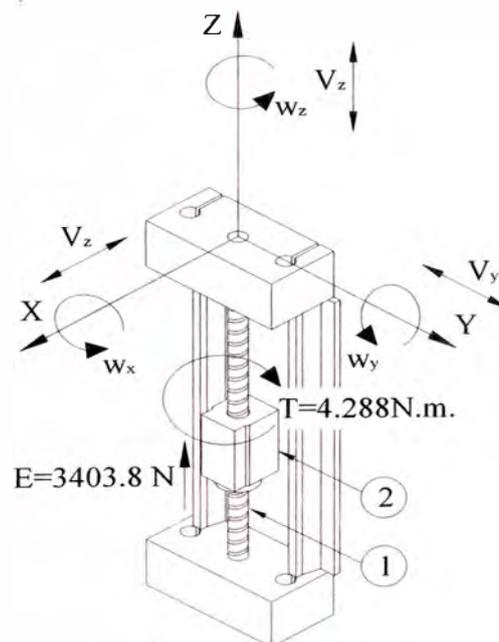


Fig. 4.14 Mecanismo de desplazamiento longitudinal

Realizamos a continuación un cuadro para los movimientos independientes posibles que podrían realizar los eslabones.

Tabla 4.8 Movimientos independientes posibles

Eslabones	w_x	w_y	w_z	V_x	V_y	V_z
1	No	No	Si	No	No	No
2	No	No	No	No	No	Si

De la tabla podemos concluir

$$n=2$$

$$\mathcal{C}_5 = 1, \mathcal{C}_4 = 0, \mathcal{C}_3 = 0, \mathcal{C}_2 = 0, \mathcal{C}_1 = 0$$

Reemplazando en la fórmula 19 obtenemos:

$$M_0 = 6(2-1) - 5(1) - 4(0) - 3(0) - 2(0) - 1(0) = 1$$

Una vez definidos los movimientos independientes posibles realizamos el modelo de simulación por medio de Cosmos Works, para lo cual se respeta las consideraciones dadas en la Tabla 4.8. El análisis de rigidez para el tornillo de potencia de la Fig 4.14, toma como superficie de contacto cm. del tornillo, zona que se encuentra sometida al empuje $E = 3403.8\text{N}$ y al torque $T = 4.288\text{ N.m.}$, con lo cual se obtienen las figuras 4.15, 4.16 y 4.17.

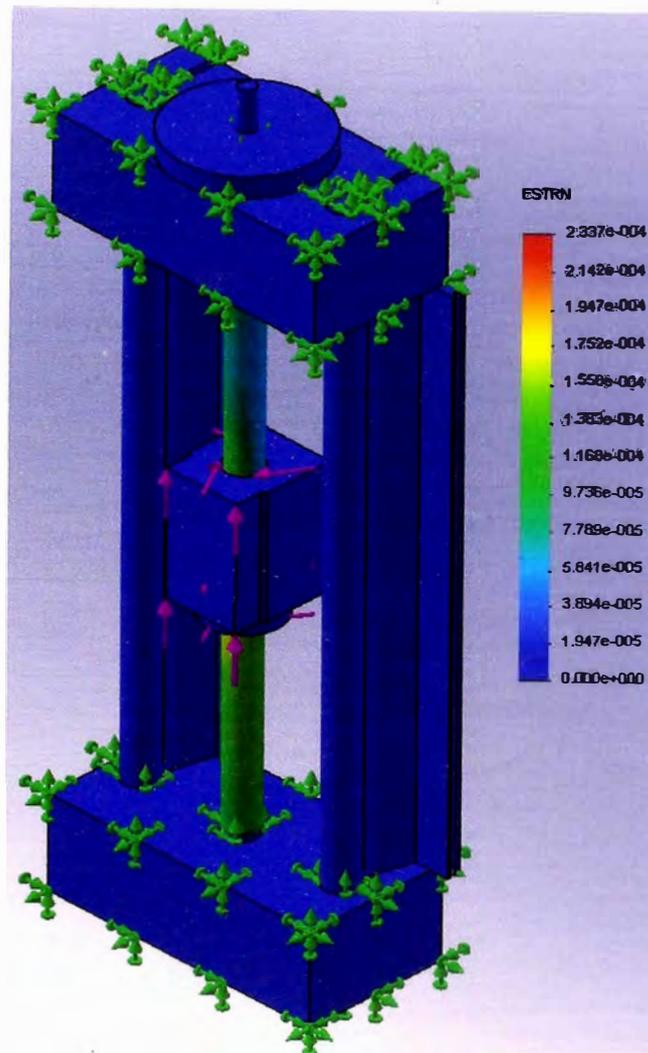


Fig. 4.15 Diagrama de Deformaciones unitarias

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Deformación máxima: 0.0234 %

Deformación mínima: 0.0000 %

Deformación RMS: 0.0078 %

Los valores obtenidos de deformación unitaria son menores al de 0.1 %, razón por la cual no tendremos problemas de deformación.

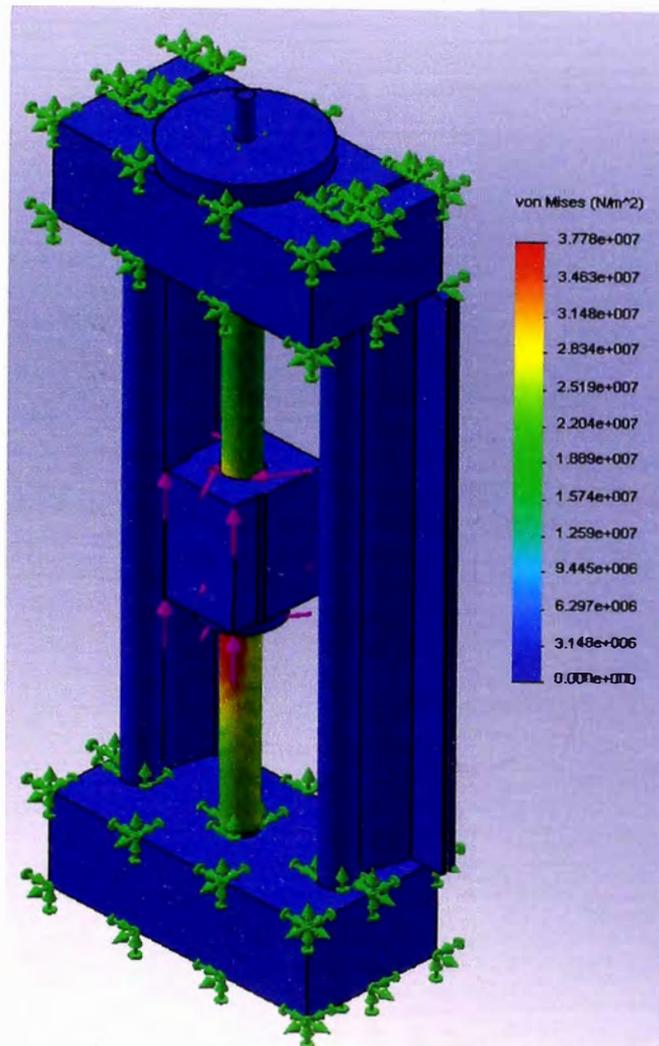


Fig. 4.16 Diagrama de esfuerzos

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Esfuerzo Máximo: 37.780 MPa

Esfuerzo Mínimo: 0.000 MPa

Esfuerzo RMS: 12.279 Mpa

Los valores obtenidos son menores al esfuerzo de fluencia del acero (250 Mpa), razón por la cual no tendremos problemas de tensión.

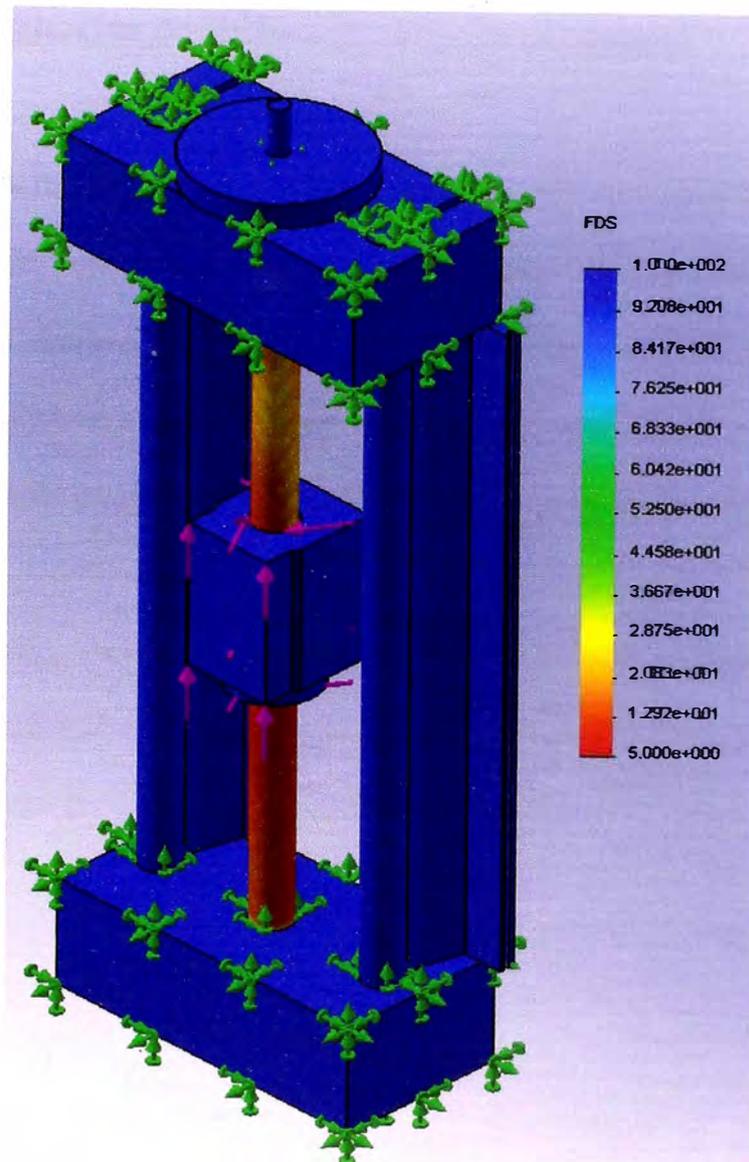


Fig. 4.17 Diagrama de FDS

El resultado es el siguiente:

Factor de Seguridad: 5.0

Por el resultado podemos concluir que el diseño es seguro y estable y que no se presentará deformación, ni fatiga durante su movimiento.

4.1.5 Diseño y selección de sistema de sujeción de plancha

Para que la máquina pueda recibir planchas con diferentes anchos de plancha, la máquina debe ser capaz de poder sujetar esta con gran versatilidad, para lo cual se hacen uso de dos sistemas de deslizamiento, uno ubicado en la parte frontal de la máquina que contiene al tornillo que permitirá dar el movimiento y uno ubicado en la parte posterior que es un riel que permitirá el libre desplazamiento de este.

El sistema que permite generar el movimiento de la plancha es el sistema de deslizamiento **Nook-012-6-L12214 x 30A23S** (ver figura 4.18), cuya hoja técnica se presenta en el Anexo 2.

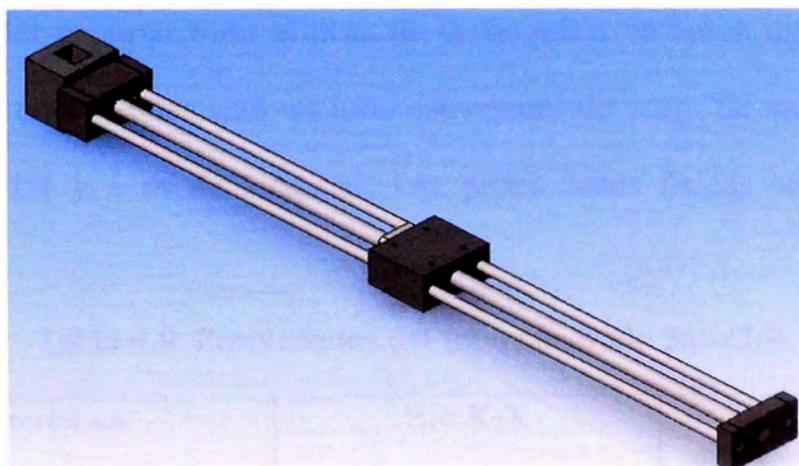


Fig. 4.18 Sistema de sujeción 1

El sistema que sirve de apoyo para la plancha para que esta pueda deslizarse libremente en el otro extremo de ella es el sistema de deslizamiento **Nook-NH15EA-B1-T0-700-C5-W1-E20-STD** (ver figura 4.19), cuya hoja técnica se muestra en el Anexo 3.

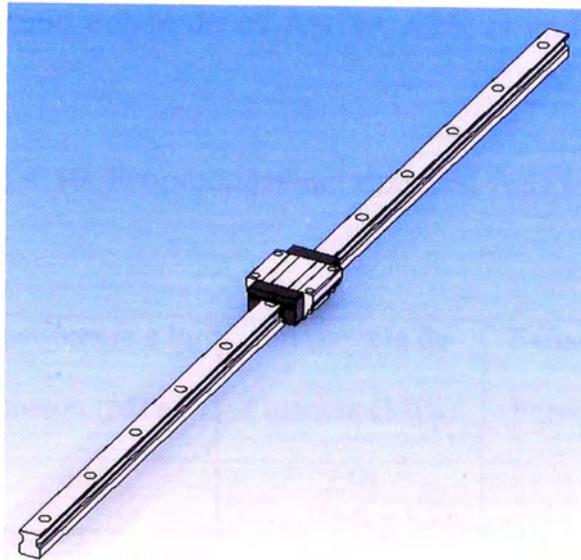


Fig. 4.19 Sistema de sujeción 2

4.1.6 Diseño de columna de mesa de trabajo

Para poder soportar todo el peso de la máquina, se harán uso de 4 columnas verticales, cada una de ellas será un tubo estructural de acero de sección transversal cuadrada: 3x3x1/4 y 1 m de longitud. Las propiedades físicas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 4.9. Propiedades del tubo cuadrado 3x3x1/4

Característica			Eje X-X			Eje Y-Y		
Tamaño	Area (Pulg ²)	Peso por pie (lb)	I (pulg ⁴)	S (pulg ³)	r (pulg)	I (pulg ⁴)	S (pulg ³)	r (pulg)
3x3x1/4	2,59	8.81	3.16	2.10	1.10	3.16	2.10	1.10

Fuente: Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Prentice Hall Hispanoamericana.

El material del tubo cuadrado es ASTM A36, el cual presenta las siguientes propiedades:

Tabla 4.10. Propiedades del material ASTM A36

ASTM	Espesor	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de Fluencia (MPa)	Esfuerzo Cortante Permisible (MPa)	Esfuerzo de flexión Permisible (MPa)
A36	t≤8pulg	400	250	100	150

Módulo de Elasticidad (Mpa)	Densidad (Kg/m ³)
200	7850

Fuente: Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Prentice Hall Hispanoamericana.

Tomando en cuenta que ambos extremos de la columna están empotrados.

Procedemos a realizar el cálculo

Paso 1. Para la columna con extremos empotrados, el factor de fijación de extremos es $K=0.65$. La longitud efectiva es igual a la longitud real: $KL= 0.65m$

Paso 2. Para la sección transversal seleccionada.

$$r = 1.1 \text{ pulg} = 2.794 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Paso 3. Calculo de la relación de esbeltez

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.65}{2.794 \times 10^{-2}} = 23.264$$

Paso 4. Cálculo de la constante de columna. Para el acero ASTM A36, la resistencia de fluencia es de 250MPa y el módulo de elasticidad 200Mpa. Entonces

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{s_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (200)}{250}} = 3.974$$

Paso 5. Como KL/r es mayor que C_c , la columna es larga y se debe emplear la fórmula de Euler. La carga crítica es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 (200)(3.16)}{(0.65)^2} = 16053.11N$$

Con esta carga la columna comenzaría apenas a pandearse. Una carga segura tendría un valor menor, que se calcula al aplicar el factor de diseño a la carga crítica. Se empleará $N=3$ para calcular la carga admisible.

$$P_a = \frac{16053.11}{3} = 5351.04N \cong 545.4Kg$$

La carga aplicada debe ser menor a 545.4 Kg. Dado que el peso total de la máquina es de 300 Kg. No existirá pandeo alguno.

4.1.7 Diseño de columna de sistema de deslizamiento transversal

Para poder soportar el peso del sistema de deslizamiento transversal, se harán uso de 2 columnas verticales, cada una de ellas será un tubo estructural de acero de sección transversal cuadrada: 2x2x1/4 y 16 cm de longitud. Las propiedades físicas se muestran en la tabla 4.11.

Tabla 4.11. Propiedades del tubo cuadrado 2x2x1

Característica			Eje X-X			Eje Y-Y		
Tamaño	Area (Pulg ²)	Peso por pie (lb)	I (pulg ⁴)	S (pulg ³)	r (pulg)	I (pulg ⁴)	S (pulg ³)	r (pulg)
2x2x1/4	1,59	5.41	0.766	0.766	0.694	0.766	0.766	0.694

Fuente: Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Prentice Hall Hispanoamericana.

Tomando en cuenta que ambos extremos de la columna están empotrados.

Procedemos a realizar el cálculo

Paso 1. Para la columna con extremos empotrados, el factor de fijación de extremos es $K=0.65$. La longitud efectiva es igual a la longitud real: $KL= 0.104m$

Paso 2. Para la sección transversal seleccionada.

$$r = 0.694 \text{ pulg} = 1.763 \times 10^{-2} \text{ m}$$

Paso 3. Cálculo de la relación de esbeltez

$$\frac{KL}{r} = \frac{0.104}{1.763 \times 10^{-2}} = 5.899$$

Paso 4. Cálculo de la constante de columna. Para el acero ASTM A36, la resistencia de fluencia es de 250MPa y el módulo de elasticidad 200Mpa. Entonces

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{s_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (200)}{250}} = 3.974$$

Paso 5. Como KL/r es mayor que C_c , la columna es larga y se debe emplear la fórmula de Euler. La carga crítica es:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 (200)(0.766)}{(0.104)^2} = 139795.7N$$

Con esta carga la columna comenzaría apenas a pandearse. Una carga segura tendría un valor menor, que se calcula al aplicar el factor de diseño a la carga crítica. Se empleará $N=3$ para calcular la carga admisible.

$$P_a = \frac{139795.7}{3} = 46598.6N \cong 4750.1Kg$$

La carga aplicada debe ser menor a 4750.1 Kg. Dado que el peso total del sistema de deslizamiento transversal es de 48 Kg. No existirá pandeo alguno.

4.1.8 Diseño de viga longitudinal de mesa de trabajo

Para poder soportar el peso de la mesa de trabajo y hacer rígida la estructura, se harán uso de 2 vigas longitudinales, cada una de ellas será un tubo estructural de acero de sección transversal cuadrada: 3x3x1/4 y 1.15 m de longitud.

El peso de la máquina es de 300 Kg, por lo que consideramos como carga de la viga 150 Kg. A partir de ello se realiza el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga (ver figura 4.20).

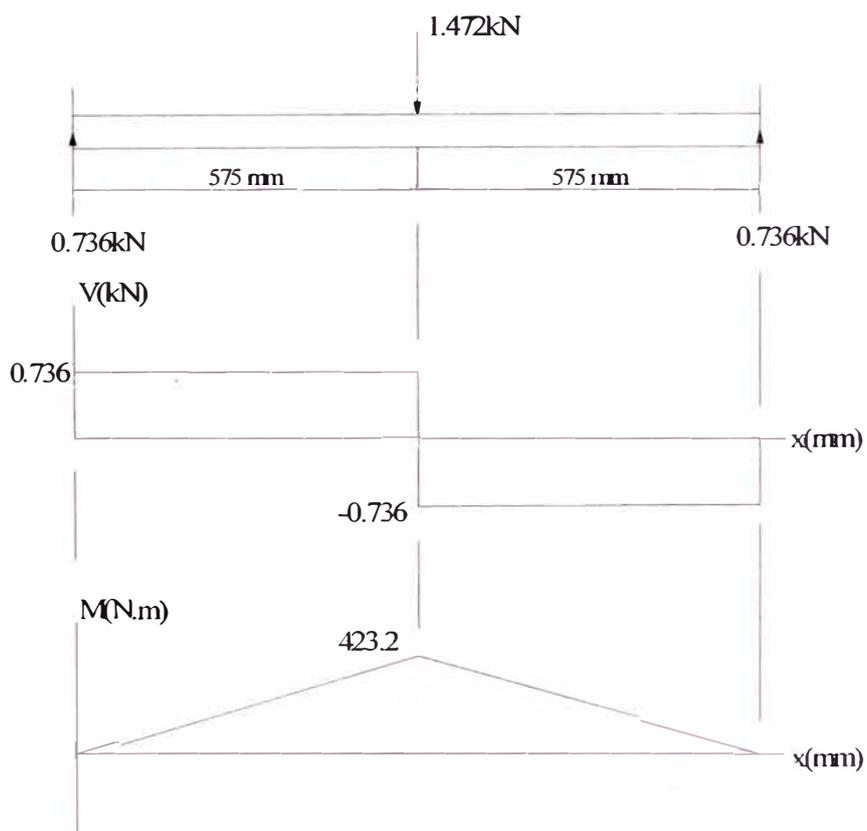


Fig. 4.20. Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Del diagrama de fuerza cortante podemos obtener: $V_{m\acute{a}x} = 0.736 \text{ kN}$

Del diagrama de momento flector: $M_{m\acute{a}x} = 423.2 \text{ N.m}$

Cálculo del esfuerzo de flexión.

$$S_{req} = \frac{M_{máx}}{\sigma_{perm}} = \frac{423.2}{150 \times 10^6} = 2.821 \times 10^{-6} m^3 = 0.172 \text{ pulg}^3$$

De acuerdo con las propiedades del tubo estructural de acero cuadrado.

$$\text{Tubo } 3 \times 3 \times 1/4 \quad S = 2.1 \text{ pulg}^3$$

El momento máximo real $M_{máx}$, que incluye el peso de la viga puede calcularse y verificarse si la viga seleccionada es apropiada. El peso de la viga

$$W_{viga} = SxLx\rho = 2.1 \times 2.54^2 \times 10^{-4} \times 1.15 \times 7850 = 12.23 \text{ Kg}$$

Lo cual incrementará solo ligeramente el cálculo realizado

$$S_{req} = 0.172 \text{ pulg}^3 < 2.1 \text{ pulg}^3$$

Como la viga tiene una sección cuadrada, calculamos el esfuerzo cortante de la siguiente forma.

$$\tau_{prom} = 1.5 \frac{V_{máx}}{A_w} = (1.5 \times 736) / (2.1 \times 0.0254^2) = 0.815 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}$$

Por lo tanto se usa la viga con sección transversal cuadrada 3x3x1/4

4.1.9 Diseño de viga transversal de mesa de trabajo

Para poder soportar el peso de la mesa de trabajo y hacer rígida la estructura, se harán uso de 3 vigas transversales, cada una de ellas será un tubo estructural de acero de sección transversal cuadrada: 3x3x1/4 y 1 m de longitud.

El peso de la máquina es de 300 Kg, por lo que consideramos como carga de la viga 100 Kg. A partir de ello se realiza el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la viga (ver figura 4.21).

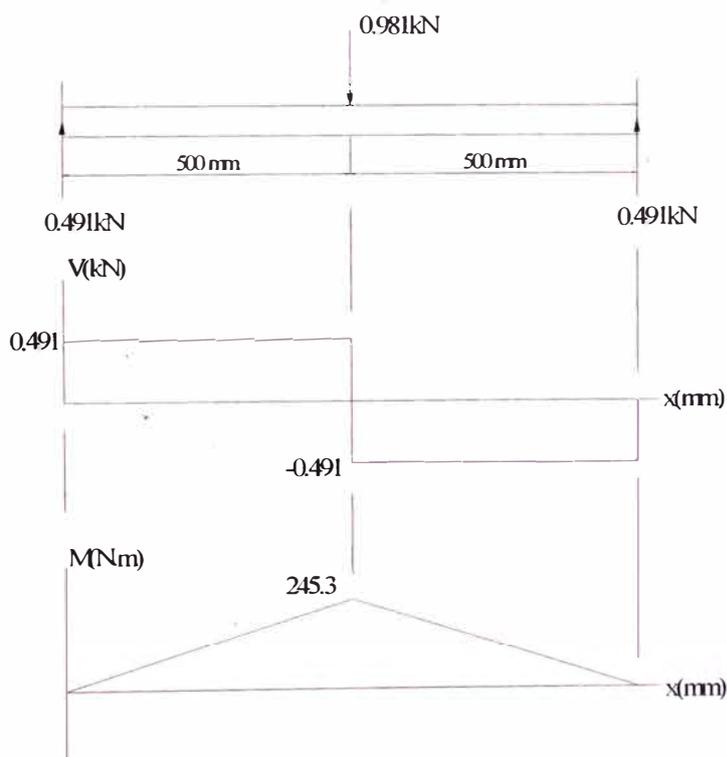


Fig. 4.21 Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Del diagrama de fuerza cortante podemos obtener: $V_{m\acute{a}x} = 0.491\text{KN}$

Del diagrama de momento flector: $M_{m\acute{a}x} = 245.3\text{N.m}$

Cálculo del esfuerzo de flexión.

$$S_{req} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}} = \frac{245.3}{150 \times 10^6} = 1.635 \times 10^{-6} m^3 = 0.1 pu lg^3$$

De acuerdo con las propiedades del tubo estructural de acero cuadrado.

$$Tubo 3 \times 3 \times 1/4 \quad S = 2.1 pu lg^3$$

El momento máximo real $M_{m\acute{a}x}$, que incluye el peso de la viga puede calcularse y verificarse si la viga seleccionada es apropiada. El peso de la viga

$$W_{viga} = S \times L \times \rho = 2.1 \times 2.54^2 \times 10^{-4} \times 1 \times 7850 = 10.64 Kg$$

Lo cual incrementará solo ligeramente el cálculo realizado

$$S_{req} = 0.1 pu lg^3 < 2.1 pu lg^3$$

Como la viga tiene una sección cuadrada, calculamos el esfuerzo cortante de la siguiente forma.

$$\tau_{prom} = 1.5 \frac{V_{m\acute{a}x}}{A_w} = (1.5 \times 491) / (2.1 \times 0.0254^2) = 0.544 MPa < 100 MPa$$

Por lo tanto se usa la viga con sección transversal cuadrada 3x3x1/4

4.1.10 Diseño de vigas horizontales

Para poder sujetar y poder hacer más rígida la base de la mesa de trabajo, se plantea usar 4 vigas horizontales, los cuales son las siguientes:

- 2 tubos estructurales de acero de sección transversal cuadrada: 3x3x1/4 - 1.15 m
- 2 tubos estructurales de acero de sección transversal cuadrada: 3x3x1/4 - 0.85 m

4.1.11 Fijación de máquina

Para fijar la máquina sobre el suelo, es necesaria la fabricación de chapas de soporte de acero (200 x 76.2 x 15 mm), los cuales se encontrarán sobre el suelo de cimentación, para cada chapa se tendrán 2 pernos de anclaje M16x2. El detalle se muestra en el plano N°1, a continuación se muestra la figura 4.22.

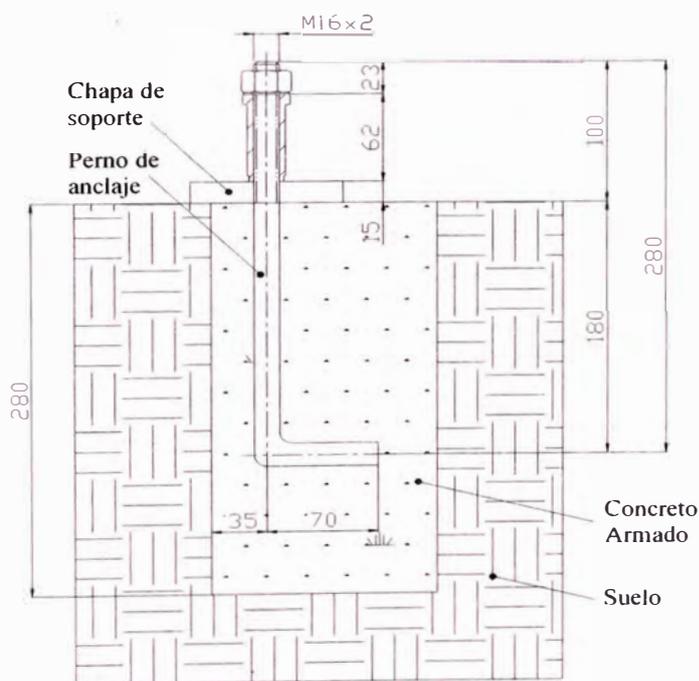


Fig. 4.22 Layout de instalación de perno de anclaje

4.1.12 Análisis de rigidez de mesa de trabajo

Presentamos a continuación la figura 4.23, la mesa de trabajo.

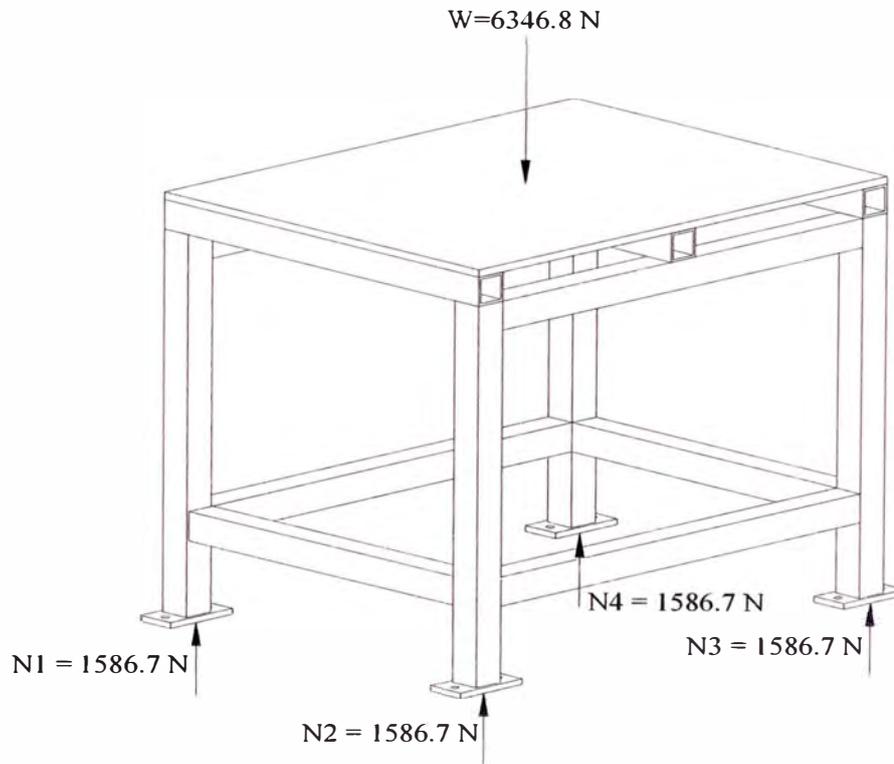


Fig. 4.23 Mesa de trabajo

La mesa no posee movimientos ya que es estático y su función es la de soportar la carga de la máquina y el empuje generado por el taladro, estos valores se muestran a continuación:

Peso de máquina:	2943 N
Empuje de taladro:	3403.8 N
Fuerza Total:	6346.8 N

Una vez definida la carga realizamos el análisis estático por medio de Cosmos Works, con lo cual se obtienen las figuras 4.24, 4.25 y 4.26.

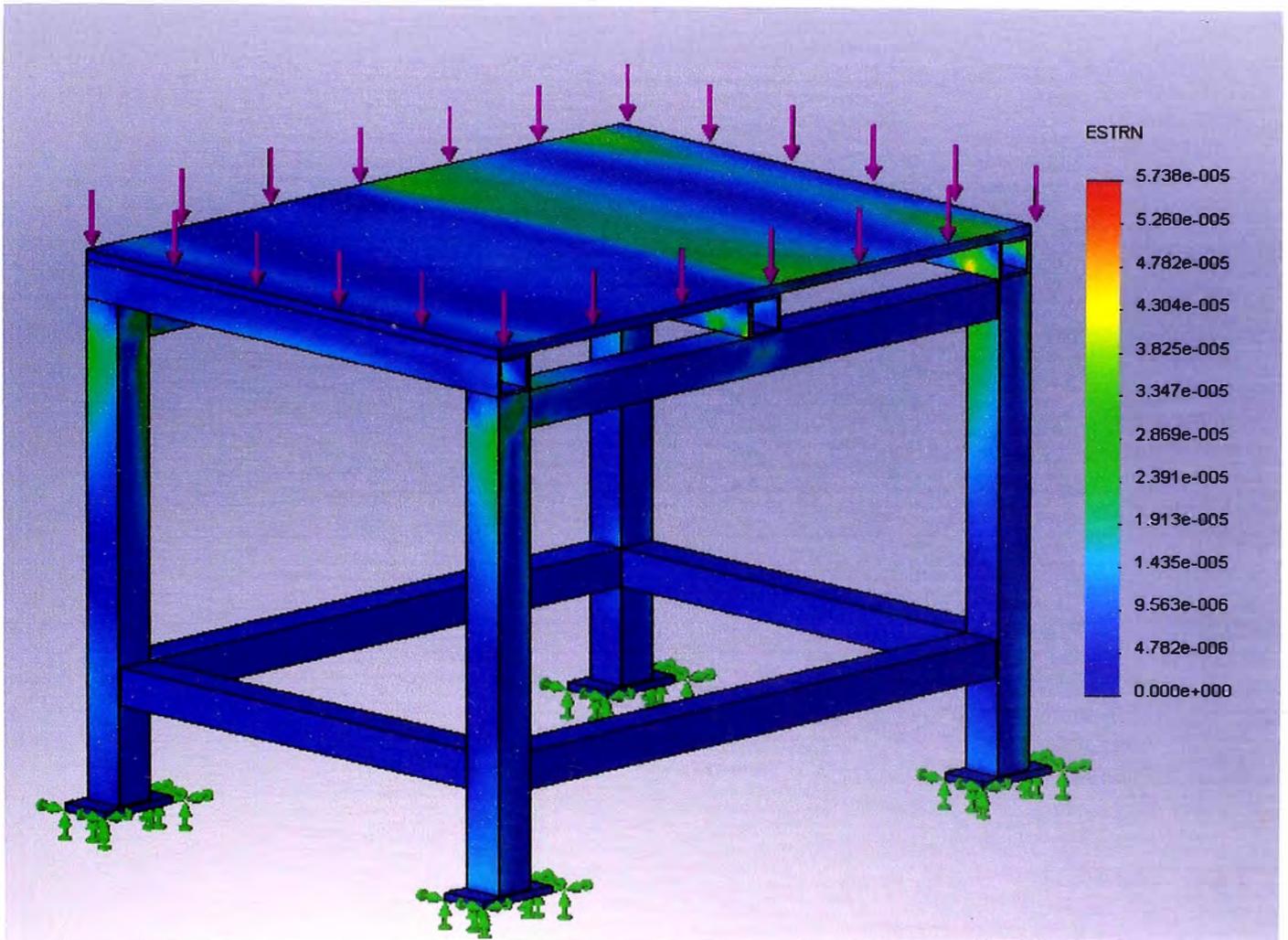


Fig. 4.24 Diagrama de deformación unitaria

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Deformación máxima: 0.0057 %

Deformación mínima: 0.0000 %

Deformación RMS: 0.0026 %

Los valores obtenidos de deformación unitaria son menores al de 0.1 %, razón por la cual no tendremos problemas de deformación.

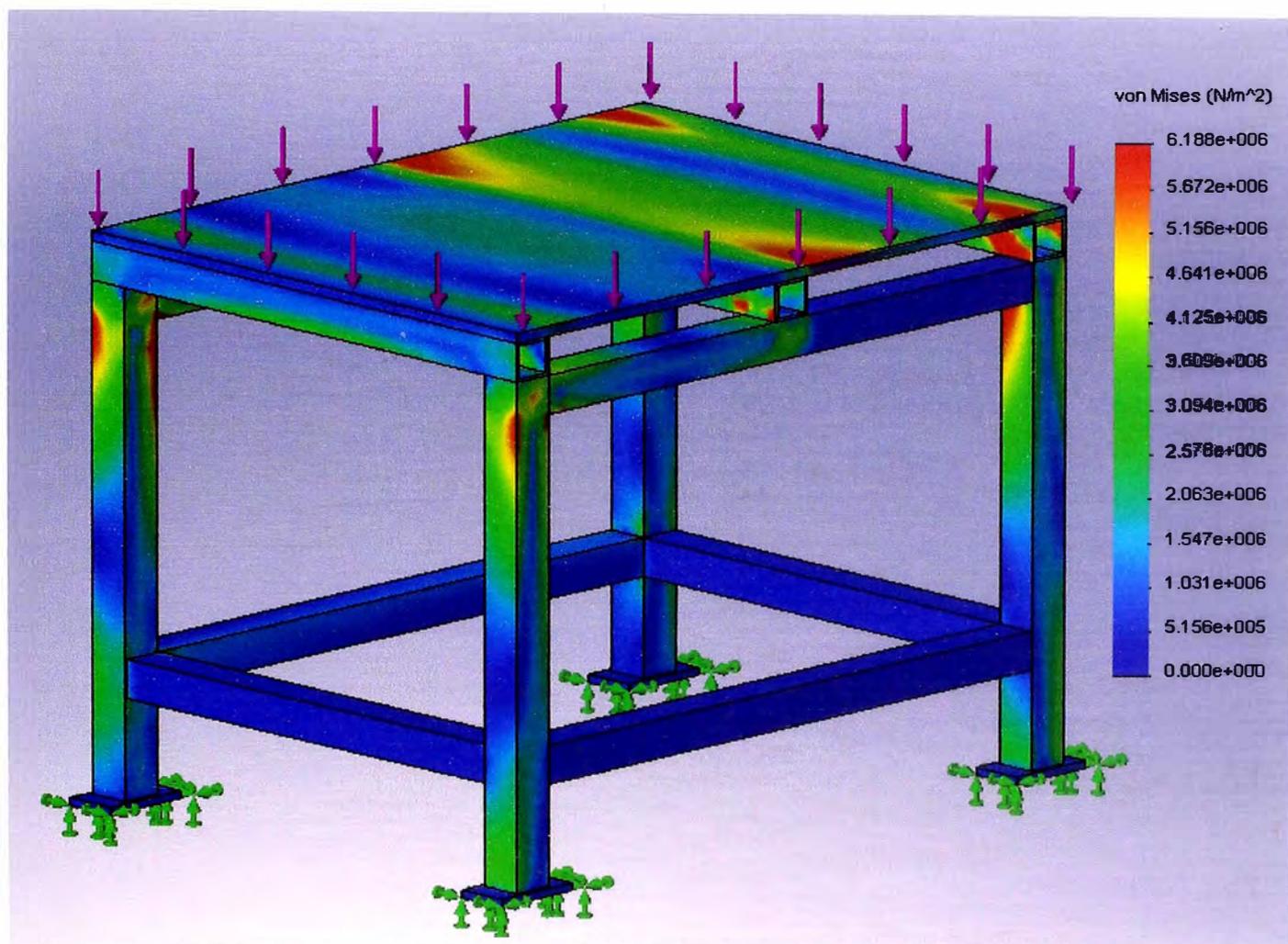


Fig. 4.25 Diagrama de esfuerzos

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Esfuerzo Máximo: 6.186 MPa

Esfuerzo Mínimo: 0.000 MPa

Esfuerzo RMS: 2.279 Mpa

Los valores obtenidos son menores al esfuerzo de fluencia del acero (250 Mpa), razón por la cual no tendremos problemas de tensión.

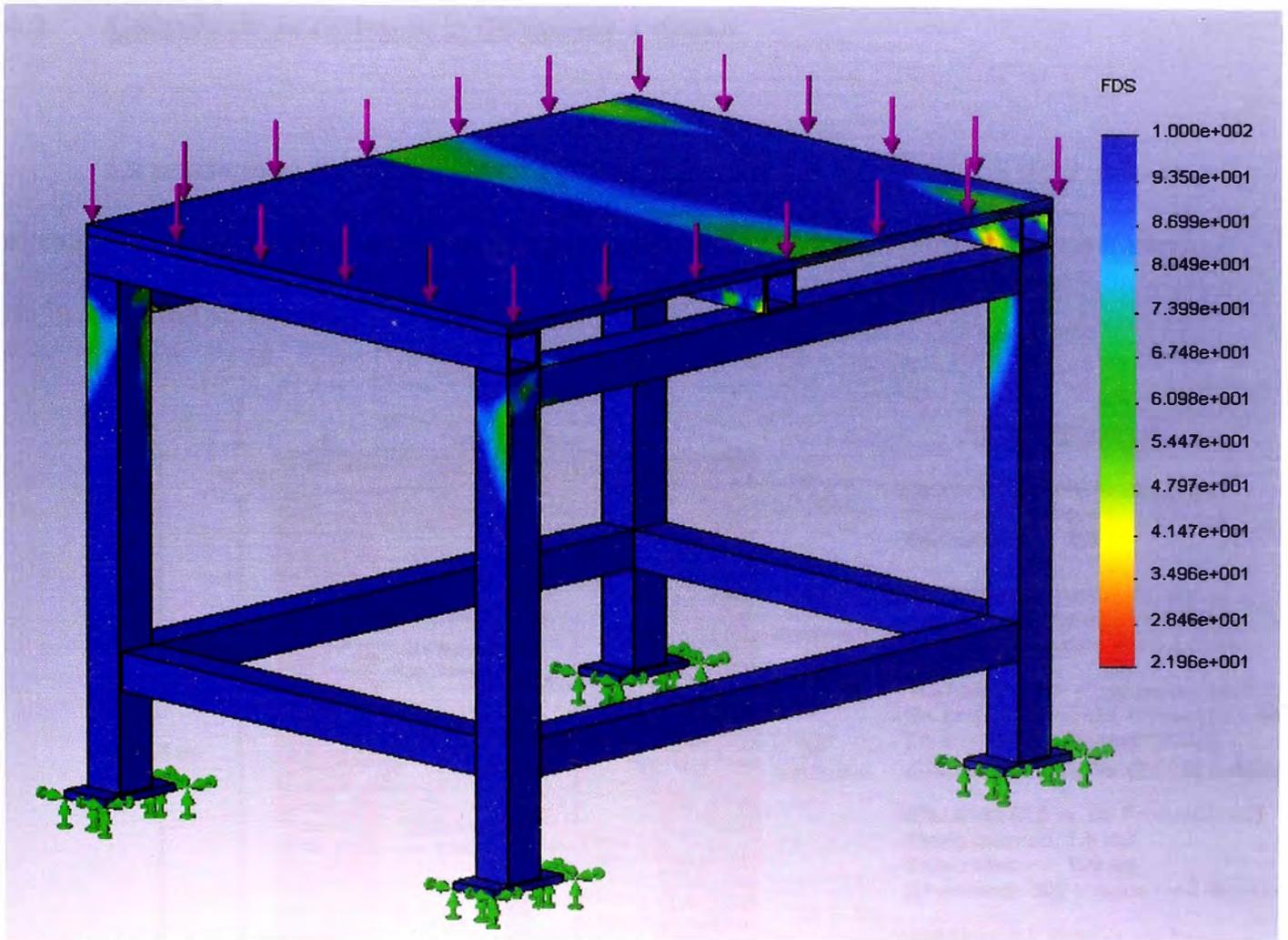


Fig. 4.26 Diagrama de FDS

El resultado es el siguiente:

Factor de Seguridad: 22.0

Por el resultado podemos concluir que el diseño es seguro y estable y que no se presentará deformación, ni fatiga durante su movimiento.

4.2 Cálculo de la resistencia de puesta a tierra

La resistencia de puesta a tierra debe ser menor a 3Ω . La figura 4.27 muestra el esquema y las dimensiones que se tienen que tener en cuenta para la puesta a tierra de la máquina se muestran en la siguiente figura.

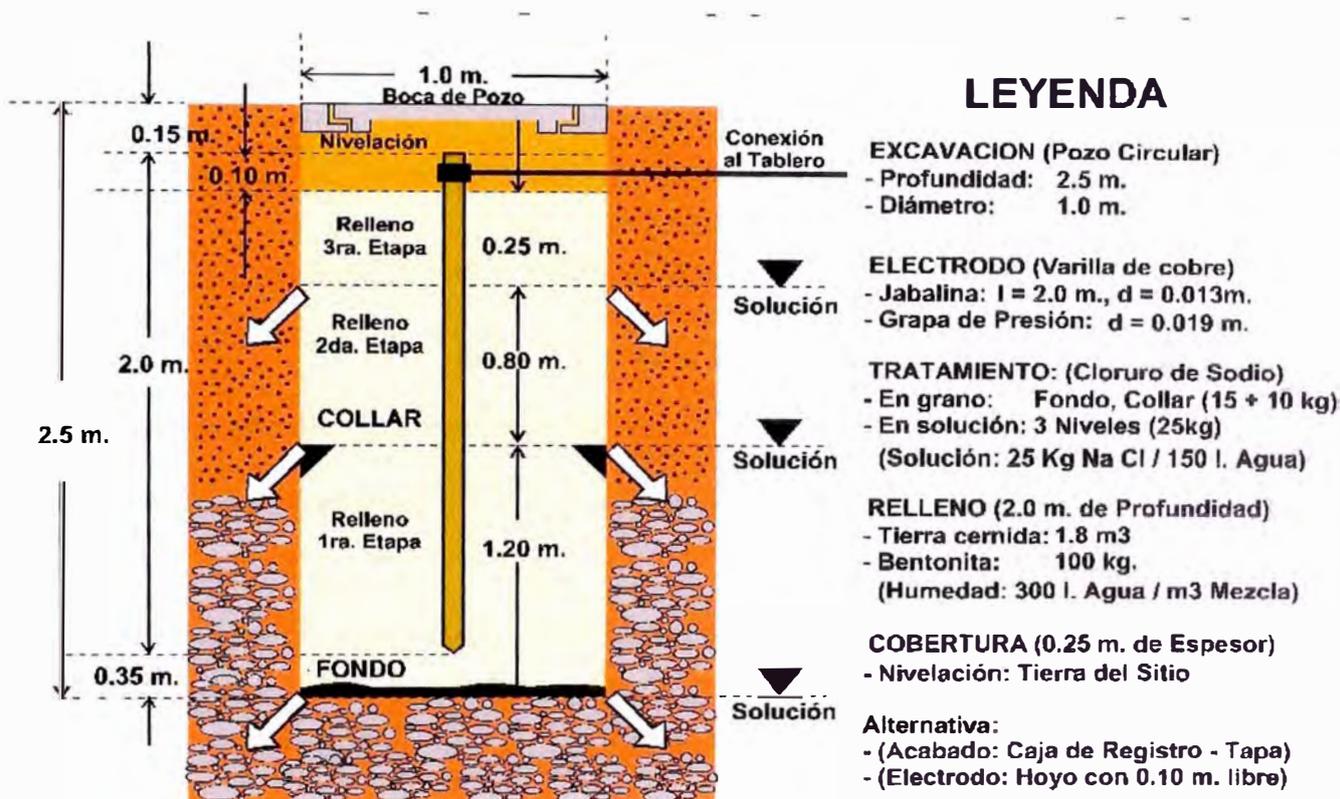


Fig. 4.27 Esquema de ejecución de una puesta a tierra

Del esquema.

La longitud del electrodo es $L = 2 \text{ m.}$

El radio de la boca del pozo es $r = 0.5 \text{ m.}$

Con los datos anteriores y haciendo uso de la ecuación 19, podemos establecer que la resistividad del terreno debe ser menor a $20 \Omega/\text{m.}$

4.3 Diseño de Control Numérico

Se considera Control Numérico por Computador (CNC), a todo dispositivo capaz de dirigir el posicionamiento de un órgano mecánico móvil mediante órdenes elaboradas de forma totalmente automática a partir de informaciones numéricas en tiempo real, para ello se incorporan servomotores en los mecanismos de desplazamiento

4.3.1 Selección del motor del taladro y desplazamiento

Para la selección de los motores, se consideran los valores de torque y potencias calculados anteriormente, estos valores se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4.12 Torques necesarias para generar empuje

EJE	TORQUE(N.m)	POTENCIA(HP)
X	0.268	0.0752
Y	0.155	0.044
Z	4.288	1.204
Taladro	17.732	2.860

Para poder seleccionar los motores nos basamos en la tabla 4.10, proporcionada por el fabricante FANUC. Esta tabla nos recomienda los tipos de

4.3.1.1 Características y especificaciones del motor del taladro

Model $\beta 22/2000is$ - FANUC AC SERVO MOTOR βiS SERIES

A continuación se muestra la figura 4.28, las curvas del motor $\beta 22/2000is$

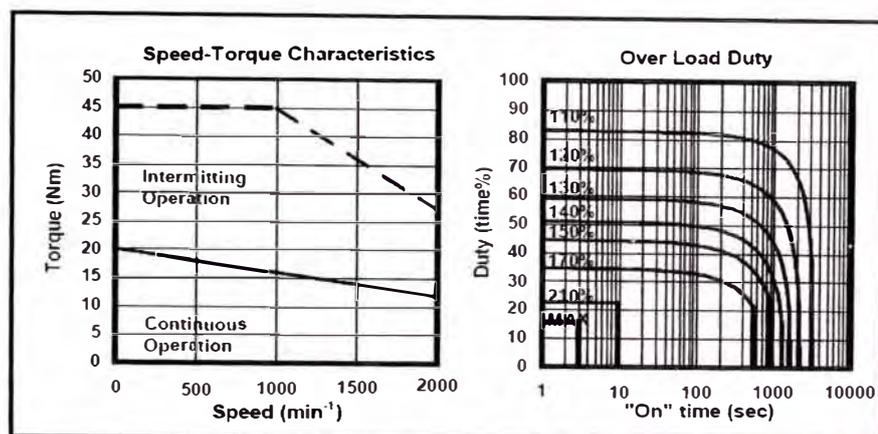


Fig. 4.28 Curvas del motor $\beta 22/2000is$

Tabla 4.14 Especificaciones del motor $\beta 22/2000is$

Data sheet			
Parameter	Symbol	Value	Unit
Stall Torque (*)	T _s	20	Nm
		204	kgfcm
Stall Current (*)	I _s	14	A (rms)
Rated Output (*)	P _r	2.5	kW
		3.4	HP
Rating Speed	N _r	2000	min ⁻¹
Maximum Speed	N _{max}	2000	min ⁻¹
Maximum Torque (*)	T _{max}	45	Nm
		459	kgfcm
Rotor Inertia	J _m	0.00527	kgm ²
		0.0538	kgfcm ²
Rotor Inertia (with Brake)	J _m	0.00587	kgm ²
		0.0599	kgfcm ²
Torque constant (*)	K _t	1.77	Nm/A (rms)
		18.1	kgfcm/A (rms)
Back EMF constant (1 phase) (*)	K _e	62	V (rms)/1000 min ⁻¹
		0.59	V (rms)sec/rad
Armature Resistance (1 phase) (*)	R _a	0.44	Ω
Mechanical time constant	t _m	0.002	s
Thermal time constant	t _t	30	min
Static friction	T _f	0.8	Nm
		8	kgfcm
Weight	w	17	kg
Weight (with Brake)	w	23	kg
Maximum Current of Servo Amp.	I _{max}	40	A (peak)

Fuente: FANUC, *Manual GE FANUC AUTOMATION AC Servo Motor βi Series*. USA 2006.

Nota: Las dimensiones del motor $\beta 22/2000is$ se muestran en el anexo 4.

4.3.1.2 Características y especificaciones del motor del eje X, Y y Z

Model $\beta 8/3000is$ - FANUC AC SERVO MOTOR βiS SERIES

A continuación se muestra la figura 4.29, las curvas del motor $\beta 8/3000is$

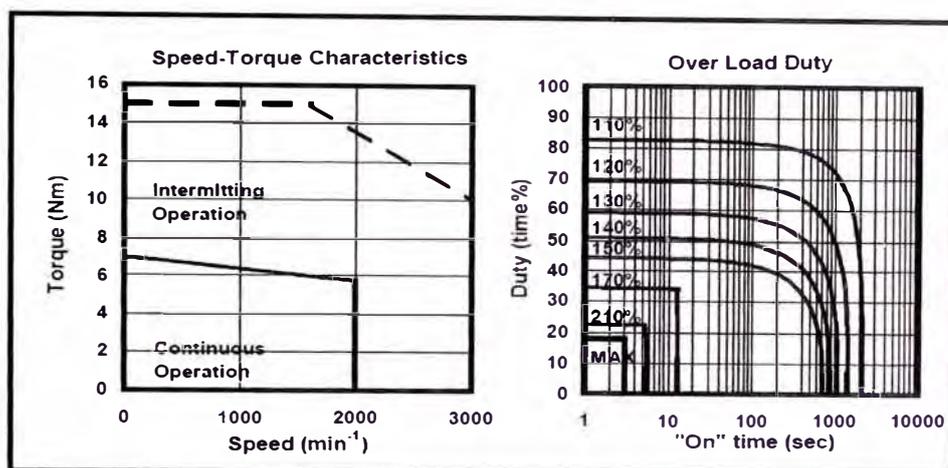


Fig. 4.29 Curvas del motor $\beta 8/3000is$

Tabla 4.15 Especificaciones del motor $\beta 8/3000is$

Data sheet				
Parameter	Symbol	Value		Unit
Stall Torque (*)	T_s	7		Nm
		71		kgfcm
Stall Current (*)	I_s	6		A (rms)
Rated Output (*)	P_r	1.2		kW
		1.6		HP
Rating Speed	N_r	2000		min ⁻¹
Maximum Speed	N_{max}	3000		min ⁻¹
Maximum Torque (*)	T_{max}	15		Nm
		153		kgfcm
Rotor Inertia	J_m	0.00117		kgm ²
		0.0119		kgfcm ²
Rotor Inertia (with Brake)	J_m	0.00124		kgm ²
		0.0127		kgfcm ²
Torque constant (*)	K_t	1.16		Nm/A (rms)
		11.8		kgfcm/A (rms)
Back EMF constant (1 phase) (*)	K_e	41		V (ms)/1000 min ⁻¹
		0.39		V (ms)sec/rad
Armature Resistance (1 phase) (*)	R_a	1.00		Ω
Mechanical time constant	t_m	0.003		s
Thermal time constant	t_t	20		min
Static friction	T_f	0.3		Nm
		3		kgfcm
Weight	w	7.4		kg
Weight (with Brake)	w	9.6		kg
Maximum Current of Servo Amp.	I_{max}	20		A (peak)

Fuente: FANUC, *Manual GE FANUC AUTOMATION AC Servo Motor βi Series*. USA 2006.

Nota: Las dimensiones del motor $\beta 8/3000is$ se muestran en el anexo 5.

Finalmente, los torques y las potencias de los motores seleccionados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4.16 Características de motores seleccionados

Eje	TORQUE(N.m)	POTENCIA(HP)	VOLTAJE(V)
X	7	1.6	220V
Y	7	1.6	220V
Z	7	1.6	220V
Taladro	20	3.4	220V

Con el valor de potencia del taladro, recurrimos a las fórmulas 8 y 11 del marco teórico, para poder re-calcular la dureza nominal y máxima de material a taladrar.

$$HB = 36000 \frac{P}{1.6(D)^{0.68} (V)^{1.27} (f)^{0.59}} = 36000 \frac{2.536}{1.6(26)^{0.68} (40)^{1.27} (0.2)^{0.59}} = 148.6 HB$$

$$HB_{m\acute{a}x} = 45000 \frac{P}{(D)^{0.68} (V)^{1.27} (f)^{0.59}} = 45000 \frac{2.536}{(26)^{0.68} (40)^{1.27} (0.2)^{0.59}} = 297.2 HB$$

Por lo tanto la dureza nominal del material a taladrar es de 148.6 HB

Por lo tanto la dureza máxima del material a taladrar es de 297.2 HB

4.3.1.3 Fanuc Servo Amplifier

Para poder controlar los servomotores seleccionados y poder enviar y recibir señales, con el objetivo de realizar un control de posición, velocidad y torque se hace necesario el uso de un servoamplificador FANUC, este a su vez comunicara las órdenes dadas en el CNC FANUC hacia los motores. El modelo seleccionado de la tabla 4.10 es el **SVPM3-11i AD6B-6131-H302**, la configuración y el esquema gráfico de conexión se muestran en las figura 4.30 y 4.31 respectivamente.

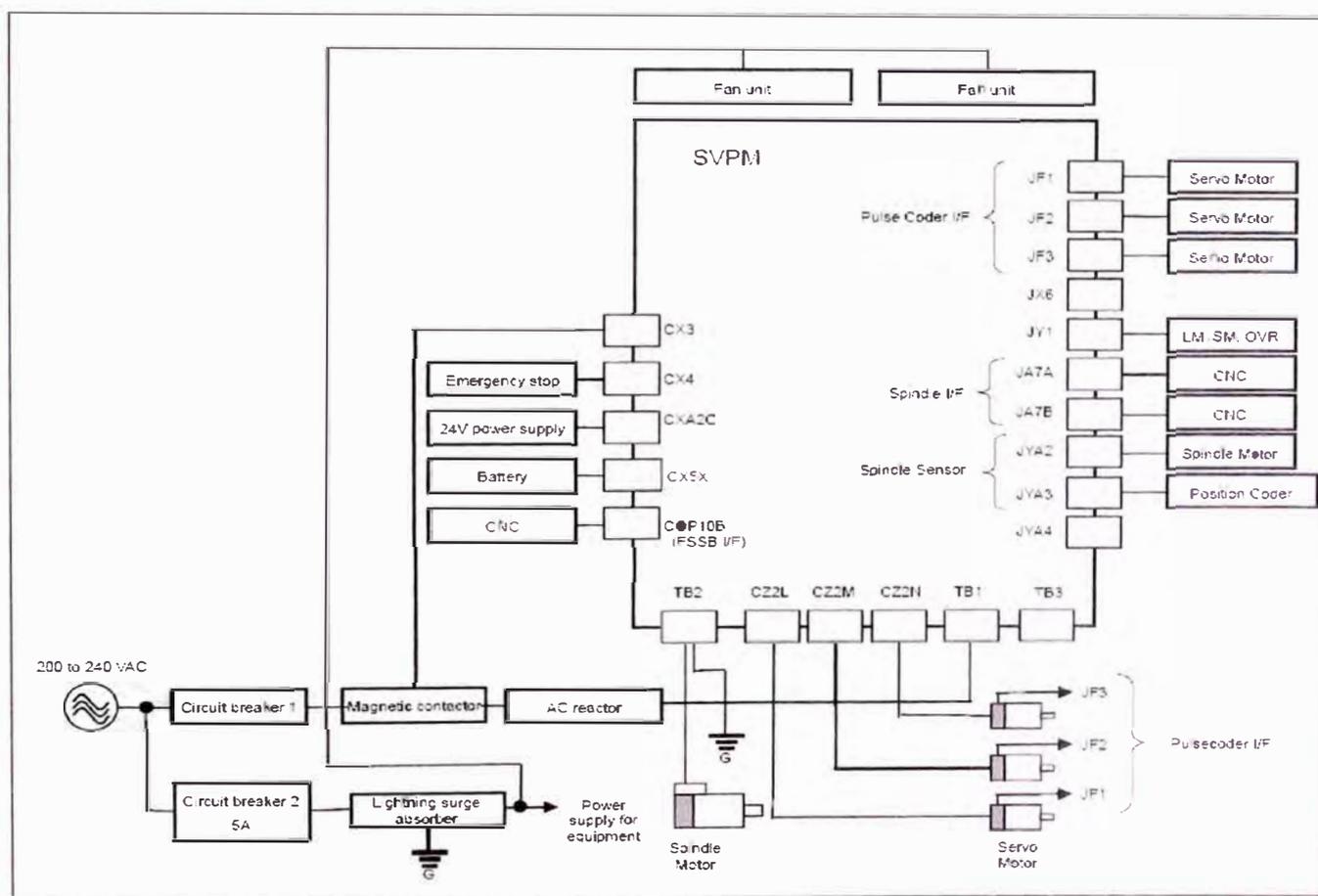


Fig. 4.30 Configuración del β Series Servo Amplifier SVPM

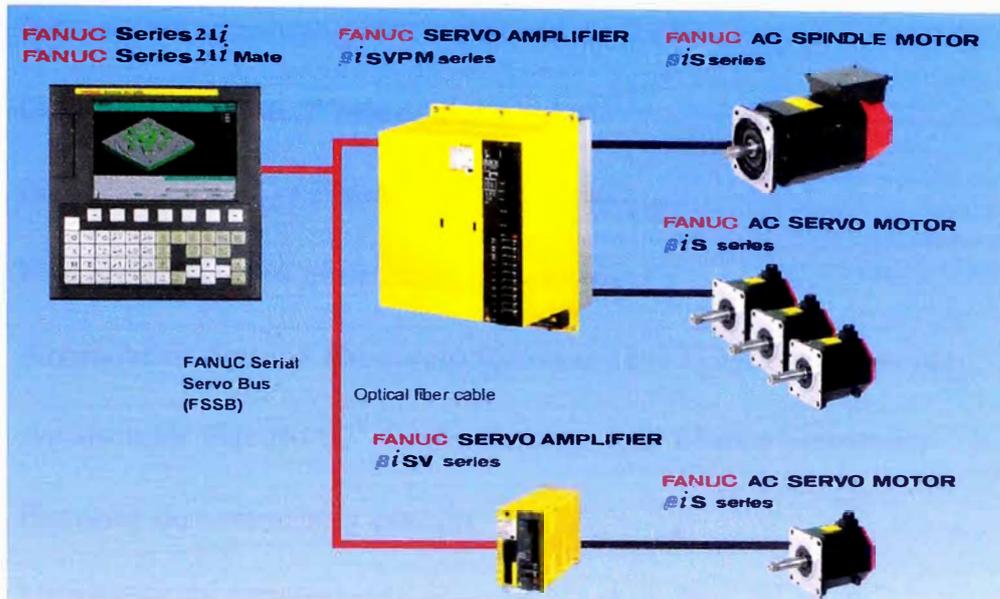


Fig. 4.31 Esquema gráfico de conexión del β i Series Servo Amplifier SVPM

4.3.2 Tablero de Control Eléctrico

Con los elementos eléctricos ya seleccionados, se procede a realizar el tablero de control para un servomotor de 3.4 HP-220V trifásico y 03 servomotores de 1.6HP – 220V trifásico.

4.3.2.1 Características técnicas del tablero de control

El tablero de control constará de un gabinete metálicos para adosar, IP65 (Totalmente protegido contra el polvo y el lanzamiento de agua) acabado exterior e interior con pintura electrostática en polvo texturizado color Beige, con puerta frontal abisagrada y chapa 600x400x200 mm. Debidamente ensamblado, cableado y probado listo para ser instalado, adecuado para contener los siguientes equipos:

- 01 Interruptor termomagnético general de 3x20A marca Schneider
- 03 Guardamotor 4-6.3^a marca Schneider
- 01 Guardamotor 11-17^a marca Schneider
- 01 Fusible de 2^a para el circuito de control
- 01 Arrancador directo 15^a + relé térmico 11-17^a Marca Schneider
- 03 Arrancador directo 07^a + relé térmico 5-8^a Marca Schneider
- 04 Botones de arranque y parada
- 08 Lámparas de señalización marcha y sobrecarga
- 10 Borneras para control

A continuación se muestra la figura 4.32, el tablero de control eléctrico.



Fig.4.32 Tablero de control eléctrico

4.3.3 Sensor de fin de carrera

Para poder saber el límite de desplazamiento en la mesa de trabajo, se hace necesario un elemento que pueda definir el fin de carrera en las direcciones del movimiento. Para ello se plantea el uso del sensor ultrasónico SRF05, capaz de medir distancias y detectar la ubicación del tornillo de potencia. Este sensor será gobernado por medio del controlador **CONTROL GE Series FANUC 21 MB**.

4.3.3.1 Sensor ultrasónico SRF05

Los detectores de obstáculos por ultrasonidos emiten pulsos de ultrasonido mediante un dispositivo transmisor, cuando las ondas ultrasónicas se reflejan sobre algún objeto, a través de una capsula sensible se captan los pulsos reflejados (ver figura 4.33). El tiempo que tardan en volver los pulsos reflejados es proporcional a la distancia del objeto sobre el que se reflejan. El conexionado y diagrama de tiempos se muestran en el anexo 6.

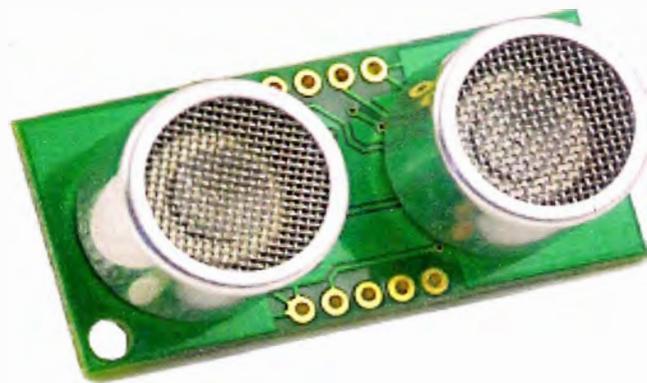


Fig.4.33 Sensor ultrasónico SRF05

Tabla 4.17 Características técnicas SRF05

PARÁMETROS	VALOR	UNIDAD
Dimensiones del circuito	43x20x17	mm
Tensión de alimentación	5	Vcc
Frecuencia de trabajo	40	Khz
Rango máximo	4	m
Rango mínimo	1.7	Cm
Duración mínima del pulso de disparo (Nivel TTL)	10	uS
Duración del pulso eco de salida (Nivel TTL)	100-25000	uS
Tiempo mínimo de espera entre medidas	20	mS

Fuente: www.microcontroladores.com

4.4 Control Numérico por Computadora (CNC)

El control seleccionado para la máquina es el **CONTROL GE Series FANUC 21 MB**. Para poder tomar una decisión se realizó una comparación entre controles de características similares de las empresas FAGOR y HAAS, esto se puede apreciar en tabla 4.18.

Tabla 4.18 Comparación de controladores

	FANUC 21MB	FAGOR 8035M	HAAS CMV
EJES Y CABEZALES			
Ejes	4	3	3
Cabezales	1	1	1
MEMORIA DE USUARIO RAM			
Memoria RAM	256KB	256KB	256KB
Cantidad de programas en la memoria	500	200	300
PROGRAMACIÓN			
Mínimo incremento posición	0.001mm	0.001mm	0.001mm
Mínimo incremento grados	0.001 grados	0.002grad	0.002grados
INTERFASES DE COMUNICACIÓN			
RS232	OK	OK	OK
PCMCIA	OK	-	-
FUNCIONES DE HERRAMIENTA			
Correctores de la herramienta para longitud y diámetro	800	250	305
FUNCIONES DE INTERPOLACIÓN			
Interpolación lineal	OK	OK	OK
Interpolación circular	OK	OK	OK
Interpolación helicoidal	OK	OK	OK
FUNCIONES DE PROGRAMA			
Ciclos fijos de perforado	OK	OK	OK
Ciclo fijo de roscado con macho	OK	-	OK
Ciclo de escariado	OK	-	-
Chaflanado y redondeado de equinas	OK	OK	OK
Programación en imagen de espejo	OK	OK	OK

Fuente: FANUC, *Manual del operador GE FANUC AUTOMATION Series 21 MB. USA 2006.*

De la tabla podemos concluir:

- El control FANUC ofrece la posibilidad de usar 4 ejes, lo cual permitiría usar un eje adicional si es que se deseara, siendo esto de gran importancia para futuras mejoras al equipo.

- La precisión que ofrece es mejor que los otros controladores, logrando mejor calidad y eficiencia en los trabajos a realizar.

- Contiene todas las funciones necesarias para el proceso de taladrado, por lo que la programación del equipo será más versátil.

Finalmente este control es el más usado en las máquinas ROMI distribuidas por la empresa POWERMATIC, de esta manera se mantiene el mismo estándar en el mercado nacional. A continuación mencionamos algunas empresas que cuentan con este control en sus equipos:

- FERREYROS S.A.A.
- FABER CASTELL S.A.
- SOUTHERN PERU COPPER CORPORATION.
- LAPICES Y CONEXOS LAYCONSA S.A.
- BOYLES BROS DIAMANTINA S.A.

En la figura 4.34 se muestra el panel de control FANUC 21MB

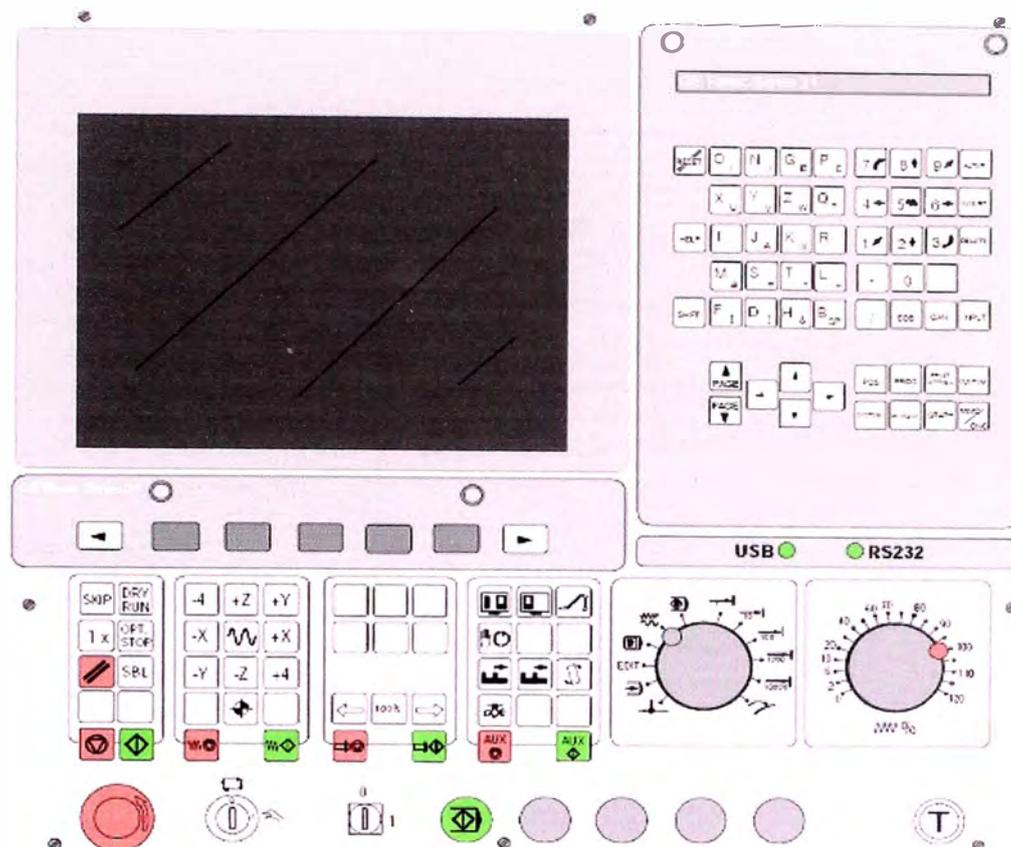
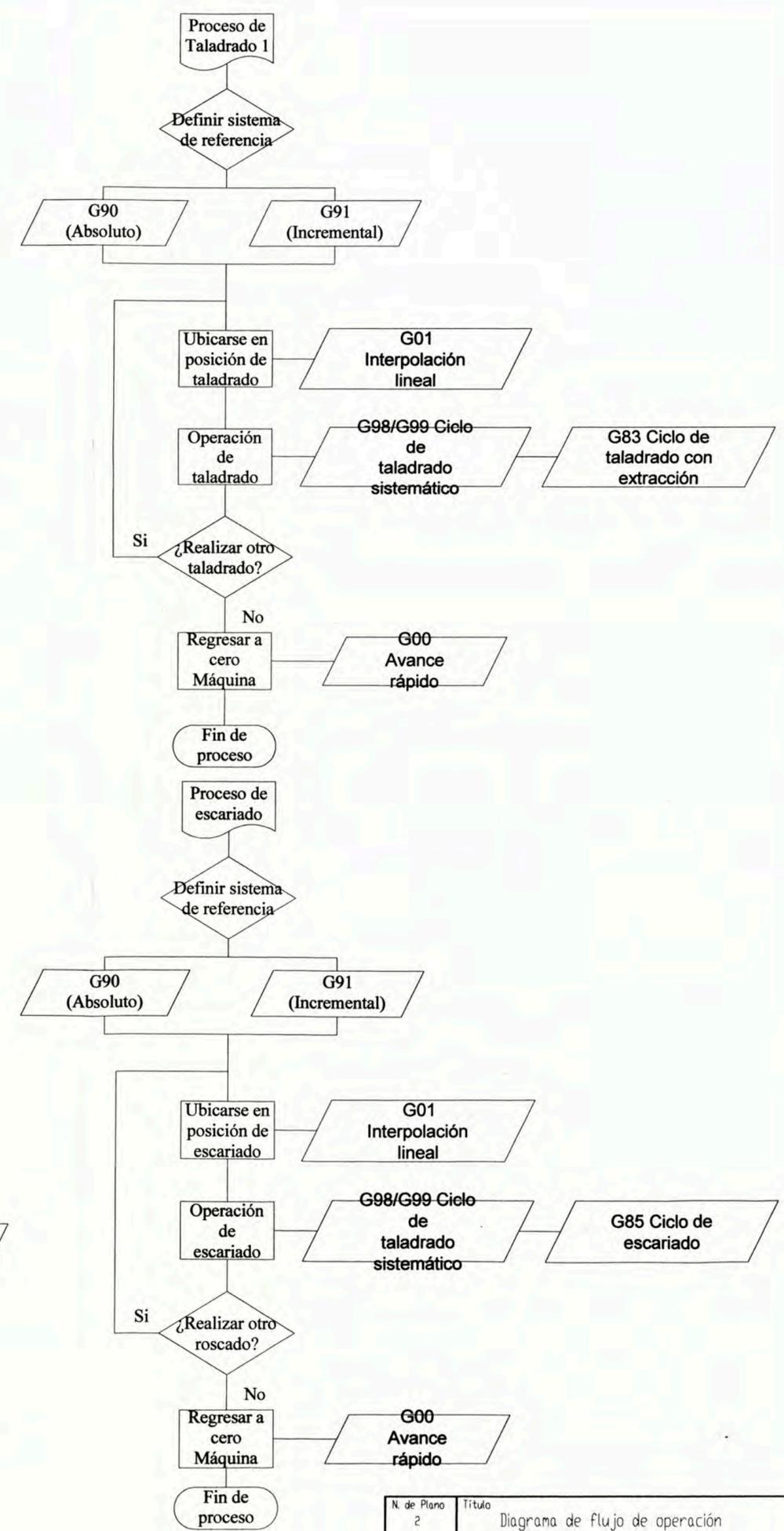
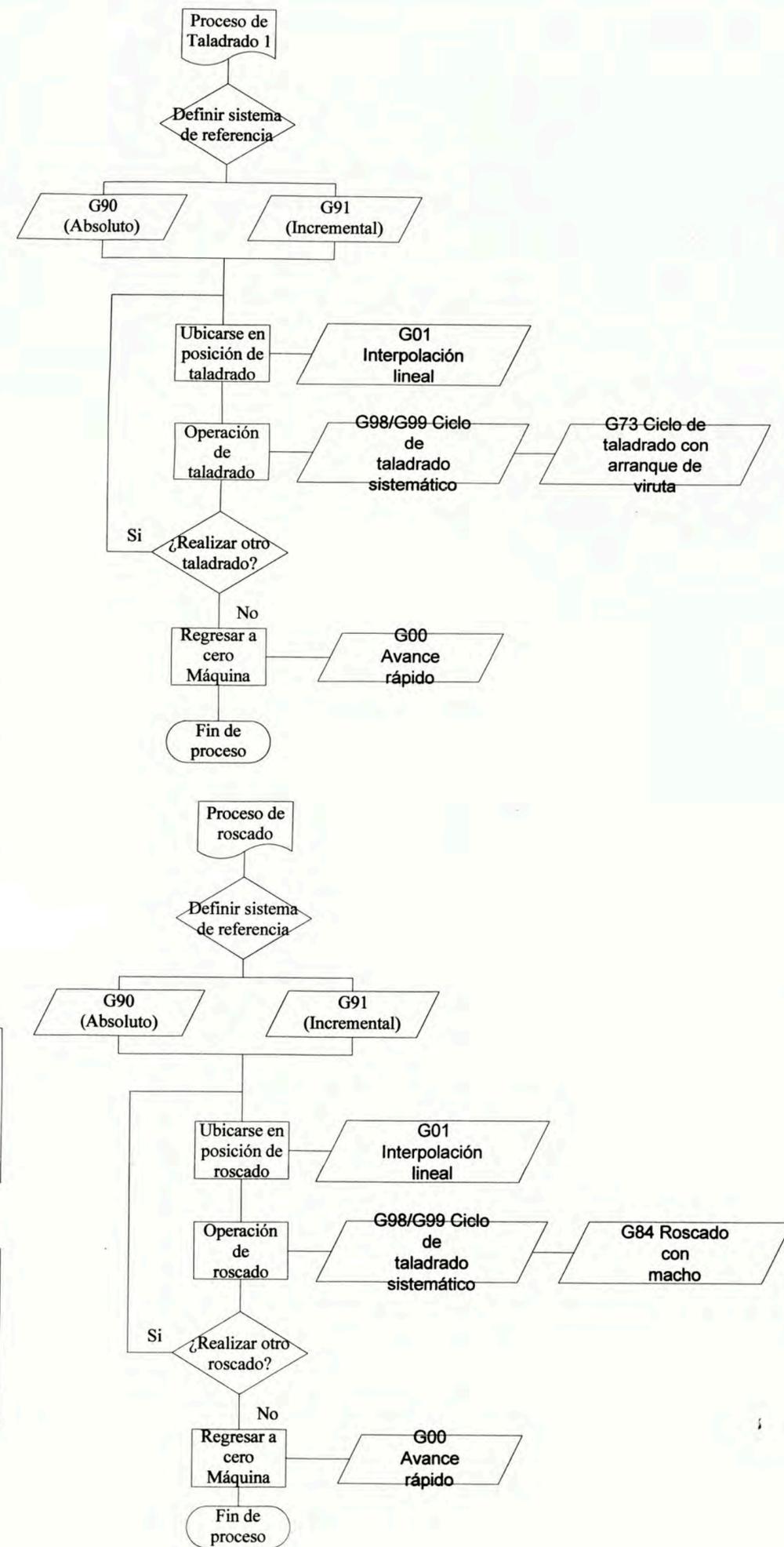
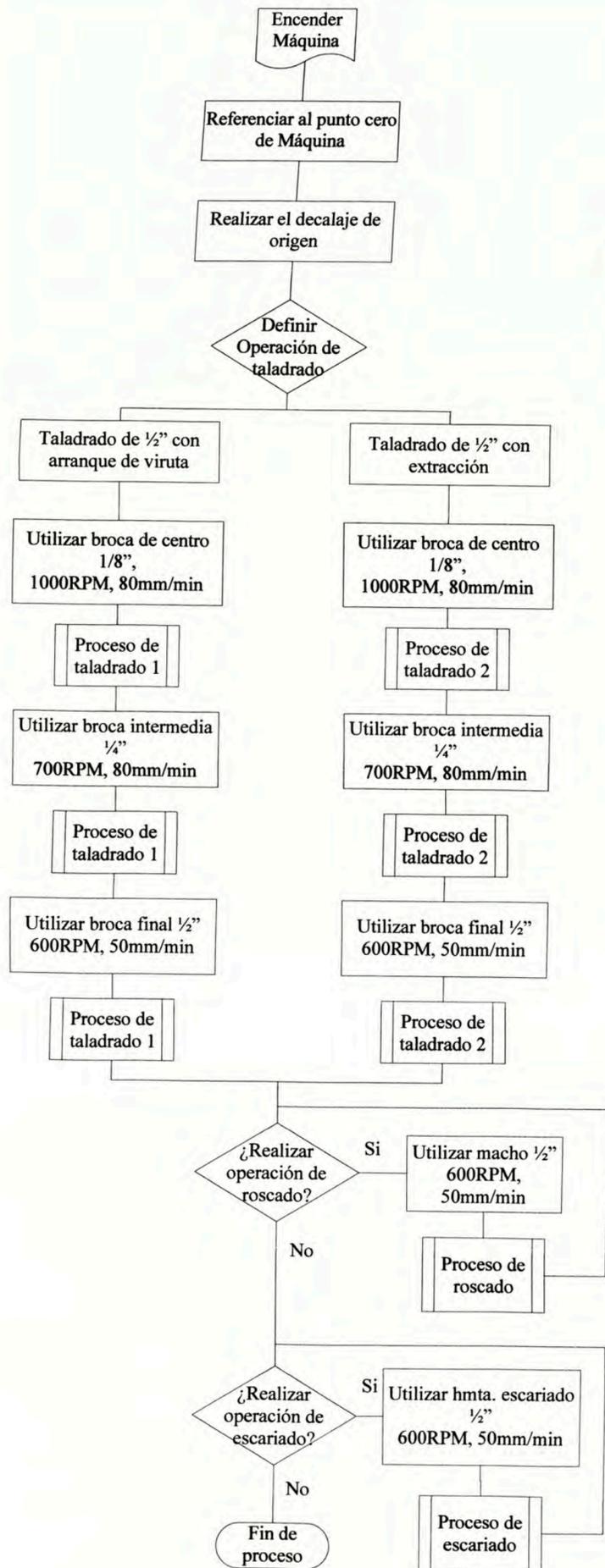


Fig. 4.34 Panel de control FANUC 21 MB

Para poder programar el panel de control se necesitan ingresar todo el conjunto de datos que el control necesita para el taladrado de la pieza. Al conjunto de informaciones que corresponde a una misma fase del mecanizado se le denomina secuencia, que se numeran para facilitar su búsqueda.

Una secuencia o bloque de programa debe contener todas las funciones geométricas, funciones máquina y funciones tecnológicas, de tal modo que un bloque de programa consta de varias instrucciones.

A continuación se muestra el plano N°2, el diagrama de flujo de operación de la máquina.



N. de Plano 2	Título Diagrama de flujo de operación
PROYECTO : Diseño de un taladro automático para aplicaciones industriales	
AUTOR : Fernando Martín León Ramírez	

4.4.1 Decalaje del Origen

En la máquina diseñada, el cero de la máquina "M" está en el borde delantero izquierdo de la mesa de la máquina. Esta posición es inadecuada como punto de partida para el dimensionado. Con el denominado decalaje de origen, el sistema de coordenadas puede desplazarse a un punto adecuado del área de trabajo de la máquina.

En el registro de decalajes (COORDINATES TRABAJO) se dispone de seis decalajes de origen ajustables.

Cuando se define un valor de decalaje de origen en el registro de decalajes, este valor se tendrá en cuenta al llamar un programa (con G54 - G59) y el punto cero de coordenadas es desplazado de "M" tanto como indique el valor (al punto cero de la pieza de trabajo "W").

El punto cero de la pieza de trabajo puede cambiarse cuantas veces se desee dentro de un programa de piezas (ver figura 4.35).

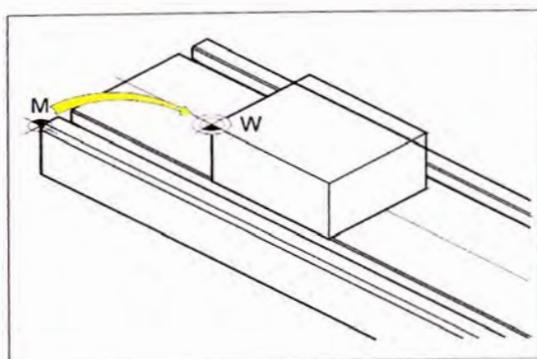


Fig. 4.35 Decalaje de origen

4.4.1.1 Introducción del decalaje de origen



Pulsar la tecla.

- Seleccionar la tecla de software DES TR.
- Se visualiza la pantalla de introducción de al lado
- Se pueden introducir los siguientes decalajes:

00..... Decalaje básico 02..... G55

01.....G54 03..... G56

El decalaje básico se activa siempre, los otros decalajes se añaden a él.



- Pulsando la tecla  se pasa a la página siguiente. Aquí se pueden introducir los decalajes siguientes:

04.....G57 06..... G59

05.....G58

- En X, Y, Z se introduce la distancia desde el punto cero de la máquina al punto cero de la pieza de trabajo (signo positivo).



- Colocar el cursor en el decalaje deseado con las teclas

y

- Introducir el decalaje (por ej., Z-30.5) y pulsar la tecla



- Introducir por orden los valores de decalaje deseados, tal como se muestra en la figura 4.36.

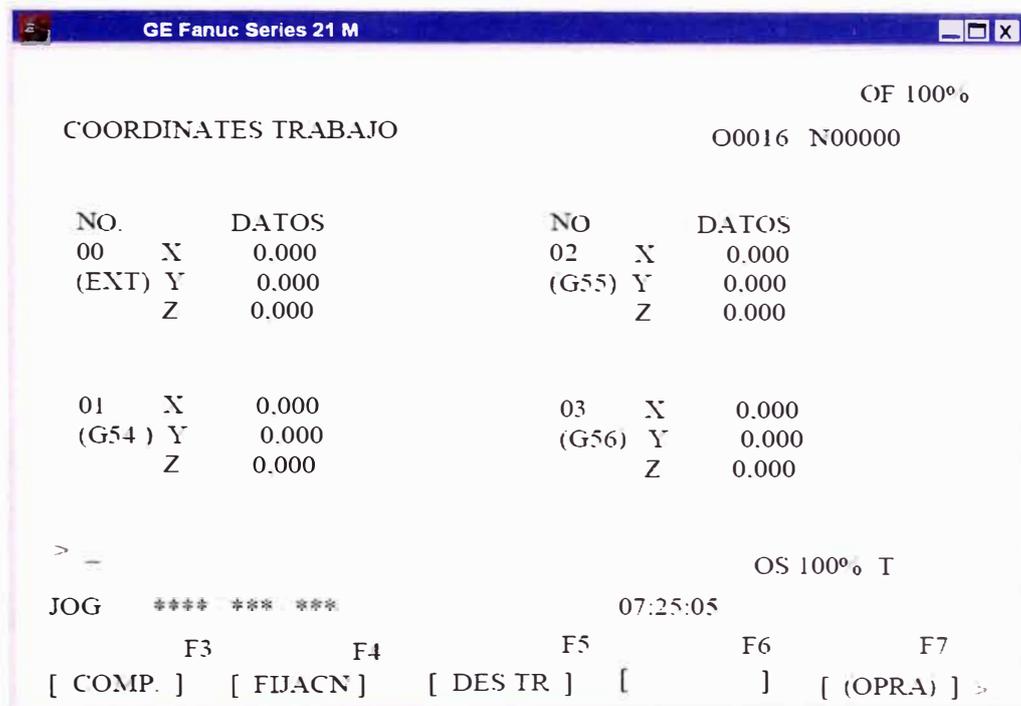


Fig. 4.36 Decalaje de origen

4.4.2 Comandos de funciones G

Se utilizan para informar al control de las características de las funciones de mecanizado, como por ejemplo, forma de la trayectoria, tipo de corrección de herramienta, parada temporizada, ciclos automáticos, programación absoluta y relativa, etc. La función G va seguida de un número de dos cifras que permite programar hasta 100 funciones preparatorias diferentes. A continuación se dan a conocer los comandos usados en el proceso de taladrado.

4.4.2.1 G00 Avance rápido

Los carros se desplazan a la velocidad máxima hasta el punto final programado (posición de cambio de herramienta, punto inicial para el siguiente arranque de viruta).

Formato

N... G00 X... Y... Z...

Ejemplo

G90 absoluto

N50 G00 X40 Y56

G91 incremental

N50 G00 X-30 Y-30.5

A continuación se muestra la figura 4.37, el avance rápido.

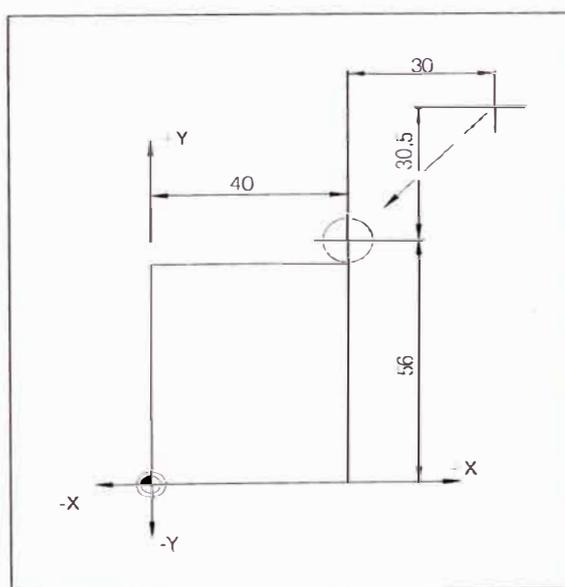


Fig. 4.37 Avance rápido

4.4.2.2 G01 Interpolación lineal

Movimiento recto con velocidad programada de avance.

Formato

N... G01 X... Y... Z... F...

Ejemplo:

G90 absoluto

N... G94

N20 G01 X40 Y20.1 F500

G91 incremental

N... G94 F500

N20 G01 X20 Y-25.9

A continuación se muestra la figura 4.38, la interpolación lineal.

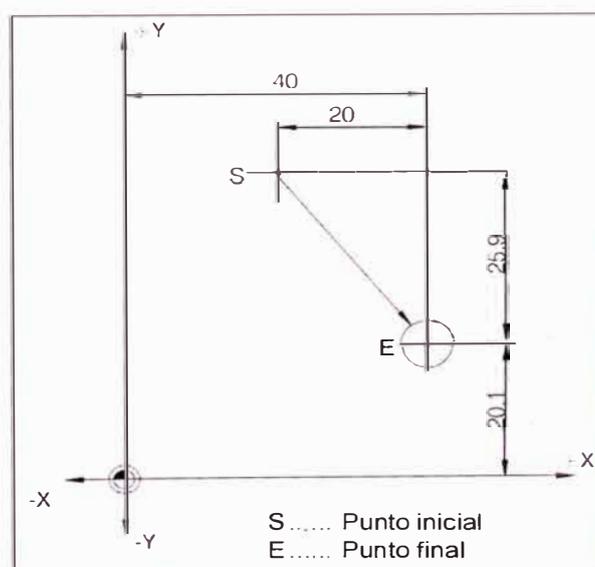


Fig. 4.38 Indicación de medidas absolutas e incrementales

4.4.2.3 G04 Temporización

La herramienta se detiene un tiempo definido por X o P (en la última posición alcanzada) – bordes agudos – transiciones – limpieza en el fondo de la ranura, parada exacta.

Formato

N... G04 X... [seg] o N... G04 P... [mseg]

Notas:

- Con la dirección P no puede emplearse el punto decimal.
- La temporización comienza cuando la velocidad de avance del bloque anterior ha llegado a cero.
- $t_{\text{máx.}} = 2.000 \text{ seg}$, $t_{\text{mín}} = 0.1 \text{ seg}$
- Resolución de entrada 100 mseg (0.1 seg)

Ejemplos

N75 G04 X2.5 (temporización = 2.5 seg)

N95 G04 P1000

(Temporización = 1seg = 1000 mseg)

4.4.2.4 Compensación del radio de herramienta

Si se utiliza la compensación del radio de la herramienta, el control calcula automáticamente una trayectoria paralela al contorno y así se compensa el radio de la herramienta (ver figura 4.39)

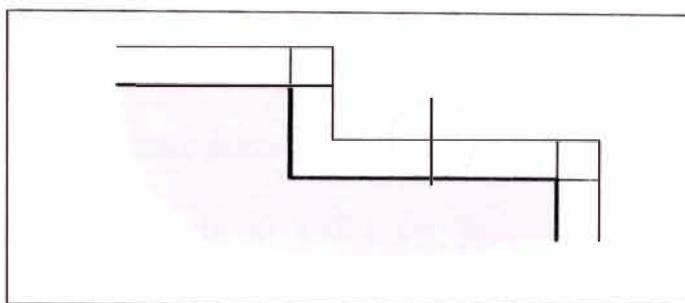


Fig. 4.39 Trayectoria de herramienta con compensación de radio

4.4.2.5 G40 Cancelar compensación del radio de herramienta

La compensación del radio de herramienta se cancela con G40. Sólo se permite la cancelación en relación con una trayectoria recta (G00, G01). G40 puede programarse en el mismo bloque con G00 o G01, o en el bloque anterior. G40 se define generalmente en el bloque de retirada al punto de cambio de herramienta.

4.4.2.6 G41 Compensación del radio de herramienta a la izquierda

Si la herramienta (vista en la dirección del avance) está a la izquierda del contorno a mecanizar, hay que seleccionar G41. Para poder calcular un radio, en la selección de la compensación del radio de herramienta ha de definirse un parámetro

H en el registro de decalajes (GEOMT) que corresponda al radio de herramienta (ver figura 4.40)

Por ejemplo:

N... G41 H...

Notas

- No cambiar directamente entre G41 y G42, cancelar antes con G40.
- Es imprescindible definir el radio de herramienta, el parámetro H esta activado hasta que sea cancelado con H0 o se programe otro parámetro H

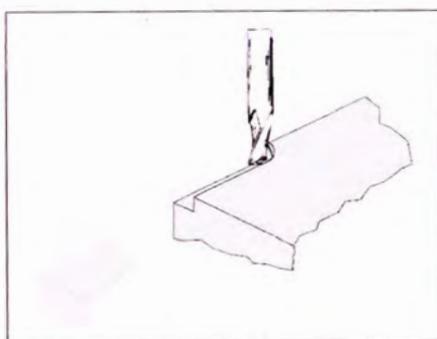


Fig. 4.40 Definición de G41 Compensación de radio de herramienta a la izquierda

4.4.2.7 G42 Compensación del radio de herramienta a la derecha

Si la herramienta (vista en la dirección de avance) está a la derecha del contorno a mecanizar, hay que seleccionar G42 (ver figura 4.41)

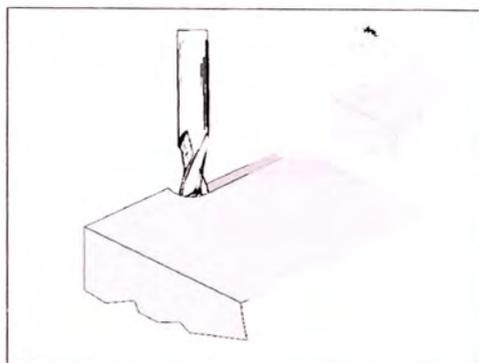


Fig. 4.41 Definición de G42 Compensación de radio de herramienta a la derecha

4.4.2.8 G43/G44 Compensación de longitud de herramienta positiva

G43 o G44 llaman a un valor del registro de decalajes COMP y lo suman o restan como longitud de la herramienta. Este valor se sumará o restará a todos los movimientos Z siguientes (con plano XY activo – G17) del programa.

Formato

N... G43/G44 H...

Ejemplo

N... G43 H05

El valor memorizado en el registro como H 05 se sumará como longitud de la herramienta a todos los movimientos Z siguientes.

4.4.2.9 G49 Cancelar compensación de longitud de herramienta

Se cancelará la compensación de longitud de herramienta positiva (G43) o negativa (G44).

4.4.2.10 G98/G99 Taladrado sistemático

G98: Tras llegar a la profundidad de taladrado, la herramienta retrocede al plano inicial.

G99: Tras alcanzar la profundidad de taladrado, la herramienta retrocede al plano de retirada, definido por el parámetro R

Si no están activados G98 o G99, la herramienta retrocede al plano inicial. Si se programa G99 (retroceso al plano de retirada), hay que definir la dirección R. ¡Con G98 se puede omitir R!

El parámetro R se evalúa de forma diferente según se trate de programación de valor absoluta o incremental. Para programación de valor absoluto (G90): R define la altura del plano de retirada por encima del decalaje de origen real y para programación de valor incremental (G91): R define la posición del plano de retirada en relación a la última posición Z (posición de partida para el ciclo de taladrado). Si R tiene valor negativo, el plano de retirada estará por debajo de la posición de partida; si R tiene valor positivo, el plano de retirada estará por encima de la posición de partida (ver figura 4.42).

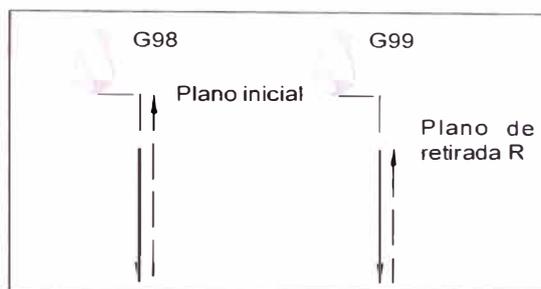


Fig. 4.42 Reacción de retirada G98 y G99

a) Desarrollo del desplazamiento

- 1.- La herramienta se desplaza desde la posición de partida (S) con avance rápido hasta el plano (R) definido por R.
- 2.- Taladrado específico del ciclo hasta el nivel profundo final (E)
- 3.- a) La retirada se hace con G98 hasta el plano inicial (posición de partida S)
b) Con G99 hasta el plano de retirada (R)

A continuación se muestra la figura 4.43. el desarrollo del desplazamiento G98 y G99.

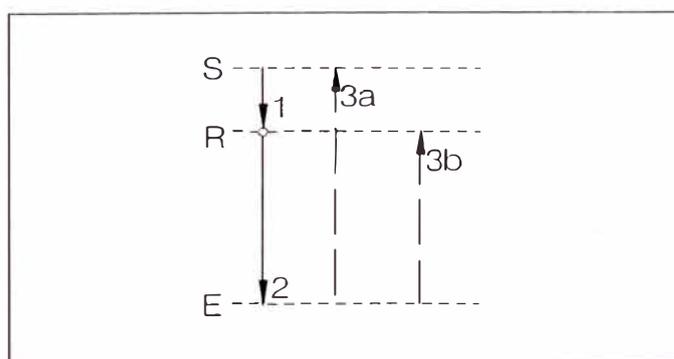


Fig. 4.43 Desarrollo del desplazamiento G98 y G99

b) Número de repeticiones

El parámetro K define el número de repeticiones del ciclo. En programación absoluta (G90) no tiene sentido esto, ya que taladraría varias veces el mismo agujero. En programación incremental (G91), la herramienta se desplaza cada vez las distintas X e Y. Esta es una forma sencilla de programar filas de taladros (ver figura 4.44).

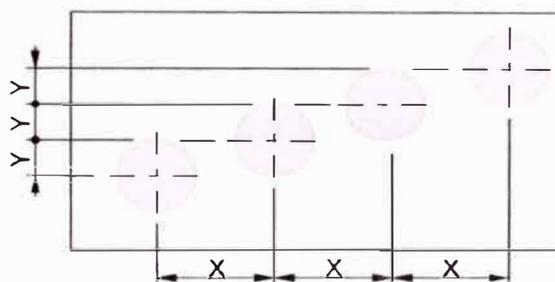


Fig. 4.44 Repetición de ciclos

4.4.2.11 G73 Ciclo de taladrado con arranque de virutas

La herramienta penetra en la pieza de trabajo la distancia Q, retrocede 1mm, para arrancar las virutas, vuelve a penetrar y así sucesivamente hasta que alcanza la profundidad final y se retira en avance rápido. Sus aplicaciones son en taladros profundos y materiales con malas propiedades de mecanización con arranque de virutas.

Formato

N... G98 (G99) G73/G83 X... Y... Z... (R...) P... Q... F... K...

G98 (G99): Volver al plano inicial (plano de retirada)

X, Y: Posición del agujero

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada

P[mseg]: Temporización en el fondo del agujero P1000=1seg.

F: Avance

Q[mm]: División de corte, avance por corte

K: Número de repeticiones

A continuación se muestra la Figura 4.45 y la figura 4.46.

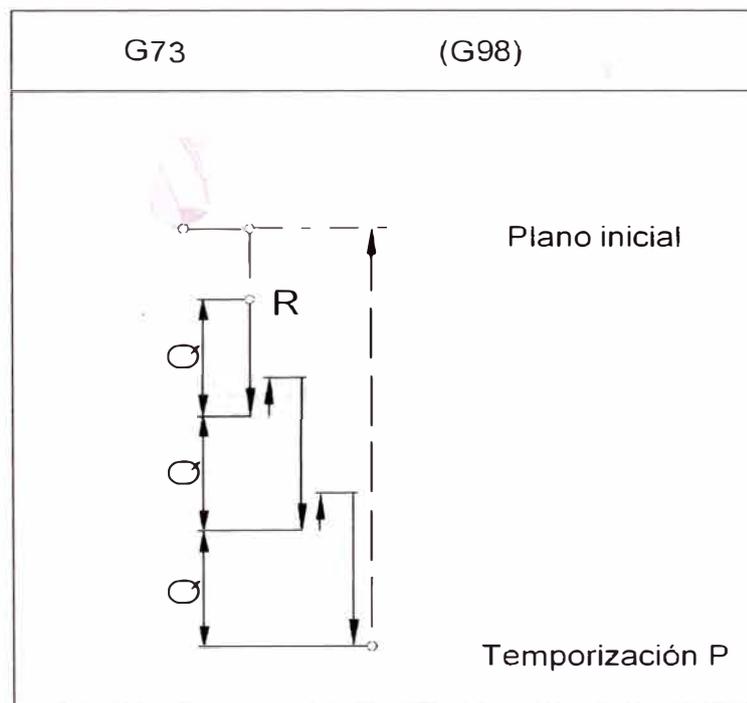


Fig. 4.45 Taladrado con arranque de viruta con retirada al plano inicial

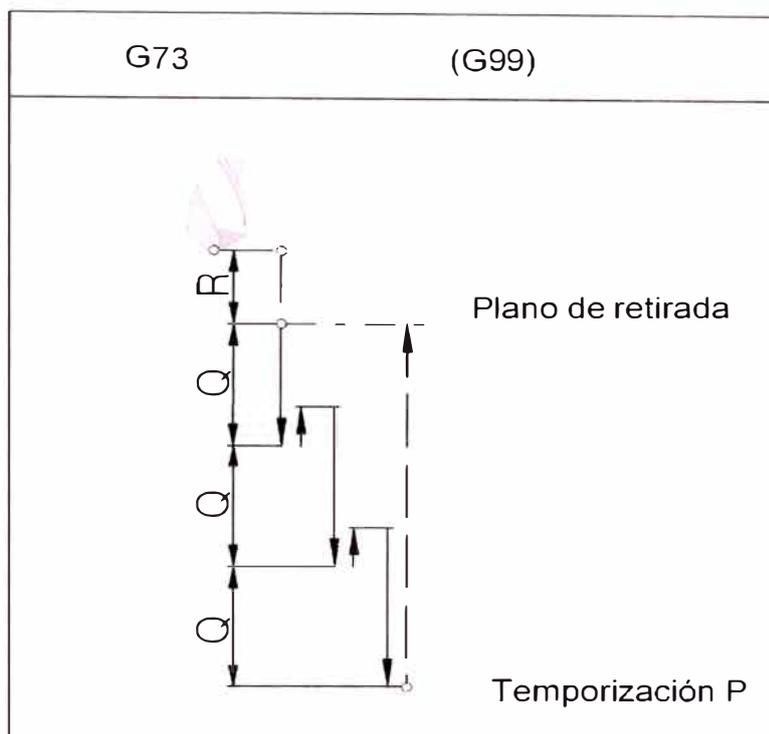


Fig. 4.46 Taladrar con arranque de virutas con retirada al plano de retirada

4.4.2.12 G80 Cancelar ciclo de taladrado

Como los ciclos de taladrado son modales, tienen que cancelarse con G80 u otro comando G del grupo 1 (G00, G01,...) Formato N... G80

4.4.2.13 G81 Ciclo de taladrado

La herramienta penetra en la pieza de trabajo hasta la profundidad final a la velocidad de avance y retrocede en avance rápido. Sus aplicaciones son en taladrados cortos y materiales con buenas propiedades de arranque de virutas.

Formato

N... G98 (G99) G81 X... Y... Z... (R...) F... K...

G98 (G99): Volver al plano inicial (plano de retirada)

X, Y: Posición del agujero.

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado.

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada.

F: Avance

K: Número de repeticiones

A continuación se muestra la figura 4.47, el ciclo de taladrado.

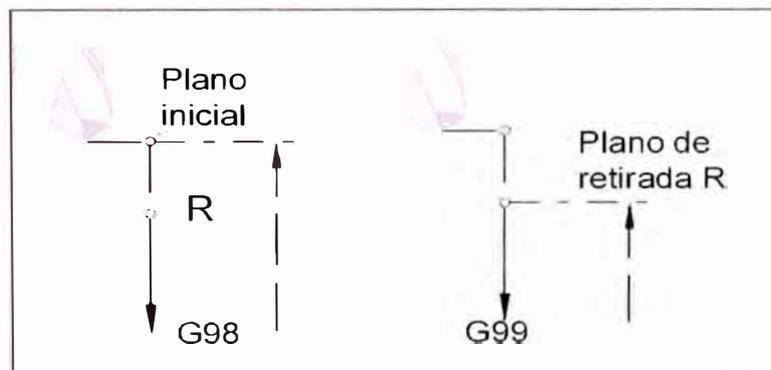


Fig. 4.47 Ciclo de taladrado

4.4.2.14 G82 Ciclo de taladrado con temporización

La herramienta desciende a la profundidad final a la velocidad de avance, reposa girando para limpiar el fondo del agujero y retrocede en avance rápido. Sus

aplicaciones son en taladrados cortos y materiales con buenas propiedades de arranque de virutas.

Formato

N... G98 (G99) G82 X... Y... Z... (R...) P... F... K...

G98 (G99): Volver al plano inicial (plano de retirada)

X, Y: Posición del agujero.

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado.

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada.

P [mseg]: Temporización en el fondo del agujero P1000=1seg.

F: Avance

K: Número de repeticiones

A continuación se muestra la figura 4.48 y 4.49.

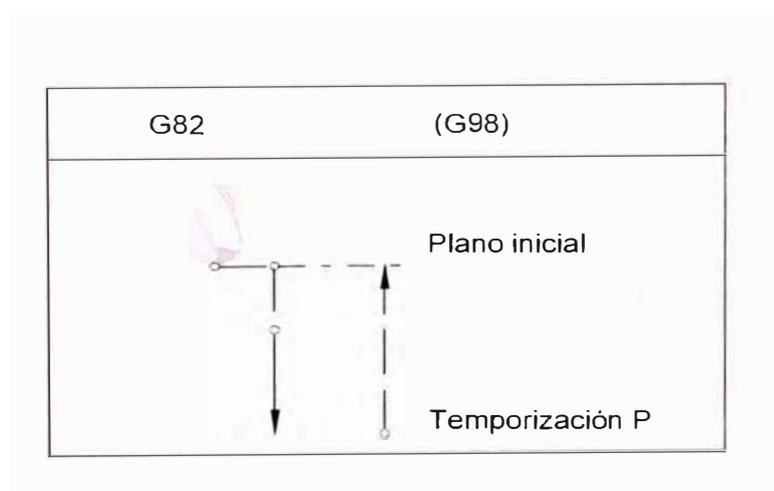


Fig. 4.48 Ciclo de taladrado con temporización y retirada al plano inicial

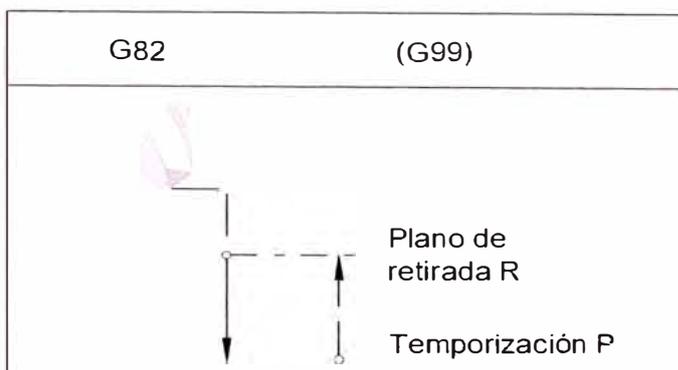


Fig. 4.49 Ciclo de taladrado con temporización y retroceso al plano de retirada

4.4.2.15 G83 Ciclo de taladrado con extracción

La herramienta penetra en la pieza de trabajo la distancia Q , vuelve al plano inicial (G98) o al plano de retirada (G99) para arrancar las virutas y sacarlas del taladro, vuelve en avance rápido hasta 1mm antes de la profundidad de taladrado anterior, taladra la distancia Q , etc. , hasta llegar a la profundidad final, y vuelve en avance rápido. Sus aplicaciones son en taladrados profundos y materiales blandos de larga mecanización.

Formato

N... G98 (G99) G73/G83 X... Y... Z... (R...) P... Q... F... K...

G98 (G99): Volver al plano inicial (plano de retirada)

X, Y: Posición del agujero.

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado.

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada.

P [mseg]: Temporización en el fondo del agujero P1000=1seg.

F: Avance

Q[mm]: División de corte, avance por corte

K: Número de repeticiones

A continuación se muestra la figura 4.50 y 4.51.

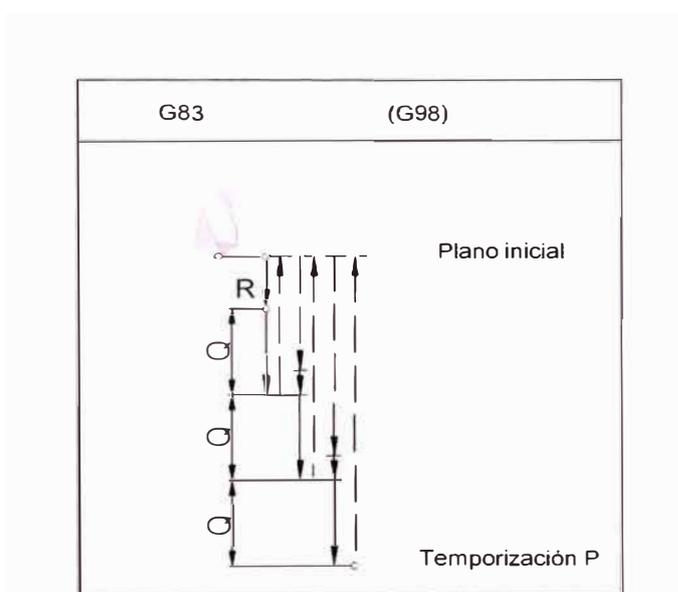


Fig. 4.50 Taladrado de agujeros profundo con retirada al plano inicial

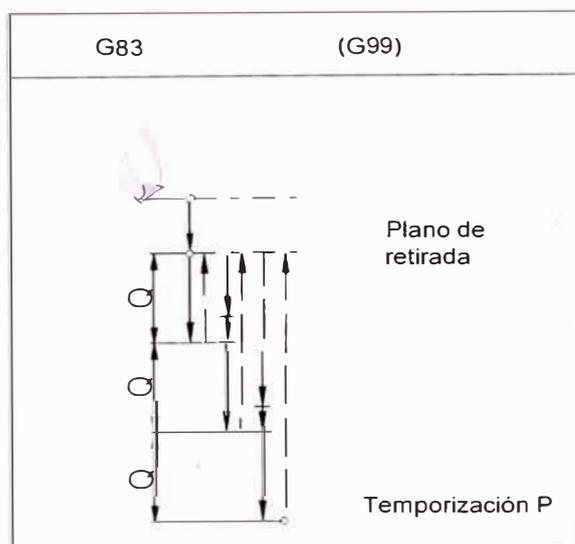


Fig. 4.51 Taladrado de agujeros profundos con retirada al plano de retirada

4.4.2.16 G84 Roscado con macho

La herramienta penetra en la pieza de trabajo girando a la derecha con el avance programado hasta la profundidad de taladrado Z, se para allí (temporización P), conmuta a giro a la izquierda y retrocede con el avance programado.

Formato

N... G98 (G99) G84 X... Y... Z... (R...) F... P... K...

G98 (G99): Volver al plano inicial (plano de retirada)

X, Y: Posición del agujero.

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado.

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada.

F: Paso de rosca (avance/revolución)

P [mseg]: Temporización en el fondo del agujero P1000=1seg.

K: Número de repeticiones

A continuación se muestra la figura 4.52.

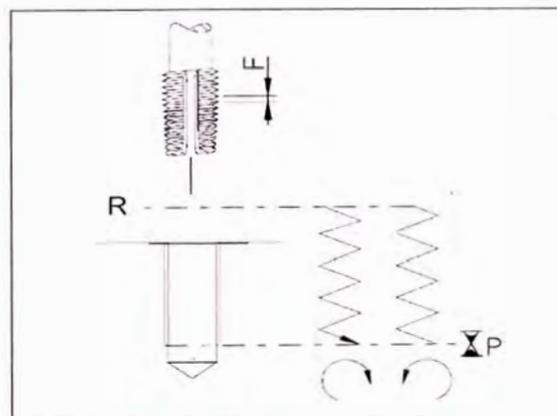


Fig. 4.52 Ciclo de roscado con macho (G99)

4.4.2.17 G85 Ciclo de escariado

La herramienta desciende a la profundidad final a la velocidad de avance y retrocede al plano de retirada con velocidad de avance. El retroceso al plano de retirada con avance rápido depende de G98.

Formato

N... G98 (G99) G85 X... Y... Z... (R...) F... K...

G98 (G99): Volver al plano inicial (plano de retirada)

X, Y: Posición del agujero.

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado.

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada.

F: Avance.

K: Número de repeticiones

A continuación se muestra la figura 4.53.

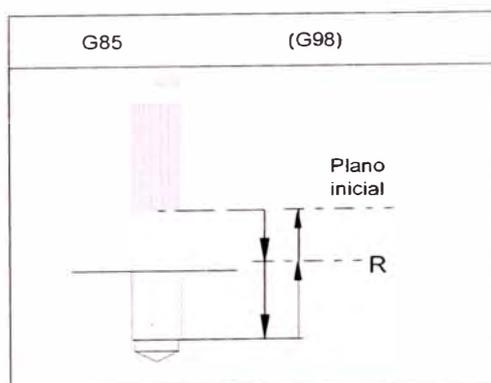


Fig. 4.53 Ciclo de escariado con retirada al plano inicial

4.4.2.18 G86 Ciclo de taladrado con parada del husillo

La herramienta penetra hasta la profundidad final a la velocidad de avance. En el fondo del agujero, el husillo se para y la herramienta retrocede hasta el punto inicial o el plano de retirada en avance rápido.

Formato

N... G98 (G99) G86 X... Y... Z... (R...)

G98 (G99): Volver al plano inicial (plano de retirada)

X, Y: Posición del agujero.

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado.

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada.

F: Avance.

A continuación se muestra la figura 4.54.

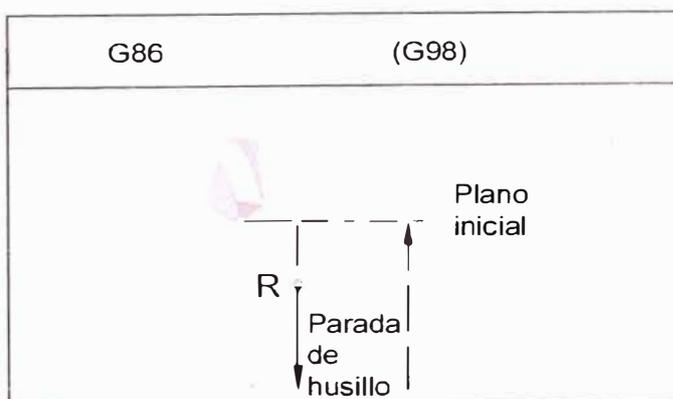


Fig. 4.54 Ciclo de taladrado con parada de husillo y retirada al plano inicial

4.4.2.19 G88 Ciclo de taladrado con parada de programa

La herramienta penetra hasta la profundidad final a la velocidad de avance. En el fondo del agujero, el programa se detiene tras el tiempo de temporización. La retirada se hace en funcionamiento manual.

Formato

N... G88 X... Y... Z... (R...) P... F...

X, Y: Posición del agujero.

Z: Profundidad absoluta (incremental) de taladrado.

R [mm]: Valor absoluto (incremental en G91) del plano de retirada.

P [mseg]: Temporización en el fondo del agujero P1000=1seg.

F: Avance.

4.5 Resultados de diseño del taladro automático

Luego de haber hecho el cálculo y la selección de los equipos correspondiente, procedemos a mostrar una vista isométrica del prototipo virtual, en la figura 4.55. Los planos de la máquina se muestran en los planos anexos al informe.

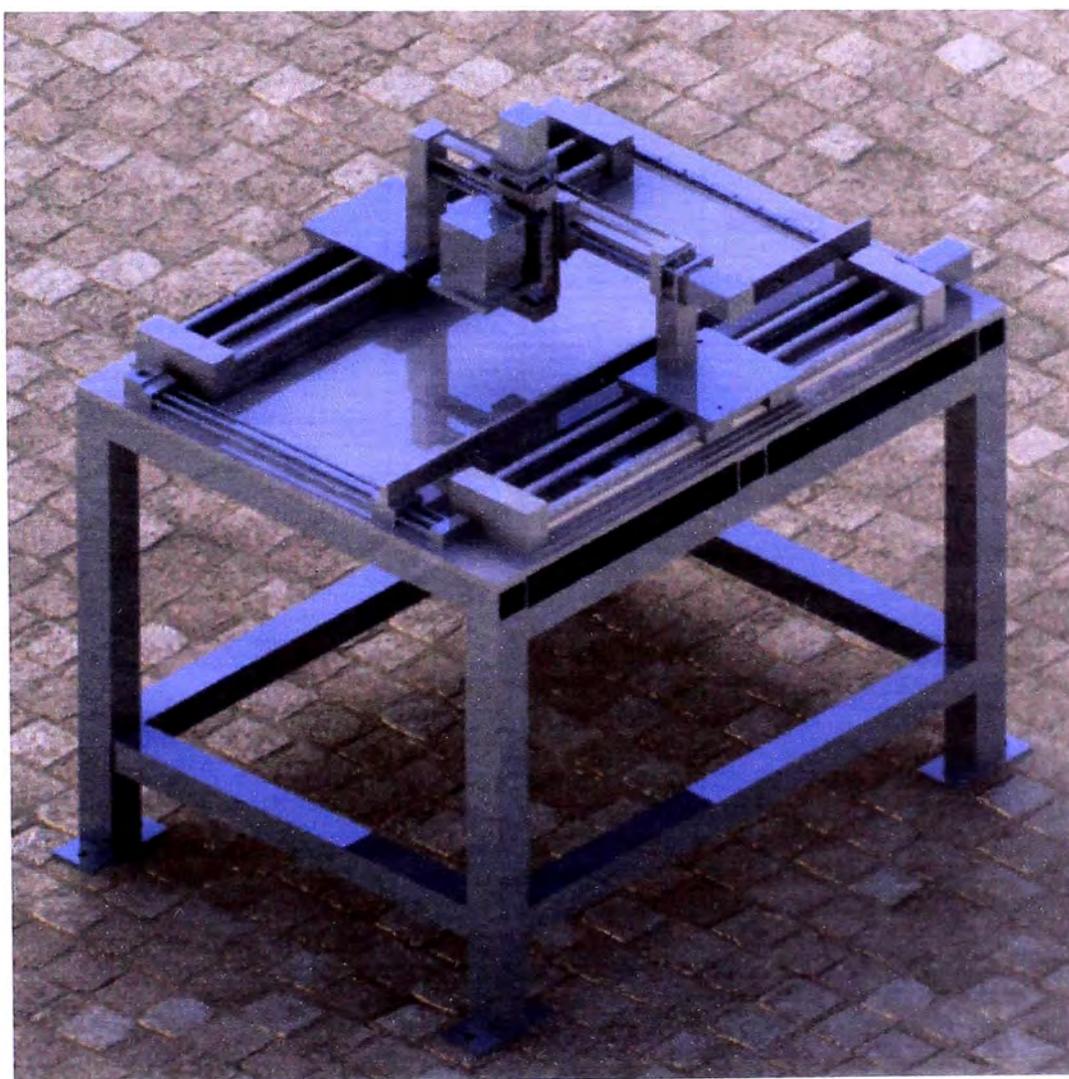


Fig. 4.55 Vista isométrica de la máquina

A continuación se muestra en la tabla 4.15 los resultados del diseño.

Tabla 4.19 Resultados de diseño

Nombre	Unidad de Medida	Cota	Medio de Comprobación	Evidencia de Desempeño
Eje X - Recorrido de mesa	mm	400	Diseño mecánico	712.6
Eje Y - Recorrido de mesa	mm	300	Diseño mecánico	392.9
Eje Z - Recorrido de cabezal	mm	50	Diseño mecánico	90
Espesor mínimo de plancha	Pulg.	1/8	Teórico	1/8
Espesor máximo de plancha	Pulg.	1 1/2	Diseño mecánico	3 1/2
Eje X - Longitud máxima de plancha	mm	1000	Diseño mecánico	1066,8
Eje Y - Ancho máximo de plancha	mm	500	Diseño mecánico	503,4
Altura de mesa de trabajo	mm	1200	Diseño mecánico	1220
Dureza de material a taladrar	HB	121	Diseño Mecánico	148.6
Máx. Dureza de material a taladrar	HB	250	Diseño Mecánico	297.2
Avance de la herramienta	mm/rev	0.2	Teórico	0,2
Diámetro máximo a taladrar	mm	26	Teórico	26
Velocidad lineal de herramienta	m/min	40	Teórico	40
Potencia de motor principal	HP	2.86	Diseño Mecánico	3,4
Torque de motor principal	N.m.	17.732	Diseño Mecánico	20
Velocidad de motor principal	RPM	2000	Diseño de Control Numérico	2000
Máx. Velocidad de motor principal	RPM	2000	Diseño de Control Numérico	2000
Potencia de motor X, Y, Z	HP	1.204	Diseño Mecánico	1,6
Torque de motor X, Y, Z	N.m.	4.288	Diseño Mecánico	7
Velocidad de motor X, Y, Z	RPM	2000	Diseño de Control Numérico	2000
Máx. Velocidad de motor X, Y, Z	RPM	3000	Diseño de Control Numérico	3000
Resolución X, Y, Z	mm	0.001	Diseño de control Numérico	0,001
Consumo de carga	KVA	30	Diseño de Control Numérico	30
Voltaje de alimentación	V	220	Diseño de Control Numérico	220
Peso de la máquina	Kg	500	Diseño Mecánico	406
Costo de la máquina	\$	60,000.00	Análisis de Costos	47,433,40

CAPÍTULO V
ANÁLISIS DE COSTOS

A continuación realizamos el análisis de costos, para el periodo de 180 días que tomará la fabricación de la máquina.

Ingresos por ventas	\$ 47,433.40
Transferencia al ente recaudador de tributos (19 % I.G.V.)	\$ 7,573.40
Ingresos neto por ventas	\$ 39,860.00

Gastos Directos	Materia prima directa	\$ 19,720.00
	Mano de obra directa	\$ 4,000.00
	Otros gastos directos	\$ 300.00
Margen Bruto		\$ 15,840.00

Gastos de Operación	Gastos Administrativos	\$ 900.00
	Gastos de ventas	\$ 500.00
	Otros gastos y provisiones	\$ 100.00
Margen de operación		\$ 14,340.00

Gastos de financiamiento	Ingresos financieros	\$ 25,000.00
	Pago por servicios financieros	\$ 33,000.00
Margen financiero		\$ 6,340.00

Distribución de Renta	Impuesto a la Renta (30%)	\$ 1,902.00
	Otra Distribución de Renta legal	\$ 438.00
Resultado Neto del Periodo		\$ 4,000.00

De la tabla podemos concluir que el precio de venta de la máquina es de \$ 47,433.40. Con una utilidad neta de \$ 4,000.00.

Si comparamos este precio con los precios de las máquinas mencionadas en el capítulo dos.

- ❖ La máquina “KX2-SIEG de Beili Industry”: \$ 60,000.00.
- ❖ La máquina “AD-20 de Jian Sheng Machinery”: \$ 55,000.00.

Podemos concluir que el precio de la máquina diseñada está por debajo del precio de máquinas similares en el mercado.

Cabe mencionar que la empresa POWERMATIC prefiere implementar este prototipo de equipo para poder realizar un análisis de inversión en el tiempo, de una producción masiva de equipos, por lo cual el cálculo de VAN y TIR se realizará en la siguiente fase del proyecto.

Presentamos a continuación una tabla de precios de la materia prima directa, esta contiene los precios de los componentes más importantes, necesarios para la elaboración de la máquina de taladrado automático.

Tabla 5.2 Precios de la materia prima directa

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CANT.	VALOR UNITARIO US\$	VALOR VENTA US\$
T14936	CONTROL GE Series FANUC 21 MB.	1.00	7,800.00	7,800.00
R96572	Módulo de I/O – 64/320	1.00	660.00	660.00
S02332	Módulo de interfase	1.00	130.00	130.00
T02638	Fanuc Servo Amplifier	1.00	6,100.00	6,100.00
S02125	Placa principal para el servomotor del eje X.	1.00	150.00	150.00

S02125	Placa principal para el servomotor del eje Y.	1.00	150.00	150.00
S02126	Placa principal para el servomotor del eje Z.	1.00	150.00	150.00
S87815	Servomotor AC y Servo drive del eje X. Model β2/4000is - FANUC AC SERVO MOTOR βiS SERIES (0.67 HP).	1.00	735.00	735.00
S87816	Servomotor AC y Servo drive del eje Y. Model β2/4000is - FANUC AC SERVO MOTOR βiS SERIES (0.67 HP).	1.00	735.00	735.00
S87817	Servomotor AC y Servo drive del eje Z. Model β2/4000is - FANUC AC SERVO MOTOR βiS SERIES (0.67 HP).	1.00	735.00	735.00
S87818	Servomotor AC y Servo drive del motor de taladrado. Model β22/2000is - FANUC AC SERVO MOTOR βiS SERIES (1 HP).	1.00	1,090.00	1,090.00
	Sistema de deslizamiento lineal: Nook-252-16-L42111A34S	1.00	450.00	450.00
	Sistema de deslizamiento lineal: Nook-252-08-L2405100S	1.00	270.00	270.00
	Sistema de deslizamiento lineal: Nook-252-08-L12051A23S	1.00	140.00	140.00
	Sistema de deslizamiento lineal: Nook-012-6-L72214 x 30A23S	1.00	240.00	240.00
	Sistema de deslizamiento lineal: Nook-NH15EA-B1-T0-700-C5-W1-E20-STD	1.00	165.00	165.00
	Detector por ultrasonido SRF 05	3.00	40.00	120.00
	Tablero de control eléctrico	1.00	130.00	130.00
	TOTAL		US\$	19.720.00

CONDICIONES COMERCIALES

T. Entrega	180 días
L. Entrega	Almacen POWERMATIC
Embalaje	Embalaje estandar
F.Pago	Contado Contraentrega
Garantía	1 AÑO

CONCLUSIONES

1. A partir de los diseños mecánicos planteados es factible la construcción de esta máquina, ya que todos los cálculos indican que se encuentra dentro de los límites de resistencia, deformación elástica, y factor de seguridad. Además la selección de componentes mecánicos, electrónicos y el control numérico nos permite asegurar que la automatización de la máquina podrá realizarse.
2. La financiación de esta máquina es viable, ya que el precio total está por debajo del precio normal de un equipo importado, además la implementación traería consigo un alto desarrollo industrial y creación de nuevas tecnologías, ya que no solo generaremos productos hechos en nuestro país, sino que también le daremos un valor agregado, que nos permitirá competir en igualdad de condiciones en el mercado internacional.
3. La producción masiva de este producto, permitirá que los empresarios puedan darse cuenta de la capacidad que tienen los ingenieros en nuestro país, de modo que se puedan producir otro tipo de máquinas industriales.

RECOMENDACIONES

1. Dado que el costo del proyecto es menor al costo de una máquina nueva, además el ingreso neto es positivo y adecuado, el financiamiento es viable. Por lo tanto se sugiere la inversión en el proyecto.
2. Dada la factibilidad técnica del proyecto y la adecuada selección de los componentes mecánicos y de control, se recomienda la fabricación del equipo.

BIBLIOGRAFÍA

1. Robert Mott, *Diseño de elementos de maquinas*, México 2006: Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 4ta Edición.
2. John A. Schey, *Procesos de manufactura*, México 2000: Editorial McGrawHill 3ra Edición.
3. Robert L.Norton, *Diseño de máquinas*, México 1999: Editorial Prentice Hall. 1ra Edición.
4. FANUC, *Manual del operador GE FANUC AUTOMATION Series 21 MB*. USA 2006.
5. FANUC, *Manual GE FANUC AUTOMATION Servo Amplifier β i Series*. USA 2006.
6. FANUC, *Manual GE FANUC AUTOMATION AC Servo Motor β i Series*. USA 2006.
7. POWERMATIC, *Manual de máquinas CNC*. Perú 2009
8. POWERMATIC, *Manual de puestas a tierra*. Perú 2000
9. POWERMATIC, *Separatas con tablas y gráficas experimentales del proceso de taladrado*.

Páginas Web:

www.peddinghaus.com

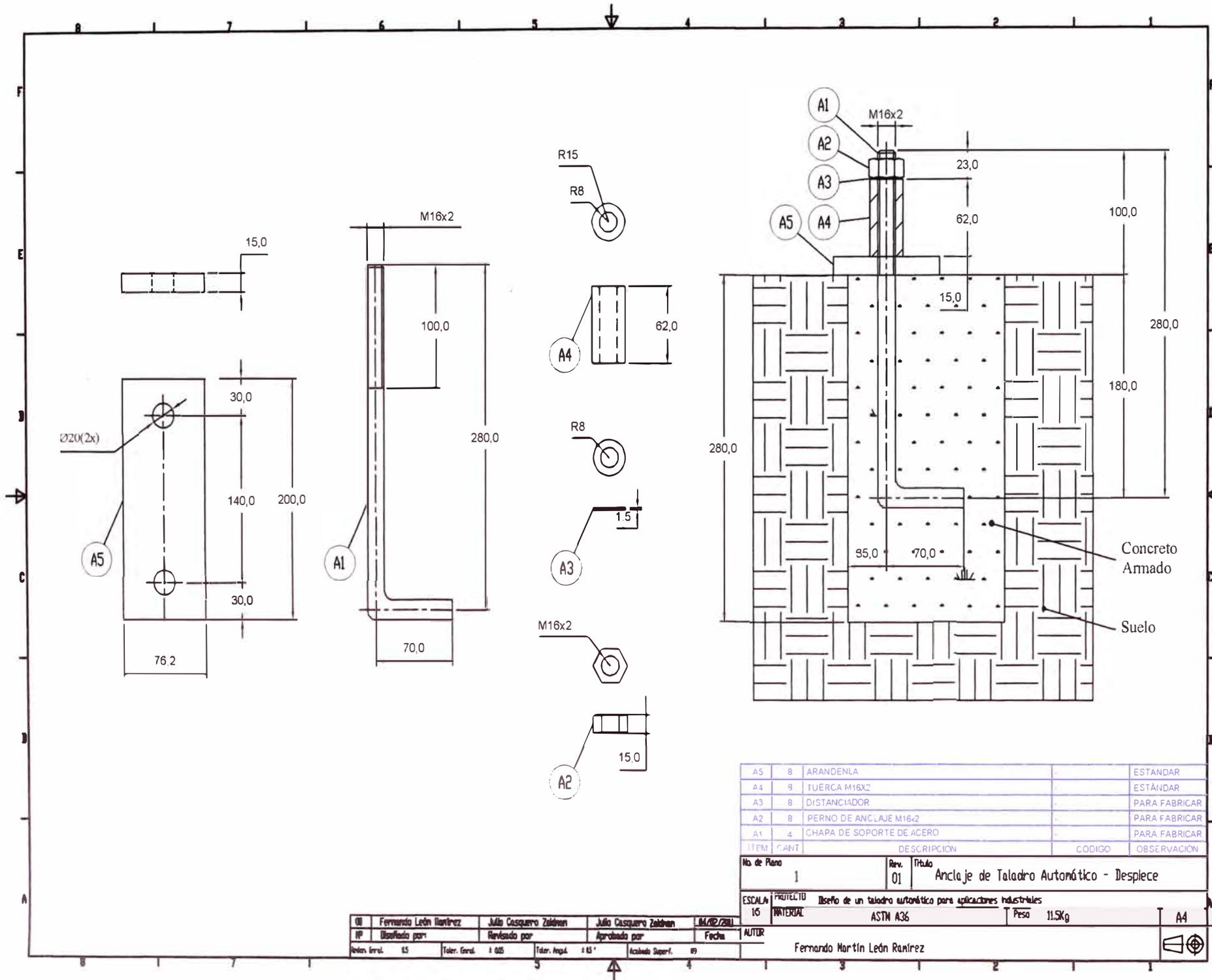
www.solidwork.com

www.nookindustries.com

www.thk.com

www.microcontroladores.com

PLANOS DE INGENIERÍA DE DETALLE



ITEM	CANT	DESCRIPCION	CODIGO	OBSERVACION
A5	8	ARANDENLA	-	ESTÁNDAR
A4	9	TUERCA M16X2	-	ESTÁNDAR
A3	8	DISTANCIADOR	-	PARA FABRICAR
A2	8	PERNO DE ANCLAJE M16x2	-	PARA FABRICAR
A1	4	CHAPA DE SOPORTE DE ACERO	-	PARA FABRICAR

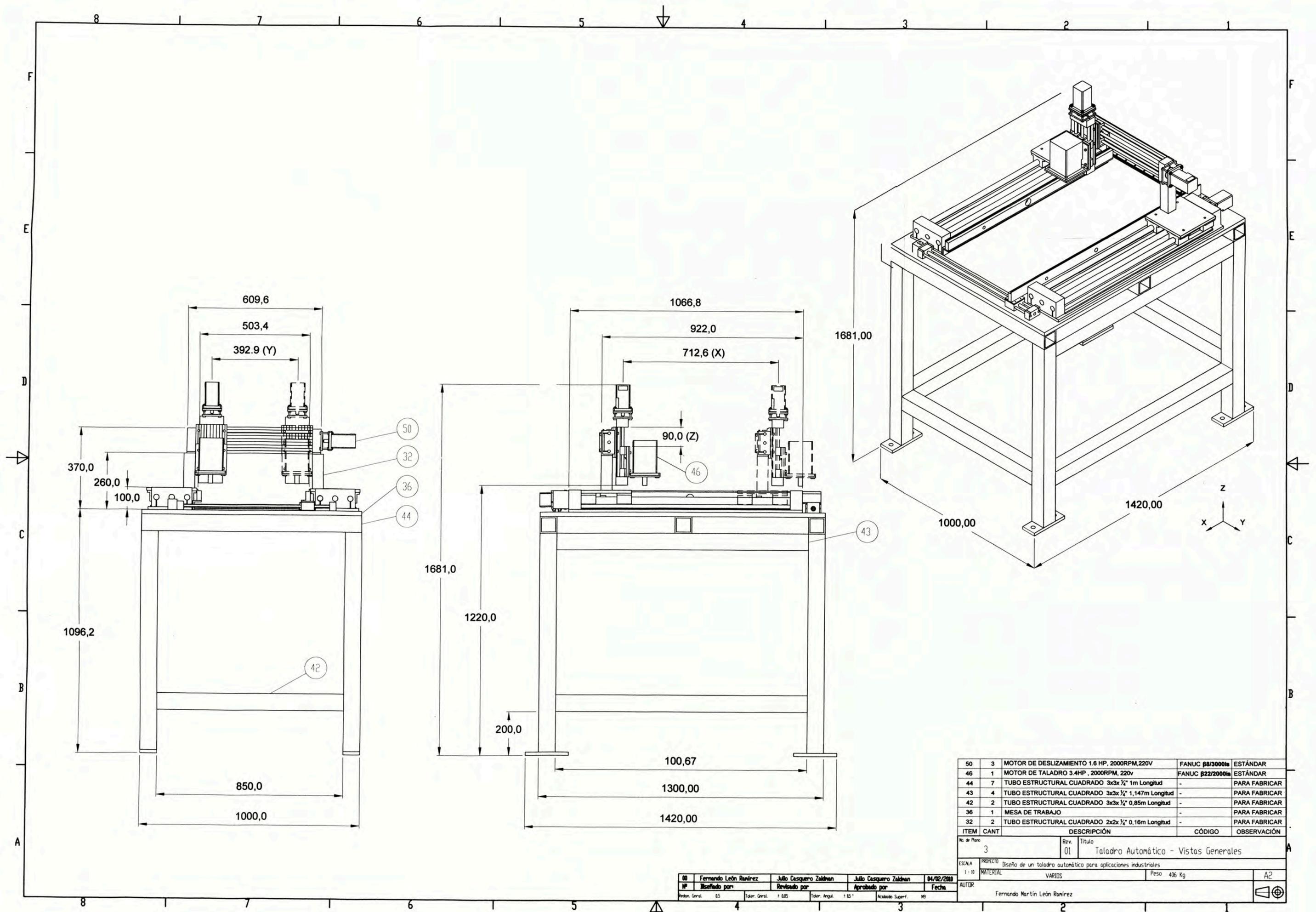
No de Plano: 1 Rev. 01 Título: Anclaje de Taladro Automático - Despiece

ESCALA: 1:5 PROYECTO: Diseño de un taladro automático para aplicaciones industriales MATERIAL: ASTM A36 Peso: 11.5Kg A4

Elaborado por:	Revisado por:	Aprobado por:	Fecha:
Fernando León Rincón	Julio Casquera Zaldívar	Julio Casquera Zaldívar	14/02/2011
Edición: 01	Toler. Genl.:	Toler. Ancl.:	Acabado Superf.:
0.5	0.05	0.15	09

Fernando Martín León Rincón

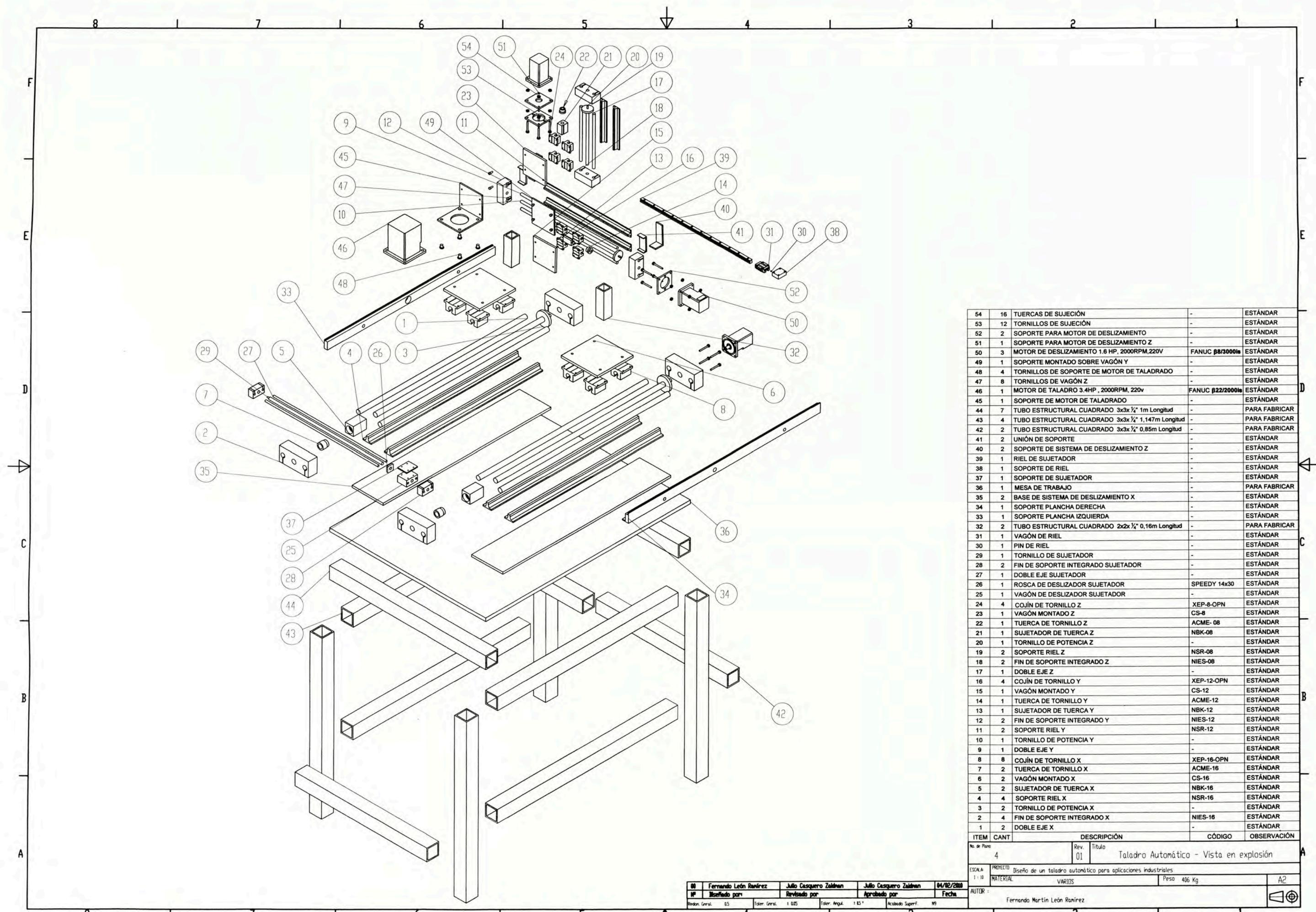




ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO	OBSERVACIÓN
50	3	MOTOR DE DESLIZAMIENTO 1.6 HP, 2000RPM, 220V	FANUC 88/3000is	ESTÁNDAR
46	1	MOTOR DE TALADRO 3.4HP, 2000RPM, 220v	FANUC 822/2000is	ESTÁNDAR
44	7	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/4" 1m Longitud	-	PARA FABRICAR
43	4	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/4" 1,147m Longitud	-	PARA FABRICAR
42	2	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/4" 0,85m Longitud	-	PARA FABRICAR
36	1	MESA DE TRABAJO	-	PARA FABRICAR
32	2	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 2x2x 1/4" 0,16m Longitud	-	PARA FABRICAR

No. de Plano		Rev.		Título	
3		01		Taladro Automático - Vistas Generales	
ESCALA	PROYECTO	Diseño de un taladro automático para aplicaciones industriales			
1:10	MATERIAL	VARIOS		Peso	406 Kg
AUTOR		Fernando Martín León Ramírez			

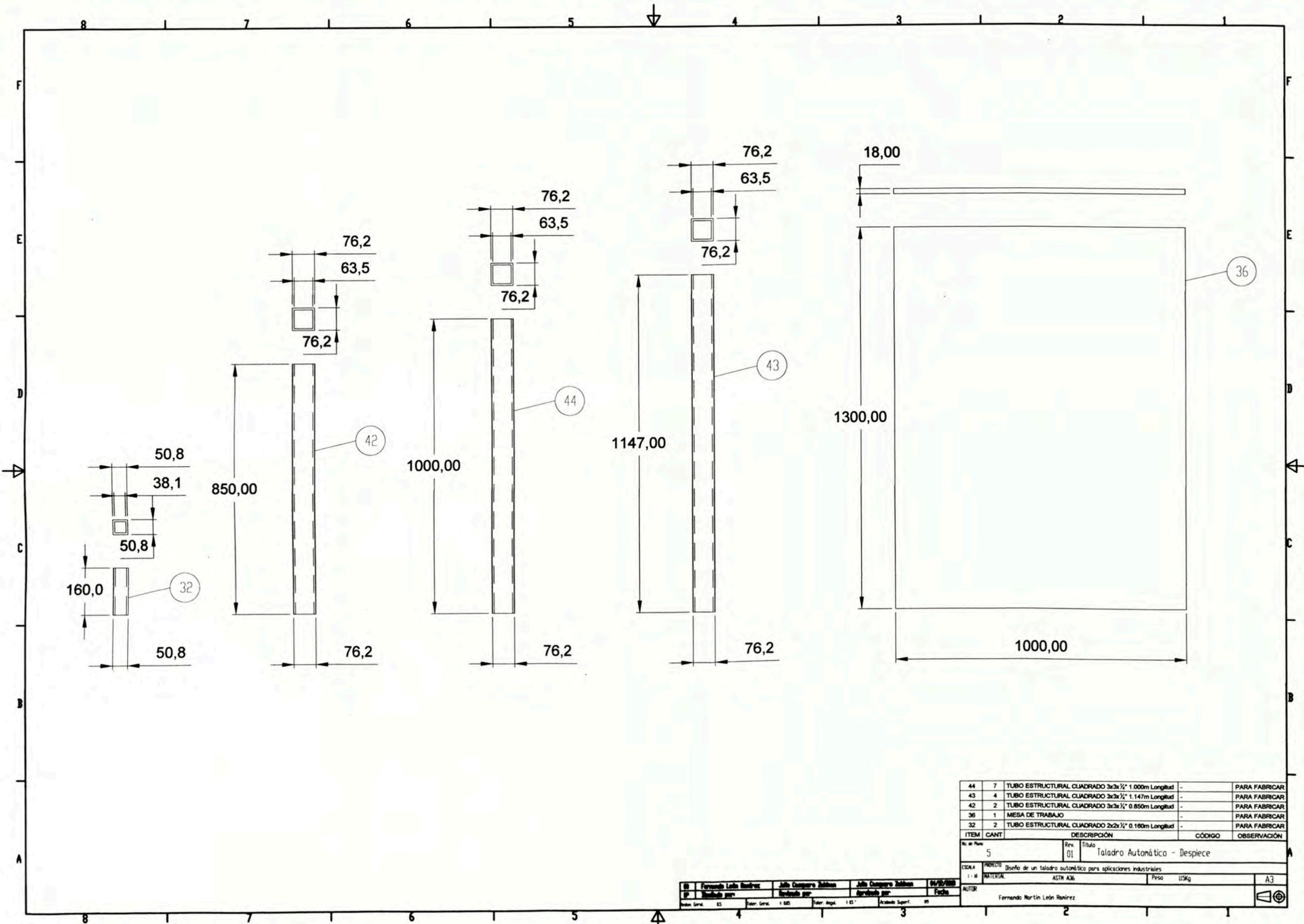
00	Fernando León Ramírez	Julio Casquero Zaldívar	Julio Casquero Zaldívar	04/02/2010
NP	Diseñado por	Revisado por	Aprobado por	Fecha
Toler. Genral.	± 0,25	Toler. Anál.	± 0,15	Acabado Superf.



54	16	TUERCAS DE SUJECIÓN	-	ESTÁNDAR
53	12	TORNILLOS DE SUJECIÓN	-	ESTÁNDAR
52	2	SOPORTE PARA MOTOR DE DESLIZAMIENTO	-	ESTÁNDAR
51	1	SOPORTE PARA MOTOR DE DESLIZAMIENTO Z	-	ESTÁNDAR
50	3	MOTOR DE DESLIZAMIENTO 1.8 HP, 2000RPM, 220V	FANUC β8/3000ls	ESTÁNDAR
49	1	SOPORTE MONTADO SOBRE VAGÓN Y	-	ESTÁNDAR
48	4	TORNILLOS DE SOPORTE DE MOTOR DE TALADRADO	-	ESTÁNDAR
47	8	TORNILLOS DE VAGÓN Z	-	ESTÁNDAR
46	1	MOTOR DE TALADRO 3.4HP, 2000RPM, 220v	FANUC β22/2000ls	ESTÁNDAR
45	1	SOPORTE DE MOTOR DE TALADRO	-	ESTÁNDAR
44	7	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/2" 1m Longitud	-	PARA FABRICAR
43	4	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/2" 1.147m Longitud	-	PARA FABRICAR
42	2	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/2" 0.85m Longitud	-	PARA FABRICAR
41	2	UNIÓN DE SOPORTE	-	ESTÁNDAR
40	2	SOPORTE DE SISTEMA DE DESLIZAMIENTO Z	-	ESTÁNDAR
39	1	RIEL DE SUJETADOR	-	ESTÁNDAR
38	1	SOPORTE DE RIEL	-	ESTÁNDAR
37	1	SOPORTE DE SUJETADOR	-	ESTÁNDAR
36	1	MESA DE TRABAJO	-	PARA FABRICAR
35	2	BASE DE SISTEMA DE DESLIZAMIENTO X	-	ESTÁNDAR
34	1	SOPORTE PLANCHA DERECHA	-	ESTÁNDAR
33	1	SOPORTE PLANCHA IZQUIERDA	-	ESTÁNDAR
32	2	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 2x2x 1/2" 0.16m Longitud	-	PARA FABRICAR
31	1	VAGÓN DE RIEL	-	ESTÁNDAR
30	1	PIN DE RIEL	-	ESTÁNDAR
29	1	TORNILLO DE SUJETADOR	-	ESTÁNDAR
28	2	FIN DE SOPORTE INTEGRADO SUJETADOR	-	ESTÁNDAR
27	1	DOBLE EJE SUJETADOR	-	ESTÁNDAR
26	1	ROSCA DE DESLIZADOR SUJETADOR	SPEEDY 14x30	ESTÁNDAR
25	1	VAGÓN DE DESLIZADOR SUJETADOR	-	ESTÁNDAR
24	4	COJÍN DE TORNILLO Z	XEP-8-OPN	ESTÁNDAR
23	1	VAGÓN MONTADO Z	CS-8	ESTÁNDAR
22	1	TUERCA DE TORNILLO Z	ACME-08	ESTÁNDAR
21	1	SUJETADOR DE TUERCA Z	NBK-08	ESTÁNDAR
20	1	TORNILLO DE POTENCIA Z	-	ESTÁNDAR
19	2	SOPORTE RIEL Z	NSR-08	ESTÁNDAR
18	2	FIN DE SOPORTE INTEGRADO Z	NIES-08	ESTÁNDAR
17	1	DOBLE EJE Z	-	ESTÁNDAR
16	4	COJÍN DE TORNILLO Y	XEP-12-OPN	ESTÁNDAR
15	1	VAGÓN MONTADO Y	CS-12	ESTÁNDAR
14	1	TUERCA DE TORNILLO Y	ACME-12	ESTÁNDAR
13	1	SUJETADOR DE TUERCA Y	NBK-12	ESTÁNDAR
12	2	FIN DE SOPORTE INTEGRADO Y	NIES-12	ESTÁNDAR
11	2	SOPORTE RIEL Y	NSR-12	ESTÁNDAR
10	1	TORNILLO DE POTENCIA Y	-	ESTÁNDAR
9	1	DOBLE EJE Y	-	ESTÁNDAR
8	8	COJÍN DE TORNILLO X	XEP-16-OPN	ESTÁNDAR
7	2	TUERCA DE TORNILLO X	ACME-16	ESTÁNDAR
6	2	VAGÓN MONTADO X	CS-16	ESTÁNDAR
5	2	SUJETADOR DE TUERCA X	NBK-16	ESTÁNDAR
4	4	SOPORTE RIEL X	NSR-16	ESTÁNDAR
3	2	TORNILLO DE POTENCIA X	-	ESTÁNDAR
2	4	FIN DE SOPORTE INTEGRADO X	NIES-16	ESTÁNDAR
1	2	DOBLE EJE X	-	ESTÁNDAR

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO	OBSERVACIÓN
No. de Plano: 4 Rev. 01 Título: Taladro Automático - Vista en explosión				
ESCALA: PROYECTO: Diseño de un taladro automático para aplicaciones industriales				
1:10 MATERIAL: VARIOS		Peso: 406 Kg		A2
AUTOR: Fernando Martín León Ramírez				

08	Fernando León Ramírez	Julio Casquero Zaldívar	Julio Casquero Zaldívar	04/12/2010
IP	Diseñado por	Revisado por	Aprobado por	Fecha
Redon. Genral.	05	Taladr. Genral.	± 0.05	Taladr. Angul.
			± 15°	Acabado Superf.
				NS



ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO	OBSERVACIÓN
44	7	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/2" 1.000m Longitud	-	PARA FABRICAR
43	4	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/2" 1.147m Longitud	-	PARA FABRICAR
42	2	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 3x3x 1/2" 0.850m Longitud	-	PARA FABRICAR
36	1	MESA DE TRABAJO	-	PARA FABRICAR
32	2	TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO 2x2x 1/2" 0.160m Longitud	-	PARA FABRICAR

No. de Plan	5	Rev.	01	Título	Taladro Automático - Despiece
ESCALA	PROYECTO	Diseño de un taladro automático para aplicaciones industriales			
1:1	MATERIAL	ASTM A36	Peso	115kg	A3
AUTOR: Fernando Martín León Ramírez					

Elaborado por	Fernando León Ramírez	Revisado por	Juli Duggore Zúñiga	Fecha	04/05/2008
Verificado por	Juli Duggore Zúñiga	Aprobado por	Juli Duggore Zúñiga	Fecha	
Norma Genl.	85	Edición Genl.	1 005	Edición Anul.	1 05
Acabado Superf.		09			

ANEXOS

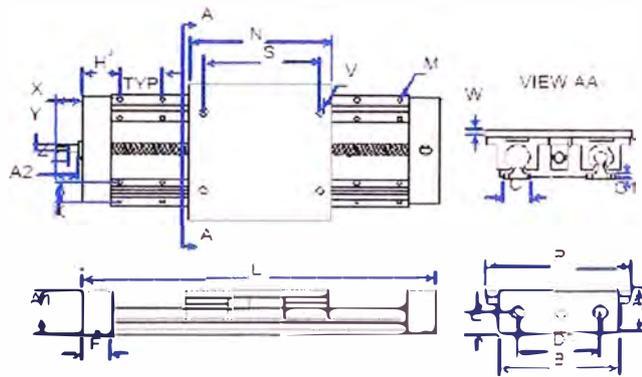
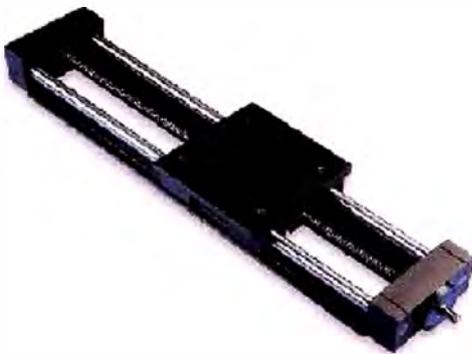
ANEXO 1: Sistema de deslizamiento serie 252



LINEAR SLIDE SYSTEMS

SERIES 252 SLIDE SYSTEMS

ANEXO 1 SERIES 252: DOUBLE SHAFT FULLY SUPPORTED SYSTEM WITH END SUPPORTS, BALL SCREW ASSEMBLY AND CARRIAGE



BENEFITS

- Adaptable to any drive system
- Flexible design
- Use where fully supported systems are needed
- Pre-aligned, easy installation

COMPONENTS

- 4 Linear bearing pillow blocks (open)
- 2 Integrated end supports
- 2 HG linear shafts
- 1 carriage, 1 ball screw assembly
- 2 shaft support rails

DOUBLE SHAFT FULLY SUPPORTED SYSTEM WITH END SUPPORTS, BALL SCREW ASS'Y & CARRIAGE

PART NO.	SHAFT DIA.	NOM. LOAD (LBS)	MAX SYSTEM	BALL SCREW	A ±0.03	DIMENSION (inches)										DIMENSION (ID.)	
						A1	B	D	E	F	C	CI	**H	J=0.10	K=0.10		M BOLT HOLE
252-08-LNX	1/2	608	50 - 50	2.187	2.13	4.25	3.25	1.125	1.50	1.50	1.87	2.00	4.00	1.00	#6	17	TRAVEL-3.50
252-12-LNX	3/4	1,584	75 - 20	2.933	2.75	6.00	4.50	1.500	2.00	1.75	2.50	3.00	6.00	1.25	#10	22	TRAVEL-11.00
252-16-LNX	1	2,844	100 - 1.00	3.433	3.25	7.25	5.50	1.750	2.20	2.13	3.00	3.00	6.00	1.50	1/4	28	TRAVEL-13.40
252-24-LNX	1-1/2	5,364	150 - 1.00	5.000	4.88	10.75	8.00	2.500	2.80	3.00	3.75	4.00	8.00	2.25	3/8	41	TRAVEL-19.60

*Based on horizontal load, equally distributed to each bearing with a travel life of 2 million inches

** For 18", 30" & 42" end lengths, H=3.00

If non-standard length "H" is symmetrical

DOUBLE SHAFT SYSTEM STANDARD LENGTH FOR 212 & 252

PART NO.	18"	24"	30"	32"	36"	40"	42"	48"	54"	56"	60"	64"	66"	72"
2X2-08-LNX	■	■	■		■			•	•					
2X2-12-LNX	■	■	■		■			■	■					
2X2-16-LNX	■	■	■		■			■	■			■	■	■
2X2-24-LNX		■		■		■		■		■		■	■	■

• System 252 only



212 - 12 - L 24 / 0750-0200 SRT / A34 / S

MODEL

MM SLIDE™
012 = Double Shaft End Supported System with Screw

SERIES 200
211 = Double Shaft End Supported System without Screw
251 = Double Shaft Fully Supported System without Screw
212 = Double Shaft End Supported System with Screw
252 = Double Shaft Fully Supported System with Screw

SERIES 300
302 = Double Shaft End Supported System without Screw
312 = Double Shaft Fully Supported System with Screw

SHAFT DIAMETER

Diameter of the shaft in increments of an inch

MM SLIDE™	SERIES 200	SERIES 300
6 = 3/8 inch	8 = 1/2 inch 12 = 5/4 inch 16 = 1 inch 24 = 1 1/2 inch	8 = 1/2 inch 12 = 3/4 inch 16 = 1 inch

OVERALL LENGTH

OAL Including end blocks, are inches preceded by an "L"

NOTE:
See description on the following pages for actual travel distance and standard lengths.

SCREW SPECIFICATION

Screw Size is matched to the diameter of the shaft. Select either an Acme or Ball Screw Part Number

MM SLIDE™			SERIES 200			SERIES 300		
SHAFT Dia.	SPEEDY™ Screw Part #	CARRY™ Screw Part #	SHAFT Dia.	ACME SCREW Part #	BALL SCREW Part #	SHAFT Dia.	ACME SCREW Part #	BALL SCREW Part #
6 (3/8")	11 x 60	12 x 4 12 x 5	8 (1/2")	1-2-1	0500-0200 SRT 0500-0500 SRT	8 (1/2")	3-3-2	0375-0125 SRT
	13 x 70			1-2-2			3-3-4	
	14 x 8			1-2-3			3-3-5	
	14 x 18			1-2-5			3-3-6	
	14 x 30			1-2-10			3-3-8	
12 (5/4")			12 (5/4")	3-4-10	0750-0200 SRT 0750-0500 SRT	12 (5/4")	3-8-10	0500-0200 SRT 0500-0500 SRT
				1-1	3-8-12			
				1-10	3-8-15			
				1-1-2-2	1-2-1			
				1-1-2-2-2-5	1-2-2			
24 (1-1/2")			24 (1-1/2")	1-1-2-4	1500-0250 SRT 1500-0500 SRT	12 (5/4")	1-2-4	0750-0200 SRT 0750-0500 SRT
				1-1-2-5	1-2-5			
				1-1-2-10	1-2-10			
				1-1-2-10	1-2-10			
				1-1-2-10	1-2-10			
16 (1")			16 (1")	1-1-2-10	1500-0250 SRT 1500-0500 SRT	16 (1")	3-4-10	0750-0200 SRT 0750-0500 SRT
				1-1-2-10	1-2-10			
				1-1-2-10	1-2-10			

MOTOR ADAPTERS

MM SLIDE™	SERIES 200	SERIES 300
A23 = 23 Frame for the 6 (3/8") 00 = No motor adapter	A23 = 23 Frame for the 8 (1/2") and 12 (5/4") Slide A24 = 34 Frame size for 16 (1") Slide A42 = 42 Frame size for 24 (1 1/2") Slide 00 = No motor adapter	A23 = 23 Frame for the 8 (1/2") and 12 (5/4") Slide A34 = 34 Frame size for 16 (1") Slide 00 = No motor adapter

MODIFIER LIST

ALWAYS 5 or M

S = Standard, no additional description or modification required
M = Modified, additional description required
B = Boot, the "L" dimension must be increased by 1" times travel in order to accommodate the retracted boot

PRECISION LINEAR SLIDE SYSTEMS TECHNICAL DATA

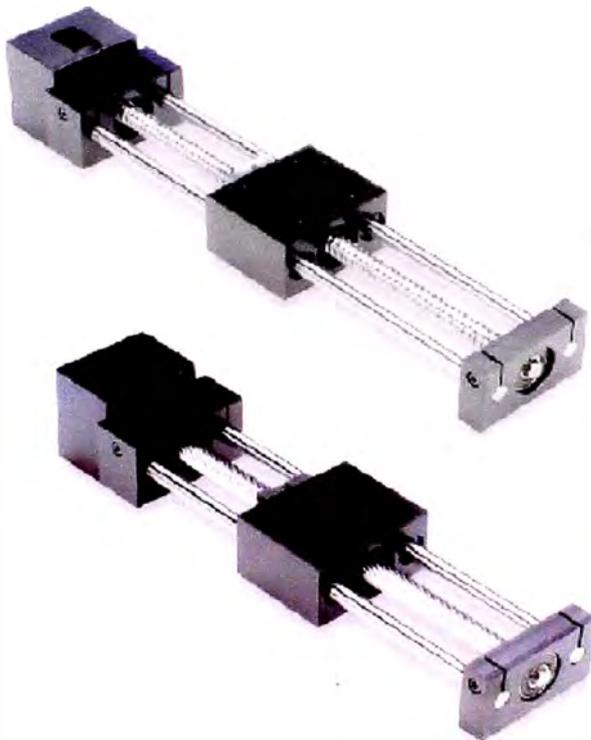
ANEXO 2 : Sistema de deslizamiento MM

LINEAR SLIDE SYSTEMS

MM SLIDE™ SYSTEMS

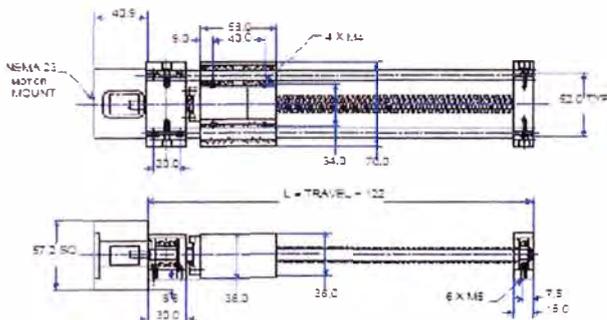


ANEXO 2 MM SLIDE™ DOUBLE SHAFT END SUPPORTED SYSTEM WITH SCREW ASSEMBLY AND CARRIAGE



MM SLIDE™ SYSTEM FEATURES:

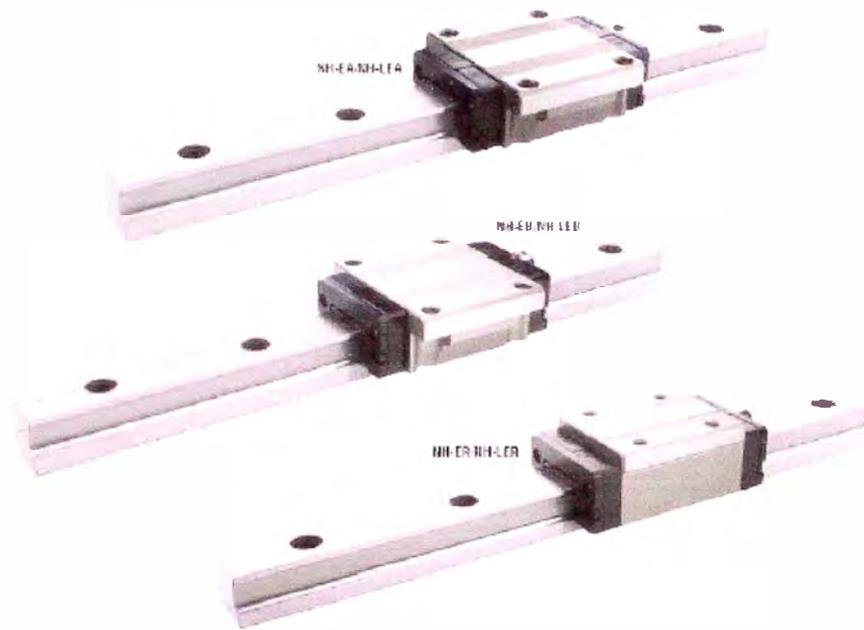
- The right solution for accurate positioning in limited space applications
- Lightweight rigid aluminum construction provides high system strength and stiffness.
- Carriage plate includes hole patterns for easy payload integration or X-Y axis mounting.
- A wide variety of metric screw diameters, leads and nut styles are available to accommodate a wide range of performance requirements.
- Adaptable motor mounts provide flexibility in motor control options.
- MM Slide™ includes one carriage linear bearing block assembly (contains 4 EXCEL™ linear bearings), two integrated end supports, two HG linear shafts and one lead screw assembly.



MM SLIDE SCREW SELECTION					
SLIDE PART NO.	Nominal Shaft Dia (mm)	Load (N)	Metric Screw	Page	L Max. (mm)
012-06-LXX	9.5	1174	Speedy 11 x 60	55	525
			Speedy 13 x 70	55	
			Speedy 14 x 8	59	
			Speedy 14 x 15	59	
			Speedy 14 x 30	59	
			Carry 12 x 4	158	
Carry 12 x 5	158				

XX=OAL [mm]

ANEXO 3 : Deslizadores de carga pesada



SELECTION OF ULTRA HEAVY AND HEAVY LOAD TYPE

CLASSIFICATION	ULTRA HEAVY LOAD TYPE			HEAVY LOAD TYPE		
	NH-LEA	NH-LEB	NH-LEA		NH-EB	NH-EB
Mounting Direction						
Main Features	Ultra heavy load type with long runner blocks			NH-EB Flange type heavy load type		Narrow width heavy load type
Permissible speed (m/min.)	120	120	120	120	120	120
Accuracy	C001-C7	C001-C7	C001-C7	C001-C7	C001-C7	C001-C7
Preload	T-T3	T-T3	T-T3	T-T3	T-T3	T-T3
Vibration Behavior	○	○	○	○	○	○
Noise	○	○	○	○	○	○

See unit conversion on page 45

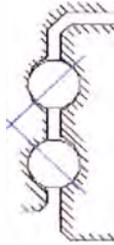
○ Low

● Very Low

FEATURES

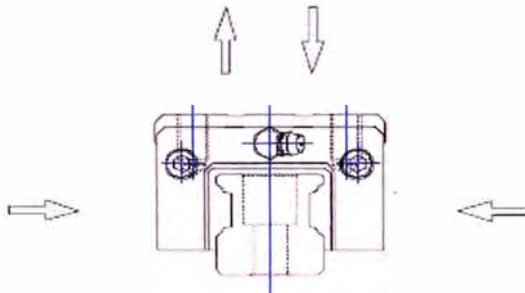
NOOK Profile Rail Design

NOOK Ultra Heavy Load Type Runner Blocks maintain circulation of the balls by a retainer and end cap. The four rows of balls on the inner runner block are arranged in two rows on either side facing each other and contacting at a 45° angle. As the load is transmitted the balls contact the rail at two points at an inclusive angle of 90°. In turn, the contact with the outer track is the same, making a square load force configuration.



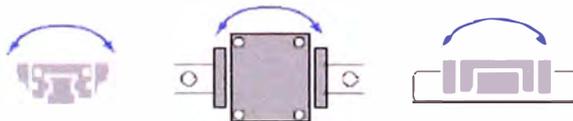
Equal Load in Four Directions

The shape of NOOK runner blocks have an equal rated load capacity in any direction. Equal rigidity is therefore obtained in any of the four loading directions making NOOK runner blocks ideal for single or combination loads.

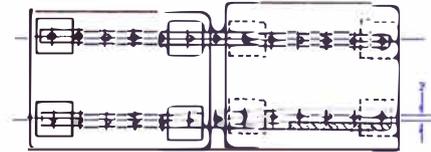


Mounting Error Absorption and Rolling Moment Rigidity

NOOK runner blocks are designed to absorb some of the mounting inaccuracies without any significant increase in the sliding friction.



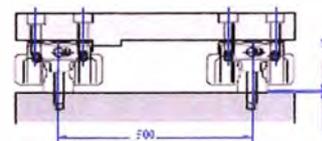
Error Allowance in the Parallelism Between Two Rails—Horizontal Plane



Permissible Tolerance (P) for Parallelism

Model NH Model No.	P			unit = μm
	Clearance T0	Clearance T1	Normal Clearance	
15	—	18	25	
20	18	20	25	
25	20	22	30	
30	27	30	40	
35	30	35	50	
45	35	40	60	
55	45	50	70	
65	55	60	80	

Error Allowance Between Two Rails

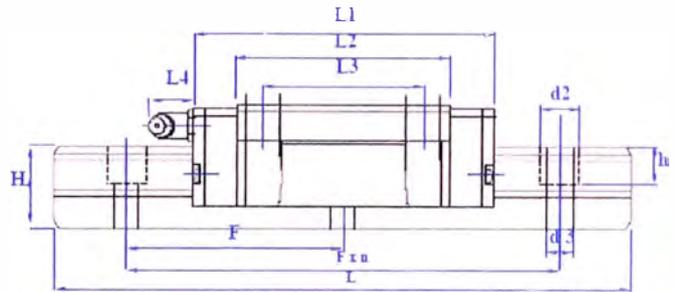
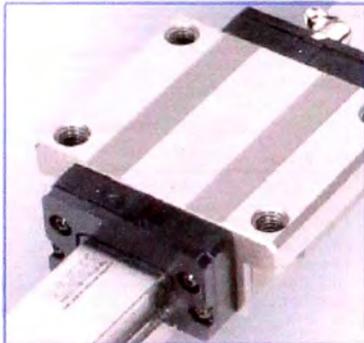


Permissible Tolerance (S) for Two Level

TWO LEVEL OFFSET: The values in the figure show the permissible tolerances for the rail-to-rail distance of 500 mm. The permissible values are proportional to the rail-to-rail distances.

Model NH Model No.	S			unit = μm
	Clearance T0	Clearance T1	Normal Clearance	
15	—	85	130	
20	50	85	130	
25	70	85	130	
30	90	110	170	
35	120	150	210	
45	140	170	250	
55	170	210	300	
65	200	250	350	

NH-EA • NH-LEA series
 heavy load • flange mount
 four tapped holes

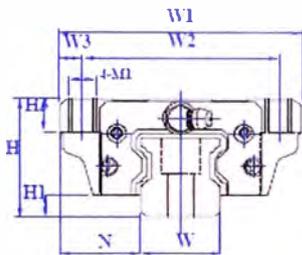


NOOK Precision Profile Rail Systems provide stable and efficient linear motion guidance under variable speeds and high load conditions.

- Interchangeable with other manufacturers
- NH-EA provides Heavy Load with Flange
- NH-LEA provides Heavy Load with Long Slide Unit
- Precision Class C0001 - C7
- Preload: T - T3
- Maximum Rail Length
 15, 20, 45, 55, 65 - 3000mm
 25, 30, 35 - 4000mm

Model	assembly dimensions			runner block dimensions							grease fitting		
	height H	width W	length L	W _L	L _L	M _L	H _L	L _L	W _H				
NH15EA	24	47	58.5	38	30	M5x7	38	5	7	0	4.5	4.6	NA5516-1A
NH20EA	30	63	73	53	40	M6x1	50	8	0	5	5		NA5516-1A
NH25EA	36	70	83	57	45	M8x10	59	10	12	6.5	6.5		B-M6F
NH25LEA	36	70	107	57	45	M8x10	83	10	12	6.5	6.5		B-M6F
NH30EA	42	90	97	72	52	M10x10	68	13	12	9	7		B-M6F
NH30LEA	42	90	123	72	52	M10x10	94	13	12	9	7		B-M6F
NH35EA	48	100	112	82	62	M10x13	80	13	12	9	8		B-M6F
NH35LEA	48	100	141	82	62	M10x13	109	13	12	9	8		B-M6F
NH45EA	60	120	139	100	80	M12x15	102	15	14	10	11		B-PT 1/8
NH45LEA	60	120	167	100	80	M12x15	130	15	14	10	11		B-PT 1/8
NH55EA	70	140	159	116	95	M14x17	124	17	16	12	14		B-PT 1/8
NH55LEA	70	140	191	116	95	M14x17	156	17	16	12	14		B-PT 1/8
NH65EA	85	170	188	142	110	M16x20	148	20	16	14	14		B-PT 1/8
NH65LEA	85	170	247	142	110	M16x20	207	20	16	14	14		B-PT 1/8

See chart conversion on page 48



rail dimensions					load ratings								weight			
height H.W	width N	pitch F	d, x d ₁ x h	basic load ratings:				static moment ratings:				block kg	rail kg/m			
				C ₁ kN	R _f	C ₂ kN	R _f	M ₁ kN-m	R ₁ -m	M ₂ kN-m	R ₂ -m			M ₃ kN-m	R ₃ -m	
17	15	16	60	4.5 x 7.5 x 7	8.43	1,896	13.53	3,041	0.07	160	0.07	160	0.13	1,128	0.19	1.7
21	20	21.5	60	6 x 9.5 x 11	13.92	3,130	23.83	5,157	0.16	1,389	0.16	1,389	0.26	2,344	0.4	2.8
24	23	23.5	60	7 x 11 x 11	20.00	4,496	34.42	7,736	0.27	2,430	0.27	2,430	0.44	3,906	0.69	3.7
24	23	23.5	60	7 x 11 x 11	27.36	6,149	45.89	10,314	0.47	4,166	0.47	4,166	0.64	5,642	0.97	3.7
28	28	31	80	9 x 14 x 14	28.24	6,347	46.87	10,535	0.43	3,819	0.43	3,819	0.72	6,336	1.8	5.3
28	28	31	80	9 x 14 x 14	37.55	8,441	62.56	14,061	0.73	6,423	0.73	6,423	0.98	8,680	1.8	5.3
32	34	33	80	9 x 14 x 15	37.55	8,441	62.56	14,061	0.64	5,642	0.64	5,642	1.13	9,982	1.8	7.5
32	34	33	80	9 x 14 x 15	50.30	11,306	81.59	18,337	1.13	9,982	1.13	9,982	1.64	14,496	2.5	7.5
42	45	37.5	105	14 x 20 x 21	60.21	13,532	95.71	21,510	1.30	11,544	1.30	11,544	2.30	20,598	3.1	12.9
42	45	37.5	105	14 x 20 x 21	80.61	18,116	127.48	28,651	2.11	18,662	2.11	18,662	3.13	27,669	4.0	12.9
46	53	43.5	120	16 x 23 x 24	90.02	20,232	137.09	30,811	2.22	19,617	2.22	19,617	4.16	37,671	5.1	17.3
46	53	43.5	120	16 x 23 x 24	119.05	26,756	183.09	41,147	3.71	32,810	3.71	32,810	5.31	47,046	6.5	17.3
58	63	53.5	150	18 x 26 x 25	141.11	31,714	215.15	48,354	4.21	37,237	4.21	37,237	7.38	65,360	9.1	24.9
58	63	53.5	150	18 x 26 x 25	192.11	43,175	286.15	64,310	7.21	63,798	7.21	63,798	10.75	93,133	13.1	24.9

The specifications and data in this publication are believed to be accurate and reliable. However, it is the responsibility of the product user to determine the suitability of Wook Industries products for a specific application. While defective products will be replaced without charge if promptly returned, no liability is assumed beyond such replacement.

ANEXO 4: Dimensiones de motor β22/2000is

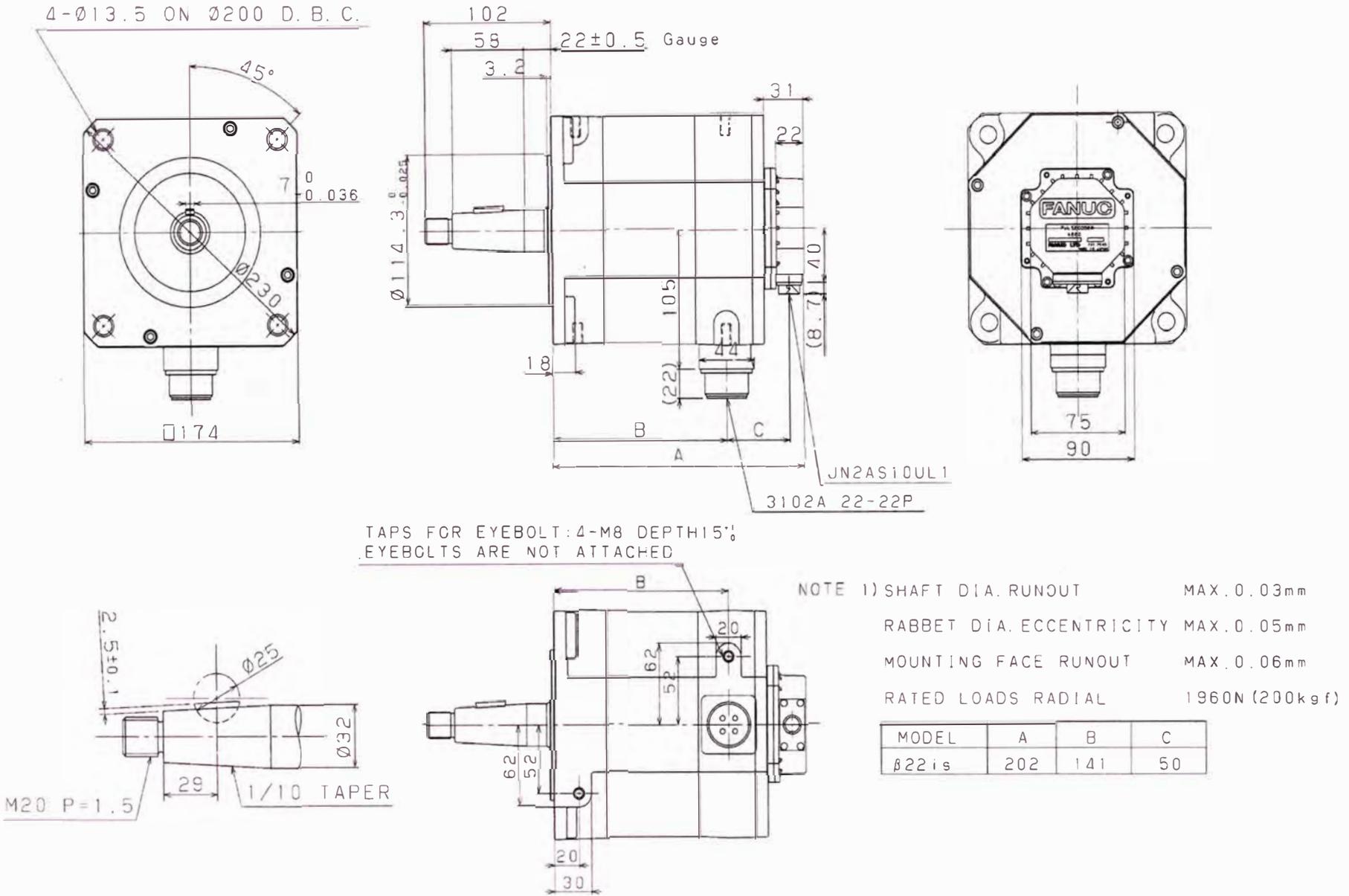


Fig A4.1 Dimensiones del motor β22/2000is

ANEXO 5: Dimensiones de motor $\beta 8/3000is$

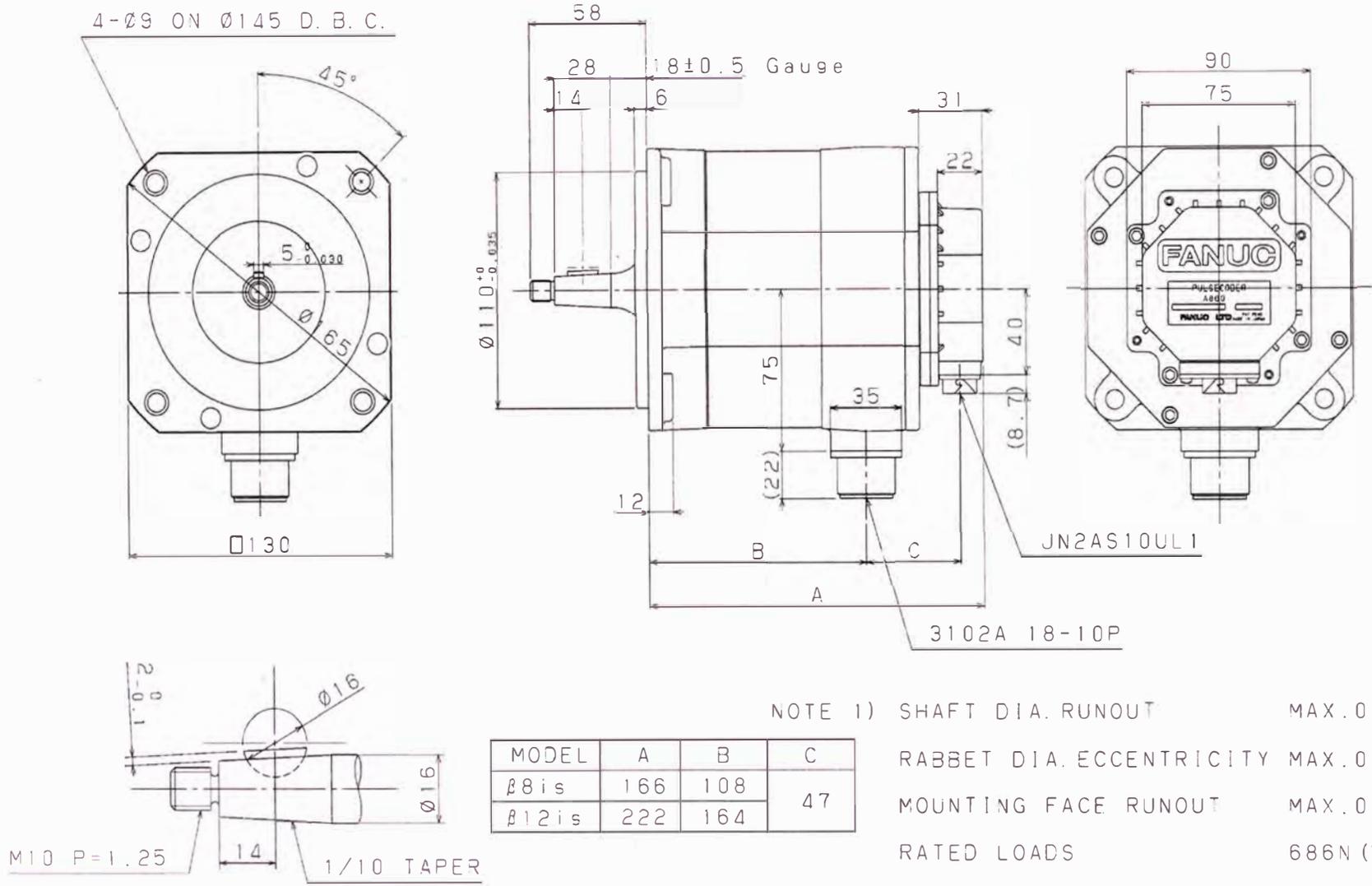


Fig A5.1 Dimensiones del motor $\beta 8/3000is$

ANEXO 6: Conexión y Diagrama de tiempos de sensor SRF 05

A6.1 Conexión de sensor SRF 05

El módulo emplea tan sólo 5 conexiones que se pueden realizar soldando directamente 5 cables o bien mediante un conector de 5 vías con paso de 2.54mm. Estas se muestran en la figura

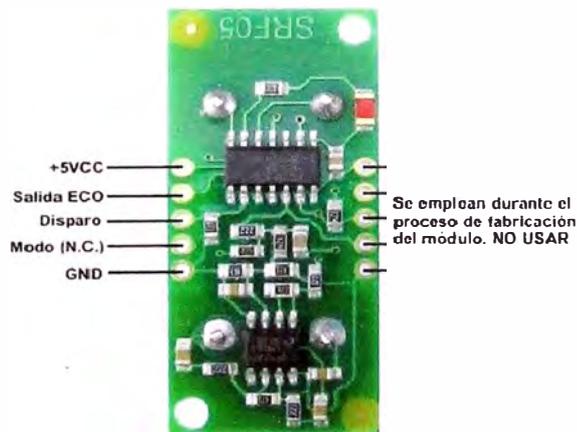


Fig. A6.1 Parte posterior SRF05

Tabla A6.1 Características físicas

+5Vcc	Tensión positiva de alimentación
ECO	Salida del pulso cuya anchura determina el tiempo del recorrido de la señal ultrasónica
Disparo	Entrada de inicio de una nueva medida. Se aplica un pulso con una duración mínima de 10uS
Modo (N.C.)	Sin conexión se selecciona el modo 1
GND	Tierra de alimentación

Fuente: www.microcontroladores.com

A6.2 Diagrama de tiempos de sensor SRF 05

Se emplea patillas separadas, una para aplicar el pulso de inicio o Trigger y otra para leer la anchura del pulso del ECO medido. Externamente se aplica, por parte del usuario, un pulso de disparo o trigger de 10 US de duración mínima. Se inicia la secuencia. El módulo transmite un tren de pulsos o “burst” de 8 ciclos a 40KHz. En ese momento la señal de salida ECO pasa a nivel “1”. Cuando la cápsula receptora recibe la

señal transmitida como consecuencia de haber rebotado en un objeto (eco), esta salida pasa de nuevo a nivel “0”.

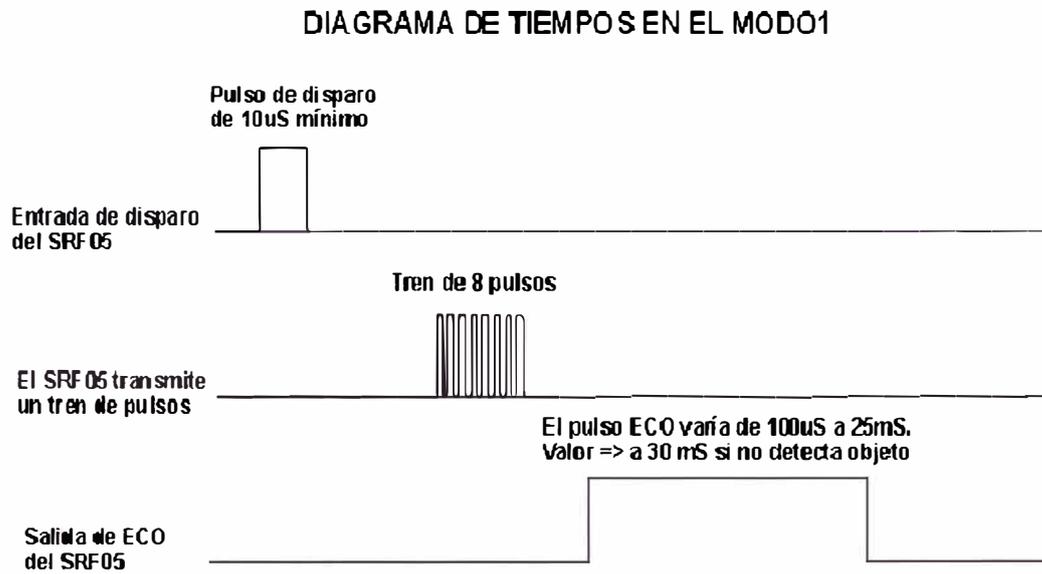


Fig.A6.2 Diagrama de tiempo