



ÍNDICE MEMORIA

Índice memoria.....	1
Resum	3
Resumen.....	3
Abstract	3
Capítulo 1 Estudio de medidas.....	4
1.1. Medidas antropométricas	4
1.2 Medidas de los muebles	8
1.3 Medidas de recorrido	10
Capítulo 2 Cálculos	12
2.1 Peso a soportar	12
2.2 Par Motor	15
2.3 Muelles	16
2.4 Esfuerzos	19
Capítulo 3 Motoreductor	23
3.1 Especificaciones.....	25
3.2 Selección del reductor	26
3.3 Potencia requerida	29
3.4 Selección del motor.....	30
3.5 Selección final	32
Capítulo 4 Estructura	35
4.1 Barras principales	35
4.2 Eje de transmisión	41
4.3 Escuadras soporte armario	44
4.4 Medidas definitivas	46
4.5 Par y Potencia final	48
4.6 Fijaciones a la pared	49
4.7 Elementos de unión.....	51
4.8 Hueco en el armario	53

Capítulo 5 Sistemas de seguridad.....	55
5.1 Bloqueo mecánico.....	55
5.2 Sistema de pesaje	56
5.3 Perímetro de seguridad.....	59
Capítulo 6 Sistema Eléctrico	60
6.1 Esquema de potencia	60
6.2 Esquema de maniobra	63
Capítulo 7 Epílogo	66
7.1 Estructura 3D.....	66
7.2 Presupuesto.....	69
7.3 Conclusiones	72
Capítulo 8 Bibliografía	73
8.1 Bibliografía de consulta; páginas web:	73
8.2 Bibliografía de consulta; libros:	74

Anexos a la memoria

- Planos
- Catálogo reductor Bonfiglioli
- Catálogo motor Bonfiglioli
- Catálogo muelles SPEC
- Catálogo tornillería FATOR
- Catálogo fijaciones Sistemas de fijación
- Antropometría para discapacitados
- Tabla de perfiles
- Catálogo fuentes de alimentación PULS

RESUM

Cada dia els pisos tendeixen a ser més petits, es per això que s'ha de poder aprofitar fins l'últim racó per emmagatzemar coses. Aquest projecte pretén crear un automatisme que faciliti l'accés a persones en cadira de rodes a aquells armaris de cuina situats a les parets i a on normalment no podrien tenir accés.

Mitjançant un senzill sistema de braços abatibles governats per un sistema de motor elèctric i un reductor mecànic, s'aconsegueix fer descendir fins l'alçada desitjada l'armari de pared, on pot ser carregat amb total comoditat abans de ser tornat a la seva posició original mitjançant un interruptor. Una de les principals avantatges d'aquest mecanisme, es que permet el moviment sense la necessitat de retirar els elements que hi hagi damunt del taulell.

RESUMEN

Cada día los pisos tienden a ser mas pequeños, es por ello que se debe poder aprovechar hasta el último rincón para almacenar cosas. Este proyecto pretende crear un automatismo que facilite el acceso a personas en silla de ruedas a aquellos armarios de cocina situados en las paredes y donde normalmente no podrían tener acceso.

Mediante un sencillo sistema de brazos abatibles gobernados por un sistema de motor eléctrico y un reductor mecánico, se consigue hacer descender hasta la altura deseada el armario de pared, donde puede ser cargado con total comodidad antes de ser devuelto a su posición original mediante un interruptor. Una de las principales ventajas de este mecanismo, es que permite el movimiento sin necesidad de retirar los elementos que haya sobre la encimera de la cocina.

ABSTRACT

Apartments tend to be smaller every time so we need to be able to take advantage of every corner to store things. This projects strives to create an automatic system that allows people on wheelchairs easier access to hanging cupboards in the kitchen, which they aren't able to reach in normal circumstances.

The cupboard is lowered down to the desired height by means of a simple system of retractable arms run by an electric motor and a speed reducer. Then, it can be comfortably stocked before retrieving it to its original position by means of a switch. One of the main advantages of this system is that it allows all movements without having to clear the kitchen counter.

CAPÍTULO 1

ESTUDIO DE MEDIDAS

La base para este proyecto consiste en ver cual es el problema respecto a los armarios de cocina superiores de cara a las personas en silla de ruedas. Con esto me refiero a limitaciones de alturas.

Para ello se realizará un estudio de mercado con el fin de determinar cuales son los estándares de medidas tanto de los propios armarios, como de las medidas antropométricas de las personas en silla de ruedas. Con ello se determinará el recorrido que deberán realizar los armarios con el mecanismo que pretendo diseñar en este proyecto.

1.1. Medidas antropométricas

El primer objetivo es saber a quien irá dirigido este producto y estudiar sus limitaciones.

Puesto que se pretende diseñar un sistema que permita acceder de forma sencilla a aquellos armarios de cocina que quedan colgados de las paredes desde una silla de ruedas, y que además se pretende hacer descender el armario hasta la persona y no elevar a la persona hasta el armario, se deberá estudiar detenidamente a que alturas son capaces de acceder dichas personas.

Para ello se debe conocer cuales son las medidas antropométricas de la población en silla de ruedas, tanto para hombres como para mujeres puesto que serán medidas diferentes.

Tabla 1.1.1 Extracto carta antropométrica de personas de sexo masculino. Según la Sociedad de ergonomistas de Méjico.

PERCENTIL	Alcance hacia arriba (cm)	
	Dedo	Puño
5	158.55	146.95
50	175.30	164.60
95	188.30	176.75
D.E.	9.11	9.58
PROM.	174.36	164.08

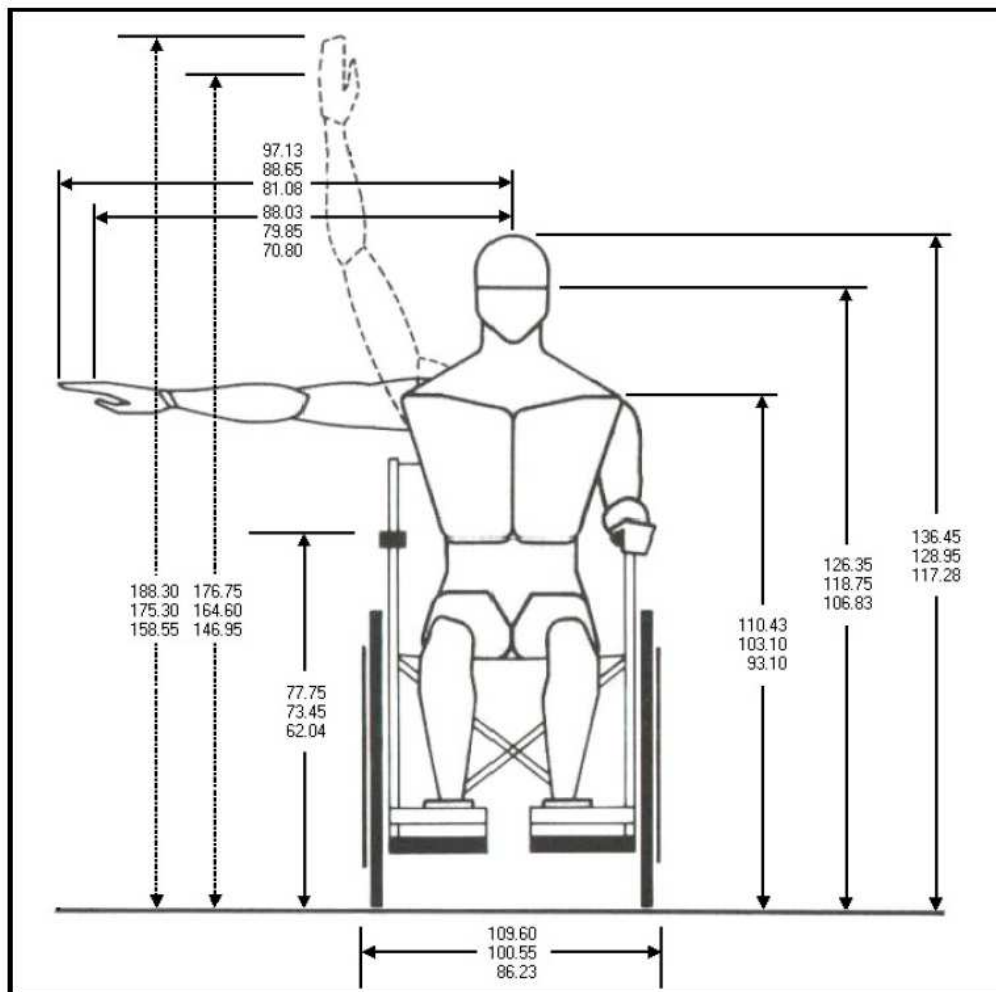


Figura 1.1.1 Medidas personas de sexo masculino. Según tabla 1.1.1

Tabla 1.1.2 Extracto carta antropométrica de personas de sexo femenino. Según la Sociedad de ergonomistas de Méjico.

PERCENTIL	Alcance hacia arriba (cm)	
	Dedo	Puño
5	141.84	132.32
50	162.60	152.10
95	173.05	163.61
D.E.	9.77	9.75
PROM.	160.77	150.60

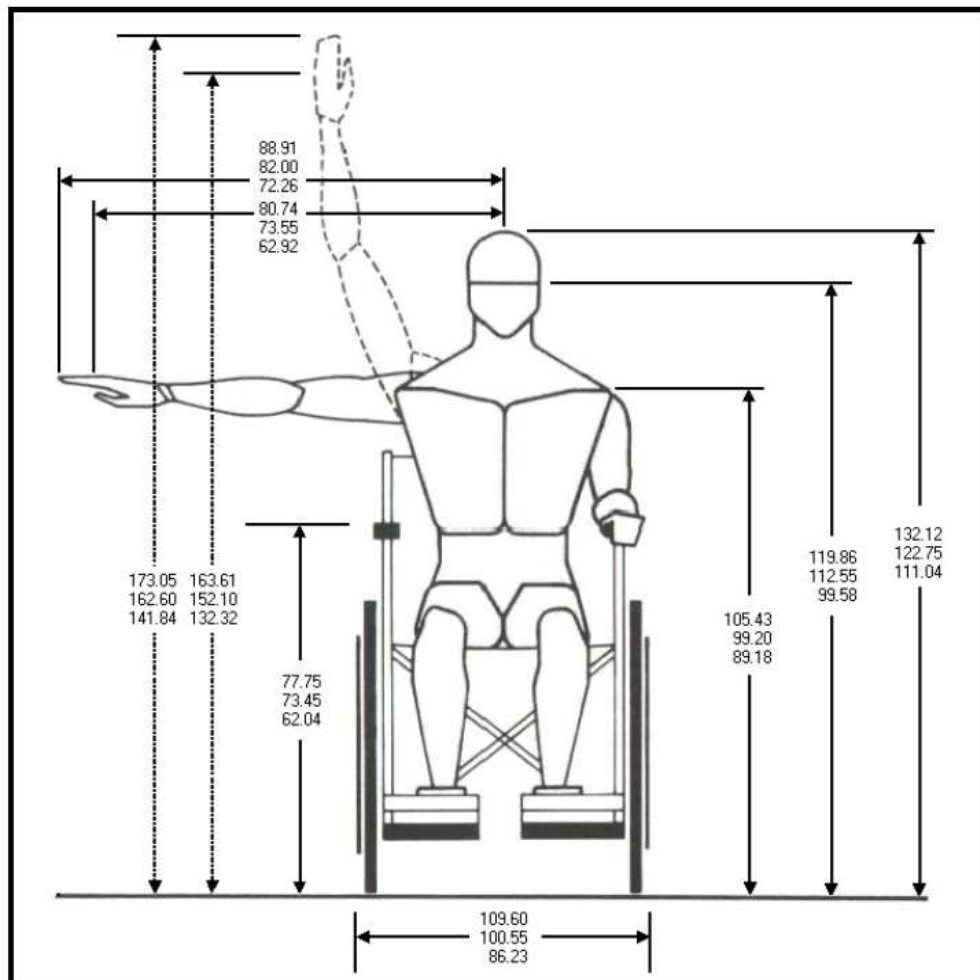


Figura 1.1.2 Medidas personas de sexo femenino. Según tabla 1.1.2

Es importante tener presente que acción se necesita realizar para poder analizar los datos obtenidos y poder descartar los que se vayan a utilizar. Así pues, para poder coger bien un objeto necesitamos utilizar toda la mano y no solo las puntas de los dedos, esta primera conclusión indica que la cota relevante es la medida del suelo hasta el puño.

Nos damos cuenta de que necesitamos coger el valor mas bajo para que todo el mundo pueda beneficiarse del producto. La elección debe estar en el grupo de las mujeres puesto que por media son de menor altura y además debe estar en el percentil 5 (Tabla 1.1.2). La elección del percentil se debe únicamente a poder cubrir un tanto por ciento elevado de la población teniendo datos fiables.

Con esto sabemos que el mueble debe bajar hasta una medida en que el estante mas alto no este por encima de los **132.32cm** desde el suelo.

No es viable ni rentable diseñar un sistema que englobe al 100% de la población (debido a la gran variedad de medidas que puede tener el ser humano), se debe coger un porcentaje aceptable de la cantidad de población a la que será útil este sistema. Por ello un percentil del 95 es lo más viable sin llegar a cubrir a toda la población.

1.2 Medidas de los muebles

Hoy en día el mercado está saturado en cuanto a variedad. Es realmente difícil encontrar por ejemplo dos cocinas iguales puesto que además de existir muchos modelos diferentes incluso hay empresas que se dedican a diseñar espacios personalizados.

Se plantea un estudio de mercado para determinar las medidas de muebles compatibles con el mecanismo que se propondrá en el presente proyecto.

Siguiendo esta premisa se buscan las medidas más estándares existentes actualmente en el mercado y se eligen las medidas propuestas por un fabricante de muebles de ámbito mundial, así pues se ha cogido una gama concreta de dicho fabricante para llevar a cabo el estudio y conseguir llegar al máximo porcentaje de gente posible.

Debido al gran número de muebles existentes y puesto que nos es posible adaptar la máquina a todas las composiciones. Se ha decidido escoger dos tipos de muebles debido a que se trata de los más comunes y a su vez los más vendidos.

Tabla 1.2.1 Medidas muebles de la gama FAKTUM del fabricante IKEA.

	1 puerta (Figura 1.2.1)	2 puertas (Figura 1.2.2)
Ancho:	600 mm	800 mm
Fondo:	370 mm	370 mm
Altura:	920 mm	920 mm
Grosor estructura:	18 mm	18 mm
Peso (aprox.):	29 kg	38.5 kg
Precio (aprox.):	110 €	144 €

Tabla 1.2.2 Materiales de los muebles de la gama FAKTUM.

	Puerta	Estructura	Balda
Componentes principales	Tablero de fibras.	Tablero de partículas. Plástico de polipropileno.	Tablero de partículas. Plástico de polipropileno.
Dorso	Chapa de melamina	Tablero de fibras	



Figura 1.2.1 Armario 1 puerta



Figura 1.2.2 Armario 2 puertas

La necesidad actual del mercado requiere la construcción de dos mecanismos, uno para cada tipo de armario seleccionado. De este modo se podrán cuadrar mejor los espacios y montarlos independientemente en función de la distribución de muebles requerida en la cocina. Teóricamente tras el estudio y fabricación de uno, el otro debería ser mucho más simple puesto que valdría con adaptar los cálculos a las dimensiones y el peso del otro.

En este proyecto en particular tan solo se creará uno de los mecanismos que en este caso será el correspondiente al armario de dos puertas. Como ya se ha comentado, este proyecto a su vez se crea con la intención de servir de base a un futuro modelo más pequeño para las medidas del armario de una puerta

La conclusión final nos lleva a determinar que las medidas de trabajo serán:

800x370x920 mm y 38.5 kg

1.3 Medidas de recorrido

Con lo obtenido en los apartados anteriores ahora se dispone de suficientes datos para poder coquizar el recorrido que deberá realizar la máquina. Además debe añadirse la altura mínima que puede tener el techo de una cocina común y el ancho y la altura máxima que deberá tener la encimera de la cocina según medidas estándar de mercado.

Datos (Figura 1.3.1):

- Altura máxima mueble: 920mm
- Profundidad máxima mueble: 37mm
- Altura mano discapacitados: 1323.2mm
- Altura mínima del techo: 2300mm
- Altura máxima de la encimera: 900mm
- Ancho máximo de la encimera: 650mm

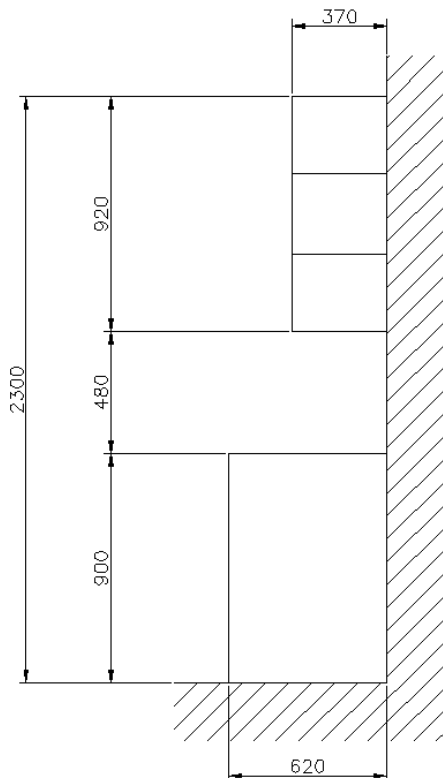


Figura 1.3.1 Medidas muebles estándar

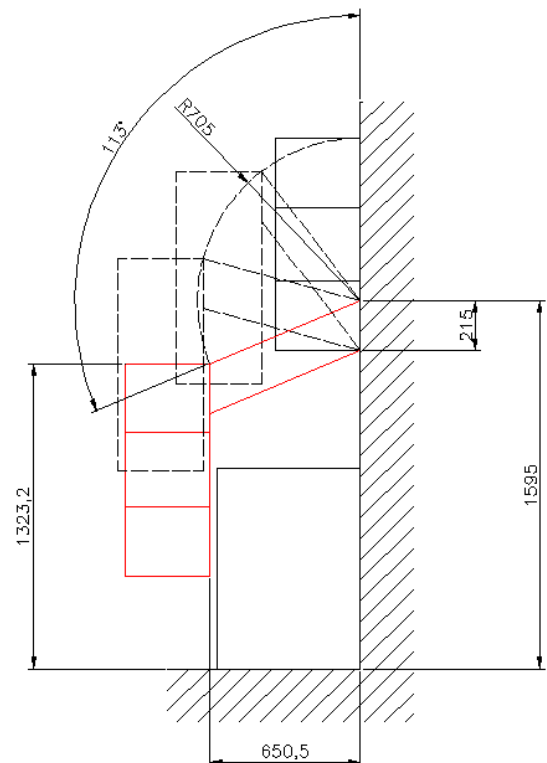


Figura 1.3.2 Medidas recorrido armario

Se ha seleccionado una altura final del mueble igual a la altura de la mano seleccionada en el apartado 1.1 (Figura 1.3.1). De este modo se asegura que la persona pueda acceder sin problemas a los objetos que se encuentren en el último estante y en el fondo del armario (Figura 1.3.3).

Cabe destacar que este diseño está tomado con las medidas apreciadas en las peores condiciones con lo que tendremos la certeza de que con cualquier otra configuración de dichas medidas, respetando los máximos y los mínimos, también funcionará.

Otra de las premisas que se tenía en mente cuando se empezó este proyecto, era conseguir un sistema que permitiera el descenso del mueble evitando tener que vigilar si se había dejado algo sobre la encimera o no. Por lo tanto el sistema que se ideara debía dejar libre el máximo espacio posible entre la encimera y el mueble durante su recorrido.

Tras una primera aproximación al diseño se ha conseguido obtener un área libre de interferencia durante el recorrido de 0.21m^2 (Figura 1.3.3) en el caso menos desfavorable en cuanto a medidas de los muebles.

Un dato muy necesario para el proyecto era el del radio de giro, ese dato ahora conocido es de **705mm** (Figura 1.3.2).

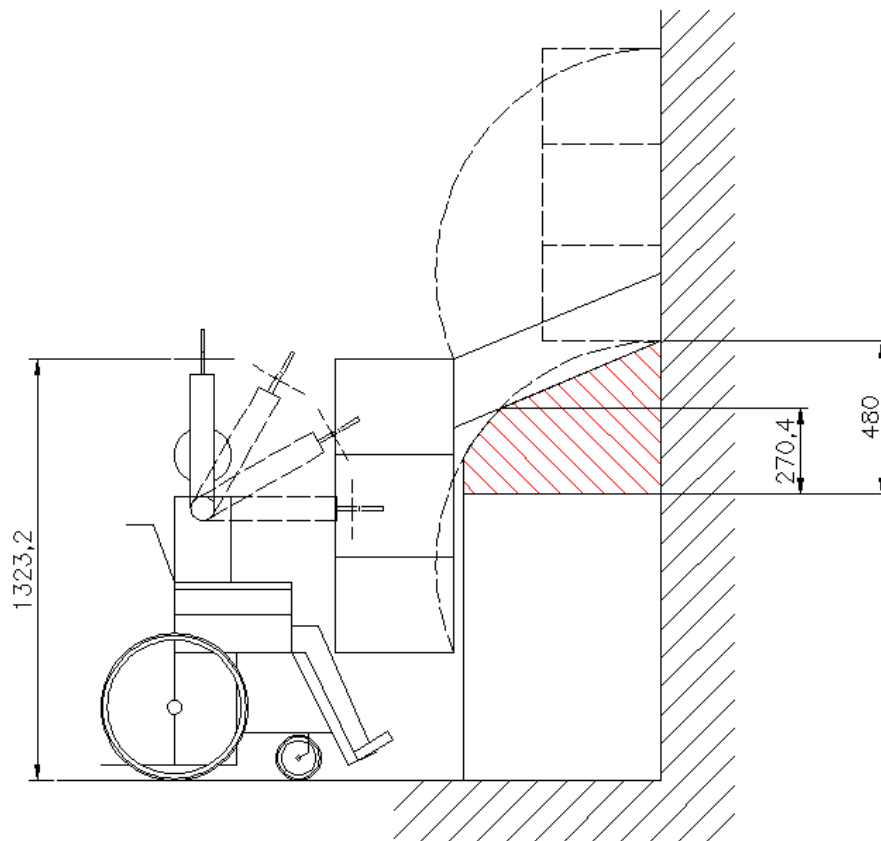


Figura 1.3.3 Representación medidas finales

CAPÍTULO 2

CÁLCULOS

Puesto que ya se conocen los principales datos de trabajo como son en este caso el recorrido y el tipo exacto de armario, ya se pueden iniciar los cálculos mas importantes para el desarrollo del mecanismo.

2.1 Peso a soportar

Como dato fundamental se debe calcular el peso máximo que deberá mover la máquina para poder dimensionarla posteriormente. Obviamente deberá ser una medida que asegure que con el armario lleno la máquina será capaz de retener en el descenso y elevar el armario en el ascenso.

Este dato también será básico para el posterior cálculo de la potencia necesaria.

Por un lado se conoce el peso máximo que tendrá el armario, en este caso es el correspondiente a las medidas 800x370x920 mm (Figura 1.2.2), su peso en vacío es de 38.5 kg.

Por otro lado se debe calcular cual será su capacidad máxima en forma de volumen. Conocemos el espesor de la madera que son 18mm (Tabla 1.2.1), sus medidas exteriores y que consta de 3 estantes del mismo grosor y que van de lado a lado:

$$Area\ interior = [(800 - 18) \cdot (920 - 18)] = 705364\ mm^2 \quad (2.1.1)$$

$$Area\ peldaños = 3 \cdot (800 \cdot 18) = 43200\ mm^2 \quad (2.1.2)$$

$$Area\ total = 705364 - 43200 = 662164\ mm^2 \quad (2.1.3)$$

$$V.\ total = A \cdot Prof. = 662164 \cdot 370 = 245 \cdot 10^6\ mm^3 = 0.245\ m^3 \quad (2.1.4)$$

El cálculo del peso deberá ser orientativo y nunca podrá ser cierto al 100% puesto que las cosas que se almacenan en los armarios de cocina son de formas y materiales muy distintos. Nunca se ocupa todo el volumen disponible y para poder pasar de volumen a peso necesitaremos el peso específico de algún material.

La experiencia personal demuestra que el estante que más sufre por el peso es el de los platos. Esto es debido a que la cerámica no es un material ligero y además los platos apilados verticalmente cubren prácticamente todo el volumen del estante sin dejar grandes huecos. Así pues se tomará el peso específico de la cerámica como elemento para el cálculo del peso.

El volumen obtenido es de 0.245 m³ (2.1.4), a partir de este dato y conociendo el peso específico por metro cúbico de la cerámica se puede calcular el peso total.

$$Peso\ específico\ de\ la\ cerámica = 1800\ kg/m^3 \quad (2.1.5)$$

$$Peso\ máximo = 1800 \cdot 0.245 = 441\ kg \quad (2.1.6)$$

$$Peso\ máximo\ mueble = 441 + 38.5 = 479.5\ kg \quad (2.1.7)$$

Se obtiene un peso máximo de casi media tonelada (2.1.7) lo que es completamente imposible partiendo del hecho de que ningún armario fabricado en madera sería capaz de aguantar dicho peso.

Por ello he replanteado desde otro punto de vista el cálculo del peso total y se recurre a una cantidad lógica de objetos que se puedan almacenar en su interior.

Lo mas importante y puesto que este cálculo es bastante empírico se dotará la maquina de un tarado que no le permita accionar el mecanismo en caso de sobrepasar la carga máxima calculada.

Así pues y desde este nuevo enfoque se partirá de la base de que el nuevo peso máximo será un servidor quien lo fije. Para procurar no quedarse corto se intentará pensar en los casos más desfavorables para sobredimensionar suficiente la máquina y además se añadirá un factor de seguridad.

Para una primera aproximación y basándose en experiencias personales, una columna de platos llanos de la altura máxima de un estante (suponiendo 3 estantes simétricos en el armario de máxima altura y longitud) pesa como mucho 9kg y la anchura de 800mm permite hasta un máximo de 3 columnas. De este modo y suponiendo una carga completa de platos en todo el armario (cosa muy difícil puesto que los estantes suelen ser menos resistentes que la base) obtendríamos un total de:

$$\text{Peso máximo} = 9\text{kg} \cdot 3\text{columnas} \cdot 3\text{estantes} = 81\text{kg} \quad (2.1.8)$$

$$\text{Peso máximo mueble} = 81 + 38.5 = 119.5\text{kg} \quad (2.1.9)$$

Con este nuevo planteamiento se obtiene un peso máximo de 119.5kg (2.1.9) que es un resultado mucho más razonable.

Sin embargo el valor final requerirá de un factor de seguridad para garantizar una fiabilidad del 100% y a partir de aquí tarar la máquina al peso máximo que se haya decidido.

Debido a que se trata de un peso ya sobredimensionado a partir del cálculo empírico del armario absolutamente lleno con platos de cerámica, cosa que no será posible puesto que se debe disponer de una parte del espacio para la colocación del motoreductor, se aplicará tan solo un 5% como factor de seguridad para conseguir trabajar con valores mas exactos.

$$\text{Peso máx} = 119.5 + (119.5 \cdot 5\%) = 125.48\text{kg} = \mathbf{125\text{kg}} \quad (2.1.10)$$

2.2 Par Motor

Tras los datos obtenidos en los apartados 1.3 y 2.1 ya se puede calcular el par motor que se requerirá.

El par motor es algo básico para poder llevar a buen puerto el proyecto, sin este dato no se podría dimensionar ni la estructura ni el grupo mecánico que permitirá el movimiento de ascenso y descenso. Este par se cálculo a partir de los datos de peso y distancia a la que trabajará dicho peso.

El peso máximo con el que se trabajará será de 125 kg como se ha calculado anteriormente (2.1.10) y la distancia a la que se aplicará dicho peso será de 705mm según lo visto en apartados anteriores (Figura 1.3.2), esta medida es la calculada para que el armario sea capaz de esquivar las encimeras estándar del mercado actual.

Eso se traduce en un par motor de:

Conversión:

$$125 \text{ kg} = 1225.83 \text{ N}$$

$$705 \text{ mm} = 0.705 \text{ m}$$

$$\text{Par motor} = 1225.83 \text{ N} \cdot 0.705 \text{ m} = \mathbf{864.2Nm} \quad (2.2.1)$$

2.3 Muelles

Este proyecto debe conseguir un mecanismo que invada el menor espacio extra posible. Como es lógico por poco que se quiera algo de espacio se invadirá a la hora de crear la estructura y la maquinaria que lo moverá, pero se debe buscar la fórmula que permita minimizar al máximo estas medidas.

A mayor par motor, mayor deberá ser la maquinaria que desplace los armarios, por ello se ha pensado en incluir una serie de muelles de tracción que permitan ayudar en el recorrido de ascenso y retener en el de descenso.

Examinando catálogos de fabricantes de muelle se puede observar de que a mayor constante de recuperación de los muelles, menor recorrido pueden hacer. Es por ello que existen dos posibles soluciones, una de ellas sería seleccionar un muelle con una elevada constante y un recorrido corto y la otra sería reducir la constante en pro de un mayor recorrido. En el caso del muelle con menor constante pero más recorrido cuenta con la ventaja de que a mayor alargamiento su ubicación en la barra generará un mayor par.

Para abaratar costes se ha procurado elegir muelles de tracción estándar.

- Opción A

Referencia del fabricante = T33290

Ratio = 21.4 N/mm

Longitud inicial = 96.6mm

Longitud final = 128.8mm

$$Dif. longitud = L_f - L_i = 128.8 - 96.6 = 32.2mm \quad (2.3.1)$$

$$F_{maxA} = Dif \cdot Ratio = 32.2 \cdot 21.4 = 689.08N \quad (2.3.2)$$

- Opción B

Referencia del fabricante = E1750-207-9000M

Ratio = 4.45 N/mm

Longitud inicial = 228.6mm

Longitud final = 376.17mm

$$Dif. longitud = L_f - L_i = 376.17 - 228.6 = 147.57mm \quad (2.3.3)$$

$$F_{maxB} = Dif \cdot Ratio = 147.57 \cdot 4.45 = 656.68N \quad (2.3.4)$$

A pesar de que a priori la primera opción parece la más idónea debido a que es la que ejerce mayor fuerza, se debe tener en cuenta que el objetivo del muelle es contrarrestar un par. Por ello contra más largo sea y más separado de la pared quede, mayor será el par contrario.

Si ubicamos en su posición final el muelle se podrá calcular mejor el par que contrarrestará. Para los cálculos se tendrá en cuenta su posición de máxima elongación que es cuando más par dará. A modo comparativo ya nos servirá para poder elegir el mejor muelle. Se debe tener presente que puede que esta posición no sea la posición crítica.

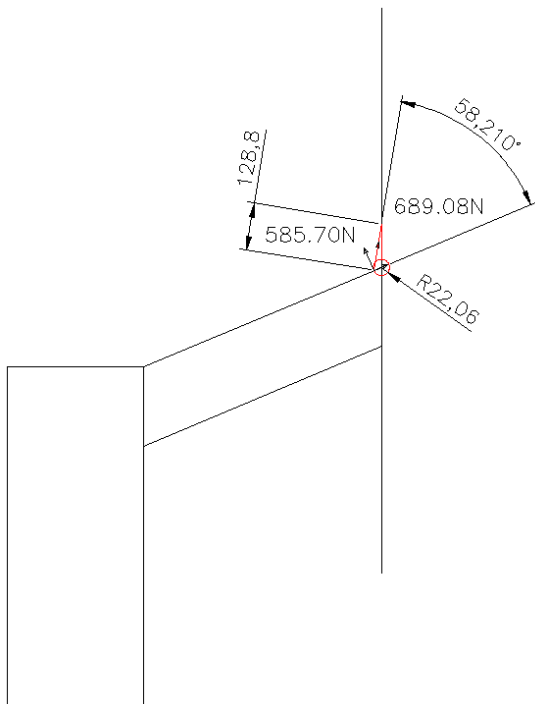


Figura 2.3.1 Muelle T33290

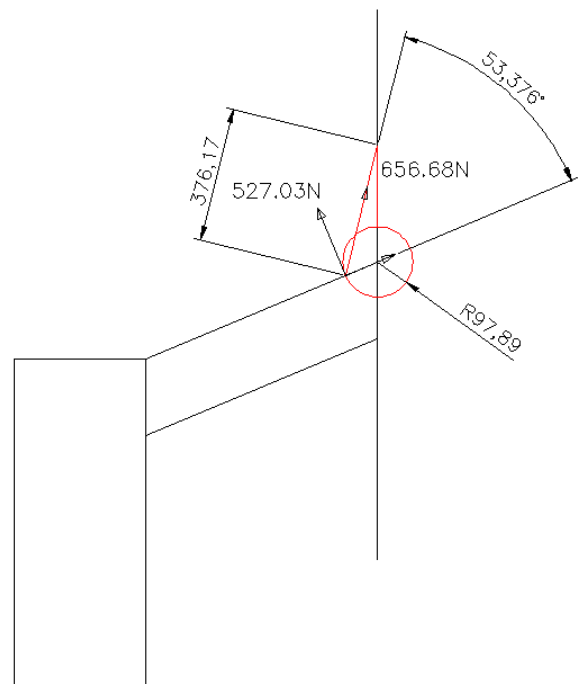


Figura 2.3.2 Muelle E1750-207-9000M

La máxima longitud del muelle deberá coincidir con el ángulo de máximo abatimiento del mecanismo que en este caso es de 113° (Figura 1.3.2).

- Opción A (T33290)

Teniendo en cuenta que la L_f no puede superar en ningún caso los 128.8mm, obtenemos una distancia a lo largo de la barra desde el centro de rotación de 22.06mm y un ángulo $\alpha = 58.21^\circ$ (Figura 2.3.1).

$$F_{Ay} = \sin \alpha \cdot F_{maxA} = \sin 58.21^\circ \cdot 689.08N = 585.70N \quad (2.3.5)$$

$$M_A = F_{Ay} \cdot r = 585.70N \cdot 0.022m = 12.92Nm \quad (2.3.6)$$

- Opción B (E1750-207-9000M)

En este caso la Lf es de 376.17mm, con lo que se obtiene una distancia a lo largo de la barra desde el centro de rotación de 97.89mm y un ángulo $\alpha = 53.376^\circ$ (Figura 2.3.2).

$$F_{By} = \sin \alpha \cdot F_{maxB} = \sin 53.38^\circ \cdot 656.68N = 527.03N \quad (2.3.7)$$

$$M_B = F_{By} \cdot r = 527.03N \cdot 0.098m = \mathbf{51.59Nm} \quad (2.3.8)$$

Finalmente se observa que interesa más la longitud por el momento que genera, que la fuerza que se consigue con una constante mayor.

De este modo el muelle seleccionado es un muelle a tracción del fabricante SPEC (Stock Precision Engineered Components) correspondiente a la referencia E1750-207-9000M y con un coste de mercado de =31.05€/unidad (Figura 2.3.3)

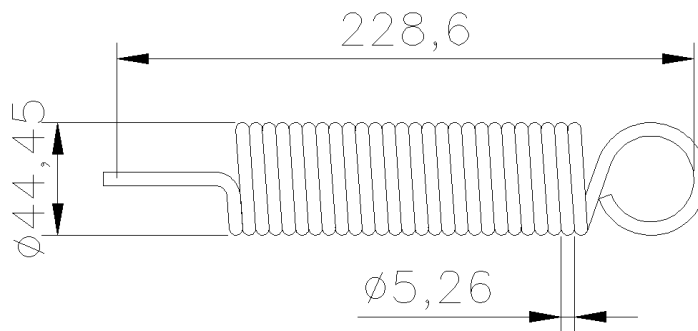


Figura 2.3.3 Medidas muelle E1750-207-9000M

Como lo que nos interesa es minimizar el par generado se colocarán tantos muelles como no sea posible.

En un principio la estructura irá formada por un conjunto de 4 barras, dos principales y dos de apoyo que girarán el conjunto. Por esa razón se colocarán 2 muelles por barra consiguiendo así un total de 8 muelles.

$$M_{final} = muelles \cdot M_B = 8 \cdot 51.59Nm = 412.72Nm \quad (2.3.9)$$

2.4 Esfuerzos

Es necesario plantear los esfuerzos a los que será sometida la estructura para poder dimensionarla.

En primer lugar se debe hallar cual será la posición crítica del ciclo de trabajo. Existen dos claras opciones que son, por un lado la posición final a 113° que corresponde a cuando el armario esta totalmente abatido y la posición a 90°.

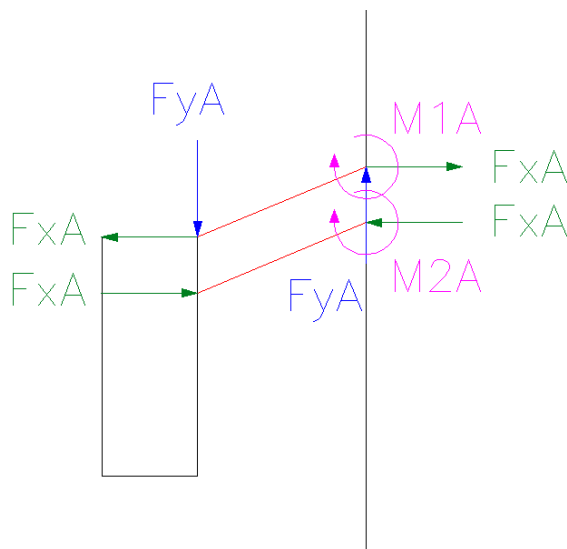


Figura 2.4.1 Esfuerzos a 113°

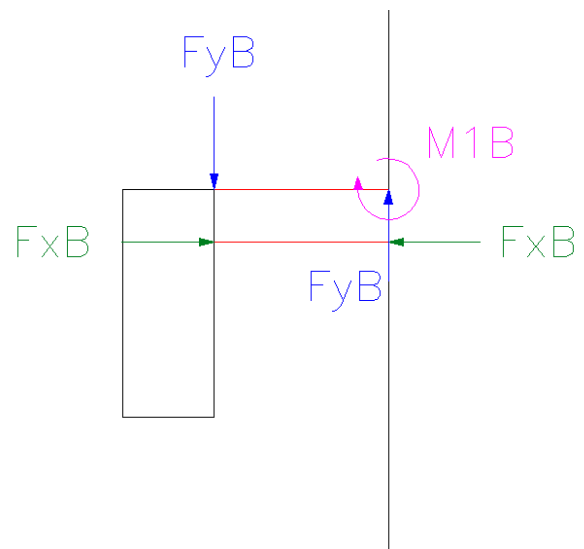


Figura 2.4.2 Esfuerzos a 90°

Tras plantear los esfuerzos de forma gráfica y teniendo en cuenta que las barras que deberán absorber el mayor esfuerzo serán las dos superiores, se llega a la conclusión de que en la posición a 113° (Figura 2.4.1) aparece una componente horizontal que permite contrarrestar parte del momento generado gracias a la fuerza ejercida por el apoyo en la pared. El único caso en que dicha componente no aparece y por lo tanto se genera un mayor momento es a los 90° (Figura 2.4.2).

$$M1A < M1B \quad (2.4.1)$$

Queda demostrado que el momento a 90° será mayor que 113° y a su vez también será mayor que en cualquier otra posición del recorrido donde siempre aparecerán fuerzas horizontales que compensarán el momento flector (2.4.1).

Existen un total de cuatro barras de 705mm de longitud que guiarán el mecanismo, en la vista de perfil (Figura 2.4.2) tan solo se pueden apreciar dos, las otras dos serán paralelas a ellas y se podrían apreciar en la vista frontal del conjunto.

De estas cuatro barras tan solo las dos superiores serán las encargadas tanto de soportar el peso del armario como de recibir al momento flector del eje que permitirá el ascenso y descenso del mecanismo. Las otras dos inferiores, servirán tan solo para guiar el armario en posición perpendicular al suelo durante todo el descenso del mecanismo.

Las barras mantendrán las mismas medidas y estructura entre si, por ello se dimensionarán las dos superiores que son las críticas. Se debe tener en cuenta que cada una de las barras recibirá la mitad del peso total del conjunto puesto que se colocarán de forma simétrica. A su vez como se mencionó en apartados anteriores, cada barra contará con dos muelles que ayudarán a compensar el par motor.

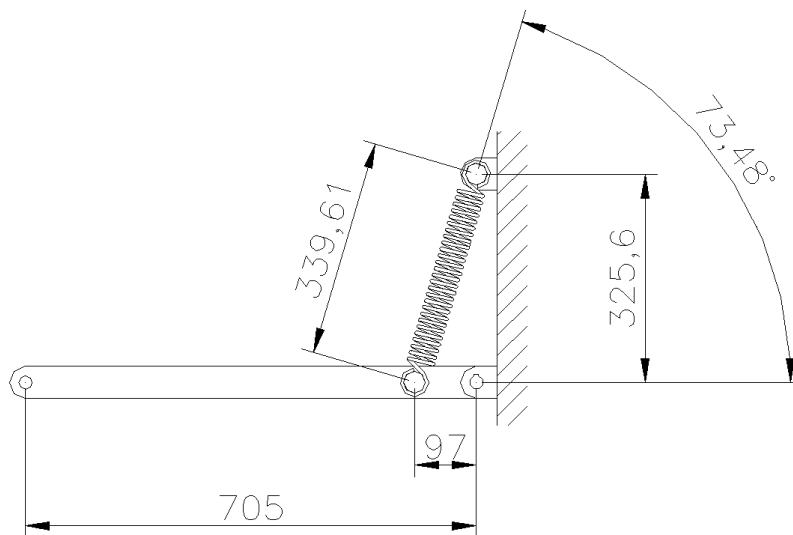


Figura 2.4.3 Representación de la barra superior a 90°

La longitud del muelle cuando la barra quede a 90° (Figura 2.4.3) no será la longitud total que se pueda estirar y por lo tanto será necesario recalcular que momento de compensación harán los muelles en esta posición.

$$Dif. longitud = L_{90^\circ} - L_i = 339.61 - 228.6 = 111.01mm \quad (2.4.2)$$

$$F_{muelle} = Dif \cdot Ratio = 111.01 \cdot 4.45 = 493.99N \quad (2.4.3)$$

Para el equilibrio de fuerzas de la barra, se contará la fuerza de dos muelles y como carga la mitad del peso del armario.

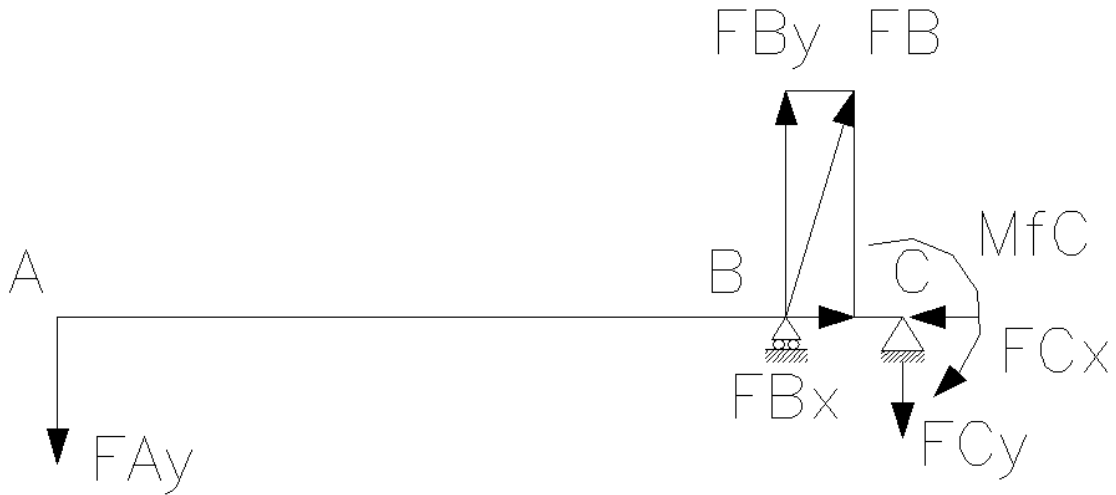


Figura 2.4.4 Representación de los esfuerzos sobre la barra superior

$$F_{Ay} = \text{Peso mueble} / 2 = 1225.83N / 2 = 612.92N \quad (2.4.4)$$

$$F_B = F_{muelle} \cdot 2 = 493.99 \cdot 2 = 987.99N \quad (2.4.5)$$

$$\sin \alpha = F_{By} / F_B \rightarrow F_{By} = \sin 73.48 \cdot 987.99 = 947.20N \quad (2.4.6)$$

$$\cos \alpha = F_{Bx} / F_B \rightarrow F_{Bx} = \cos 73.48 \cdot 987.99 = 280.93N \quad (2.4.7)$$

$$F_{Cx} = F_{Bx} \rightarrow F_{Cx} = 280.93N \quad (2.4.8)$$

$$F_{Cy} = F_{By} - F_{Ay} = 947.20 - 612.92 = 334.28N \quad (2.4.9)$$

$$Mf_C = F_{Ay} \cdot d_1 - F_{By} \cdot d_2 = 612.92 \cdot 0.705 - 947.20 \cdot 0.097 = 340.23Nm \quad (2.4.10)$$

$$Mf_B = F_{Ay} \cdot (d_1 - d_2) = 612.92 \cdot (0.705 - 0.097) = 372.66Nm \quad (2.4.11)$$

Una vez encontrados los esfuerzos a los que es sometida la barra deben representarse los gráficos correspondientes a los diagramas de esfuerzos normales (DEN) y cortantes (DEC) y el de momentos flectores (DMF).

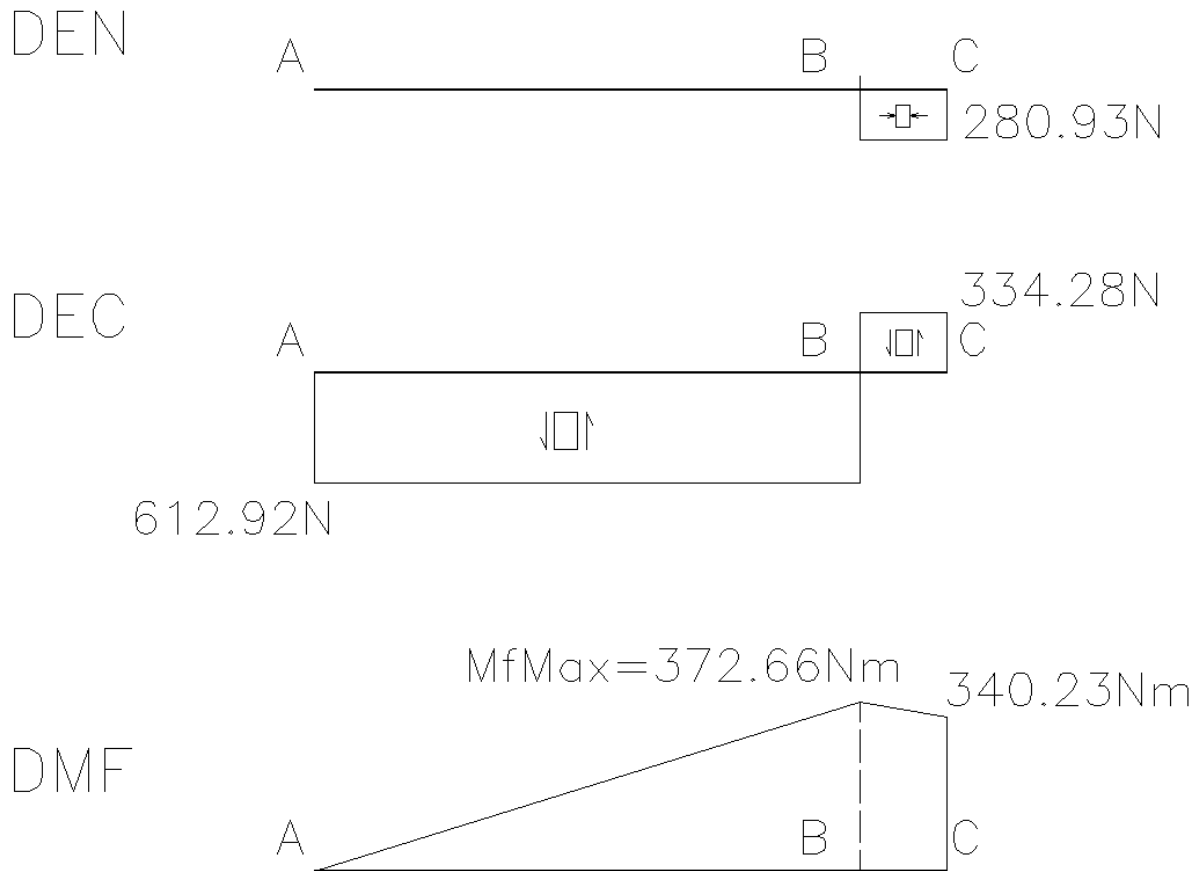


Figura 2.4.5 Representación de los diagramas DEN, DEC y DMF sobre la barra

Tras analizar los diagramas (Figura 2.4.5) se puede apreciar que existe una clara sección crítica frente a las demás.

La discusión estaría entre A, B y C donde A queda directamente descartada puesto que tan solo tiene un esfuerzo cortante sobre ella. El momento flector suele ser el causante de la sección crítica puesto que es mucho más importante que los esfuerzos cortantes y los normales, en este caso el momento normal que aparece es menospreciable y en cuanto al cortante, su mayor valor lo adquiere en la sección B que a su vez es la que sufre un mayor momento flector.

Por las razones expuestas se puede decir con total seguridad que la sección crítica de esta barra es la B y por ello toda la barra deberá ser dimensionada a partir de las sollicitaciones que afectan a esa sección.

CAPÍTULO 3

MOTOREDUCTOR

En cuanto al mecanismo de ascenso y descenso del armario se ha optado finalmente por un motoreductor, que no es otra cosa que una caja de engranajes con un motor eléctrico acoplado.

Tras analizar los sistemas de la competencia, donde todos utilizan la neumática (Figura 3.1), se decidió por un sistema alternativo como es en este caso el motoreductor. Esta decisión no fue tomada a la ligera y se llevó a cabo tras muchas indagaciones sobre pros y contras.



Figura 3.1 Sistema neumático de la empresa Granberg

En cuanto a las ventajas que ofrece un motoreductor se ha encontrado como más importante su precisión milimétrica que permitirá detener de forma totalmente inmediata el descenso o el ascenso y siempre podrá mantener su posición exacta. En el caso de la neumática el fluido que se utiliza es aire y como tal el aire es compresible, es por ello que en el momento que se pretenda detener el recorrido del mecanismo fuera de los puntos extremos este seguirá avanzando unos milímetros hasta estabilizarse. Esta situación puede ser peligrosa si la parada se ha debido a algún tipo de incidencia.

Por otro lado su simpleza nos permite colocar un pequeño motoreductor directamente sobre el mecanismo que por si solo ya será capaz de mover todo el conjunto, en el caso de la neumática será necesaria la inclusión de distintos elementos de control como válvulas y reguladores de caudal además del pistón en si.

No se debe olvidar que para conseguir la compresión del fluido en el sistema neumático es necesario la instalación de un compresor de aire, estos elementos son muy ruidosos y ocupan mucho espacio, además de tener que cumplir una normativa específica de compresores que no permite colocarlos en cualquier sitio.

A pesar de todo es cierto que el motoreductor juega con una pequeña desventaja frente a la neumática. Los sistemas que más ocupan en cada una de las opciones son el compresor en el caso de la neumática y la caja de engranajes y el motor eléctrico en el caso del motoreductor. En el caso del compresor, este puede ser ubicado a una cierta distancia del pistón puesto que el aire a presión es canalizado por tuberías hasta donde sea necesario, mientras que en el caso del motoreductor, este debe ser colocado alineado con el eje de giro del sistema suponiendo así una pérdida de espacio dentro del propio armario.

Tras sopesar todas las opciones se ha optado por el motoreductor asumiendo que supondrá una pérdida parcial del espacio útil dentro del armario.

3.1 Especificaciones

El criterio básico que debe regir la selección del reductor es conocer el par que deberá superar, así como la velocidad de salida aproximada que requerirá para que el armario haga todo el recorrido.

- Cálculo del par (M_{Total}):

Este deberá ser el total ejercido por el peso del armario menos la compensación que harán los ocho muelles en el punto crítico del recorrido que es a 90° .

La fuerza vertical ejercida por dos muelles sobre una de las barras es $F_{By} = 947.20N$ (2.4.6).

$$M_{mueble} = \text{Peso mueble} \cdot d_1 = 1225.83N \cdot 0.705m = 864.21Nm \quad (3.1.1)$$

$$M_{muelles} = (F_{By} \cdot d_2) \cdot N^{\circ}_{barras} = (947.20N \cdot 0.097m) \cdot 4 = 367.51Nm \quad (3.1.2)$$

$$M_{Total} = M_{mueble} - M_{muelles} = 864.21 - 367.51 = \mathbf{496.7Nm} \quad (3.1.3)$$

- Cálculo de la velocidad de salida (ω_s):

Para hallar el reductor adecuado necesitaremos encontrar un valor que pueda ser comparable al facilitado en los catálogos de los fabricantes. Es por ello que la velocidad de salida requerida deberá encontrarse en rpm o lo que es lo mismo min^{-1} .

Esta velocidad deberá ser fijada previamente, por lo tanto parece adecuado no permitir una velocidad menor a 5 segundos por recorrido. Se conoce que el recorrido será de 113° (Figura 1.3.2).

$$rev_s = (113^\circ \cdot 1rev) / 360^\circ = 0.32 rev \quad (3.1.4)$$

$$\omega_s = (60s \cdot 0.32rev) / 5s = \mathbf{3.84 min^{-1}} \quad (3.1.5)$$

3.2 Selección del reductor

La velocidad de salida generada por un motor eléctrico es excesiva para mover cualquier mecanismo, a la vez el par que genera dicho motor es demasiado pequeño para la mayoría de máquinas existentes. Es aquí donde entra un reductor de velocidad o también conocido como multiplicador de par. Como su nombre indica este elemento permite sacrificar velocidad de giro para transformarla en par motor.

Esta transformación se realiza generalmente con uno o varios pares de engranajes que adaptan la velocidad y potencia mecánica montados en un cuerpo compacto conocido comúnmente como reductor.

Existen muchos tipos de reductores pero básicamente su composición de los engranajes los distingue en tres tipos que son: de tornillo Sin fin-corona, de ejes paralelos y epicicloidales.

El tornillo sin fin es un caso particular de engranajes helicoidales con ejes que se cruzan a 90° . El número de dientes del piñón es igual al número de entradas del tornillo. La máxima relación de transmisión se consigue con $Z1 = 1$ (tornillo de una entrada).

Se trata de reductores muy compactos, sencillos y baratos (Figura 3.2.1). Permiten grandes relaciones de reducción en una sola etapa. Por ello son actualmente los más utilizados en el mercado. Además poseen la característica de que no son reversibles con lo cual se pueden emplear también como elementos de seguridad para que la carga del eje de salida no mueva el eje de entrada.



Figura 3.2.1 Motoreductor Sin fin-corona

Por cada vuelta completa del eje de entrada o tornillo sin fin, la corona avanza un diente. Eso quiere decir que para obtener una vuelta completa del eje de salida se debe dar tantas vueltas como dientes tenga la corona al eje de entrada.


Sus mayores defectos son que poseen un rendimiento muy bajo y además no son buenos llegados a ciertos requisitos de par.

Tras esta breve explicación queda demostrado que la opción que más interesa es la de un reductores sin-fin corona, debido a que se busca el mayor ahorro posible, que sea lo más compacto que se pueda y no se necesita un gran rendimiento puesto que su ciclo de trabajo será, en principio, esporádico.

Se trabajará con los productos de una reconocida marca mundial llamada Bonfiglioli, a través de sus catálogos se llevará a cabo la selección del reductor.


Como dato de entrada principal tenemos el momento requerido que es de 496.7Nm (3.1.3), suponiendo la utilización de un motor común, la velocidad de entrada deberá ser de 1400 min⁻¹. Esto nos lleva a seleccionar como mínimo un reductor de la gama W110 (Tabla 3.2.1), donde vemos que el par para n₁=1400 min⁻¹, oscila entre 460 y 700 Nm.

Tabla 3.2.1 Tabla del modelo de reductor W110. Extracto del catálogo de la empresa Bonfiglioli.

	i	η _s %	n ₂ ⁻¹	M _{n2}	P _{n1}	R _{n1}	R _{n2}	η _d	n ₂ ⁻¹	M _{n2}	P _{n1}	R _{n1}	R _{n2}	η _d
			min	Nm	kW	N	N	%	min	Nm	kW	N	N	%
			n ₁ = 2800 min ⁻¹						n ₁ = 1400 min ⁻¹					
W 110_7	7	71	400	445	20.7	1200	3710	90	200	500	11.8	1200	5020	89
W 110_10	10	67	280	490	16.1	1200	4650	89	140	550	9.3	1200	6190	87
W 110_15	15	60	187	535	12.0	1200	5770	87	93	600	7.0	1200	7590	84
W 110_20	20	61	140	510	8.7	1200	6790	86	70	570	5.0	1200	8000	84
W 110_23	23	59	122	480	7.1	1200	7430	86	61	540	4.1	1200	8000	83
W 110_30	30	45	93	625	7.5	1200	7780	81	47	700	4.4	1200	8000	77
W 110_40	40	46	70	595	5.5	1200	8000	80	35	670	3.2	1200	8000	76
W 110_46	46	44	61	535	4.3	1200	8000	79	30	600	2.6	1200	8000	74
W 110_56	56	41	50	535	3.7	1200	8000	76	25.0	600	2.2	1200	8000	72
W 110_64	64	38	44	470	2.9	1200	8000	74	21.9	530	1.7	1200	8000	70
W 110_80	80	34	35	420	2.2	1200	8000	71	17.5	470	1.3	1200	8000	66
W 110_100	100	30	28.0	410	1.8	1200	8000	67	14.0	460	1.1	1200	8000	62

El problema reside en la velocidad de salida (n₂) obtenida, en todos los casos es muy superior al límite fijado de 3.84 min⁻¹. Debido a que se necesita conseguir una reducción de velocidad muy grande será necesario optar por una combinación de dos reductores uno conectado a la salida del otro. De este modo se podrán utilizar reductores de menor tamaño a la vez que se consigue el par y la velocidad de salida deseados.

Tabla 3.2.2 Tabla del modelo combinado de reductores VF/W 44/86.
Extracto del catálogo de la empresa Bonfiglioli.

	i	η_s %	$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$						$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$					
			n_{2-1} min	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %	n_{2-1} min	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	η_d %
VF/W 44/86_230	230	38	6.1	500	0.59	220	7000	54	3.9	550	0.43	220	7000	53
VF/W 44/86_300	300	30	4.7	500	0.54	220	7000	45	3.0	550	0.41	220	7000	42
VF/W 44/86_400	400	30	3.5	500	0.45	220	7000	41	2.3	550	0.32	220	7000	41
VF/W 44/86_525	525	25	2.7	500	0.33	220	7000	42	1.7	550	0.25	220	7000	39
VF/W 44/86_700	700	25	2.0	500	0.27	220	7000	39	1.3	550	0.20	220	7000	37
VF/W 44/86_920	920	22	1.5	500	0.20	220	7000	40	1.0	550	0.15	—	7000	37
VF/W 44/86_1380	1380	17	1.0	500	0.17	220	7000	32	0.65	550	0.13	—	7000	28
VF/W 44/86_1840	1840	17	0.76	500	0.13	220	7000	30	0.49	550	0.10	—	7000	28
VF/W 44/86_2116	2116	16	0.66	500	0.12	220	7000	28	0.43	550	0.09	220	7000	28
VF/W 44/86_2760	2760	14	0.51	500	0.11	—	7000	24	0.33	550	0.08	220	7000	24

Así pues, combinando dos reductores de menor tamaño, en concreto un VF44 y un W86, se consiguen los valores deseados para una velocidad de entrada de 1400 min^{-1} (Tabla 3.2.2).

Tanto los modelos VF como los W son reductores sin fin-corona, su única diferencia reside en la forma exterior de la caja. La combinación de ambos siempre debe obligar a que en la salida del conjunto esté el de mayor tamaño, por lo tanto tendremos el motor acoplado al VF44 y el mecanismo al W86.

Como se puede observar en la tabla 3.2.2 existen diferentes relaciones de reducción entre las que debemos elegir en función de la velocidad de salida deseada. En el apartado anterior se fijó un máximo de 3.84 min^{-1} , por lo tanto, en un principio se elegirá el VF/W 44/86_400 con una $n_2 = 3.5 \text{ min}^{-1}$.

Es necesario recalcular el tiempo que requerirá para hacer el recorrido en segundos para poder tener una referencia comparable y ver si este reductor ya nos sirve:

$$t = (60s \cdot 0.32rev) / 3.5rev = 5.5s \tag{3.2.1}$$

5.5 segundos parece un tiempo más que razonable para recorrer los 113° necesarios. Por ello el reductor seleccionado será:

BONFIGLIOLI
VF/W 44/86_400

3.3 Potencia requerida

Previo a seleccionar el motor se debe conocer que potencia requerirá el sistema.

Para poder determinar la potencia que se necesitará, se deberá asignar un tiempo deseado para el recorrido y así hallar la velocidad angular (ω). El fabricante garantiza en la salida del reductor una velocidad de 3.5rpm para un motor que gire a 1400rpm.

$$360^\circ = 1rev \rightarrow t_{360^\circ} = \frac{(60s \cdot 1rev)}{3.5rev} = \mathbf{17.15s} \quad (3.3.1)$$

Ahora que se conoce el tiempo que tardaría en dar 360° ya se puede calcular la velocidad angular y la potencia requerida.

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{17.15} = 0.366 \text{ rad/s} \quad (3.3.2)$$

$$P = M \cdot \omega = 496.7 \cdot 0.366 = 181.79W = \mathbf{0.182kW} \quad (3.3.3)$$





Para hacerse una idea de si bajará demasiado deprisa, puesto que se debe tener en cuenta que dentro del armario irán objetos delicados, se transformará la velocidad angular en lineal para tener una magnitud de referencia para comparar.

$$v = \omega \cdot r = 0.366 \cdot 0.705 = 0.26 \text{ m/s} = 0.93 \text{ km/h} \quad (3.3.4)$$

3.4 Selección del motor

Una vez seleccionado el reductor no es posible seleccionar cualquier motor, tan solo existen unas cuantas posibilidades que son las que nos permite el fabricante para que monte (Tabla 3.4.1).

Tabla 3.4.1 Tabla de motores para el modelo combinado de reductor VF/W 44/86. Extracto del catálogo de la empresa Bonfiglioli.

VF/W 44/86											BN		BN...FD BN...FA		K		K...FC		
		M	M1	M2	N	N1	N2	N3	N4			LB	AC	LB	AC	LB	AC	LB	AC
VF/W 44/86	P63 B5	11	12.8	4	140	115	95	10	9.5	16.6	63	184	121	249	121	165	122	214	122
VF/W 44/86	P71 B5	14	16.3	5	160	130	110	10	9.5		71	219	138	280	138	186	139	219	139
VF/W 44/86	P63 B14	11	12.8	4	90	75	60	8	5.5		63	184	121	249	121	—	—	—	—
VF/W 44/86	P71 B14	14	16.3	5	105	85	70	10	7		71	219	138	280	138	—	—	—	—

También es necesario tener muy presente que la velocidad de entrada con la que se a trabajado en el apartado anterior a sido de $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$.

Se trabajará con un motor monofásico de forma constructiva B14 (Tabla 3.3.1). La forma constructiva viene determinada por la normativa CEI EN 60034-14. En ella existen dos tipos de formas, B14 o bien B5. La elección de la forma B14 se debe a que esta ocupa menos espacio y eso es algo fundamental en este proyecto.

La elección de un motor monofásico se debe a que se trata de un elemento destinado al uso doméstico. En las viviendas convencionales no es posible encontrar una conexión trifásica, lo normal es trabajar con corriente alterna monofásica de 230V a 50Hz. Es por ello que se selecciona un motor monofásico frente a un trifásico.



El principio de funcionamiento de los motores monofásicos se basa en la introducción de una espira conductora cortocircuitada dentro de un campo magnético giratorio. Este campo magnético induce una corriente eléctrica sobre la espira que a su vez genera un nuevo campo magnético que intenta alinearse con el primero. Como este primer campo magnético es variable se consigue que la espira gire constantemente.

Obviamente, la construcción real de un motor no se consigue con una única espira, sino que se disponen un número mayor de ellas. La mejor disposición es la de rotor de jaula de ardilla.

La única posibilidad de que se mantenga el proceso es que el rotor no gire nunca a la misma velocidad que el campo giratorio del estator, porque en tal caso, el campo magnético del estator no sería visto por el rotor como variable, por lo que no habría corriente inducida en él. Los motores de inducción giran a una velocidad entre un 2 y un 7% menor que la de sincronía. A dicha diferencia de velocidades se le llama deslizamiento.

Los motores monofásicos, como su propio nombre indica son motores con un solo devanado en el estator, que es el devanado inductor. Prácticamente todas las realizaciones de este tipo de motores son con el rotor en jaula de ardilla. Suelen tener potencias menores de 1kW.

Tabla 3.4.2 *Tabla para motores monofásicos a 50Hz. Extracto del catálogo de la empresa Bonfiglioli.*

Pn kW		n min ⁻¹	Mn Nm	η %	cos φ	I _n (230 V) A	M _{max} /M _n	J _m ×10 ⁻⁴ kgm ²	
0.06	BS 56A 4 BS 44B 4	1400	0.41	47	0.91	0.61	2	1.6	3.3
0.09	BS 56B 4 BS 27C 4 BS 44C 4	1350	0.64	51	0.98	0.78	1.6	1.6	3.3
0.12	BS 63A 4	1340	0.86	48	0.95	1.14	1.9	2.8	4.5
0.18	BS 63B 4	1280	1.34	49	0.87	1.84	1.6	3.4	5.1
0.25	BS 71A 4	1330	1.80	54	0.96	2.10	1.9	8.6	7
0.37	BS 71B 4	1310	2.7	56	0.96	2.99	1.7	9.6	7.6
0.55	BS 80A 4	1380	3.8	68	0.92	3.82	1.6	20	9.9
0.75	BS 80B 4	1360	5.3	67	0.95	5.12	1.6	25	11
1.1	BS 90S 4	1300	8.1	64	0.96	7.8	1.5	26	12.6
1.5	BS 90L 4	1300	11.0	64	0.95	10.7	1.5	31	15.1

Tan solo se puede seleccionar un motor BN63 o bien un BN71 (Tabla 3.4.1). Como que el cálculo (3.3.3) salía 0.182kW probablemente el motor BN 63B de 0.18kW ya serviría, pero para no quedarse cortos de potencia es mejor seleccionar el tamaño superior, eso solo deja lugar a una opción, **BN 71A** con una potencia de 0.25kW (Tabla 3.4.2).

3.5 Selección final

Recopilando lo obtenido en los apartados 3.2 y 3.4 se puede obtener el motoreductor final. Sin embargo falta seleccionar adecuadamente todos los parámetros que solicita el fabricante y obtener las medidas finales del conjunto.

- Reductor:

VF/W 44/86 U D35 400 P B14 V6 CCW3

VF/W = Modelos sin fín-corona.

44/86 = Tamaño.

U = Sin brida de salida.

D35 = Diámetro del eje de salida.

400 = Relación de reducción.

P = Brida motor en la entrada del conjunto.

B14 = Forma constructiva de la brida de entrada.

V6 = Posición del reductor base (W86).

CCW3 = Posición de montaje del conjunto.

- Motor:

BS 71A 4 230-50 SC IP55 CLF B14 N

BS = Motor monofásico IEC.

71A = Tamaño del motor.

4 = Numero de polos.

230-50 = Tensión y frecuencia de trabajo.

SC = Condensador de servicio (individual).

IP55 = Protección estándar.

CLF = Aislamiento estándar.

B14 = Forma constructiva de la brida de entrada.

N = Posición de la caja de conexionado del motor.

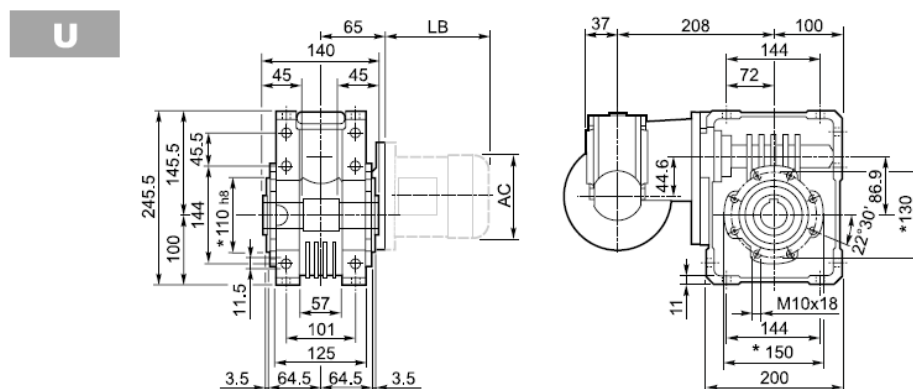


Figura 3.5.1 Medidas finales del motoreductor

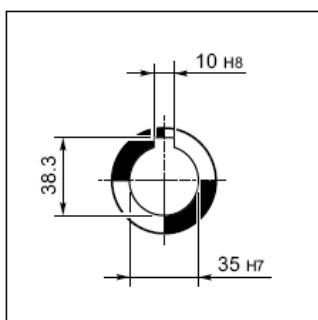


Figura 3.5.2 Medidas eje de salida

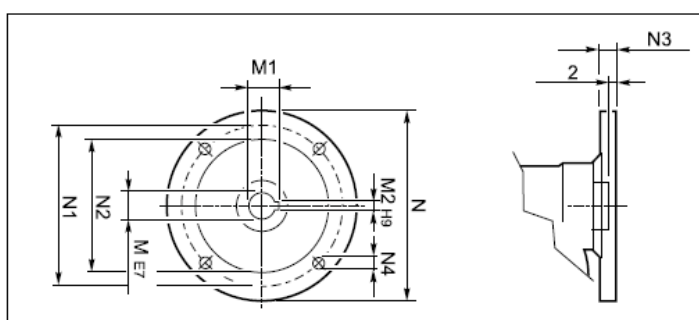


Figura 3.5.3 Medidas brida y eje de entrada del reductor

Las medidas que aparecen referenciadas por letras en las figuras 3.5.1 y 3.5.3 están definidas según el motor elegido en la tabla 3.4.1 del apartado anterior.

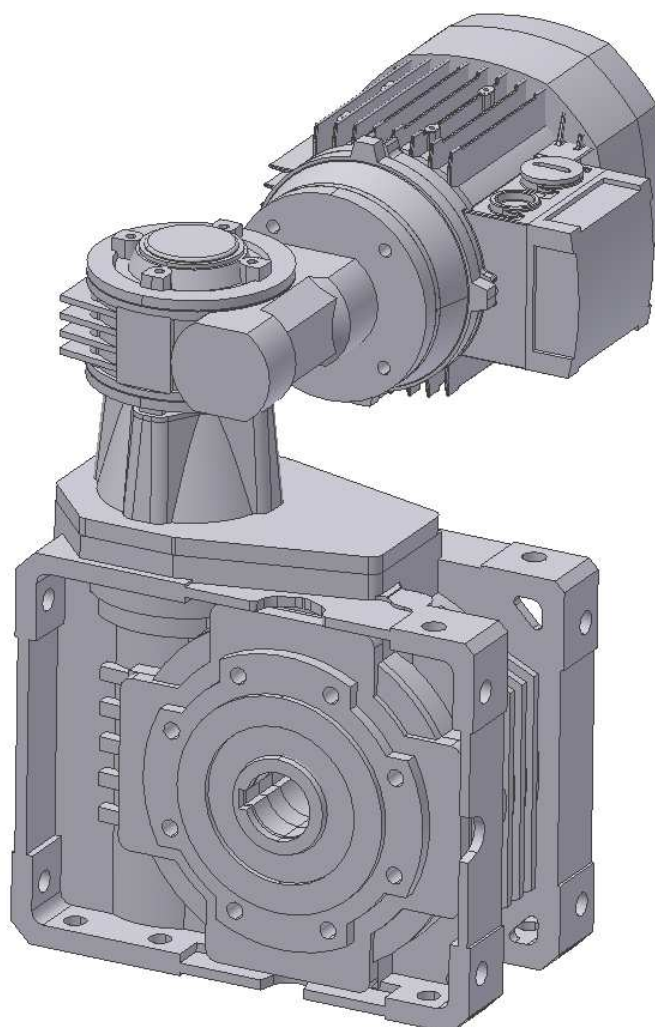
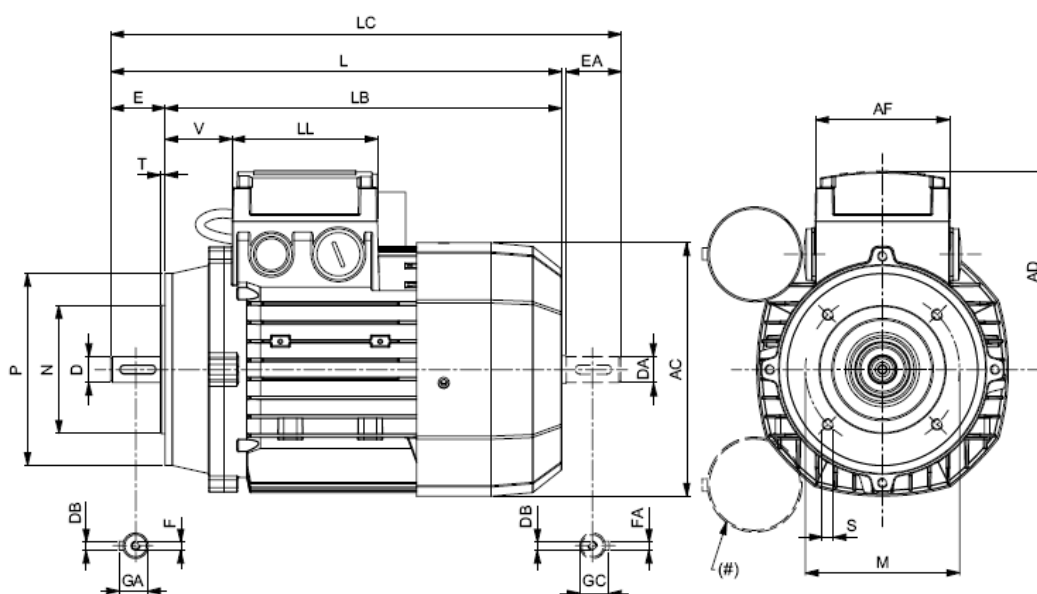


Figura 3.5.4 Posición final del motoreductor



	EJE					BRIDA					MOTOR							
	D DA	E EA	DB	GA GC	F FA	M	N	P	S	T	AC	L	LB	LC	AD	AF	LL	V
BS 56	9	20	M3	10.2	3	65	50	80	M5	2.5	110	185	165	207	91			34
BS 63	11	23	M4	12.5	4	75	60	90			121	207	184	232	95			
BS 71	14	30	M5	16	5	85	70	105	M6		138	249	219	281	108	74	80	37
BS 80	19	40	M6	21.5	6	100	80	120			156	274	234	315	119			

Figura 3.4.5 Medidas del Motor

CAPÍTULO 4

ESTRUCTURA

A nivel esquemático la estructura se ha diseñado como dos marcos, uno destinado al soporte del armario y otro destinado al soporte de toda la estructura sobre la pared y de cuatro barras, dos de ellas que soportarán el peso del mueble y otras dos destinadas a la guía en vertical del mueble durante el descenso. Por último existirá un eje que transmitirá el par del reductor a las barras superiores y que cruzará a lo ancho toda la estructura.

4.1 Barras principales

Esto se refiere a las cuatro barras principales, como ya se comentó en el apartado 2.4 tan solo se dimensionarán las superiores que serán las expuestas a los esfuerzos críticos.

El perfil seleccionado para estas barras será un rectangular macizo de acero constructivo (F114) con una base de 40mm, esto se debe a que el fabricante garantiza la transmisión del par máximo con dos chavetas de 10x8x40 tipo A, según la norma UNI 6604. Como en este caso serán dos barras alineadas con el mismo eje las que soportarán el par, cada una de ellas llevará una chaveta de longitud 40mm.

En el apartado 2.4 se determinó como sección crítica la B con un momento flector de 372.66Nm (2.4.11). Los esfuerzos axiales y cortantes no se tendrán en cuenta en el cálculo de la sección, debido a que el cortante frente al momento flector puede considerarse despreciable y el axial en este caso es mínimo.

Los cálculos quedarán referenciados en función de la altura (h) que es el parámetro que necesitaremos. Se aplicará un factor de seguridad de 2 debido a que no se prevén sobrecargas excesivas y además no se trata de un mecanismo que deba soportar el peso de personas.

- Acero F114:

$$\sigma_R = 750 \text{MPa};$$

$$\sigma_F = 500 \text{MPa};$$

$$FS = 2.$$

- Cálculo de Solicitaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{Mf}{I} \cdot y_{max} = \frac{Mf}{\frac{b \cdot h^3}{12}} \cdot \frac{h}{2} = \frac{372.66}{\frac{0.04 \cdot h^3}{12}} \cdot \frac{h}{2} = \frac{55899}{h^2} \quad (4.1.1)$$

Caracterización del ciclo de carga:

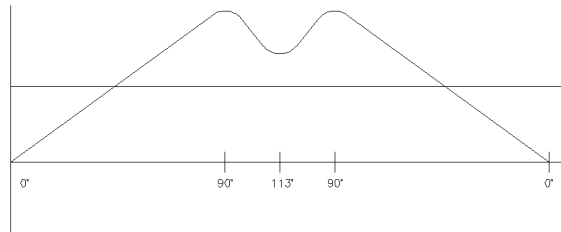


Figura 4.1.1 Caracterización del ciclo de carga

Esta caracterización se aproxima en valores a un ciclo pulsatorio.

$$\sigma_a = \sigma_{eq}^a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\frac{55899}{h^2} - 0}{2} = \frac{27949.5}{h^2} \quad (4.1.2)$$

$$\sigma_m = \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\frac{55899}{h^2} + 0}{2} = \frac{27949.5}{h^2} \quad (4.1.3)$$

- Cálculo de Resistencia:

Fatiga:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \cdot \sigma_{f'} \quad (4.1.4)$$

Factores K según tablas:

Acabado superficial = Mecanizado; $k_a = 0.72$

Suponemos $h = 50 \text{mm}$, $d = \sqrt{\frac{4 \cdot h \cdot b}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 40}{\pi}} = 45 \text{mm} \rightarrow k_b = 0.82$

Factor de carga = Flexión; $k_c = 1$

Factor de temperatura = Ambiente; $k_d = 1$

Factor de confiabilidad; $k_e = 1$

Factor de entalla = No hay entalla; $k_f = 1$

En Acero, Si $\sigma_R < 1400 \text{MPa} \rightarrow \sigma_{f'} \approx 0.5 \cdot \sigma_R$

$$\sigma_f = 0.72 \cdot 0.82 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1} \cdot (0.5 \cdot 750 \text{MPa}) = 221.4 \text{MPa} \quad (4.1.5)$$

Soderberg:

$$\sigma_{m^s} = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a}{\sigma_{eq}^m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{221.4 \cdot 10^6}{\frac{27949.5}{h^2} + \frac{221.4 \cdot 10^6}{500 \cdot 10^6}} = 153.45 MPa \quad (4.1.6)$$

$$FS = \frac{\sigma_{m^s}}{\sigma_{eq}^m} \rightarrow \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_{m^s}}{FS} = \frac{153.45 MPa}{2} = 76.72 MPa \quad (4.1.7)$$

$$76.72 \cdot 10^6 = \frac{27949.5}{h^2} \rightarrow h > \sqrt{\frac{27949.5}{76.72 \cdot 10^6}} > 0.019m = 19mm \quad (4.1.8)$$

Se debe recalculer el resultado en función del índice k_b supuesto, para comprobar que los cálculos sean correctos.

Para $h=19mm$, $d = \sqrt{\frac{4 \cdot h \cdot b}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 19 \cdot 40}{\pi}} = 31mm \rightarrow k_b = 0.85$

$$\sigma_f = 0.72 \cdot 0.85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1} \cdot (0.5 \cdot 750 MPa) = 229.5 MPa \quad (4.1.9)$$

$$\sigma_{m^s} = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a}{\sigma_{eq}^m} + \frac{\sigma_f}{\sigma_F}} = \frac{229.5 \cdot 10^6}{\frac{27949.5}{h^2} + \frac{229.5 \cdot 10^6}{500 \cdot 10^6}} = 157.30 MPa \quad (4.1.10)$$

$$FS = \frac{\sigma_{m^s}}{\sigma_{eq}^m} \rightarrow \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_{m^s}}{FS} = \frac{157.30 MPa}{2} = 78.65 MPa \quad (4.1.11)$$

$$78.65 \cdot 10^6 = \frac{27949.5}{h^2} \rightarrow h > \sqrt{\frac{27949.5}{78.65 \cdot 10^6}} > 0.019m = \mathbf{19mm} \quad (4.1.12)$$

Estos resultados orientativos indican que con tan solo 19mm de altura ya sería suficiente. Pero en este caso la sección C tendrá una entalla de 42mm de diámetro correspondiente al eje de transmisión. Por ello la altura del perfil no podrá ser inferior a 42mm. Como la flexión actúa en los bordes superiores e inferiores será suficiente con añadir estos 19mm calculados a los 42mm del agujero para hallar el perfil necesario.

A pesar de que el total sería de 61mm y se debería elegir un perfil mayor, se debe tener en cuenta que esta sección no es la crítica, es por eso que con el fin de utilizar elementos normalizados en el mercado se hará una primera aproximación con un perfil rectangular macizo de **base 40mm por una altura de 60mm.**

Tras la primera aproximación debe verificarse que esto se cumpla en la sección A donde existe el agujero de 42mm:

- Cálculo de Solicitaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{I} \cdot y_{max} = \frac{M_f}{\frac{b \cdot (h^3 - \phi^3)}{12}} \cdot \frac{h}{2} = \frac{340.23}{\frac{0.04 \cdot (0.06^3 - 0.042^3)}{12}} \cdot \frac{0.06}{2} = 21.58 MPa \quad (4.1.13)$$

El ciclo de carga será el mismo:

$$\sigma_a = \sigma_{eq}^a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{21.58 - 0}{2} = 10.79 MPa \quad (4.1.14)$$

$$\sigma_m = \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{21.58 + 0}{2} = 10.79 MPa \quad (4.1.15)$$

- Cálculo de Resistencia:

Fatiga:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \cdot \sigma_{f1} \quad (4.1.16)$$

Factores K según tablas:

Acabado superficial = Mecanizado; $k_a = 0.72$

$$h = 60 \text{ mm}, d = \sqrt{\frac{4 \cdot h \cdot b}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot 40}{\pi}} = 55 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0.75$$

Factor de carga = Flexión; $k_c = 1$

Factor de temperatura = Ambiente; $k_d = 1$

Factor de confiabilidad; $k_e = 1$

Factor de entalla = Agujero central de $d = 42 \text{ mm}$:

$$\frac{\phi}{h} = \frac{42}{60} = 0.7 \rightarrow \text{Según tablas} \rightarrow k_t = 1.4 \rightarrow q = 0.88 \quad (4.1.17)$$

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) = 1 + 0.88 \cdot (1.4 - 1) = 1.352 \quad (4.1.18)$$

En Acero, Si $\sigma_R < 1400 MPa \rightarrow \sigma_{f1} \approx 0.5 \cdot \sigma_R$

$$\sigma_f = 0.72 \cdot 0.75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1.352} \cdot (0.5 \cdot 750 MPa) = 149.7 MPa \quad (4.1.19)$$

Soderberg:

$$\sigma_{m^s} = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a \cdot \sigma_f}{\sigma_{eq}^m + \sigma_f}} = \frac{149.7}{\frac{10.79 \cdot 149.7}{10.79 + 500}} = 115.21 MPa \quad (4.1.20)$$

$$FS = \frac{\sigma_{m^s}}{\sigma_{eq}^m} \rightarrow \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_{m^s}}{FS} = \frac{115.21 MPa}{2} = 57.6 MPa \quad (4.1.21)$$

$$57.6 MPa > 21.58 MPa \rightarrow ok \quad (4.1.22)$$

Se comprueba que aguantará sin problemas los esfuerzos a los que será sometido con el perfil seleccionado a partir de la aproximación anterior.

Sin embargo un perfil completamente macizo a lo largo de los 705mm sería un gasto de material enorme e innecesario, a la vez que aumentaría el peso de la estructura de forma considerable.

La posibilidad de poner un material más ligero como el aluminio no es válida debido a que no sería capaz de aguantar el par que le proporcionaría la chaveta y se rompería como plastilina. Por ello la única opción es recurrir a un perfil tubular rectangular para la parte central de la barra y mantener el perfil macizo para los extremos. Su unión se llevará a cabo mediante un cordón de soldadura de 5mm, donde se añadirá material entre las piezas.

Se hará una primera prueba con un perfil normalizado rectangular hueco de base y altura = 20x40mm, con un espesor de 3mm.

- Tubo rectangular de acero 20x40x3:

$$\sigma_R=750\text{Mpa}; \sigma_F=500\text{MPa}; FS=2; I_{xx}=5.21\text{cm}^4; M=2.36\text{kg/m}; A=3.01\text{cm}^2.$$

- Cálculo de Solicitaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{I} \cdot y_{max} = \frac{M_f}{I_{xx}} \cdot \frac{h}{2} = \frac{372.66}{5.21 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{0.03}{2} = 107.29\text{MPa} \quad (4.1.23)$$

Caracterización del ciclo de carga:

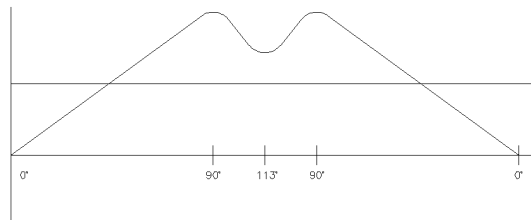


Figura 4.1.1 Caracterización del ciclo de carga

Esta caracterización se aproxima en valores a un ciclo pulsatorio.

$$\sigma_a = \sigma_{eq}^a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{107.29 - 0}{2} = 53.65\text{MPa} \quad (4.1.24)$$

$$\sigma_m = \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{107.29 + 0}{2} = 53.65\text{MPa} \quad (4.1.25)$$

- Cálculo de Resistencia:

Fatiga:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \cdot \sigma_{f0} \quad (4.1.26)$$

Factores K según tablas:

Acabado superficial = Estirado en frío; $k_a=0.72$

$h=40\text{mm}$ y $b=20\text{mm}$, $d = \sqrt{\frac{4 \cdot h \cdot b}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40 \cdot 20}{\pi}} = 31.92\text{mm} \rightarrow k_b = 0.85$

Factor de carga = Flexión; $k_c=1$

Factor de temperatura = Ambiente; $k_d=1$

Factor de confiabilidad; $k_e=1$

Factor de entalla = No hay entalla; $k_f=1$

En Acero, Si $\sigma_R < 1400\text{MPa} \rightarrow \sigma_f, \approx 0.5 \cdot \sigma_R$

$$\sigma_f = 0.72 \cdot 0.85 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1} \cdot (0.5 \cdot 750\text{MPa}) = 229.5\text{MPa} \quad (4.1.27)$$

Soderberg:

$$\sigma_{m^s} = \frac{\sigma_f}{\frac{\sigma_{eq}^a \cdot \sigma_f}{\sigma_{eq}^m + \sigma_F}} = \frac{229.5}{\frac{53.65 \cdot 229.5}{53.65 + 500}} = 157.30\text{MPa} \quad (4.1.28)$$

$$FS = \frac{\sigma_{m^s}}{\sigma_{eq}^m} \rightarrow \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_{m^s}}{FS} = \frac{157.30\text{MPa}}{2} = 78.64\text{MPa} \quad (4.1.29)$$

$$78.64\text{MPa} > 53.65\text{MPa} \rightarrow ok \quad (4.1.30)$$

Queda comprobado que el perfil seleccionado aguanta perfectamente los esfuerzos a lo que será sometido. De este modo se determina que los extremos macizos irán soldados a un **perfil tubular rectangular normalizado de base=20mm, altura=40mm y un espesor de 3mm.**

4.2 Eje de transmisión

Este eje será el elemento que transmitirá el par del reductor al mecanismo y a su vez soportará todo el peso del armario. Se debe verificar si el diámetro de salida propuesto por el fabricante para el eje del cliente, que en este caso es de **42mm** será capaz de resistir las sollicitaciones a las que será sometido.

Su longitud será igual a la distancia entre las dos barras principales calculadas en el apartado 4.1. Por cuestiones constructivas se deberá fabricar en dos tramos debido a que el diámetro de salida del reductor es inferior. Al ir montados a cada lado del reductor, este actuará como unión y es por ello que se puede calcular como un solo elemento sometido a un momento torsor, que le afectará en todas las secciones por igual, y a un esfuerzo cortante en los puntos de unión con las barras superiores.

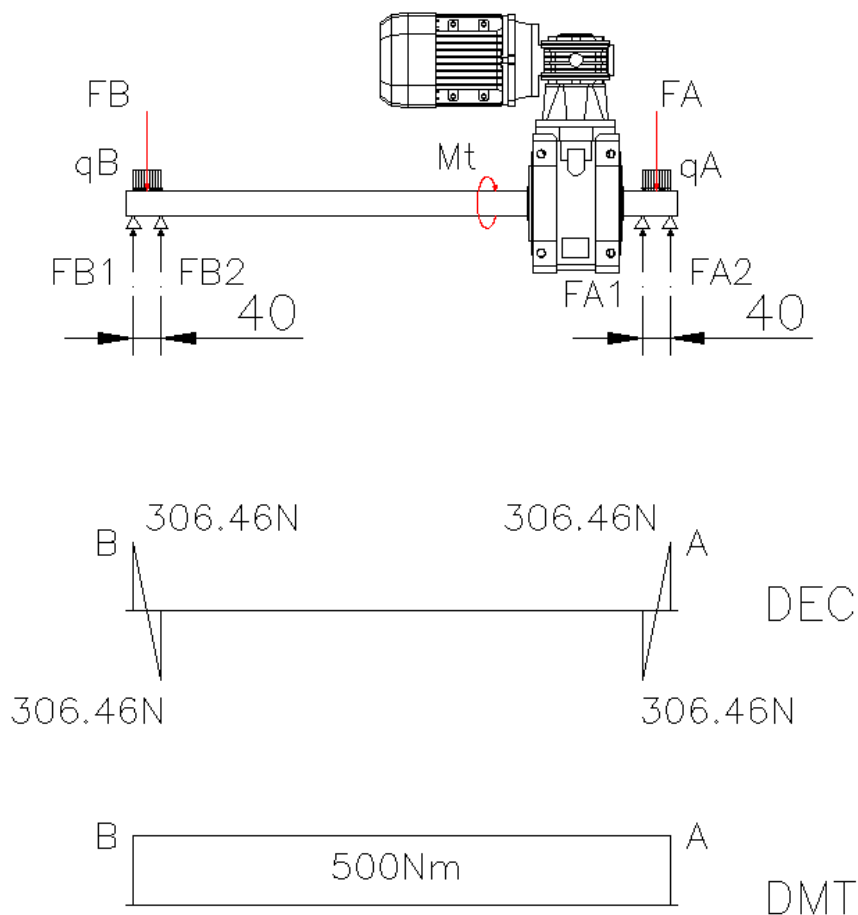


Figura 4.2.1 Representación de los esfuerzos y diagramas DEC y DMT sobre el eje

Es cierto que las barras tienen un grosor de 40mm pero como en este caso el momento flector es despreciable frente al cortante y el torsor, tan solo se considerarán estos últimos.

$$F_A = F_B = \text{Peso max mueble} / 2 = \frac{1225.83N}{2} = 612.92N \quad (4.2.1)$$

$$F_{A1} = F_{A2} = F_{B1} = F_{B2} = F_{A/B} / 2 = \frac{612.92N}{2} = 306.46N \quad (4.2.2)$$

$$q_A = q_B = F_{A/B} / 40mm = \frac{612.92N}{40mm} = 15.32N/mm \quad (4.2.3)$$

El momento torso es conocido y es de 500Nm que es máximo que podrá desarrollar el motoreductor.

El material utilizado será nuevamente un acero F-114 pero en esta ocasión bonificado (templado + revenido) para una mayor resistencia puesto que será sometido a fricción y por lo tanto a un desgaste debido al giro del mecanismo. El factor de seguridad será nuevamente de 2.

- Acero F114 templado:

$$\sigma_R = 1400\text{MPa};$$

$$\sigma_F = 1000\text{MPa};$$

$$FS = 2.$$

- Cálculo de Solicitaciones:

$$\tau_{cortante} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{306.46N}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{520.56}{d^2} \quad (4.2.4)$$

$$\tau_{torsor} = \frac{Mt}{I_p} \cdot y_{max} = \frac{Mt}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{500Nm}{\frac{\pi}{32} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2} = \frac{2546.48}{d^3} \quad (4.2.5)$$

$$\tau_{max} = \tau_{cortante} + \tau_{torsor} = \frac{520.56}{d^2} + \frac{2546.48}{d^3} \quad (4.2.6)$$

Caracterización del ciclo de carga:

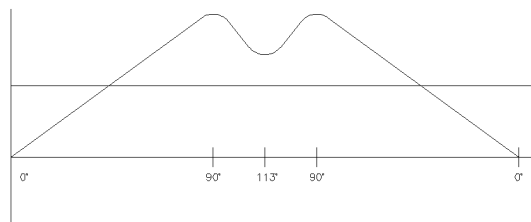


Figura 4.1.1 Caracterización del ciclo de carga

Esta caracterización se aproxima en valores a un ciclo pulsatorio.

$$\tau_a = \tau_{eq}^a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = \frac{\frac{520.56}{d^2} + \frac{2546.48}{d^3} - 0}{2} = \frac{260.56}{d^2} + \frac{1273.24}{d^3} \quad (4.2.7)$$

$$\tau_m = \tau_{eq}^m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{\frac{520.56}{d^2} + \frac{2546.48}{d^3} + 0}{2} = \frac{260.56}{d^2} + \frac{1273.24}{d^3} \quad (4.2.8)$$

- Cálculo de Resistencia:

Fatiga:

$$\sigma_f = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \frac{1}{k_f} \cdot \sigma_{f'} \quad (4.2.9)$$

Factores K según tablas:

Acabado superficial = Mecanizado; $k_a=0.72$

Suponemos $d = 35mm \rightarrow k_b = 0.84$

Factor de carga = Torsión y cortante; $k_c=0.577$

Factor de temperatura = Ambiente; $k_d=1$

Factor de confiabilidad; $k_e=1$

Factor de entalla = Chavetero; $k_f=1.5$

En Acero, Si $\sigma_R \geq 1400MPa \rightarrow \sigma_{f'} \approx 700MPa$

$$\sigma_f = 0.72 \cdot 0.84 \cdot 0.577 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1.5} \cdot 700MPa = 162.85MPa \quad (4.2.10)$$

$$\tau_f \approx 0.5 \cdot \sigma_f \approx 0.5 \cdot 151.22MPa \approx 81.43MPa \quad (4.2.11)$$

$$\tau_F \approx 0.5 \cdot \sigma_F \approx 0.5 \cdot 1000MPa \approx 500MPa \quad (4.2.12)$$

Soderberg:

$$\tau_{m^s} = \frac{\tau_f}{\frac{\tau_{eq}^m \tau_f}{\tau_{eq}^m + \tau_f}} = \frac{81.43 \cdot 10^6}{\frac{260.56 + 1273.24}{\frac{d^2}{260.56} + \frac{d^3}{1273.24}} + \frac{81.43 \cdot 10^6}{500 \cdot 10^6}} = 70.03MPa \quad (4.2.13)$$

$$FS = \frac{\tau_{m^s}}{\tau_{eq}^m} \rightarrow \tau_{eq}^m = \frac{\tau_{m^s}}{FS} = \frac{70.03MPa}{2} = 35.01MPa \quad (4.2.14)$$

$$35.01 \cdot 10^6 > \frac{520.56}{0.042^2} + \frac{2546.48}{0.042^3} \rightarrow 35.01MPa > 34.67MPa \rightarrow Ok \quad (4.2.15)$$

Como se puede comprobar el eje de 42mm de diámetro es suficiente para soportar las exigencias del mecanismo. A pesar de que el resultado pueda parecer algo justo se debe tener en cuenta que se cuenta con un factor de seguridad de 2 lo que significa que prácticamente se duplican las exigencias de la resistencia admitida.

4.3 Escuadras soporte armario

El peso total del armario irá apoyado sobre dos soportes simétricos en forma de L. El perfil de esta L será de nuevo un rectángulo como en el caso de las barras principales. De nuevo la base tendrá un ancho impuesto de 40mm.

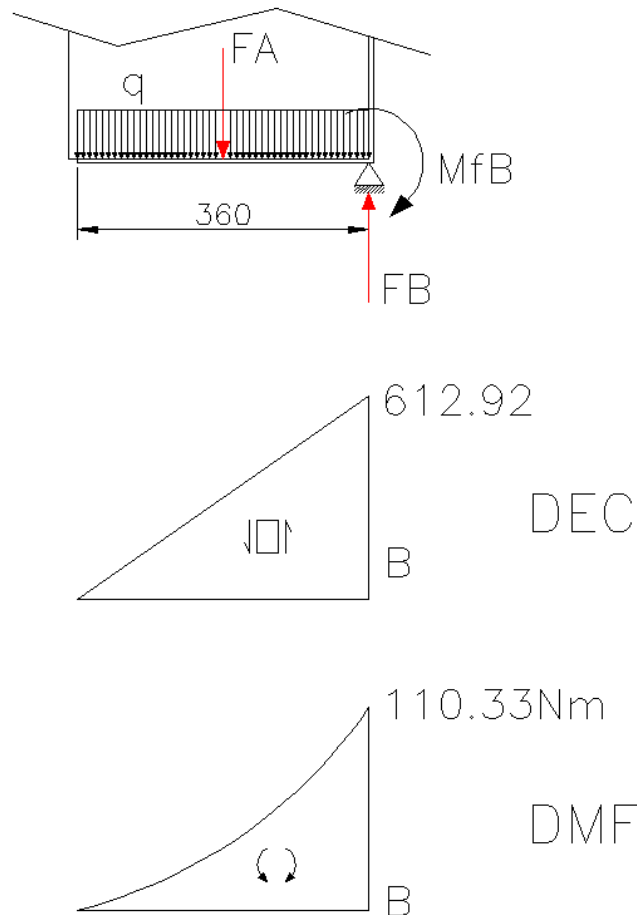


Figura 4.3.1 Representación de los esfuerzos y diagramas DEC y DMF sobre las escuadras

$$F_A = F_B = \text{Peso max mueble} / 2 = \frac{1225.83N}{2} = 612.92N \quad (4.3.1)$$

$$q = F_{A/B} / 0.36m = \frac{612.92N}{0.36m} = 1.70kN/m \quad (4.3.2)$$

$$M_{fB} = F_A \cdot l / 2 = 612.92N \cdot \frac{0.36m}{2} = 110.33Nm \quad (4.3.3)$$

La sección crítica es la B puesto que es la que recibe tanto el mayor momento flector como el mayor esfuerzo cortante. Para el cálculo del dimensionamiento se despreciará el cortante.

Nuevamente los cálculos se referenciarán en función de la altura (h) que es el parámetro que se desconoce. Los datos del material y el factor de seguridad serán los mismos que en el apartado 4.1.

- Acero F114:

$$\sigma_R = 750 \text{MPa};$$

$$\sigma_F = 500 \text{MPa};$$

$$FS = 2.$$

- Cálculo de Solicitaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{Mf}{I} \cdot y_{max} = \frac{Mf}{\frac{b \cdot h^3}{12}} \cdot \frac{h}{2} = \frac{110.33}{\frac{0.04 \cdot h^3}{12}} \cdot \frac{h}{2} = \frac{16549.5}{h^2} \quad (4.3.4)$$

Caracterización del ciclo de carga:

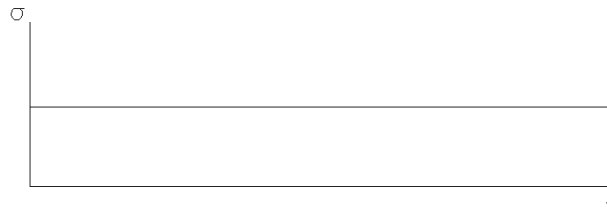


Figura 4.3.2 Caracterización del ciclo de carga

$$\sigma_a = \sigma_{eq}^a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\frac{16549.5}{h^2} - \frac{16549.5}{h^2}}{2} = 0 \text{Pa} \quad (4.3.5)$$

$$\sigma_m = \sigma_{eq}^m = \frac{\frac{16549.5}{h^2} + \frac{16549.5}{h^2}}{2} = \frac{16549.5}{h^2} \quad (4.3.6)$$

Al tratarse de un esfuerzo constante no aparecen tensiones de amplitud y por lo tanto no existe fatiga.

- Cálculo de Resistencia:

Estática:

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}^m} \rightarrow \sigma_{eq}^m = \frac{\sigma_F}{FS} = \frac{500 \text{MPa}}{2} = 250 \text{MPa} \quad (4.3.7)$$

$$250 \cdot 10^6 = \frac{16549.5}{h^2} \rightarrow h > \sqrt{\frac{16549.5}{250 \cdot 10^6}} > 0.008 \text{m} = \mathbf{8 \text{mm}} \quad (4.3.8)$$

Con el fin de utilizar elementos normalizados en el mercado se utilizarán dichas escuadras con un perfil rectangular macizo de **base 40mm por una altura de 10mm.**

4.4 Medidas definitivas

Una vez conocidos todos los elementos constructivos y su montaje se pueden determinar variaciones en las previsiones iniciales. De este modo y debido a la elección del reductor y la creación de las diferentes piezas, para obtener las medidas de recorrido descritas en el apartado 1.3 la longitud de los brazos se debe modificar de 705mm iniciales a **620mm**.

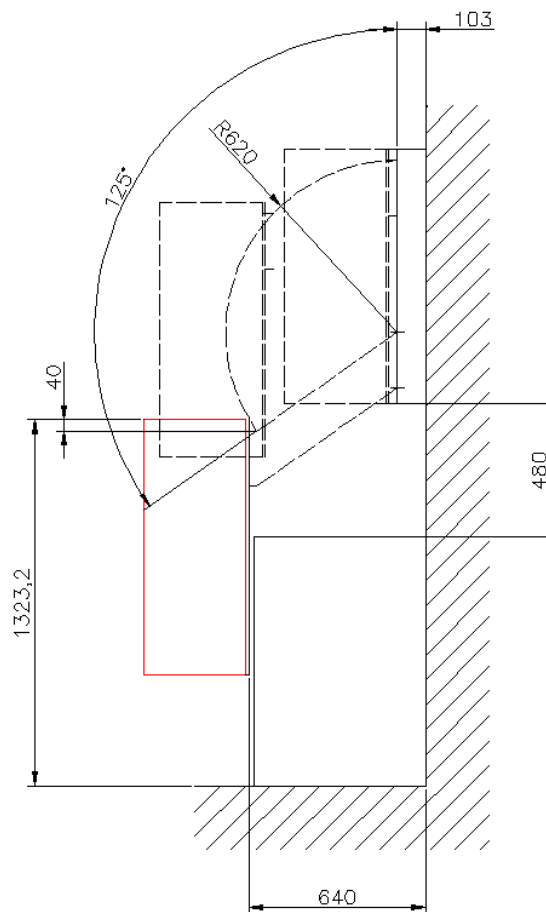


Figura 4.4.1 Nueva disposición de las medidas

Otros datos que varían respecto a la previsión inicial son el peso total que deben levantar los brazos, debido a la estructura de soporte del armario. Inicialmente se tenían 125kg y ahora deben añadirse 22kg hasta un total de **147kg**.

Se deben recalcular los esfuerzos para asegurarse de que las barras ya diseñadas aguantarán las nuevas sollicitaciones.

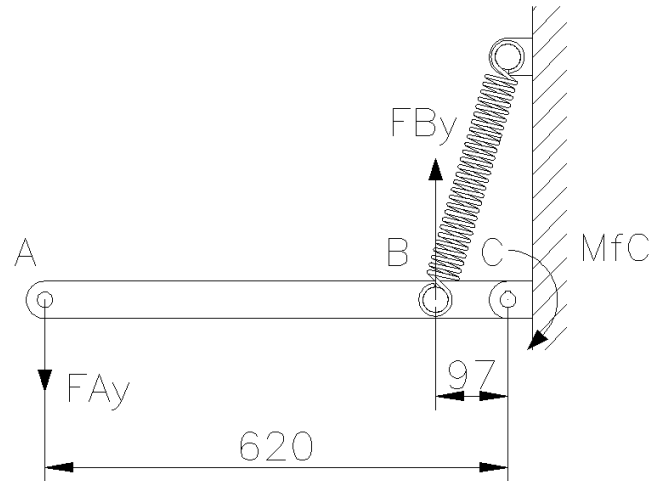


Figura 4.4.2 Nueva disposición de los esfuerzos

$$F_{Ay} = \text{Peso total}/2 = 1392.54\text{N}/2 = 696.27\text{N} \quad (4.4.1)$$

$$\sin \alpha = \frac{F_{By}}{F_B} \rightarrow F_{By} = \sin 73.48 \cdot 987.99 = 947.20\text{N} \quad (4.4.2)$$

$$F_{Cy} = F_{By} - F_{Ay} = 947.20 - 696.27 = 250.93\text{N} \quad (4.4.3)$$

$$Mf_C = F_{Ay} \cdot d_1 - F_{By} \cdot d_2 = 696.27 \cdot 0.62 - 947.20 \cdot 0.097 = 339.81\text{Nm} \quad (4.4.4)$$

$$Mf_B = F_{Ay} \cdot (d_1 - d_2) = 696.27 \cdot (0.62 - 0.097) = 364.15\text{Nm} \quad (4.4.5)$$

Los nuevos cálculos concluyen que los momentos flectores obtenidos son menores a los calculados anteriormente pero con valores muy similares, es por ello que se desestima recalculer los brazos y el reductor y por lo tanto se mantendrán las medidas actuales.

En cuanto a la variación del ángulo de descenso, de 113° a 125° no supone un problema para el muelle puesto que el instalado permitía un alargamiento mayor al dispuesto en el cálculo inicial por lo que se puede garantizar su correcto funcionamiento.

4.5 Par y Potencia final

Como se puede comprobar en el apartado anterior existen cambios a nivel estructural que pueden alterar la potencia y el par calculados en un inicio, así como otros parámetros, es por ello que se debe comprobar que todo siga en orden.

Por lo que respecta al par ahora se tiene una carga de 147kg a una distancia de 620mm. Esto se traduce en un par motor de:

Conversión:

$$147 \text{ kg} = 1392.54 \text{ N}$$

$$620 \text{ mm} = 0.620 \text{ m}$$

$$\text{Par muelles} = 367.51 \text{ Nm}$$

$$\text{Par motor (M)} = \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Par motor max} = (1392.54 \text{ N} \cdot 0.620 \text{ m}) - 367.51 \text{ Nm} = \mathbf{495.86 \text{ Nm}} \quad (4.5.1)$$

El par motor resultante, que deberá vencer el motoreductor se mantiene prácticamente igual al calculado inicialmente (apartado 3.1).

Al modificar el ángulo de recorrido hasta los 125°, el tiempo de descenso será mayor:

$$t = (60 \text{ s} \cdot 0.347 \text{ rev}) / 3.5 \text{ rev} = \mathbf{6 \text{ s}} \quad (4.5.2)$$

El tiempo que el sistema tardaría en dar 360° es ya conocido (3.3.1), 17.15s.

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{17.15} = 0.366 \text{ rad/s} \quad (4.5.3)$$

$$P = M \cdot \omega = 495.86 \cdot 0.366 = 181.49 \text{ W} = \mathbf{0.182 \text{ kW}} \quad (4.5.4)$$

Se puede comprobar que a rasgos generales la potencia sigue siendo la misma y por ello se da como válida la configuración de motoreductor ya seleccionada.

Por último se calcula la nueva velocidad de descenso para el sistema:

$$v = \omega \cdot r = 0.366 \cdot 0.620 = 0.23 \text{ m/s} = 0.83 \text{ km/h} \quad (4.5.5)$$

4.6 Fijaciones a la pared

Es importante analizar donde irá colocada esta máquina, se trata de un elemento que irá suspendido en el aire por varias fijaciones a una pared. Esta pared por norma general será una pared de ladrillo, aunque en el peor de los casos podemos encontrarnos con paredes de pladur y en el mejor de ellos de hormigón (difícil en un bloque de pisos). Como siempre, la máxima de este proyecto será diseñar las cosas pensando siempre en el caso más desfavorable de todos.

El elemento que sustentará la maquina con el peso del mueble cargado encima será algún tipo de taco de nylon. Se trata de una carga total (mueble cargado + estructura) de **192kg** y dicha estructura cuenta con 38 agujeros que sujetarán el conjunto a la pared.

$$P_{Tornillo} = \frac{P_{Total}}{N_{Tornillos}} = \frac{192kg}{38} = 5.05kg = 49.52N \quad (4.6.1)$$

En este caso, a nivel industrial se trata de una carga media, los tacos elegidos deberán ser elementos polivalentes capaces de trabajar en cualquier tipo de superficie, es por ello que la opción mas viable es la de los tacos de nylon.

Taco Nylon TU:

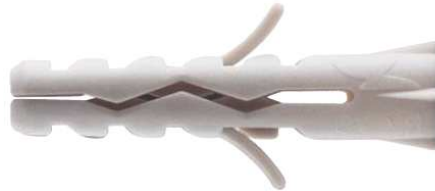


Figura 4.6.1 Taco de nylon modelo TU

Características:

Taco de nylon para medias cargas apropiado para fijar sobre hormigón, ladrillo, bloque de escayola, bloque de cemento, etc... La ranura en forma de "S" evita el deslizamiento lateral del tornillo, garantizando excelentes resultados en todo tipo de materiales, incluso en ladrillo hueco. La guía interna se ha diseñado para una correcta expansión central. Tiene fuertes aletas anti-rotación y un diseño de forma especial para adaptarse perfectamente a todo tipo de material. Material: Poliamida - Color: gris.

Aplicación:

Apropiado para materiales macizos y parcialmente macizos, incluso para ladrillo hueco. Diseñado para un montaje no a través.

Tabla 4.6.1 Datos técnicos tacos TU.

Descripción	Código	Precio unidad [€]	Embalaje Unidades	D. Tornillo rosca madera [mm]	D. Taladro [mm]	Longitud total [mm]	Profund. mínima de taladro a través [mm]	N rec. [kN] Hormigón C25	N rec. [kN] Ladrillo perforado
Taco nylon TU 5	2041005025	0,025	100	3-4	5	25	35	1,6	0,6
Taco nylon TU 6	2041006030	0,030	100	4-5	6	30	40	2,4	1,5
Taco nylon TU 8	2041008040	0,059	100	4,5-6	8	40	50	3,6	2,0
Taco nylon TU 10	2041010050	0,105	50	6-8	10	50	70	7,2	2,8
Taco nylon TU 12	2041012060	0,200	25	8-10	12	60	70	8,8	3,3
Taco nylon TU 14	2041014080	0,210	20	10-12	14	80	90	15,2	4,0

Se trata de tacos que deberán albergar tornillería para madera hexagonal (DIN 571) de métrica 8. Existen los cuatro agujeros del motoreductor que deberán ser de métrica 10 por exigencias del fabricante pero el caso más desfavorable serán el resto.

Como se observa en la tabla 4.6.1, en el caso más desfavorable y para tornillería de métrica 8, los tacos TU soportan hasta 3300N y por lo tanto cumplen sobradamente los requisitos calculados (4.6.1).

4.7 Elementos de unión

Para lograr la sujeción del giro entre los brazos, la pared y el mueble se han elegido unos Topes de guía normalizados, modelo TGM (Figura 4.6.1) de la casa Inmacisa con un diámetro de 10mm.

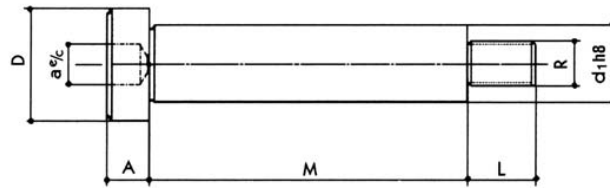


Figura 4.7.1 Topes de guía TGM

Se debe comprobar que dichos topes serán suficientes para sujetar el mueble. Se comprobarán tanto a flexión como a cortante para conocer la sollicitación crítica.

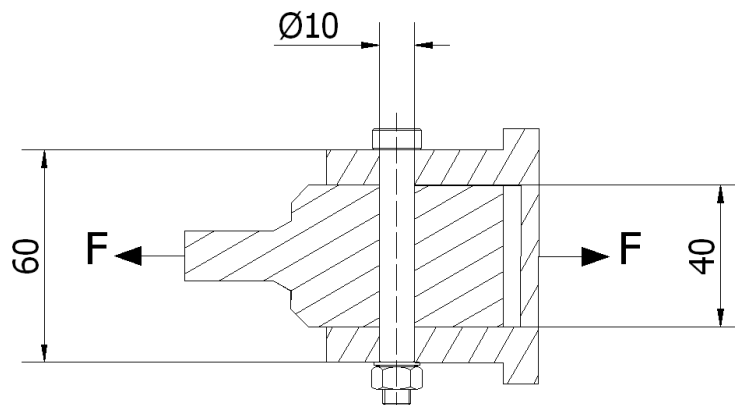


Figura 4.7.2 Representación de los esfuerzos sobre los topes

$$F=696.27N \text{ (4.4.1)}$$

Tope de guía con material de calidad St70

Coefficiente de divergencia = 1.2

Cortadura:

$$St70 \rightarrow \tau_{adm} = 100MPa \quad (4.7.1)$$

$$F_c = F/2 = 696.27/2 = 348.14N \quad (4.7.2)$$

$$\tau_w = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_c}{\pi \cdot r^2} \cdot C_d = \frac{4}{3} \cdot \frac{348.14}{\pi \cdot 5^2} \cdot 1.2 \rightarrow \tau_w = 7.10MPa \quad (4.7.3)$$

Flexión:

$$St70 \rightarrow \sigma_{adm} = 150MPa \quad (4.7.4)$$

$$w = F/l = 696.27/0.04 = 17406.75N/m \quad (4.7.5)$$

$$M_{max} = \frac{w \cdot l^2}{12} = \frac{17406.75 \cdot 0.04^2}{12} = 2.32Nm \quad (4.7.6)$$

$$\sigma_w = \frac{M_{max}}{\frac{\pi}{32} D^3} \cdot C_d = \frac{2.32}{\frac{\pi}{32} \cdot 0.01^3} \cdot 1.2 \rightarrow \sigma_w = 283575.91Pa = 0.28MPa \quad (4.7.7)$$

Conclusión:

$$\tau_w < \tau_{adm} \rightarrow 7.10MPa < 100MPa \rightarrow Ok \quad (4.7.8)$$

$$\sigma_w < \sigma_{adm} \rightarrow 0.28MPa < 150MPa \rightarrow Ok \quad (4.7.9)$$

Los cálculos tanto a flexión como a cortadura demuestran que el tope de guía cumple holgadamente.

Para evitar que con el movimiento de giro del mecanismo la tuerca pudiera aflojarse se añade una arandela antigiro.

4.8 Hueco en el armario

Debido al tamaño del motoreductor combinado con la necesidad de separar el mínimo espacio posible el armario de la pared, se crea una interferencia inevitable en la posición de plegado entre el fondo del armario y el motor del mecanismo.

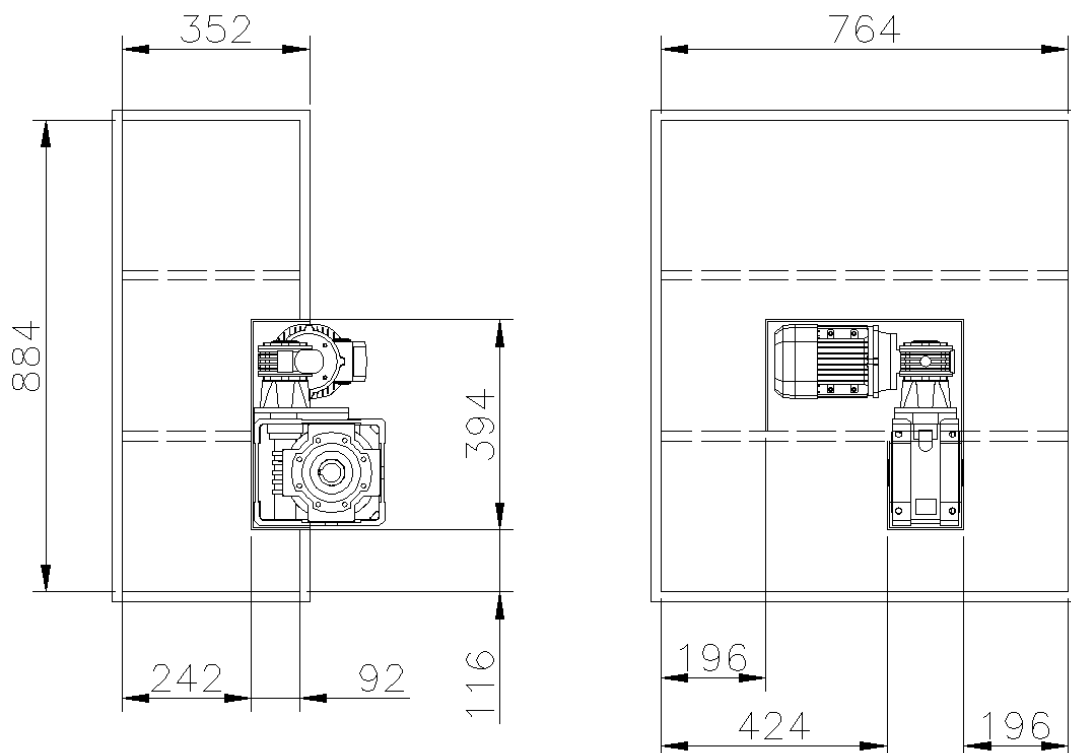


Figura 4.8.1 Esquema de las medidas de interferencia del reductor.

Es imprescindible modificar ligeramente la parte posterior del mueble. Se deberá serrar el fondo del armario y uno de los estantes con las medidas de la figura 4.8.1 y fijar mediante clavos un cajón prefabricado de fullola con paredes de un espesor no superior a 4mm. No se requiere un grueso de madera mayor debido a que este cajón tan solo deberá ocultar el equipo y no soportará peso alguno.

El cajón deberá ser suministrado por el fabricante del mecanismo a diferencia del armario que podrá ser del cliente. De este modo podrá montarse sobre cualquier armario simplemente haciendo los cortes necesarios en él.

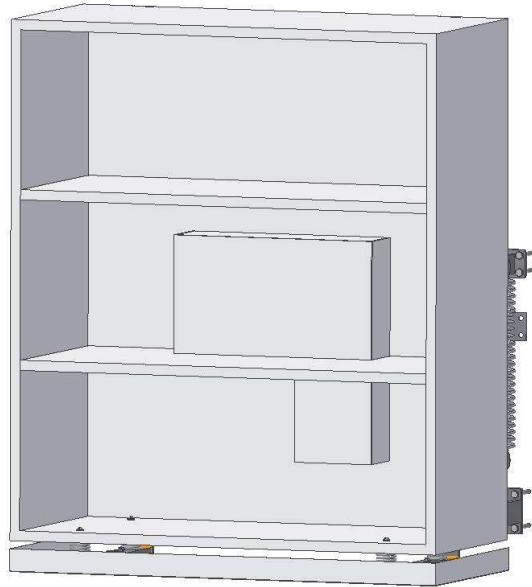


Figura 4.8.2 Vista frontal del cajón una vez montado.

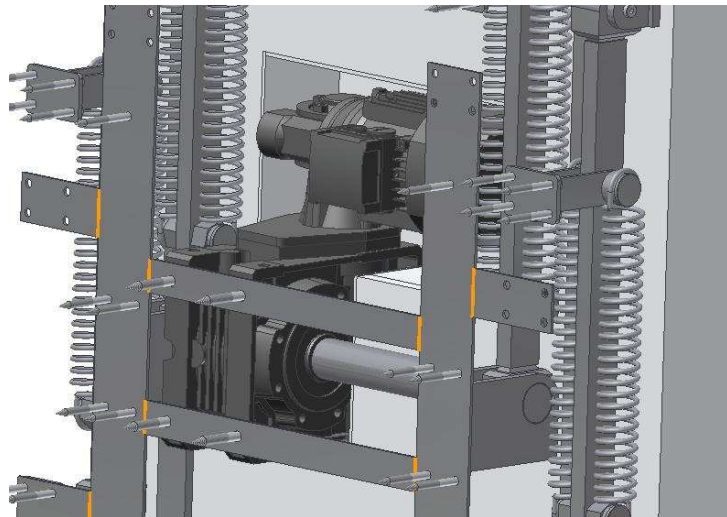


Figura 4.8.3 Vista posterior del reductor alojado en el cajón.

Esta claro que este cajón encarecerá el proyecto y quitará espacio de almacenaje, pero resulta ser un elemento indispensable. Se ha tenido que llegar a un equilibrio entre la distancia que el mueble deberá separarse de la pared y el espacio que se restará en el interior del mismo.

CAPÍTULO 5

SISTEMAS DE SEGURIDAD

Como en toda maquina automatizada que conste de piezas externas en movimiento, deberá ser dotada de ciertos elementos de seguridad que trabajen de forma preventiva para evitar cualquier tipo de accidente durante su manipulación.

5.1 Bloqueo mecánico

Es importante tener presente que el sistema eléctrico siempre puede fallar en el caso de un corte del suministro. Es por ello que se requieren sistemas mecánicos para garantizar la seguridad.

Por un lado las piezas del sistema están diseñadas con dos finales de carrera físicos por si fallasen los eléctricos que no permitirían pasar de cierto punto al armario, evitando de este modo que ningún componente se dañara. Lógicamente el motor eléctrico seguiría funcionando hasta que la persona se diese cuenta de que ha llegado al final del recorrido y dejase de pulsar el botón.

Por otro lado, existe la necesidad de poder detener el mecanismo en cualquier momento del recorrido y que este mantenga su posición sin desplomarse. Gracias al tipo de reductor seleccionado este problema queda resuelto debido a la configuración de engranajes sinfín-corona que cuentan con una irreversibilidad natural que evita que el eje de entrada pueda ser gobernado por el de salida.

5.2 Sistema de pesaje

El usuario no es consciente de cuanto peso puede estar colocando dentro del armario, es por ello que al tener un límite de carga de 125kg es necesario asegurar el sistema de forma que no se pueda poner en marcha si se excede dicha cantidad.

Se requiere un sistema fiable y económico, es por ello que se ha optado por una combinación de muelles en la parte inferior del armario y unos microruptores de final de carrera.

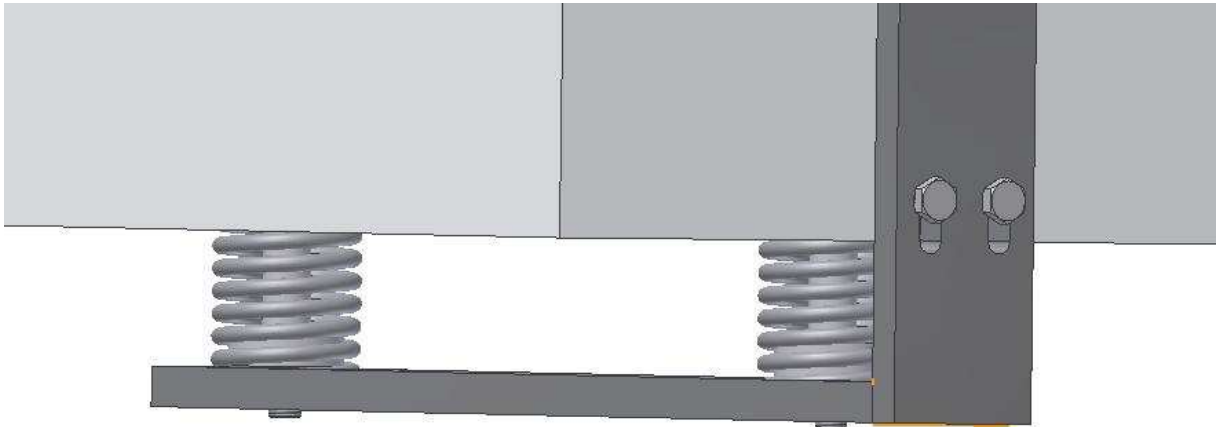


Figura 5.2.1 Vista en detalle del sistema de pesaje.

El mueble descansará sobre dos barras simétricas a esta, con dos muelles cada una. La sujeción del mueble a dichas barras será a través de unos colisos calculados en la parte vertical del perfil en L de sujeción. Existen dos colisos visibles en la figura 5.2.1 y otros dos en lo alto del mueble. De esta manera y contando las dos barras, el mueble estará sujeto por ocho puntos de unión.



Figura 5.2.2 Vista inferior del armario con el sistema de pesaje al completo.

En la selección de los muelles la máxima en este caso es la de conseguir el mayor recorrido posible con un muelle que ocupe el menor espacio físico posible.

A diferencia de los muelles calculados en apartados anteriores estos son muelles que trabajarán a compresión. Deberán tener un recorrido suficiente para que el margen con el microrruptor de final de carrera sea el adecuado y a su vez deberán ocupar cuanto menos mejor.

En este caso los datos de entrada conocidos serán las cargas que deberán soportar, por un lado la precarga que será el peso del mueble en vacío (38.5kg según el fabricante) y la carga máxima que serán los 125kg ya calculados anteriormente:

$$Precarga = \frac{Mueble\ vacío}{N^o\ muelles} = \frac{377.56N}{4} = 94.39N \tag{5.2.1}$$

$$C_{max} = \frac{Peso\ a\ plena\ carga}{N^o\ muelles} = \frac{1225.83N}{4} = 306.46N \tag{5.2.2}$$

Con estos datos, se selecciona un muelle del mismo catálogo utilizado en el apartado 2.3, teniendo en cuenta que sometido a la carga máxima la longitud final no supere la recomendada por el fabricante:

- Referencia del fabricante = C1460-162-1500-M

Ratio = 28.44 N/mm

Longitud libre (L_I) = 38.1mm

Longitud a plena carga (L_{pc}) = 26.7mm

Catalog Number	Outside Diameter (OD)		Wire Diameter (d)		Free Length (L) Approx		Load Length (L1)		Solid Height (Sh) Approx.		Load (P) at L1		Spring Rate (R)	
	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	lb	N	lb/in	N/mm
C1460-148-3500-M			0.148	3.76	3.500	88.90	2.169	55.09	1.428	36.27	56.86	252.91	42.7	7.480
C1460-148-4000-M					4.000	101.60	2.462	62.53	1.593	40.46			37.0	6.480
C1460-162-1500-M					1.500	38.10	1.051	26.70	0.857	21.77			162.4	28.440
C1460-162-2000-M					2.000	50.80	1.360	34.54	1.049	26.64			114.0	19.960
C1460-162-2500-M					2.500	63.50	1.669	42.39	1.241	31.52			87.8	15.370
C1460-162-3000-M	1.460	37.08	0.162	4.11	3.000	76.20	1.978	50.24	1.433	36.40	72.94	324.44	71.4	12.500

Figura 5.2.3 Extracto del catalogo de muelles del fabricante SPEC.

$$L_f = \frac{C_{max}}{Ratio} = \frac{306.46N}{28.44N/mm} = 10.78mm \quad (5.2.3)$$

$$L_i = \frac{Precarga}{Ratio} = \frac{94.39N}{28.44N/mm} = 3.32mm \quad (5.2.4)$$

$$Recorrido = L_f - L_i = 10.78 - 3.32 = 7.46mm \quad (5.2.5)$$

$$L_{precarga} = L_l - L_i = 38.1 - 3.32 = 34.78mm \quad (5.2.6)$$

$$L_{C_{max}} = L_l - L_f = 38.1 - 10.78 = 27.32mm \rightarrow L_{C_{max}} > L_{pc} \rightarrow ok \quad (5.2.7)$$

Se puede apreciar en la operación 5.2.7 que la longitud a plena carga es ligeramente mayor a la longitud máxima que se puede comprimir el muelle.

Una vez el armario este lleno de cosas, aunque nunca se llegue a plena carga, los muelles no ocuparán más de 4cm de espesor.

5.3 Perímetro de seguridad

Un tercer sistema de seguridad necesario para esta máquina es algo que detenga el movimiento en el caso de encontrar algún obstáculo en su recorrido. La base del armario deberá estar dotada con algún sistema en el que si algún objeto entra en contacto con ella, este corte inmediatamente el suministro eléctrico.

Nuevamente el reto se centra en encontrar un sistema lo más asequible posible, simple y ante todo eficaz.

En este caso la solución es la de añadir un falso suelo de chapa con cuatro lengüetas en forma de L, guiadas de forma vertical por cuatro tornillos. De este modo la gravedad mantendrá la chapa en su posición más baja y en caso de contacto con algún elemento, los tonillos ejercerán de guía permitiendo que el falso suelo ascienda y entre en contacto con dos microruptores, situados en extremos opuestos para asegurar su funcionamiento en cualquier situación, y detengan el movimiento del mecanismo.

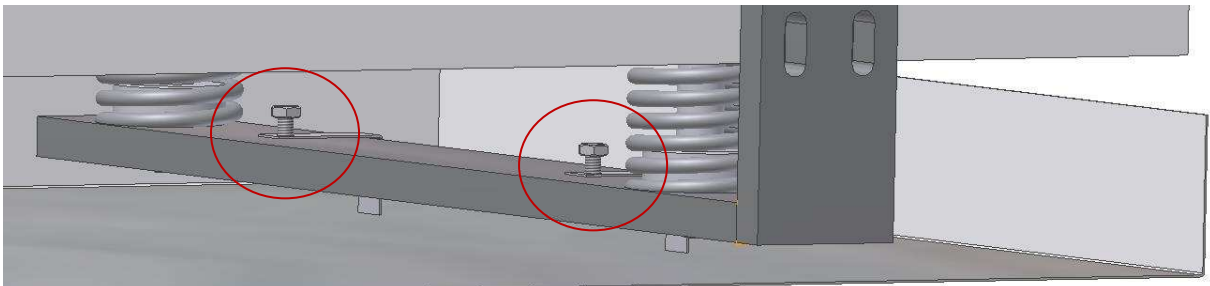


Figura 5.3.1 Detalle de los tornillos guía para el perímetro de seguridad.

Este sistema además ofrece una gran ventaja estética puesto que la forma frontal nos permite ocultar a la vista de los usuarios prácticamente la totalidad del sistema de pesaje. Lógicamente debe quedar un margen suficiente para que no exista interferencia en el peor de los casos que sería cuando los muelles del sistema de pesaje estuvieran prácticamente comprimidos del todo y a su vez se activara el perímetro de seguridad.

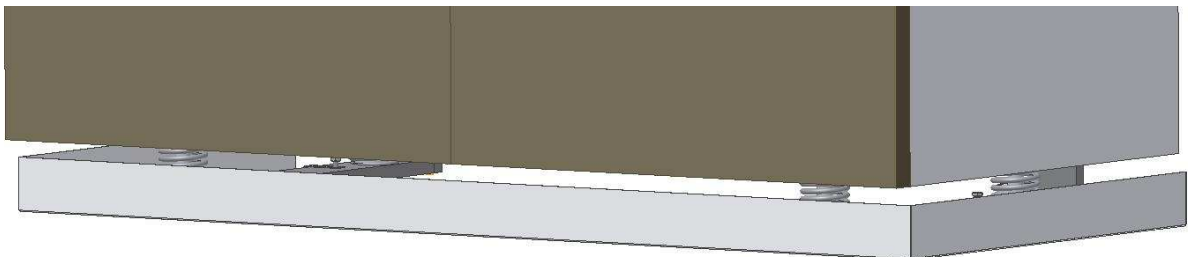


Figura 5.3.2 Vista frontal del falso suelo del perímetro de seguridad.

CAPÍTULO 6

SISTEMA ELÉCTRICO

No menos importante en este proyecto es el sistema de mando para gobernar el movimiento de ascenso y descenso de la máquina. Es cierto que no supone un circuito extremadamente complejo debido a que la máquina tan solo tendrá dos movimientos pero aun así supone una parte fundamental del proyecto.

Este sistema estará compuesto por dos partes claramente diferenciadas pero a su vez relacionadas, que serán el circuito de mando para gobernar el sistema, y el circuito de potencia para activar el motor.

Todos los componentes que conformarán este esquema serán adaptados para ir montados sobre un carril normalizado DIN. De este modo se podrá montar todo en un armario independiente que podrá ir colocado donde más convenga en cada situación.

6.1 Esquema de potencia

Se debe tener en cuenta que esta máquina esta pensada para funcionar dentro de una vivienda común, es por ello que el motor es monofásico y por lo tanto la corriente de línea de la que se partirá será de 230V - 50Hz monofásica.

En cuanto a sistemas de seguridad, se ha decidido simplificar el esquema teniendo en cuenta que en toda vivienda ya existen unas medidas explícitas para evitar sobretensiones. De este modo se puede prescindir del magnetotérmico.

El motor colgará directamente de la línea, sin embargo este sistema requiere que el motor pueda invertir su sentido de giro según convenga, por lo que se deberá instalar un contactor entre la línea y el propio motor.

Lo que hace posible el cambio de sentido del motor es una inversión de las fases. Para ello serían necesarios dos contactores relacionados entre ellos de modo que uno activara las fases en un orden determinado y el otro las invirtiera. Para este propósito existen en el mercado unos contactores de inversión de giro (figura 6.1.1) en un principio pensados para trifásica pero perfectamente adaptables a sistemas monofásicos. En la conexión quedará libre uno de los bornes pero la inversión será igual de eficaz.



Figura 6.1.1 Contactor reversible LC2D09BL de la casa Schneider.

Los parámetros necesarios para poder seleccionar dicho contactor son la potencia del motor y su amperaje, el voltaje de la bobina y el voltaje que pasará por los bornes. En este caso la bobina se activará mediante 24V cc. No debe preocupar la potencia del motor puesto que para este tipo de mecanismos, los contactores más bajos de la gama ya duplican la potencia admisible que se requiere para este proyecto.

Este esquema de potencia también deberá contar con una fuente de alimentación (figura 6.1.2) conectada a la línea que permita generar la corriente del sistema de maniobra de 24V cc. Los parámetros de selección serán muy similares a los del contactor de inversión de giro.



Figura 6.1.2 Fuente de alimentación monofásica 24V 3.4A de la casa PLUS.

Como medida extra de seguridad y por precaución, se instalarán dos fusibles (figura 6.1.3), uno por fase, a la entrada de la fuente de alimentación. Es preferible poder aislar de sobrecargas el circuito de maniobra que es donde interactuará la gente.



Figura 6.1.3 Fusible tipo G, 500V 4A de la casa Ferraz Shawmut.

Con los componentes mencionados se puede completar el esquema de potencia (figura 6.1.4) para este proyecto.

230V – 50Hz

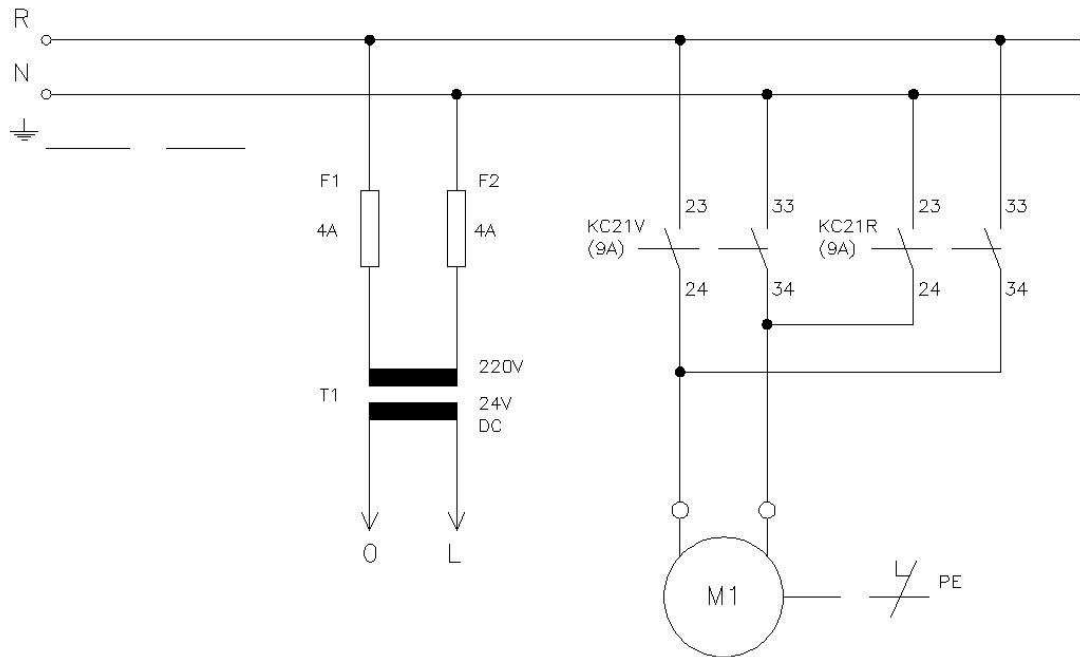


Figura 6.1.4 Esquema de potencia.

6.2 Esquema de maniobra

El esquema de maniobra engloba todos aquellos elementos de mando con los que puede interactuar el usuario. Es por ello que por normativa la corriente que circule por estos circuitos debe ser de baja intensidad, de este modo se pretende prevenir descargas mortales a las personas. En este circuito de mando se utilizará una corriente continua de 24V.

La configuración de conexión de los elementos utilizados en el esquema de maniobra, vendrá determinada por la función que deberá desempeñar cada interruptor. Como interruptor se entenderá tanto los microruptores de final de carrera como los pulsadores.

Este proyecto contará con seis microruptores distribuidos de la siguiente manera, dos de ellos supondrán parte del sistema de pesaje, otros dos serán del perímetro de seguridad y los otros dos se destinarán como finales de carrera.

La función de los cuatro primeros micros será detener el sistema independientemente de cuando sean activados o en que orden. Mientras se mantengan pulsados no deberán permitir el movimiento del sistema. Es por ello que deberán estar conectados en serie y deberán ser normalmente cerrados para que mantengan la corriente en el circuito mientras no sean pulsados.

Sin embargo los dos finales de carrera deberán estar conectados en paralelo y serán normalmente cerrados. Esto se debe a que una vez pulsado uno de los dos finales de carrera, el mecanismo, tan solo podrá ser accionado en el sentido opuesto al del movimiento previo.



Figura 6.2.1 Microruptor estándar de la casa saia-burgess.

La selección de los micros se debe básicamente en su tamaño, puesto que interesan lo mas pequeños posibles, y la corriente a la que funcionan.

Otro elemento necesario en este esquema es un relé cuya bobina funcione a 24V cc y que sirva de conexión entre los finales de carrera conectados en paralelo y el resto de microruptores conectados en serie.

Constructivamente el relé irá dispuesto para montarse sobre un carril DIN como el resto de elementos del cuadro de mando.



Figura 6.2.2 Relé SPDT 6ª 24Vdc de la casa Finder.

Por último el sistema irá gobernado por un único interruptor de dos vías, similar al de las persianas automáticas. Una de las vías permitirá el ascenso del mecanismo y la otra el descenso. La conexión entre vías será en paralelo y se encargará de gobernar directamente el contactor de inversión de giro.



Figura 6.2.3 Interruptor de dos vías de la casa ABB.

Finalmente el esquema de maniobra quedaría configurado según la figura 6.2.4. La fuente de alimentación de 24V y el contactor de inversión de giro serían la conexión entre el esquema de potencia y el de maniobra.

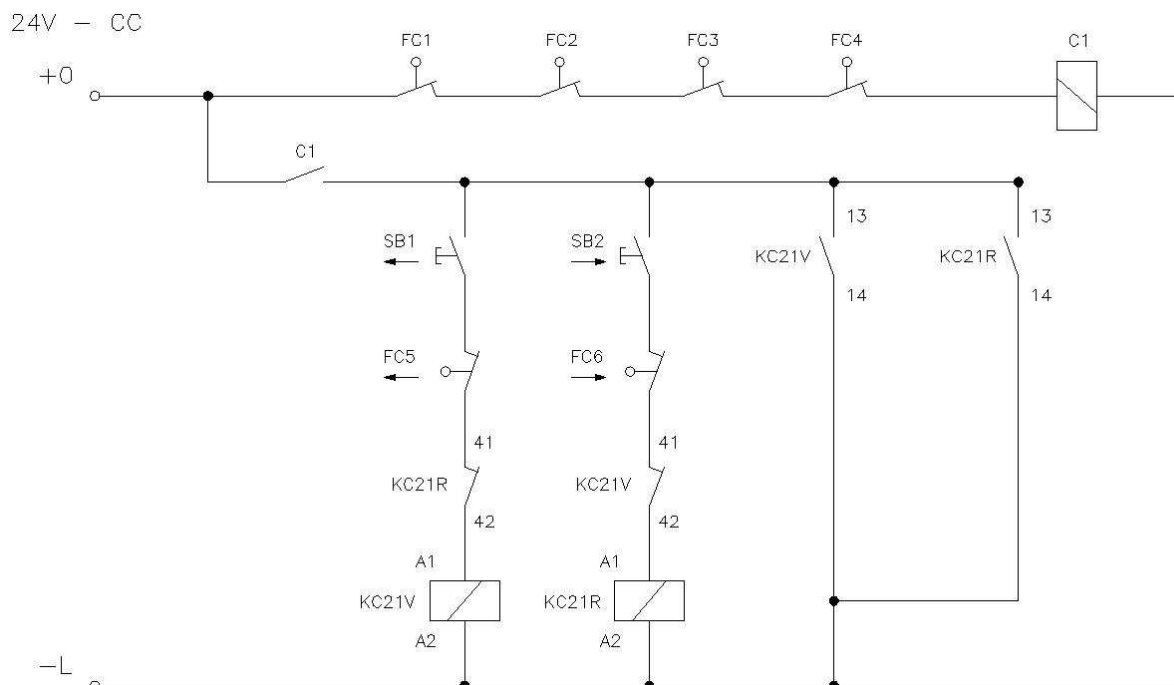


Figura 6.2.4 Esquema de maniobra.

CAPÍTULO 7

EPÍLOGO

Para finalizar este proyecto es necesario llevar a cabo tres cosas, la primera es un desglose de las piezas que compondrán todo el conjunto, la segunda es un presupuesto detallado del coste teórico que tendría la construcción de un prototipo y finalmente extraer las conclusiones pertinentes.

7.1 Estructura 3D

A partir de los datos calculados y realizados en esta memoria, se ha podido moldear un sólido en 3D que permite la comprensión visual del proyecto y a la vez permite comprobar de forma directa si existe alguna interferencia no esperada entre piezas (figura 7.1.1). Resulta una herramienta muy útil que en algunos casos permite ahorrar la construcción de una maqueta a escala para comprobar que todo encaje sin problemas y no hallan errores de diseño o de concepto.

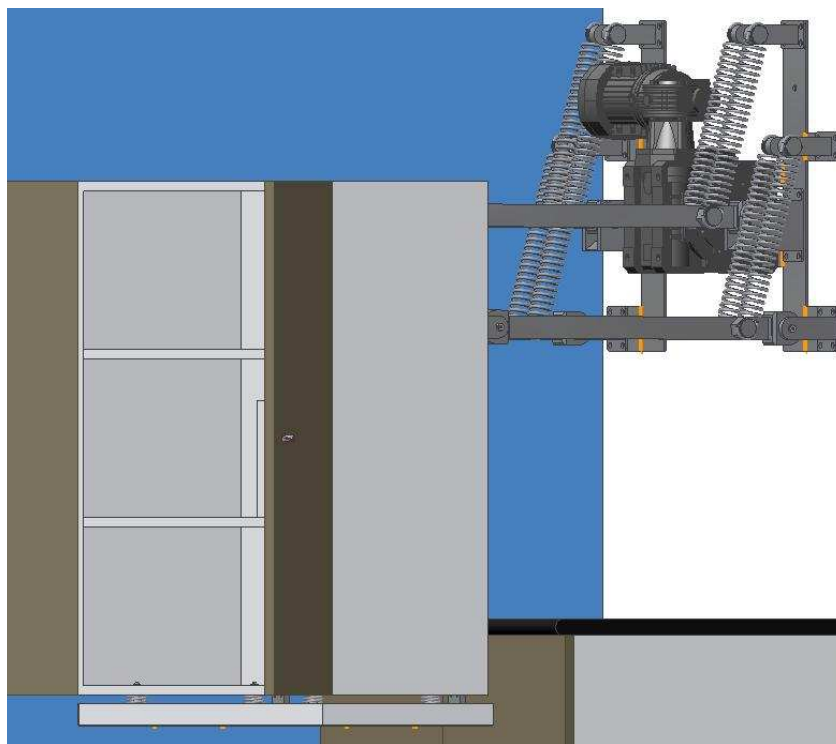


Figura 7.1.1 Vista del conjunto a 90°.

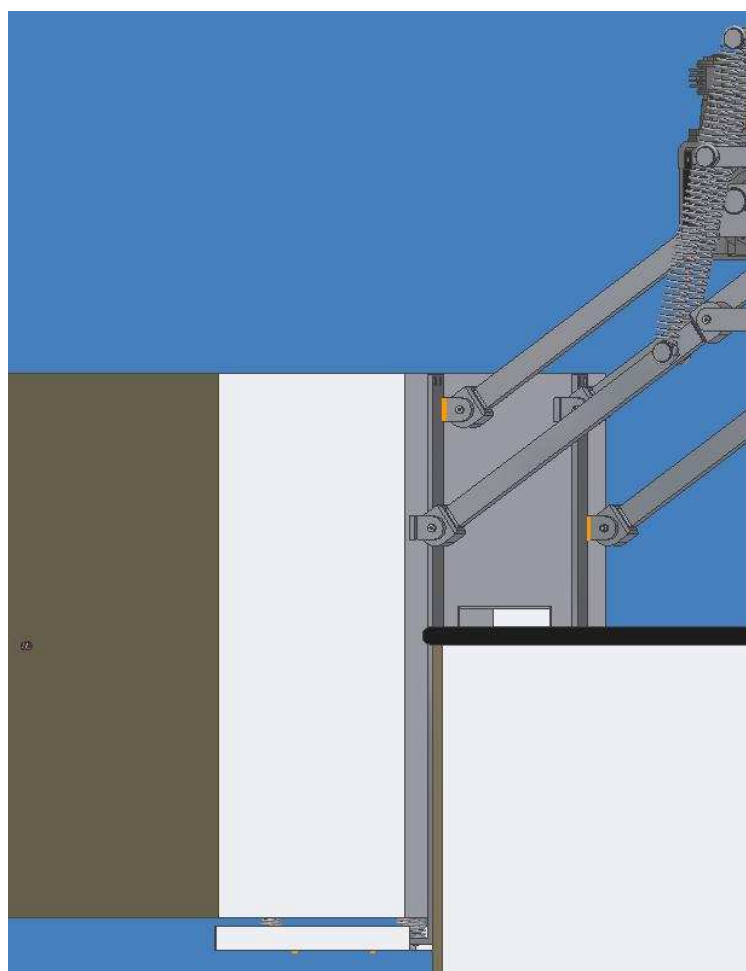


Figura 7.1.2 Vista del conjunto descendido.

De este modo se puede desarrollar un listado final y preciso con cada una de las piezas que finalmente requerirá el mecanismo y que cantidad deberá llevar de cada una de ellas:

Tabla 7.1.1 *Listado de componentes del conjunto.*

Nº de pieza	Cantidad	Código de plano	Descripción
1	1		W86-VF44-BN71C
2	2	1000002	Barras_superiores
3	2	1000001	Barras_inferiores
4	1	1000003	Estructura_pared
5	1	1000005	Soporte_armario_derecha
6	1	1000006	Soporte_armario_izquierda
7	1	1000004	Perimetro_seguridad
8	2	2000006	Union_eje
9	1	2000001	Eje_transmision_corto
10	4	-	Chaveta_10x8x40
11	2	-	Seeger_d.42
12	6	-	Tope_guia_d.10_l.60
13	6	-	Arandela_MIKALOR_anti_giro_d.10
14	6	-	Tuerca_DIN934_M8
15	2	2000008	Union_pared
16	1	2000002	Eje_transmision_largo
17	4	-	Muelles de compresión 37.08
18	8	-	Muelles de extensión 44.45
19	4	-	Tope_muelles_armario
20	4	2000004	Tornillo_DIN86_M8x70
21	8	2000003	Sujecion_muelle
22	4	2000007	Union_muelle-pared
23	4	-	Tornillo_M10x80_DIN571
24	34	-	Tornillo_M8x80_DIN571
25	4	-	Tornillo_M6x50_DIN571
26	4	-	Tornillo_M4x15_DIN933

7.2 Presupuesto

El coste de cada uno de los elementos que componen el conjunto determinarán el precio total requerido para realizar una única unidad o unidad prototipo de este mecanismo.

Tabla 7.2.1 Listado de mobiliario.

Muebles			
Cantidad	Descripción	Precio	Precio total
1	Armario de pared FAKTUM 80x92	144€	144€
1	Cajón hueco motoreductor	30€	30€
Total:			174€

Tabla 7.2.2 Listado del grupo motor.

Grupo motor			
Cantidad	Descripción	Precio	Precio total
1	VF/W 44/86 U D35 400 P B14 V6 CCW3	634€	634€
1	BS 71A 4 230-50 SC IP55 CLF B14 N	160€	160€
Total:			794€

Tabla 7.2.3 Listado de componentes de fijación.

Tornillería y fijaciones			
Cantidad	Descripción	Precio	Precio total
34	Tacos nylon TU 8	0.2€	6.8€
4	Tacos nylon TU 10	0.2€	0.8€
4	DIN-571 ZN M6x50	0.016€	0.064€
34	DIN-571 ZN M8x80	0.048€	1.63€
4	DIN-571 ZN M10x80	0.074€	0.296€
4	DIN-933 ZN M4x16	0.005€	0.02€
6	DIN-934 ZN M8	0.008€	0.048€
2	DIN-471 E42	0.102€	0.204€
6	DIN-6798 ZN A8	0.005€	0.03€
6	DIN-609 M10x60	2.2€	13.2€
2	DIN-6885-A	0.054€	0.108€
Total:			23.2€

Tabla 7.2.4 Listado de componentes eléctricos.

Sistema eléctrico			
Cantidad	Descripción	Precio	Precio total
1	Fuente de alimentación. Monof. PLUS 24V	103€	103€
2	Fusibles 4A 500V 10x38mm	0.683€	1.366€
2	Portafusibles europeo CCR10 10x38mm	4.5€	9€
6	Microrruptores SPCO estándar	18.20€	109.2€
1	Pulsador 2 vías ABB	3.16€	3.16€
1	Contactador reversible LC2D09BL	103.08€	103.08€
1	Rele SPDT 6ª 24Vdc	9.50€	9.50€
10m	Cable 10m 1.5sq.mm	0.24€	2.445€
Total:			340.75€

Tabla 7.2.5 Listado de componentes mecánicos.

Componentes mecánicos			
Cantidad	Descripción	Precio	Precio total
2	1000001_Barra_inferior	210€	420€
2	1000002_Barra_superior	240€	480€
1	1000003_Estructura_pared	50€	50€
1	1000004_Perimetro_seguridad	30€	30€
1	1000005_Soporte_armario_derecha	220€	220€
1	1000006_Soporte_armario_izquierda	220€	220€
1	2000001_Eje_transmision_corto	60€	60€
1	2000002_Eje_transmision_largo	75€	75€
8	2000003_Sujecion_muelle	38€	304€
4	2000004_Tope_muelles_armario	36€	144€
2	2000006_Union_eje	165€	330€
4	2000007_Union_muelle-pared	150€	600€
2	2000008_Union_pared	190€	380€
8	Muelles largos E1750-207-9000M	31.05€	248.4€
4	Muelles cortos C1460-162-1500M	17.07€	68.28€
Total:			3629.68€

Tabla 7.2.6 Tabla compilatoria de totales parciales.

Total	
Descripción	Precio
Mueble	174€
Grupo motor	794€
Tornillería y fijaciones	23.2€
Sistema eléctrico	340.75€
Componentes mecánicos	3629.68€
Total:	4961.63€

4961.63€ es el precio obtenido para realizar un primer prototipo o unidades únicas, sin embargo el objetivo es vender grandes. El hecho de vender en serie implica fabricar el producto en grandes cantidades lo que supone comprar la materia prima a los proveedores en grandes series y por lo tanto obtener grandes descuentos.

Cómodamente se podrían reducir hasta en un 80% los costes en las materias primas. El principal motivo de esta reducción es el encargo de los componentes a los proveedores en series de quinientas o mil piezas, de este modo si se aseguran una venta grande los descuentos suelen ser muy importantes.

Por otro lado la revisión del producto llevaría a mejorar la eficiencia del mecanismo utilizando materiales más económicos y incluso reduciendo el número de piezas o su tamaño. Algo muy importante es el rediseño de las piezas en función de su fabricación, existen piezas que probablemente serían mucho más económicas de realizar si se hicieran por fundición, pero para un prototipo es algo que no es rentable. Finalmente el método de fabricación de las propias piezas podría suponer también un claro beneficio económico planteando en algunos casos partir de bloques de metal más pequeños y utilizar la soldadura como método de unión entre componentes.

Tabla 7.2.7 *Tabla estimativa del precio de coste de 500 unidades.*

Precio de coste unitario (sin armario)	
Precio prototipo sin armario (-144€)	4817.63€
Reducción de costes del 80%	-3854.1€
Total:	963.53€

Tabla 7.2.8 *Tabla estimativa del precio de venta al público.*

Precio de venta al público unitario (sin armario)	
Precio de coste:	963.53€
Factor de beneficios:	x2.076
Precio de mercado:	2000€

Al precio final de mercado (tabla 7.2.8) se obtiene multiplicando el precio de coste por un factor a determinar, en este caso de 2.076. En él, se tienen en cuenta los márgenes para obtener beneficios en cada venta, contando la parte proporcional del coste de instalación, diseño y fabricación (personal implicado, gastos materiales, instalaciones, imprevistos, recambios, etc.)

El estado subvenciona este tipo de adaptaciones para discapacitados, es por ello que existe un descuento extra para el posible comprador de este producto.

7.3 Conclusiones

Una vez terminado el proyecto es importante reflexionar sobre él. Analizarlo permite ver desde una perspectiva externa si se han cumplido los criterios y planteamientos iniciales.

Uno de los objetivos principales de este proyecto es encontrar un mecanismo que pueda facilitar la vida a ciertas personas a quienes el movimiento más rutinario, como puede ser coger una lata de los armarios superiores de la cocina, supone un esfuerzo sobrehumano y casi imposible, debido a una inmovilidad, ya sea permanente o temporal, y por ello tienen que estar en una silla de ruedas. Esto provoca que el 50% del espacio de una casa quede totalmente inutilizado ya que, el acceso a estos de forma independiente, es imposible. Por ello se ha creado este automatismo.

La relación coste/necesidad de este proyecto se convierte en algo aceptable y con futuro si se tiene presente a que público va destinado. Para este colectivo de gente discapacitada supone una gran ayuda en su vida diaria a un coste que supone un esfuerzo económico, pero que en general cualquier ciudadano medio puede asumir teniendo en cuenta las ayudas que ofrece el estado. El mayor reto de crear un nuevo producto es el de encontrar mercado para él.

Por otro lado, se trata de un producto útil y necesario que supone una alternativa viable a la actual competencia ya que otros fabricantes ofrecen sistemas neumáticos más simples pero que requieren la instalación en una vivienda de un compresor neumático con todas las consecuencias que ello supone.

Este equipo ha sido creado con la intención de conseguir su objetivo como elemento pasivo, intentando obstaculizar lo menos posible en el espacio de una cocina estándar y procurando mantener el mecanismo oculto en todo momento para no interferir en el diseño visual del entorno.

CAPÍTULO 8

BIBLIOGRAFÍA

8.1 Bibliografía de consulta; páginas web:

1. http://www.granberg.se/care/index.php?language_id=5&nav_id=3&kat_id=59&produkt_id=35&prod_det=22
2. <http://www.ikea.com/es/es/catalog/products/S09852547>
3. <http://www.moblessoler.com/cat/default.htm>
4. <http://www.torcalestudiodecocinas.com/>
5. <http://www.semac.org.mx>
6. <http://www.argon.interclub.net/normas/accesibilidad.htm>
7. <http://www.arghys.com/peso-materiales.html>
8. <http://www.bonfiglioli.com>
9. http://www.sistemasdefijacion.com/index_.php
10. <http://es.wikipedia.org>
11. <http://es.rs-online.com>
12. <http://www.tindsa.com/>
13. <http://www.bgespana.com/>

8.2 Bibliografía de consulta; libros:

EDWARD SHIGLEY, JOSEPH Y R.MISCHKE, CHARLES

Diseño en ingeniería mecánica.

Méjico: Editorial McGraw-Hill, 2002.

ROQUE CALERO PEREZ Y JOSE ANTONIO CARTA GONZALEZ

Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros.

España: Editorial McGraw-Hill, 1999.

ARTHUR G.ERDMAN Y GEROGE N.SANDOR

Diseño de mecanismos, análisis y síntesis, 3ª. Ed.

Méjico: Editorial Prentice Hall, 1998.

Apuntes “Elements d’Automatització i Control de Màquines i Processos”

Cuatrimestre de otoño de 2008.

Apuntes “Diseño de Máquinas”

Cuatrimestre de primavera de 2008.

Apuntes “Crèdit 1 – Desenvolupament de productes mecànics”

Profesor: Eduard Calduch Pros

Grado Superior - “Desenvolupament de projectes mecànics” - 2005/06.