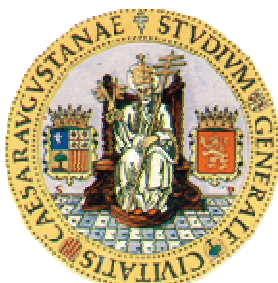


**ESCUELA UNIVERSITARIA DE
INGENIERIA TÉCNICA INDUSTRIAL
DE ZARAGOZA**



PROYECTO FIN DE CARRERA

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño y cálculo de una puerta corredera
para una nave industrial

PARTE 1:

Memoria

Especialidad:

Mecánica

Alumno:

Dña. María Martínez Paredes

Director:

Don. Antonio Serrano Nicolás

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

1. Introducción

2. Objetivos y alcance

3. Memoria

3.1. Especificaciones iniciales

3.2. Fase previa

3.2.1. Estudio del mercado actual

3.3. Diseño

3.3.1. Fase I: Cálculo de la estructura de la puerta

3.3.1.1. Puerta sin entrada peatonal

3.3.1.2. Puerta con entrada peatonal

3.3.1.3. Cálculo del espesor del perfil

3.3.1.4. Soldaduras de la estructura

3.3.2. Fase II: Cálculo de las roldanas

3.3.2.1. Cálculo del eje

3.3.2.2. Cálculo y elección del rodamiento

3.3.2.3. Elección del anillo de seguridad o grupilla

3.3.2.4. Elección del tornillo

3.3.2.5. Cálculo de la roldana

3.3.3. Fase III: Cálculo de las bisagras de la puerta peatonal

3.3.3.1. Eje

3.3.3.2. Hembra con pala

3.3.3.3. Soldadura de las bisagras con el puerta

3.3.4. Fase IV: Cálculo de la cremallera

3.3.4.1. Cremallera

3.3.4.2. Soporte

3.3.4.3. Soldadura del soporte con la cremallera

3.3.5. Fase V: Cálculo de guías

3.3.5.1. Soportes

3.3.5.2. Rodillo de nylon

3.3.5.3. Casquillo

3.3.5.4. Tornillos

3.3.5.5. Tuercas

3.3.5.6. Arandelas

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

3.3.5.7. Soldadura del soporte con el perfil

3.3.6. **Fase VI:** Cálculo de cimentación

3.3.6.1. Rail guía

3.3.6.2. Perfil de soporte

3.3.6.3. Soldadura de la unión del perfil IPN y el raíl

3.3.7. **Fase VII:** Cálculo del tope

3.3.7.1. Soldadura de la unión de la base del tope y el raíl

3.3.8. **Fase IIX:** Cálculo del pilar

3.3.8.1. Pie de los pilares

3.3.8.2. Tapa superior de los pilares

3.3.8.3. Unión de las guías con los pilares

3.4. Diseño final

4. Conclusiones

5. Bibliografía

6. Agradecimientos

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

1. Introducción

El presente proyecto estará formado por dos pilares fundamentales: Memoria y planos. En la memoria justificaremos el diseño de la puerta y en los planos se plasmará ese diseño.

2. Objetivos

El objetivo de este proyecto consiste en el diseño de una puerta, o cancela, corredera; que deberá dar tanto entrada como salida a dos tráiler a la vez a un recinto industrial en su caso más extremo, además contendrá un acceso peatonal.

3. Memoria

3.1. Especificaciones iniciales

Lo más importante para el cálculo y diseño de la puerta es obtener el ancho máximo de camiones.

El ancho estimado está en 2,6 metros.

A partir de este dato básico comenzaremos a diseñar la cancela corredera objeto de este proyecto.

3.2. Fase previa

Antes de seguir con el diseño, hay que observar que nos ofrece el mercado en lo que se refiere a diseño de puertas correderas, para poder hacer un buen estudio del diseño, como: elementos comerciales, elementos no comerciales, procesos de fabricación, procesos de ensamblaje, etc.

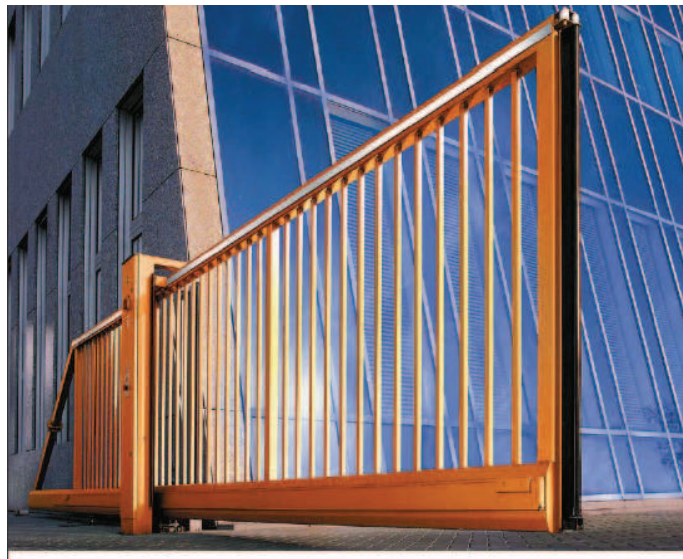
3.2.1. Estudio del mercado actual

El mercado actual ofrece una amplia gama de productos y complementos sobre las puertas correderas.

A continuación se expone varios tipos de puertas:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Puertas correderas en voladizo: la eliminación de las roldanas



Puerta corredera de una hoja



Puerta corredera de dos hojas



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Puerta corredera con varias hojas en cascada



A continuación se expone varias opciones de elementos:

Roldanas en U

Roldana con soporte



Roldana sin soporte



Rail guía inferior corredera



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Caja de poleas guía regulable

Simples



Doble

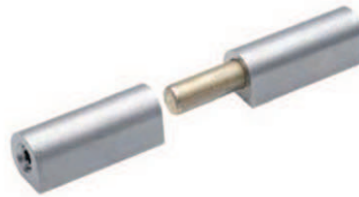


Pernios o bisagras para soldar

Con pala

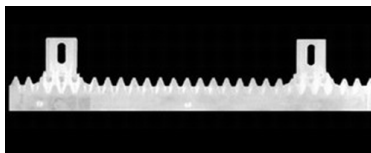


Torneado con eje de laton

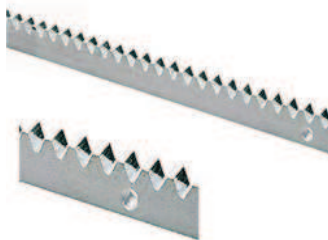


Cremallera

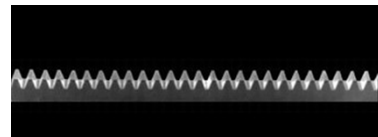
Atornillar directamente



Atornillar indirectamente

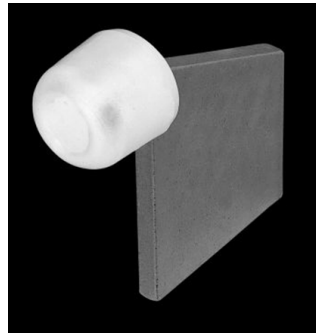


Soldada



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Topes



Motores



3.3. Diseño

En este capítulo se especificará todos los elementos elegidos como los cálculos necesarios.

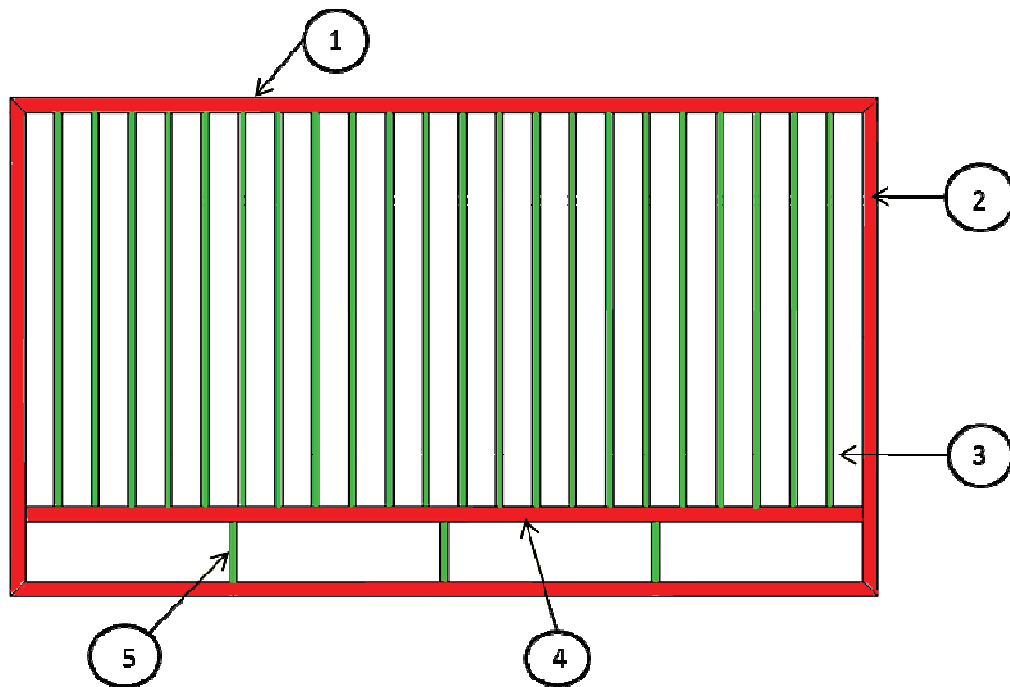
3.3.1. Fase I: Cálculo de la estructura de la puerta

Para realizar cualquier tipo de cálculo de cualquier elemento, habrá que calcular el esfuerzo que soportará. Lo primero de todo es hacer un estudio de la masa de cada puerta a partir de su densidad. En la siguiente tabla se especificará todos los datos necesarios de los perfiles empleados para las estructuras de las puertas:

PERFIL	DIMENSIONES [mm]	ESPESOR [mm]	DENSIDAD [Kg/m]	INERCIA [mm ⁴]	$\sigma_{\text{Admisible}}$ [Kp/mm ²]	MATERIAL
Grande	100x60	3	7,027	121,67x10 ⁴	12	S235
Pequeño	50x30	2	2,608	9,95x10 ⁴	12	S235

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

3.3.1.1. Puerta sin entrada peatonal



En la siguiente tabla especificaré dimensiones totales de los perfiles de la puerta sin entrada peatonal, evitando las medidas de los cortes en inglete:

Perfil	Dimensiones [m]	Densidad [kg/m]	Cantidad	Masa unidad [Kg]	Masa total [Kg]
1	3,380	7,027	2	23,75	47,50
2	2,000	7,027	2	14,05	28,11
3	1,580	2,608	22	4,12	90,65
4	3,380	7,027	1	23,75	23,75
5	0,24	2,608	3	0,63	1,88
ΣMasa total = 191,89					

Supondremos que las cargas, mostradas anteriormente, se comportan como cargas uniformemente distribuidas en un perfil proyectado de una longitud de 3,5 metros. A continuación se mostrará cual será la carga distribuida:

$L=3,5 \text{ m}$	$q=m/L = 191,89 \text{ Kp}/3,5 \text{ m}$
$m=191,89 \text{ Kp}$	$q= 54,83 \text{ Kp/m}$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Obtención de la fuerza que soporta la estructura por el acción de viento:

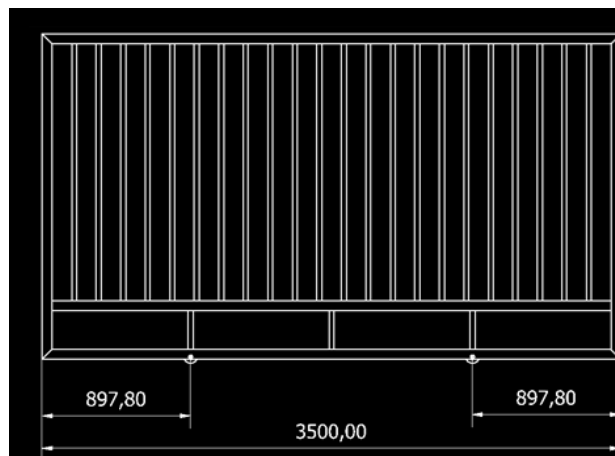
Como la puerta estará situada en Zaragoza, cuya zona es la B con una presión dinámica de $P_{\text{Dinámica}}=0,45 \text{ KN/m}^2$, como nos indica el código técnico de la edificación:

$$P_{\text{dinámica}} = 0,45 \text{ KN/m}^2 = 45,87 \text{ Kp/m}^2$$

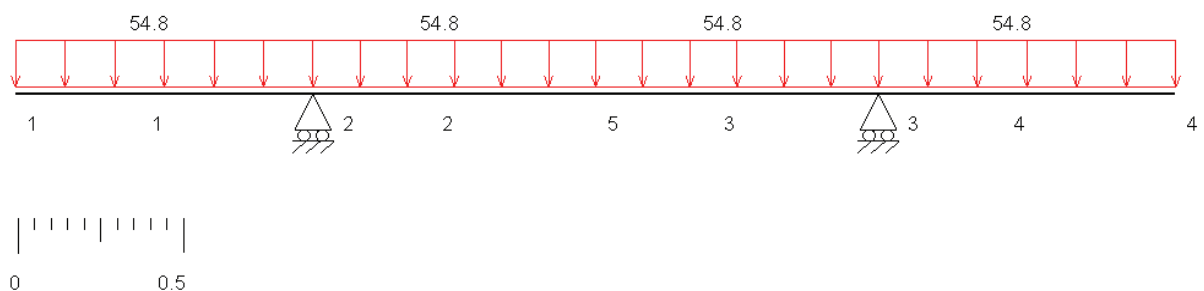
En la siguiente tabla se especifica que superficie tiene de acción:

Perfil	Largo [m]	Ancho [m]	Cantidad	Superficie [m ²]	Resultado [Kp]
1	3,380	0,06	2	0,4056	18,605
2	2,000	0,06	2	0,24	11,009
3	1,580	0,03	22	1,0428	47,833
4	3,380	0,06	1	0,2028	9,302
5	0,24	0,03	3	0,0216	0,991
ΣFuerza total = 87,74 Kp					

Situaremos dos roldanas justo debajo de los perfiles tipo 5, los que se sitúan más a los extremos, como se muestra a continuación:



El perfil proyectado tendría un aspecto tal y como se muestra a continuación:



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

-Se obtiene el siguiente resultado después de calcular los esfuerzos:

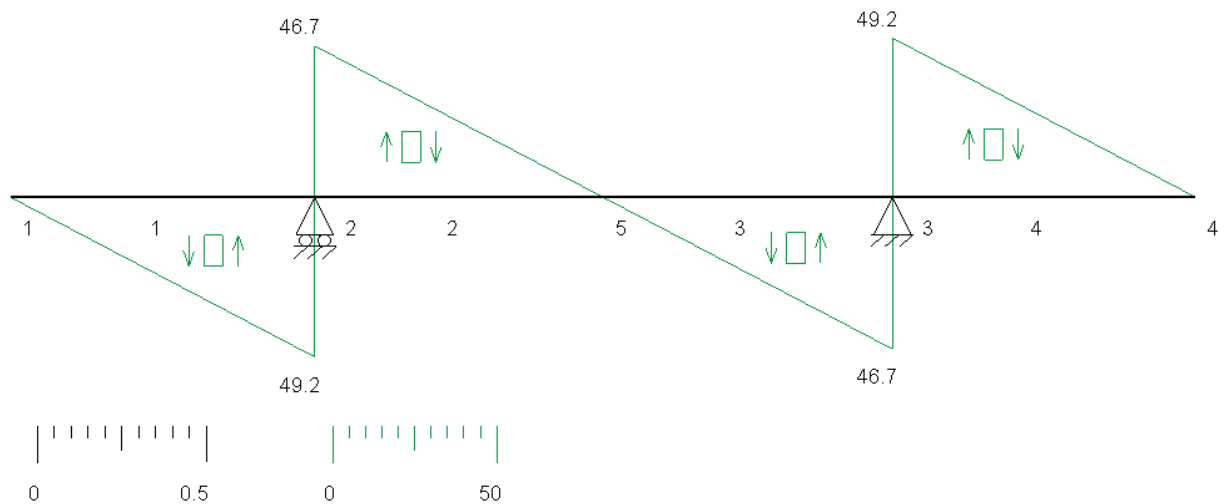
punto	desplaX	desplaY	giroZ	reacciónX	reacciónY	momentoZ
1	0.0000e+00	-9.7577e-04	1.2308e-03			
2	0.0000e+00	0.0000e+00	6.5491e-04		9.5900e+01	
3	0.0000e+00	0.0000e+00	-6.5491e-04	0.0000e+00	9.5900e+01	
4	0.0000e+00	-9.7577e-04	-1.2308e-03			
5	0.0000e+00	1.7412e-04	0.0000e+00			

línea	punI	punF	axilI cortanteI flectorI desplaI	axilF cortanteF flectorF desplaF	axilM cortanteM flectorM desplaM	xAxilM xCortanteM xFlectorM xDesplaM	xAxil0 xCortante0 xFlector0
1	1	2	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -9.7577e-04	0.0000e+00 -4.9199e+01 -2.2086e+01 0.0000e+00			
2	2	5	0.0000e+00 4.6701e+01 -2.2086e+01 0.0000e+00	0.0000e+00 0.0000e+00 -2.1865e+00 1.7412e-04			
3	5	3	0.0000e+00 0.0000e+00 -2.1865e+00 1.7412e-04	0.0000e+00 -4.6701e+01 -2.2086e+01 0.0000e+00			
4	3	4	0.0000e+00 4.9199e+01 -2.2086e+01 0.0000e+00	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -9.7577e-04			

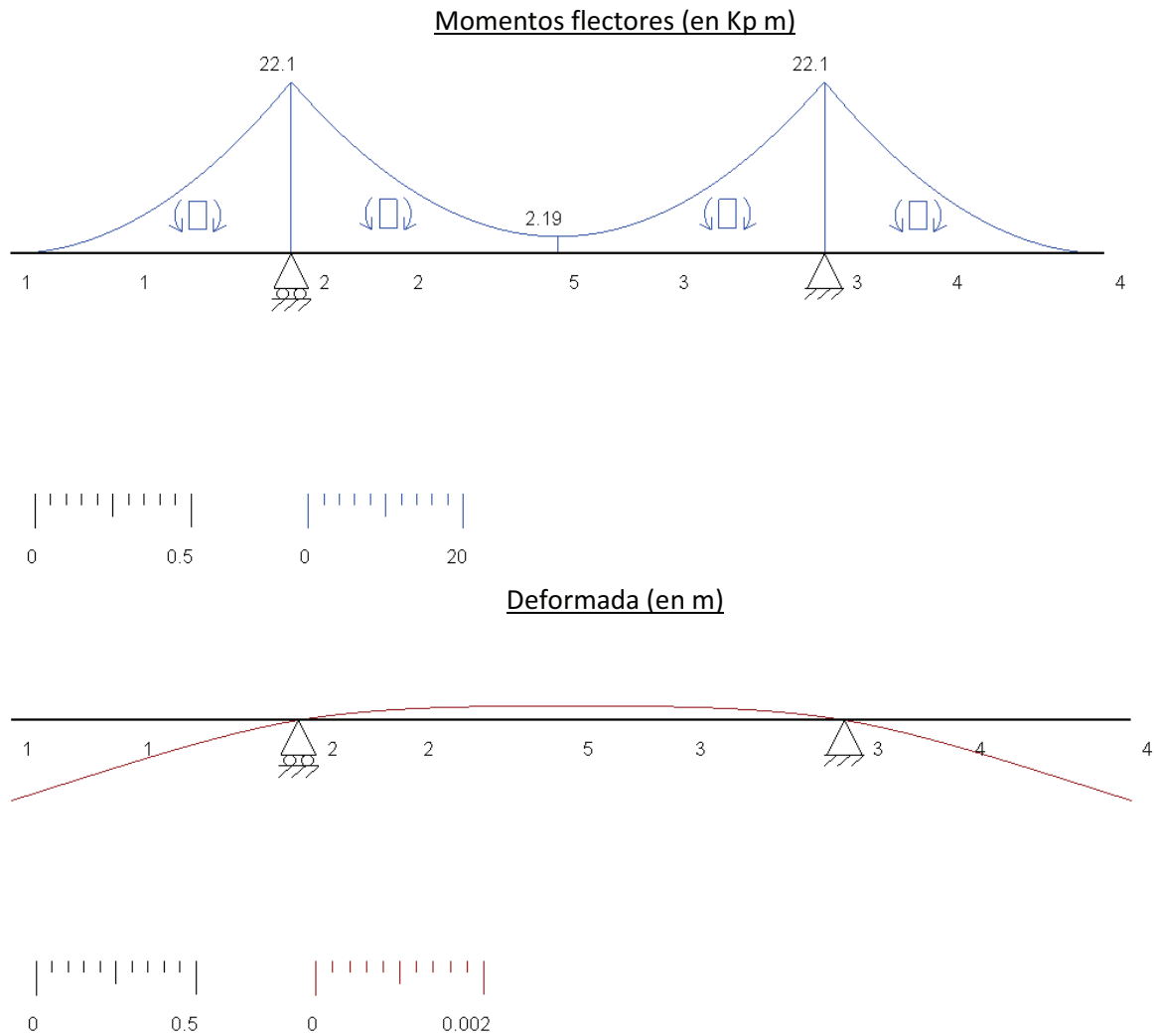
tensión equivalente von Mises máxima	1.7241e+06
--------------------------------------	------------

-Y tendrán las siguientes representaciones los diagramas:

Cortante (en Kp)



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



Obtención de la fuerza que soporta la estructura por el acción de viento:

Como la puerta estará situada en Zaragoza, cuya zona es la B con una presión dinámica de $P_{Dinámica} = 0,45 \text{ KN/m}^2 = 45,87 \text{ Kp/m}^2$

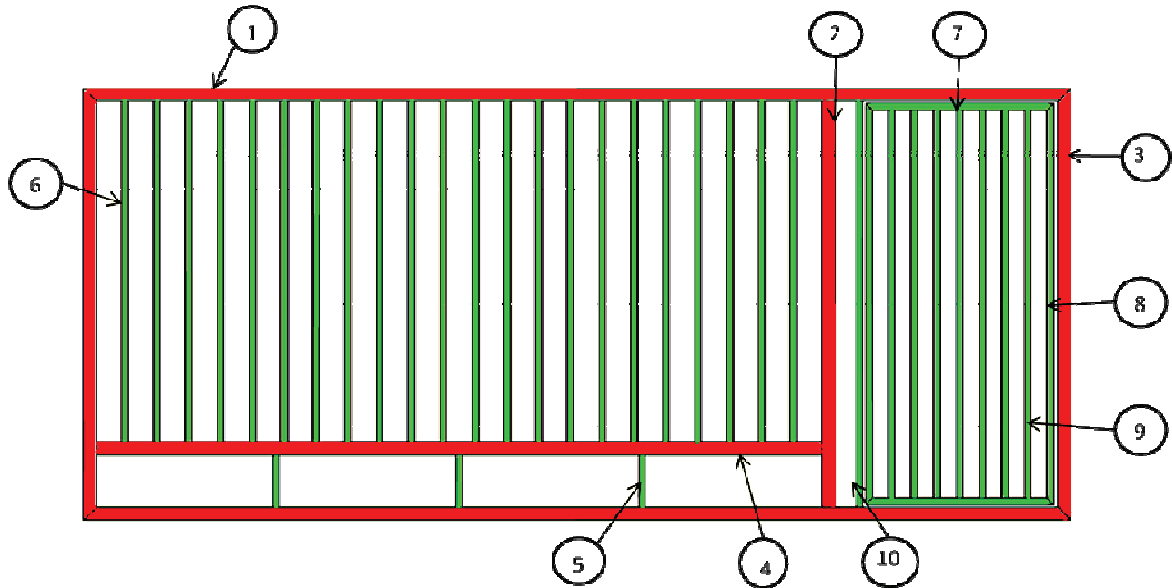
Solo tendremos en cuenta la carga producido por el viento en las guías.

En la siguiente tabla se especifica que superficie tiene de acción:

Perfil	Largo [m]	Ancho [m]	Cantidad	Superficie [m ²]	Resultado [Kp]
1	3,380	0,06	2	0,4056	18,605
2	2,000	0,06	2	0,24	11,009
3	1,580	0,03	22	1,0428	47,833
4	3,380	0,06	1	0,2028	9,302
5	0,24	0,03	3	0,0216	0,991
ΣFuerza total = 87,740					

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

3.3.1.2. Puerta con entrada peatonal



En la siguiente tabla especificaré dimensiones totales de los perfiles de la puerta con entrada peatonal, evitando los cortes a inglete, los perfiles 7, 8 y 9 pertenecen a la puerta peatonal:

Perfil	Dimensiones [m]	Densidad [kg/m]	Cantidad	Masa unidad [Kg]	Masa total [Kg]
1	4,480	7,027	2	31,48	62,96
2	1,880	7,027	1	13,21	13,21
3	2,000	7,027	2	14,05	28,11
4	3,380	7,027	1	23,75	23,75
5	0,24	2,608	3	0,63	1,88
6	1,580	2,608	22	4,12	90,65
7	0,876	2,608	2	2,28	4,57
8	1,800	2,608	2	4,69	9,39
9	1,800	2,608	7	4,69	32,86
10	1,880	2,608	1	4,90	4,90
ΣMasa total = 272,28					

En este caso no podemos suponer la carga constante, ya que la parte donde se situa la puerta peatonal tiene mayor sobre carga. Haremos un estudio con cargas distribuidas del lado de la puerta distinto al resto de la estructura. A continuación se mostrará cual serán las cargas distribuidas:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Lado donde no se sitúa la puerta peatonal

En este lado habrán los siguiente perfiles:

Perfil	Dimensiones [m]	Densidad [kg/m]	Cantidad	Masa unidad [Kg]	Masa total [Kg]
1	3,470	7,027	2	24,38	48,77
2	1,880	7,027	0,5	13,21	6,60
3	2,000	7,027	1	14,05	14,05
4	3,380	7,027	1	23,75	23,75
5	0,24	2,608	3	0,63	1,88
6	1,580	2,608	22	4,12	90,65
ΣMasa total					= 185,57

$$L=3,47 \text{ m}$$

$$m=185,57 \text{ Kg}$$

$$q= m/L = 185,57 \text{ Kp/ } 3,47 \text{ m}$$

$$q= 53,52 \text{ Kp/m}$$

Lado donde no se sitúa la puerta peatonal

En este lado habrán los siguiente perfiles:

Perfil	Dimensiones [m]	Densidad [kg/m]	Cantidad	Masa unidad [Kg]	Masa total [Kg]
1	1,130	7,027	2	7,94	15,88
2	1,880	7,027	0,5	13,21	6,60
3	2,000	7,027	1	14,05	14,05
7	0,876	2,608	2	2,28	4,57
8	1,800	2,608	2	4,69	9,39
9	1,800	2,608	7	4,69	32,86
10	1,880	2,608	1	4,90	4,90
ΣMasa total					= 88,25

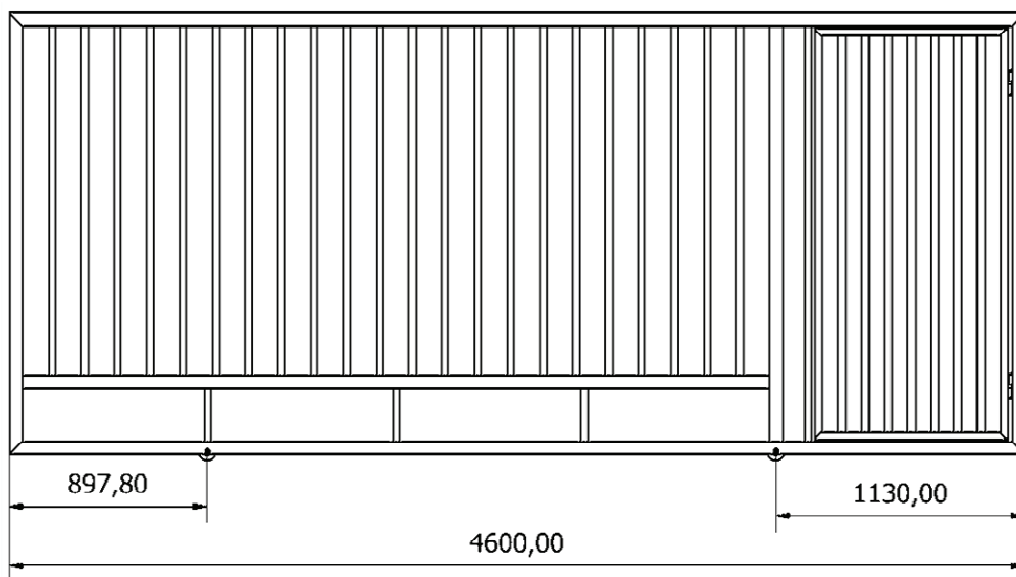
DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$L=1,13 \text{ m} \quad | \quad q= m/L = 88,25 \text{ Kg/ } 1,13 \text{ m}$$

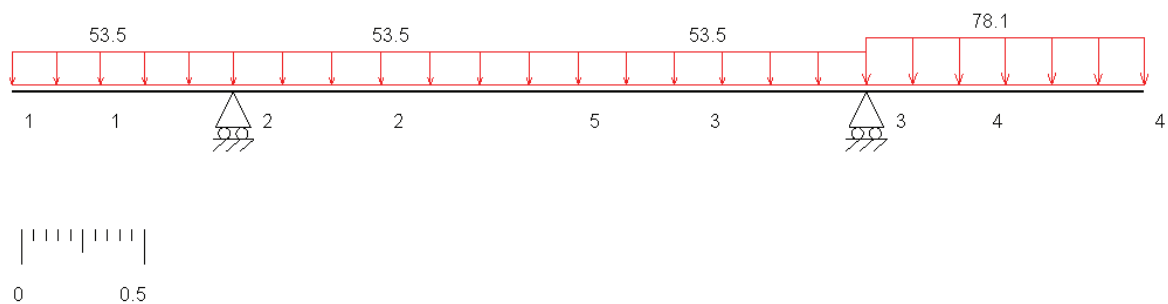
$$m=88,25 \text{ Kg} \quad | \quad q= 78,09 \text{ Kp/m}$$

Cálculo de la masa de solo la puerta peatonal:

Perfil	Dimensiones [m]	Densidad [kg/m]	Cantidad	Masa unidad [Kg]	Masa total [Kg]
7	0,876	2,608	2	2,28	4,57
8	1,800	2,608	2	4,69	9,39
9	1,800	2,608	7	4,69	32,86
ΣMasa total					= 46,8



El perfil proyectado tendría un aspecto tal y como se muestra a continuación:



-Se obtiene el siguiente resultado después de calcular los esfuerzos:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

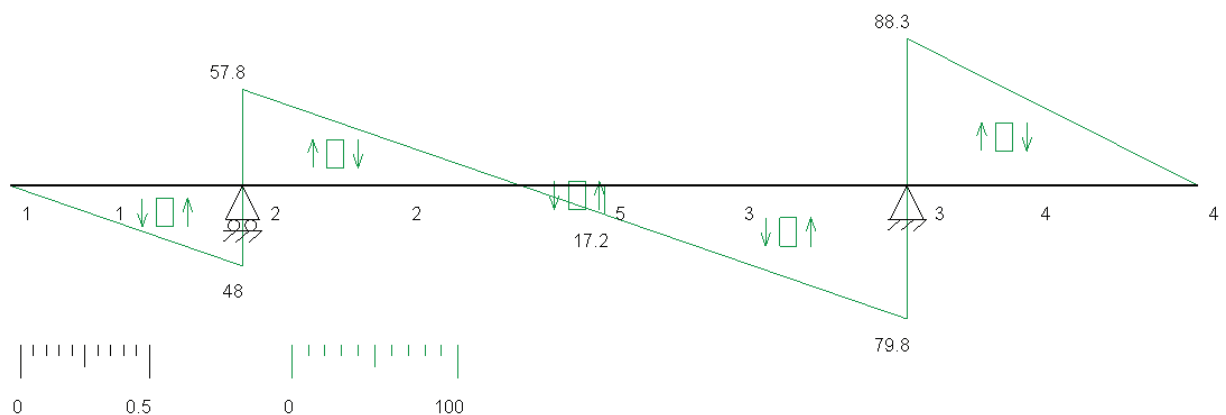
punto	desplax	desplay	giroz	reacciónX	reacciónY	momentoZ
1	0.0000e+00	-5.2932e-04	7.3014e-04			
2	0.0000e+00	0.0000e+00	1.6789e-04		1.0584e+02	
3	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.2251e-03	0.0000e+00	1.6806e+02	
4	0.0000e+00	-2.7713e-03	-2.8616e-03			
5	0.0000e+00	-4.8130e-05	3.4295e-04			

línea	punI	punF	axilI cortanteI flectorI desplaI	axilF cortanteF flectorF desplaF	axilM cortanteM flectorM desplaM	xAxilM xCortanteM xFlectorM xDesplaM	xAxilo xCortante0 xFlector0 xMomento0
1	1	2	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -5.2932e-04	0.0000e+00 -4.8032e+01 -2.1562e+01 0.0000e+00			
2	2	5	0.0000e+00 5.7804e+01 -2.1562e+01 0.0000e+00	0.0000e+00 -1.7214e+01 6.8956e+00 -4.8130e-05	9.6650e+00 -1.2684e-04	1.0804e+00 9.6752e-01	1.0804e+00 4.7935e-01
3	5	3	0.0000e+00 -1.7214e+01 6.8956e+00 -4.8130e-05	0.0000e+00 -7.9809e+01 -4.9863e+01 0.0000e+00	2.1166e-04	7.7220e-01	2.7933e-01
4	3	4	0.0000e+00 8.8253e+01 -4.9863e+01 0.0000e+00	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -2.7713e-03			

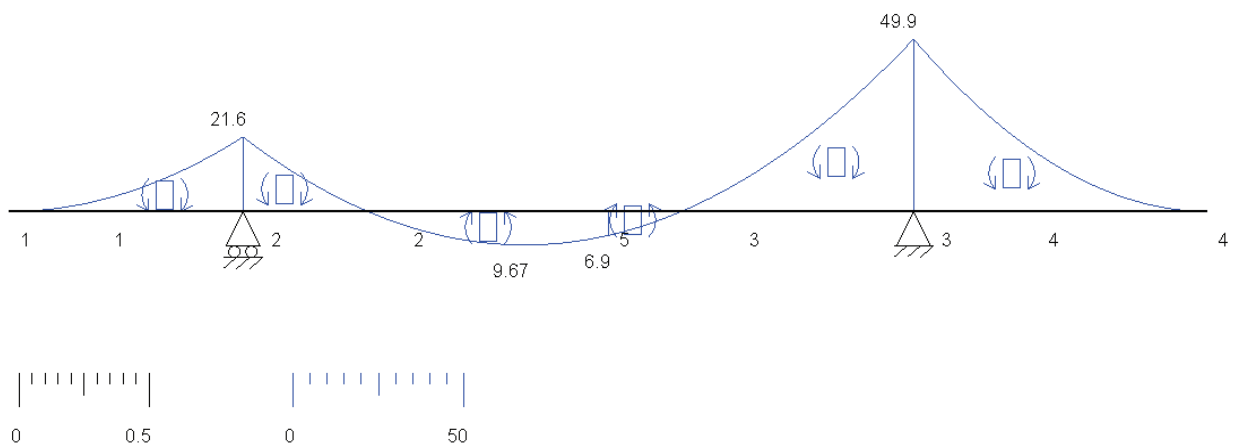
tensión equivalente von Mises máxima	3.8925e+06
--------------------------------------	------------

-Y tendrán las siguientes representaciones los diagramas:

Cortante (en Kp)

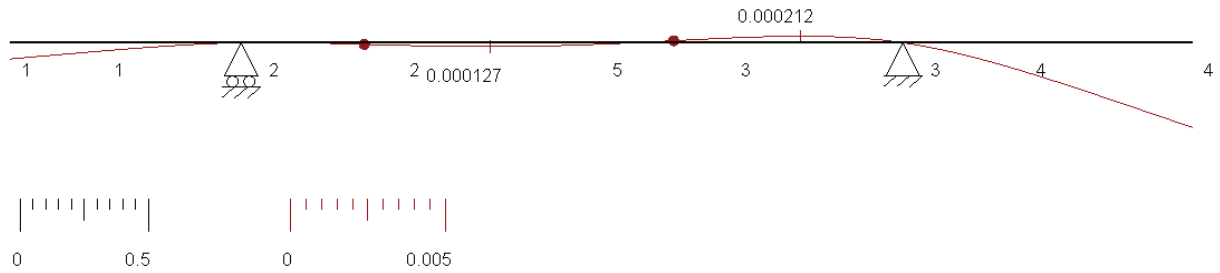


Momentos flectores (en Kpm)



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Deformada (en m)



Obtención de la fuerza que soporta la estructura por el acción de viento:

Perfil	Largo [m]	Ancho [m]	Cantidad	Superficie [m ²]	Resultado [Kp]
1	4,480	0,06	2	0,5376	24,660
2	1,880	0,06	1	0,1128	5,174
3	2,000	0,06	2	0,24	11,009
4	3,380	0,06	1	0,2028	9,302
5	0,24	0,03	3	0,0216	0,991
6	1,580	0,03	22	1,0428	47,833
7	0,876	0,03	2	0,05256	2,411
8	1,800	0,03	2	0,108	4,954
9	1,800	0,03	7	0,378	17,339
10	1,880	0,03	1	0,0564	2,587
ΣMasa total = 126,260					

$$F_{\text{máx.}} = 1,239 \text{ Kp}$$

3.3.1.3. Cálculo del espesor del perfil

Antes de calcular los elementos complementarios de la puerta, se comprobará que el perfil donde se sitúa las roldanas, podrá soportar el peso de la puerta.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

punto	desplax	desplay	giroz	reacciónX	reacciónY	momentoz	
1	0.0000e+00	-5.2932e-04	7.3014e-04				
2	0.0000e+00	0.0000e+00	1.6789e-04				
3	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.2251e-03	0.0000e+00	1.6806e+02		
4	0.0000e+00	-2.7713e-03	-2.8616e-03				
5	0.0000e+00	-4.8130e-05	3.4295e-04				
línea	punI	punF	axilI cortanteI flectorI desplaI	axilF cortanteF flectorF desplaF	axilM cortanteM flectorM desplaM	xAxilM xCortanteM xFlectorM xDesplaM	xAxilo xCortante0 xFlector0
1	1	2	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -5.2932e-04	0.0000e+00 -4.8032e+01 -2.1562e+01 0.0000e+00			
2	2	5	0.0000e+00 5.7804e+01 -2.1562e+01 0.0000e+00	0.0000e+00 -1.7214e+01 6.8956e+00 -4.8130e-05	9.6650e+00 -1.2684e-04	1.0804e+00 9.6752e-01	1.0804e+00 4.7935e-01
3	5	3	0.0000e+00 -1.7214e+01 6.8956e+00 -4.8130e-05	0.0000e+00 -7.9809e+01 -4.9863e+01 0.0000e+00			2.7933e-01
4	3	4	0.0000e+00 8.8253e+01 -4.9863e+01 0.0000e+00	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -2.7713e-03	2.1166e-04	7.7220e-01	
tensión equivalente von Mises máxima				3.8925e+06			

Reacción más desfavorable **R= 168,06 Kp.**

Comprobación de que el espesor de 3 mm es suficiente:

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{F}{A}$$

$\sigma_{\text{compresión}}$: Tensión de cálculo

F: Fuerza de apoyo

F= R/2 → Ya que cada lado aguantará la mitad de la carga máxima.

F= 84,05 Kp

σ_{perfil} : Tensión admitida del perfil

σ_{perfil} =12 Kp/mm²

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{perfil}}}{C_s} = \frac{12}{3,5} = 3,43 \text{ Kp/mm}^2$$

No son iguales las áreas de apoyo, un apoyo es de diámetro 16 mm y el otro de 20 mm.

A: Área de aplastamiento

A=D*e

e: espesor

e=3 mm

Con **D= 16mm**

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{F}{A} \rightarrow \sigma_{\text{compresión}}^1 = \frac{84,05}{16 \cdot 3} = 1,751 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{compresión}}^1 \leq \sigma_{\text{adm}} \rightarrow \text{Es válido}$$

Con **D= 20 mm**

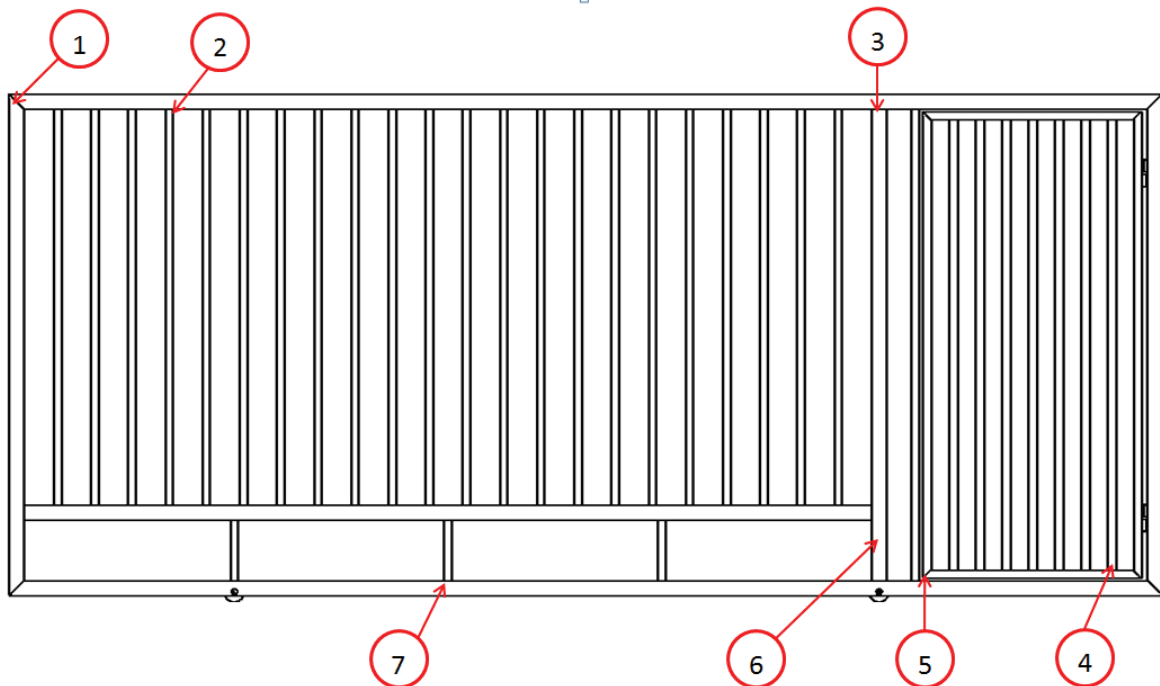
$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{F}{A} \rightarrow \sigma_{\text{compresión}}^2 = \frac{84,05}{20 \cdot 3} = 1,4 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{compresión}}^2 \leq \sigma_{\text{adm}} \rightarrow \text{Es válido}$$

Se puede utilizar el espesor del perfil.

3.3.1.4. Soldadura de la estructura

Veremos que diferentes tipos de soldadura se empleará en montar la estructura de las puertas. Solo se referirá a la puerta con puerta peatonal, ya que la otra tiene las mismas:



Referencia	Tipo de unión
1	a tope en prolongación
2	a tope en T
3	a tope en prolongación
4	a tope en prolongación

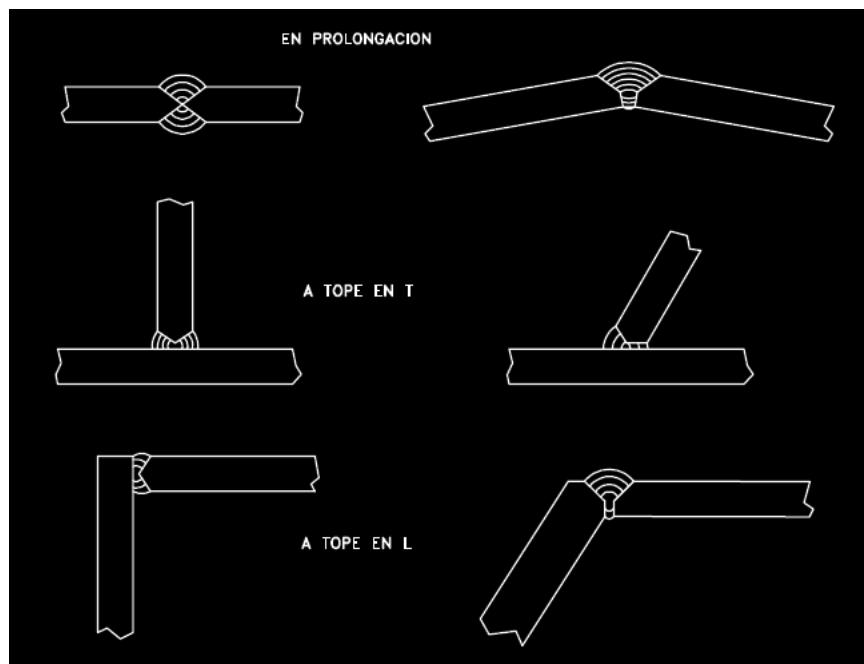
DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

5	a tope en prolongación
6	a tope en prolongación
7	en ángulo

Pequeña explicación:

Unión soldada a tope: Esta unión se considerará de igual resistencia que la pieza de menor espesor que se une. Por ello este tipo de unión no requiere de cálculo alguno de comprobación, tan solo deberá ajustarse a la que indique la Norma, referido a su ejecución.

Solo se empleará la soldadura a tope ya que los perfiles tienen poco espesor, y el cordón atraviesa el espesor. En este caso no se necesitará preparar las uniones, se soldará a tope con bisel plano:



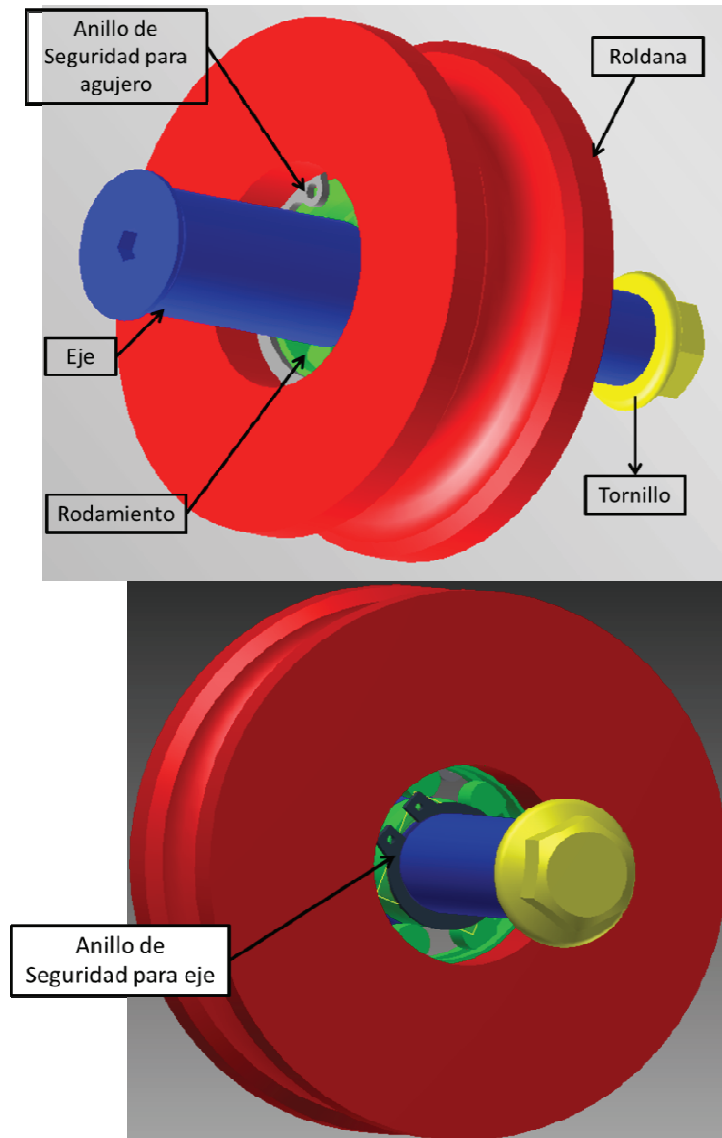
3.3.2. Fase II: Cálculo de las roldanas

Después de haber obtenido los diagramas de esfuerzos de cada puerta, se parte a realizar el cálculo de diseño de las roldanas. Elegiremos la reacción más desfavorable, es decir, la reacción Y del punto 3 de la puerta con acceso peatonal, la utilizada en el apartado anterior:

Reacción más desfavorable **R= 168,06 Kp.**

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Antes de seguir, diferenciaremos los elementos que consta la roldana:



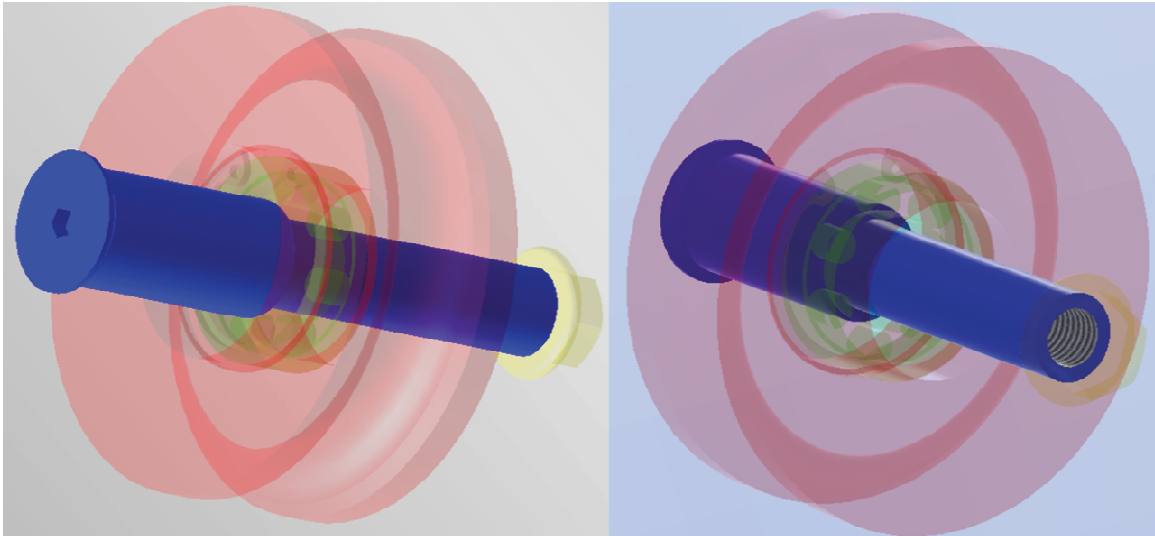
Se tiene que hacer un estudio detallado de cada elemento.

3.3.2.1. Cálculo del eje

Empezaremos con el estudio del eje.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Eje



Tipo de acero	σ_{fluencia} [daN/mm ²]	σ_{fluencia} [Kp/mm ²]
F-1202	65	66,26

1º Cálculo de reacciones:

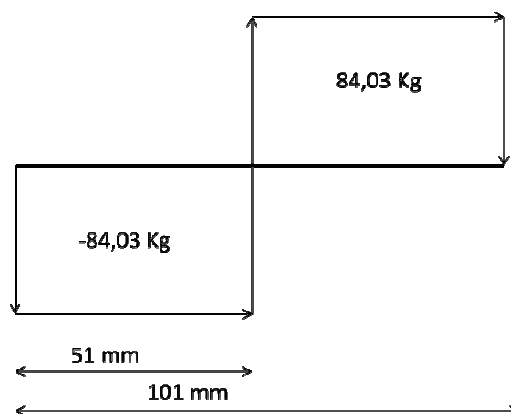
Solo hay un apoyo, él del rodamiento, y hay dos cargas en los extremos, que corresponden con el apoyo del perfil de la puerta en el eje:

$$R_a = R = 168,06 \text{ Kp}$$

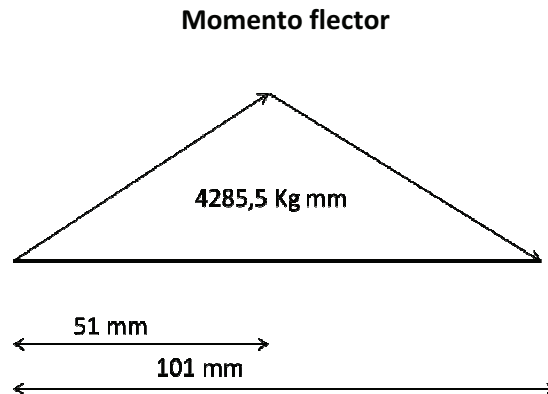
$$\text{Cada carga será de } P = R/2 = 84,03 \text{ Kp}$$

2º Diagramas:

Esfuerzo cortante

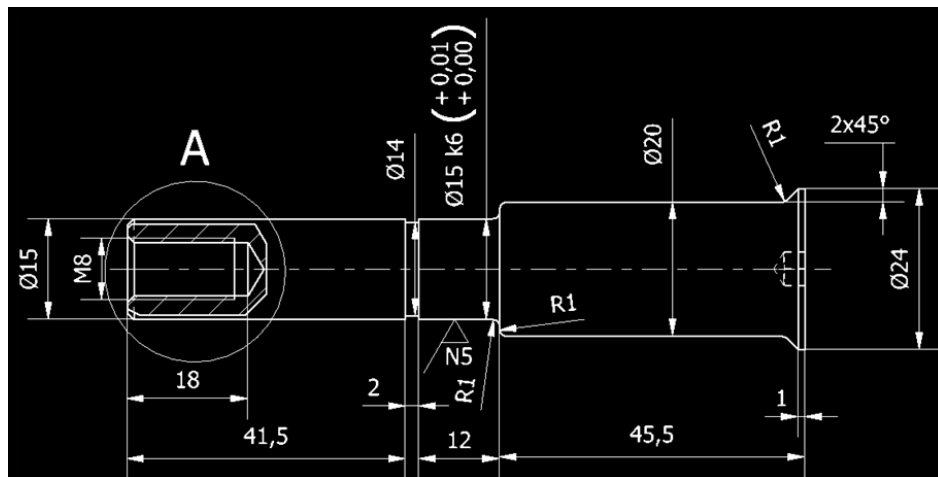


DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



3º Comprobación del diseño

Hemos supuesto unos diámetros del eje, a continuación vamos a comprobar si es correcto ese diseño:



Primero comprobaremos si el diametro de 15 mm es suficiente para aguantar la carga, además, es la sección más peligrosa, donde soporta mayor momento flector, es donde se encuentra el rodamiento. Haremos el cálculo según la teoría de tensión cortante máxima.

Pequeña explicación de la Teoría De Esfuerzo Cortante Máximo:

Esta es una teoría fácil de emplear y siempre da predicciones seguras con respecto de los resultados de ensayos por lo que se le ha utilizado en muchos reglamentos de diseño. Se emplea únicamente para predecir la fluencia y, por lo tanto, se aplica sólo a los materiales dúctiles.

La teoría de esfuerzo cortante máximo afirma que se inicia la fluencia siempre que, en un elemento mecánico, el esfuerzo cortante máximo se vuelve igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tensión, cuando ese espécimen empieza a ceder.

Fórmulas:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$
$$\tau_{\text{adm}} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{C_s}$$

Siendo:

τ_{adm} : Tensión de cortadura máxima admisible

τ_{\max} : Tensión de cortadura máxima real

σ_{fluencia} : Tensión de fluencia del material

τ : Tensión de torsión y cortadura

σ : Tensión de flexión y tracción o compresión

C_s : Coeficiente de seguridad

Empecemos con el cálculo:

Elegiremos un coeficiente de seguridad, $C_s = 3,5$, ya que es una carga permanente, por consecuencia la tensión admisible será de:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{acero}}}{C_s} = \frac{66,26}{3,5} = 18,93 \text{ Kp/mm}^2$$
$$\tau_{\text{adm}} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{acero}}}{C_s} = 9,465 \text{ Kp/mm}^2$$

Flexión

$$\sigma_f = \frac{Mf}{\pi D^3 / 32} = \frac{4285,5}{\pi 15^3 / 32}$$

$$\sigma_f = 12,93 \text{ Kg/mm}^2$$

Cizalladura pura

$$\tau_c = \frac{Fp}{Ac}$$

Datos a tener en cuenta:

F_p : peso del perfil que soporta

$$F_p = 84,03 \text{ Kp}$$

$$Ac = \pi D^2 / 4$$

$$D = \varnothing 15 \text{ mm}$$

$$Ac = \pi 15^2 / 4 = 176,71 \text{ mm}^2$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\tau_c = \frac{84,03}{176,71}$$

$$\tau_c = 0,47 \text{ Kp/mm}^2$$

Comprobación del diseño:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{12,93}{2}\right)^2 + 0,47^2} = 6,48 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{\text{máx}} \leq \tau_{\text{adm}} = 9,465 \text{ Kp/mm}^2$$

Es válido el diseño.

Hay otro punto conflictivo a tener en cuenta, donde hay un agujero roscado el eje, ese punto puede que peligre. Vamos a ver si son seguras esas dimensiones:

Está a 32 mm del extremo, en ese punto el momento flector es menor que el máximo, a continuación veremos cuál es:

$$M_{f \text{ x}=17\text{mm}} = P \cdot x = 84,03 \text{ Kp} \cdot 17 \text{ mm}$$

$$M_{f \text{ x}=17\text{mm}} = 1428,51 \text{ Kp mm}$$

Cálculo a flexión:

$$\sigma_f = \frac{M f}{\pi(D^4 - d^4) / D 32} = \frac{1428,51}{\pi(15^4 - 10^4) / 15 \cdot 32}$$

Donde:

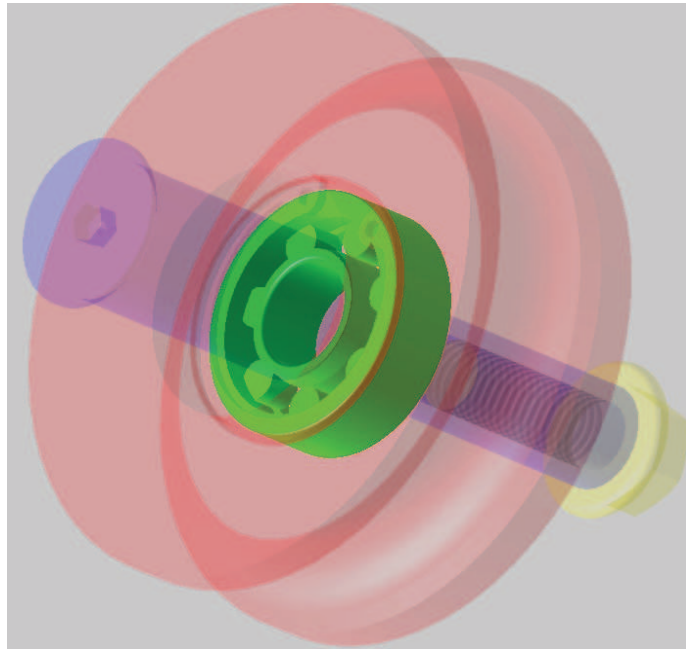
D= 15 mm

d= M10 \approx 10 mm

$$\sigma_{f \text{ x}=17\text{mm}} = 5,37 \text{ Kp/mm}^2 \leq \sigma_{\text{adm}}$$

Si son válidas las dimensiones, podemos continuar con la elección del rodamiento.

3.3.2.2. Cálculo y elección del rodamiento

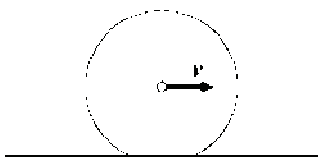


El rodamiento es el segundo elemento que recibe la carga del perfil. Se encargará de impedir que se transmita el movimiento de la roldana, de rodadura, al perfil a través del eje, ya que ambos tienen un movimiento lineal.

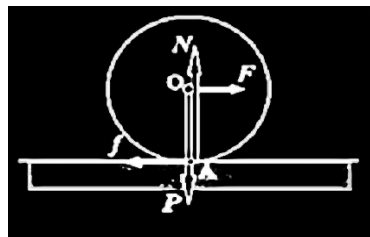
Los rodamientos son elementos comerciales, así que lo único que hay que hacer es calcular la carga que tiene que soportar, mirar las dimensiones acordes con el eje y que encaje bien en la roldana.

Antes de continuar, a continuación hay una pequeña explicación sobre la fuerza que hay que ejercer para mover la estructura con la velocidad dada:

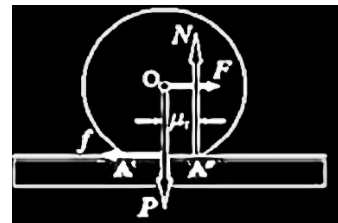
Hay que tener en cuenta la rodadura entre las roldanas y los raíles.



$v = 0,25 \text{ m/s}$



Sin resistencia a la rodadura



Con resistencia a la rodadura

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Concepto:

En efecto, la resistencia a la rodadura aparece cuando el cuerpo que rueda, o la superficie sobre la que rueda, o ambos a la vez, se deforman, aunque sólo sea ligeramente, a causa de las grandes presiones existentes en los puntos de contacto. Pensemos en el caso de un cilindro que se apoya sobre una superficie plana; todo el peso del cilindro gravita sobre una exigua superficie de contacto (una generatriz, desde un punto de vista estrictamente geométrico). Es fácil comprender que la presión en el contacto será tan grande que hasta el material más rígido se deformará. De ese modo, el cuerpo, la superficie que lo soporta o ambos, se deforman, aumentando el área de contacto hasta que la presión disminuye y se restablece una situación de equilibrio elastostático. En resumen, al rodar un cuerpo real sobre una superficie real se producen unas deformaciones, como se muestra en la Figura 1, de modo que el cuerpo tiene que "vencer" continuamente un pequeño obstáculo que se le presenta por delante y que se opone a su rodadura.

Cuerpos deformables (reales)

En las situaciones reales, los cuerpos se deforman, por poco que sea. El contacto no se realiza entonces a lo largo de una generatriz (en el ejemplo anterior) sino a lo largo de una estrecha banda A'A'', como se muestra en la Figura 3. Ello da lugar a que aparezcan reacciones en los apoyos; reacciones que dan lugar a la aparición de un par que se opone a la rodadura. Con la finalidad de simplificar el problema, podemos imaginar que en cada instante el cilindro debe rotar sobre la generatriz que pasa por A'' para poder rodar superando el pequeño obstáculo que se opone a ello. Eso equivale a considerar desplazada la línea de acción de la reacción normal N una distancia que designaremos por μ_r , como se muestra en la Figura 3. El par de resistencia a la rodadura y el par aplicado valen, respectivamente:

$$M_{\text{Res}} = \mu_r N$$

$$M_{\text{aplicado}} = R F$$

En las condiciones críticas, cuando comienza la rodadura, el par aplicado o de arranque será mayor que el par resistente, de modo que $M_{\text{arranque}} \geq M_{\text{aplicado}} \rightarrow R F \geq \mu_r N$ de modo que el cilindro comenzará a rodar si $F \geq \frac{\mu_r N}{R} = C_{rr} N$ que nos da el valor de la fuerza mínima necesaria para el arranque.

Coefficientes

La magnitud μ_r , que tiene dimensiones de una longitud, es el llamado coeficiente de resistencia a la rodadura. De las expresiones anteriores se deduce que el par de arranque es proporcional a la reacción normal N y que la fuerza de tracción necesaria para el arranque es inversamente proporcional al radio del cilindro; esa es la ventaja de las ruedas grandes sobre las pequeñas. El valor del coeficiente μ_r depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto (fundamentalmente de su rigidez).

La magnitud adimensional $C_{rr} = \mu_r / R$ es el llamado **coeficiente de rodadura**.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

En general, el coeficiente de rodadura tiene un valor muy inferior al de los coeficientes de rozamiento por deslizamiento (estático y cinético); así pues, es mucho más conveniente, al efecto de disminuir las pérdidas energéticas, sustituir en los mecanismos y máquinas los deslizamientos por las rodaduras; esa es la ventaja que aportó el invento de la rueda, la ventaja del carro sobre el trineo.

La dependencia del coeficiente de rodadura con el peso del sistema, a diferencia del coeficiente de rozamiento, hace que no sea siempre operativo calcular el coeficiente de rodadura a través del ángulo de rozamiento.

El valor del coeficiente de rodadura es característico de cada sistema, dependiendo de:

- la rigidez o dureza de la rueda y superficie,
- el radio de la rueda (a mayor radio menor resistencia),
- el peso o carga al que se somete cada rueda (en esto se diferencia del coeficiente de rozamiento),
- en el caso de ruedas neumáticas o hidráulicas, de su presión (a mayor presión menor resistencia),
- temperatura, el acabado de las superficies en contacto, velocidad relativa, etc.

Como ejemplo, para los cálculos de frenado en automóviles utilitarios, se utilizan valores de C_{rr} en torno a 0,012, y en trenes en torno a 0,0005.

C_{rr}	μ_r [mm]	Descripción
0,0002 – 0,0010	0,5	Ruedas de ferrocarril sobre raíles de acero
	0,1	Rodamientos de bolas en acero sobre acero
0,0025		Neumáticos especiales
0,005		Raíles estándar de tranvía
0,0055		Neumáticos BMX de bicicleta usados para automóviles solares
0,006 – 0,01		Neumáticos de automóvil de baja resistencia y neumáticos de camión sobre carretera lisa
0,010 – 0,015		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hormigón
0,020		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre losas de piedra

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

0,030 – 0,035		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre alquitrán o asfalto
0,055 -0,065		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena
0,3		Neumáticos ordinarios de automóvil sobre hierba, barro y arena

En el caso de la puerta corredera se utilizará el mismo coeficiente de rodadura que el del tranvía, ya que el rail es de acero y el suelo de cemento.

$$C_{rr} = 0,005$$

A continuación se mostrará los cálculos propios de la roldana:

Datos:

$$R = 41 \text{ mm}$$

$$P = N = 168,06 \text{ Kp}$$

$$C_{rr} = \mu_r / R \rightarrow \mu_r = 0,005 * 41 = 0,205 \text{ mm}$$

$$M_{Res} = \mu_r N = 0,205 * 168,06 = 34,4523 \text{ Kp mm}$$

$$M_{aplicado} = R F$$

$$M_{arranque} \geq M_{aplicado} \rightarrow R F \geq \mu_r N \rightarrow 41 * F = 0,205 * 168,06$$

$$F = 0,8403 \text{ Kp}$$

Es la fuerza que hay que ejercer por rodamiento.

En total por cada puerta será el doble:

$$F_{total} = 1,6806 \text{ Kp}$$

Después de este pequeño paréntesis, se continúa con el cálculo de rodamiento:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

1º ¿Qué tipo de rodamiento elegir?

Elegiremos un rodamiento de rodillos cilíndricos, ¿por qué? La carga axial de la carga es la producida por la acción del viento, y lo tendremos en cuenta para el cálculo de las guías. Así que estudiaremos con la carga:

$$F_r = R_{\text{máx.}} = 168,06 \text{ Kg}$$

Dependiente de la acción del viento, como hay 2 apoyos se reparte entre las dos:

Según el punto de vista de la rigidez, los rodillos dan mayor estabilidad.

2º Capacidades de carga

La capacidad nominal de carga dinámica radial C, es la carga radial constante en intensidad y dirección que, teóricamente, puede soportar un rodamiento para una duración nominal de 1 millón de revoluciones.

En la mayoría de los casos las cargas aplicadas a los rodamientos son combinaciones de cargas radiales y axiales que, además, fluctúan en magnitud y dirección. Debido a esto, para calcular la vida del rodamiento, tendremos que calcular una carga dinámica equivalente mediante la siguiente fórmula:

$$P = X F_r + Y F_a$$

Donde:

P = Carga equivalente

F_r = Carga radial [N]

F_a = Carga axial [N]

X = Factor de carga dinámica radial

Y = Factor de carga dinámica axial.

Cuando a un rodamiento se le somete a una carga excesiva o a una carga grande instantánea que sobrepase el límite elástico, se pueden producir en las superficies de rodadura unas deformaciones permanentes localmente situadas.

Para nuestro caso, al haber despreciado la carga axial, la carga radial será:

$$P = F_r = 168,06 \text{ Kg} = 1648,69 \text{ N} = \underline{1,65 \text{ KN}}$$

Como la carga no es excesiva, seguramente elegiremos el siguiente rodamiento:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Type Tipo	References Referencias	d	D	B	Kg	C	Co
CSR	NU 1008 F	40,000	68,000	15,000	0,230	31,2	28,0
CSR	NU 1011 F	55,000	90,000	18,000	0,450	44,5	44,4
CSR	NU 202 F	15,000	35,000	11,000	0,046	16,3	11,6
CSR	NU 206 F	30,000	62,000	16,000	0,250	47,6	39,2
CSR	NU 208 F	40,000	80,000	18,000	0,380	66,4	56,8
CSR	NU 209 F	45,000	85,000	19,000	0,430	74,7	67,6
CSR	NU 2207 F	35,000	72,000	23,000	0,400	72,2	65,0
CSR	NU 2209 F	45,000	85,000	23,000	0,530	80,0	78,2
CSR	NU 2210 F	50,000	90,000	23,000	0,570	89,7	88,0
CSR	NU 2211 F	55,000	100,000	25,000	0,790	112,7	118,0
CSR	NU 2212 F	60,000	110,000	28,000	1,090	143,9	144,1
CSR	NU 2213 F	65,000	120,000	31,000	1,400	154,3	161,0
CSR	NU 2214 F	70,000	125,000	31,000	1,500	177,1	193,0
CSR	NU 2215 F	75,000	130,000	31,000	1,600	175,5	196,6
CSR	NU 2216 F	80,000	140,000	33,000	2,000	213,9	245,0
CSR	NU 2306 F	30,000	72,000	27,000	0,530	86,3	76,5
CSR	NU 2307 F	35,000	80,000	31,000	0,720	109,0	100,6
CSR	NU 307 F	35,000	80,000	21,000	0,480	67,5	61,1
CSR	NU 308 F	40,000	90,000	23,000	0,650	84,7	67,9

Debido a la variedad de posibilidades de aplicación de la carga también existe una carga estática equivalente con la fórmula:

$$C_o = P_o * K$$

Donde:

C_o = Capacidad de carga estática del rodamiento

P_o = Carga estática real o equivalente

K = Factor de esfuerzos estáticos

El coeficiente K pueden tomarse los valores siguientes:

K	Tipo de carga
de 1,2 a 2,5	elevadas
de 0,8 a 1,2	normales
de 0,5 a 0,8	pequeñas

Existen diferentes factores restrictivos a tener en cuenta en situaciones un poco más extremas, entre ellos podríamos citar: altas temperaturas, reducción por dureza de ejes y alojamientos, de impacto, de seguridad, etc...

Para el cálculo de la carga estática elegiremos la $K_{pequeña}=0,65$

$$C_o = P_o * K = 1,65 \text{ KN} * 0,65$$

$$C_o = 1,0725 \text{ KN}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

3ª Cálculo de la vida

Si se utilizan los rodamientos en condiciones ideales de operación, su duración de servicio queda determinada por la fatiga de los materiales; por tanto, el término “vida” designará el período de servicio limitado por los fenómenos de fatiga.

En los rodamientos de rodillos cilíndricos que han funcionado en buenas condiciones de limpieza y lubricación, debido a los ciclos de tensiones en superficies, el síntoma de finalización de su ciclo de vida será la aparición de unos picados en dichas superficies de rodadura.

Como la fatiga es un fenómeno estadístico, la duración de funcionamiento no se puede predecir de manera exacta, y dicha duración se expresa como el número de revoluciones que el 90% de un grupo de rodamientos iguales llegará a superar antes de que aparezcan problemas de descascarillado o desconches en las pistas.

La determinación práctica de la vida útil para un rodamiento de rodillos cilíndricos y cónicos se calcula mediante la fórmula:

$$L = (C/P)^{10/3}$$

Donde:

L = vida útil nominal, en millones de revoluciones

C = Carga dinámica radial [N]

P = Carga dinámica equivalente radial [N]

Si se desea conocer la duración o vida útil del rodamiento en horas, utilizaríamos la siguiente fórmula:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60}$$

Donde:

Lh = Duración en horas de funcionamiento

n = Velocidad angular del rodamiento en rpm

-Como se explicará más adelante, la velocidad lineal de apertura de las puertas serán de 0,2m/s.

-Teniendo el diámetro de la roldana y la velocidad lineal, podemos obtener la velocidad angular del rodamiento y la roldana:

$$\omega = \frac{V}{R}$$

Donde:

V = 0,25 m/s = 250 mm/s

R = 41 mm

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\omega = \frac{250}{7,5} = 6,1 \text{ rad/s}$$

$$n = \frac{60 \omega}{2\pi} = 58,23 \text{ rpm}$$

-Como el tipo de máquina es del grupo de aparatos de poco uso, la duración en horas será de:

$$L_h = 500 \text{ h}$$

Sustituyendo:

$$L_h = \frac{L 10^6}{n 60} \rightarrow 500 = \frac{L 10^6}{58,23 * 60}$$

$$L = 1,75 \text{ millones de vueltas}$$

Entonces:

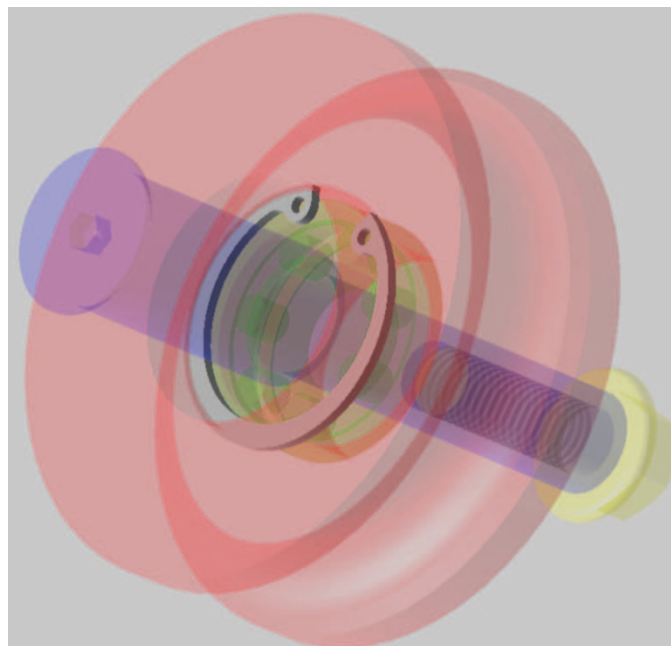
$$L = (C/P)^{10/3} \rightarrow 1,75 = (C/1,65)^{10/3}$$

$$C = 1,95 \text{ KN capacidad de carga}$$

Podremos elegir el rodamiento con referencia **nu 202 F**, ya que la carga que soporta teóricamente es muy superior a la que necesitamos.

3.3.2.3. Elección del anillo de seguridad o grupilla

1ª Anillo de seguridad para agujero



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

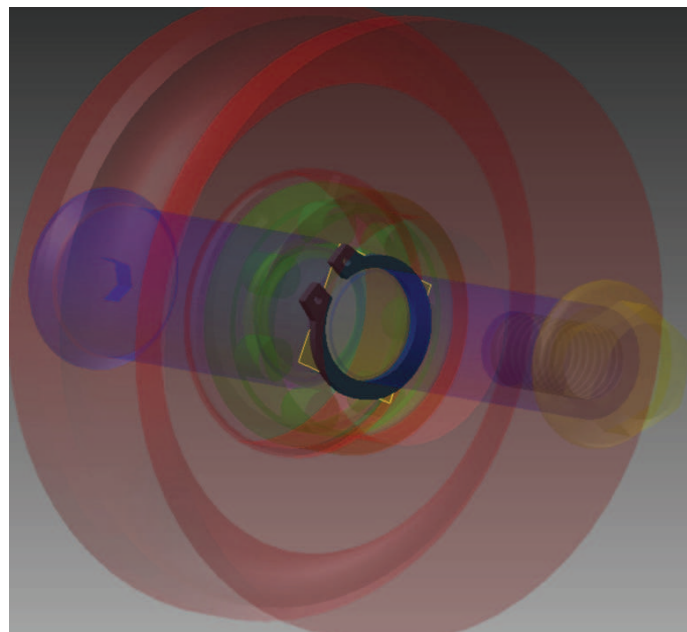
Un anillo de seguridad para agujero o grupilla, es un elemento comercial y normalizado.

Su función será fijar el anillo exterior del rodamiento a la roldana. El diámetro exterior del rodamiento es de 35mm, entonces elegiremos un anillo de diámetro nominal 35 mm, con diámetro de acanalado de 37 mm y un ancho de 1,75 mm:

Estado de fila	Diámetro del eje [mm]	Diámetro de eje mín [mm]	Diámetro nominal [mm]	Altura [mm]	Anchura de la abertura [mm]	Diámetro del acanalado [mm]	Anchura del ojo [mm]	Diámetro del agujero [mm]	Diámetro exterior sin tensi [mm]	Variedad	Diámetro de eje máx [mm]	Designación de ta...	Nombre de archivo	Material
28	30	30	31	1,2	3,2	32,7	5,2	2,5	33,4	31 x 1,2	31	31 x 1,2	DIN 472 - 31 x 1,2	Acero dulce
29	31	31	32	1,2	3,2	33,7	5,4	2,5	34,4	32 x 1,2	32	32 x 1,2	DIN 472 - 32 x 1,2	Acero dulce
30	31	31	32	1,5	3,4	33,7	5,7	2	34,4	32 x 1,5	32	32 x 1,5	DIN 472 - 32 x 1,5	Acero dulce
31	32	32	34	1,5	3,3	35,7	5,4	2,5	36,5	34 x 1,5	34	34 x 1,5	DIN 472 - 34 x 1,5	Acero dulce
32	32	32	34	1,75	3,7	35,7	5,9	2,5	36,5	34 x 1,75	34	34 x 1,75	DIN 472 - 34 x 1,75	Acero dulce
33	34	34	35	1,5	3,4	37	5,4	2,5	37,8	35 x 1,5	35	35 x 1,5	DIN 472 - 35 x 1,5	Acero dulce
34	34	34	35	1,75	3,8	37	6	2,5	37,8	35 x 1,75	35	35 x 1,75	DIN 472 - 35 x 1,75	Acero dulce
35	35	35	36	1,5	3,5	38	5,4	2,5	38,8	36 x 1,5	36	36 x 1,5	DIN 472 - 36 x 1,5	Acero dulce
36	36	36	37	1,5	3,6	39	5,5	2,5	39,8	37 x 1,5	37	37 x 1,5	DIN 472 - 37 x 1,5	Acero dulce
37	37	37	37	1,75	3,9	39	6,2	2,5	39,8	37 x 1,75	37	37 x 1,75	DIN 472 - 37 x 1,75	Acero dulce
38	37	37	38	1,5	3,7	40	5,5	2,5	40,8	38 x 1,5	38	38 x 1,5	DIN 472 - 38 x 1,5	Acero dulce
39	37	37	38	1,75	3,9	40	6,3	2,5	40,8	38 x 1,75	38	38 x 1,75	DIN 472 - 38 x 1,75	Acero dulce
40	38	38	40	1,75	3,9	42,5	5,8	2,5	43,5	40 x 1,75	40	40 x 1,75	DIN 472 - 40 x 1,75	Acero dulce
41	38	38	40	2	3,9	42,5	6,5	2,5	43,5	40 x 2	40	40 x 2	DIN 472 - 40 x 2	Acero dulce
42	40	40	42	1,75	4,1	44,5	5,9	2,5	45,5	42 x 1,75	42	42 x 1,75	DIN 472 - 42 x 1,75	Acero dulce
43	40	40	42	2	4,1	44,5	6,7	2,5	45,5	42 x 2	42	42 x 2	DIN 472 - 42 x 2	Acero dulce

Habría que tenerlo en cuenta para el diseño de la roldana.

2º Anillo de seguridad para eje



Un anillo de seguridad para eje o grupilla, es un elemento comercial y normalizado.

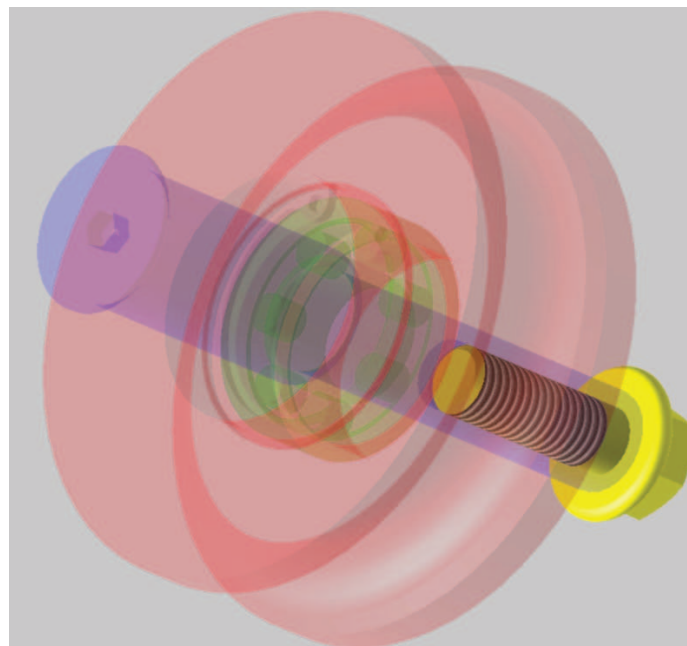
Su función será fijar el anillo interior del rodamiento al eje, para que no se desplace. El diámetro del eje es de 15 mm, entonces elegiremos un anillo de diámetro nominal 15 mm, con diámetro de acanalado de 14,5 mm y un ancho de 1mm:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Estado de fila	Diámetro del eje [mm]	Diámetro de eje mín. [mm]	Diámetro de eje máx. [mm]	Altura [mm]	Anchura de la abertura [mm]	Diámetro del acanalado [mm]	Anchura del ojo [mm]	Diámetro del agujero [mm]	Diámetro interior sin [mm]	Variedad	Designación de ta...	Nombre de archivo	Material
1	10	10	11	1	1,8	9,6	3,3	1,5	9,3	10 x 1	10 x 1	DIN 471 - 10 x 1(1)	Acero dulce
2	11	11	12	1	1,8	10,5	3,3	1,5	10,2	11 x 1	11 x 1	DIN 471 - 11 x 1(1)	Acero dulce
3	12	12	13	1	1,8	11,5	3,3	1,7	11	12 x 1	12 x 1	DIN 471 - 12 x 1(1)	Acero dulce
4	13	13	14	1	2	12,4	3,4	1,7	11,9	13 x 1	13 x 1	DIN 471 - 13 x 1(1)	Acero dulce
5	14	14	15	1	2,1	13,4	3,5	1,7	12,9	14 x 1	14 x 1	DIN 471 - 14 x 1(1)	Acero dulce
6	15	15	16	1	2,2	14,3	3,6	1,7	13,8	15 x 1	15 x 1	DIN 471 - 15 x 1(1)	Acero dulce
7	15	15	16	1,5	2,4	14,3	4,8	2	13,8	15 x 1,5	15 x 1,5	DIN 471 - 15 x 1,5(1)	Acero dulce
8	16	16	17	1	2,2	15,2	3,7	1,7	14,7	16 x 1	16 x 1	DIN 471 - 16 x 1(1)	Acero dulce
9	16	16	17	1,5	2,5	15,2	5	2	14,7	16 x 1,5	16 x 1,5	DIN 471 - 16 x 1,5(1)	Acero dulce
10	17	17	18	1	2,3	16,2	3,8	1,7	15,7	17 x 1	17 x 1	DIN 471 - 17 x 1(1)	Acero dulce
11	17	17	18	1,5	2,6	16,2	5	2	15,7	17 x 1,5	17 x 1,5	DIN 471 - 17 x 1,5(1)	Acero dulce
12	18	18	19	1,2	2,4	17	3,9	2	16,5	18 x 1,2	18 x 1,2	DIN 471 - 18 x 1,2(1)	Acero dulce
13	18	18	19	1,5	2,7	17	5,1	2	16,5	18 x 1,5	18 x 1,5	DIN 471 - 18 x 1,5(1)	Acero dulce
14	19	19	20	1,2	2,5	18	3,9	2	17,5	19 x 1,2	19 x 1,2	DIN 471 - 19 x 1,2(1)	Acero dulce
15	20	20	21	1,2	2,6	19	4	2	18,5	20 x 1,2	20 x 1,2	DIN 471 - 20 x 1,2(1)	Acero dulce

Habrà que tenerlo en cuenta para el diseño de la roldana.

3.3.2.4. Elección del tornillo



El tornillo tiene como función fijar todo el conjunto, del eje al perfil.

Utilizaremos un tornillo con cabeza hexagonal con arandela estampada, o también llamada, tornillo de cabeza hexagonal con valona. Este tornillo se utiliza para uniones con gran apriete, sin necesidad de utilizar arandela entre la cabeza del tornillo y la pieza a unir.

Su referencia será:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

de fila	Size Designation	Part Number	Thread descript...	Grip Length [mm]
10	M5x50	Bolt GB 5789-86-M5 x 50	M5	34
11	M6x12	Bolt GB 5789-86-M6 x 12	M6	1
12	M6x16	Bolt GB 5789-86-M6 x 16	M6	1
13	M6x20	Bolt GB 5789-86-M6 x 20	M6	2
14	M6x25	Bolt GB 5789-86-M6 x 25	M6	7
15	M6x30	Bolt GB 5789-86-M6 x 30	M6	12
16	M6x35	Bolt GB 5789-86-M6 x 35	M6	17
17	M6x40	Bolt GB 5789-86-M6 x 40	M6	22
18	M6x45	Bolt GB 5789-86-M6 x 45	M6	27
19	M6x50	Bolt GB 5789-86-M6 x 50	M6	32
20	M6x55	Bolt GB 5789-86-M6 x 55	M6	37
21	M6x60	Bolt GB 5789-86-M6 x 60	M6	42
22	M8x16	Bolt GB 5789-86-M8 x 16	M8	1,25
23	M8x20	Bolt GB 5789-86-M8 x 20	M8	1,25
24	M8x25	Bolt GB 5789-86-M8 x 25	M8	3

A continuación se mostrará el par de apriete necesario para fijar el tornillo:

En el momento en que un tornillo es roscado, queda sometido a tracción y torsión. Tracción debido a las fuerzas normales entre los filetes de la tuerca y el tornillo, y de torsión debido al par ejercido por la llave sobre el tornillo o sobre la tuerca.

En el caso de una rosca normalizada y con un coeficiente de rozamiento usual $\mu=0,15$, es suficiente calcular el tornillo únicamente a tracción y para tener en cuenta la torsión (que no se calcula), se le aplica el factor 1,35.

Tensión admisible:

$$\sigma_{\text{admB}} = \sigma_{\text{BeB}} / 1.4 \text{ (Coeficiente de seguridad}=1,4)$$

$$\sigma \leq \sigma_{\text{admB}} / 1,35 \text{ (Factor de torsión}=1,35)$$

Fuerza de montaje:

En el caso de que no exista fuerza separadora posterior al apriete:

$$F_{\text{BMmaxB}} = \sigma \cdot A_{\text{BTB}}$$

Momento de montaje:

$$M'_{\text{BmB}} = 0.2 \cdot F_{\text{BMmaxB}} \cdot d = 0,2 \cdot \sigma \cdot A_{\text{BTB}} \cdot d$$

A_{BTB} Sección resistente total

d Diámetro nominal del tornillo

p paso de la rosca del tornillo

F_{BMmax} BFuerza máxima de montaje sin fuerza separadora posterior

M'_{BmB} Par de apriete máximo sin fuerza separadora posterior

σ_{Be} B Límite elástico del material

σ_{admB} Tensión de tracción admisible

σ Tensión de cálculo

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Tabla 4.3 Características mecánicas de los aceros de los tornillos, tuercas y arandelas

Clase	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
Tensión de límite elástico f_y (N/mm^2)	240	300	480	640	900
Tensión de rotura f_u (N/mm^2)	400	500	600	800	1.000

Datos:

$$p = 1,25 \text{ mm}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$\sigma_e = 640 N/mm^2 = 65,24 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_e / 1,4 = 65,24 / 1,4 = 46,6 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma = \sigma_{adm} / 1,35 = 34,52 \text{ Kp/mm}^2$$

$$F_{Mmax} = \sigma \cdot A_T$$

$$A_T = \pi d_{resistente}^2 / 4 = \pi (d^2 - (0,9381p)^2) / 4 = \pi (8^2 - (0,9381 \cdot 1,25)^2) / 4$$

$$A_T = 49,18 \text{ mm}^2$$

$$F_{Mmax} = \sigma \cdot A_T = 34,52 \cdot 49,18$$

$$F_{Mmax} = 1697,69 \text{ Kp}$$

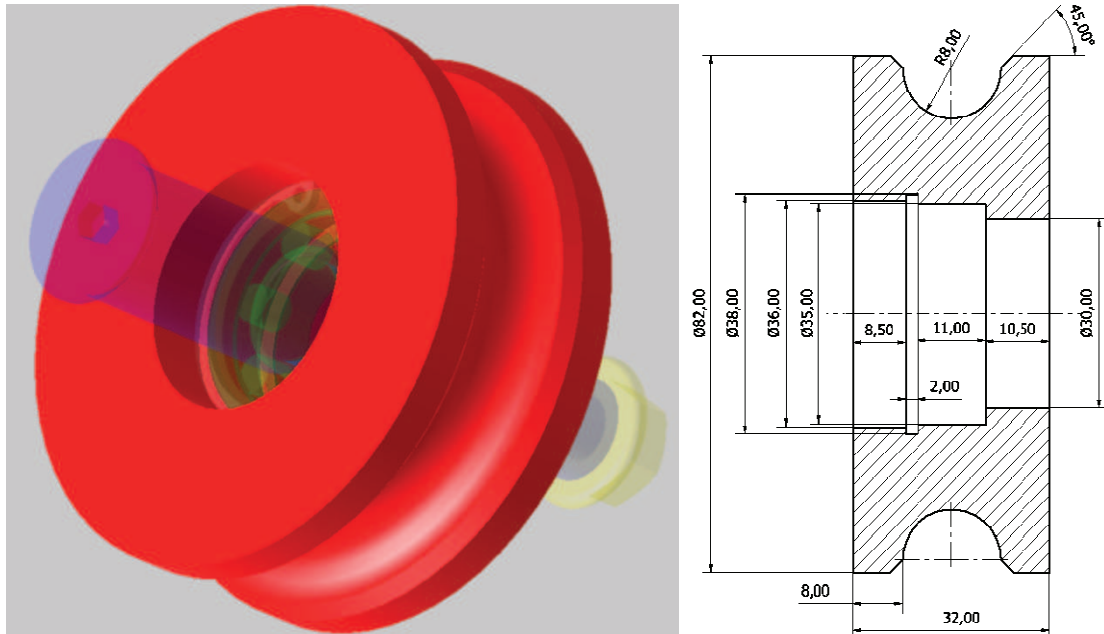
$$M'_m = 0,2 \cdot F_{Mmax} \cdot d = 0,2 \cdot 1697,69 \cdot 10$$

El par de apriete será:

$$M'_m = 3395,39 \text{ Kp mm}$$

Se usa la llave dinamométrica para aplicar el par de apriete.

3.3.2.5. Cálculo de la roldana



La roldana se guía a través de la guía del suelo, su función será mantener una dirección de trayectoria. No es motriz, solo se deslizará sin transmitir potencia, ya que el rodamiento hace que la roldana no continúe con el mismo movimiento.

En la roldana tiene que haber hueco para el rodamiento y el anillo de seguridad para agujero que fija el anillo exterior del rodamiento a la roldana. Teniendo claro las limitaciones de dimensionamiento, procedemos a hacer un cálculo de tensiones, para ver si son correctas las dimensiones supuestas, mostradas anteriormente:

Primero mostraremos el material de que está hecha la roldana, es un acero aleado para temple y revenido, tiene gran dureza y poca deformación:

Tipo de acero	$\sigma_{fluencia}$ [daN/mm ²]	$\sigma_{fluencia}$ [Kp/mm ²]
F-1250	55	56,06

1º Cálculo de reacciones:

La carga que aguanta es la misma que el rodamiento, ya que le transmite la carga del eje

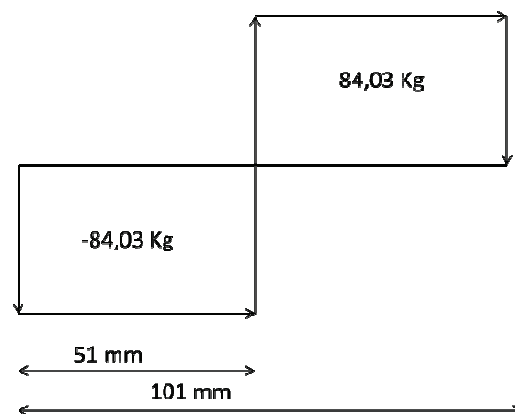
$$R_r = R = 168,06 \text{ Kg}$$

Entonces se utilizará los mismos diagramas que en eje.

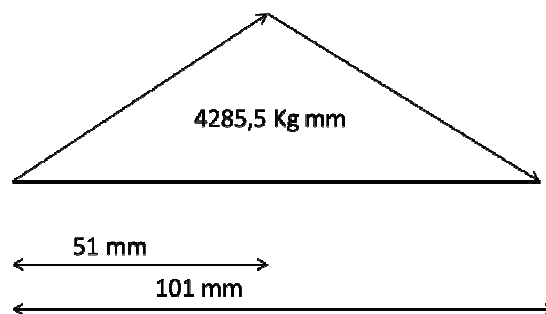
DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

2º Diagramas:

Esfuerzo cortante



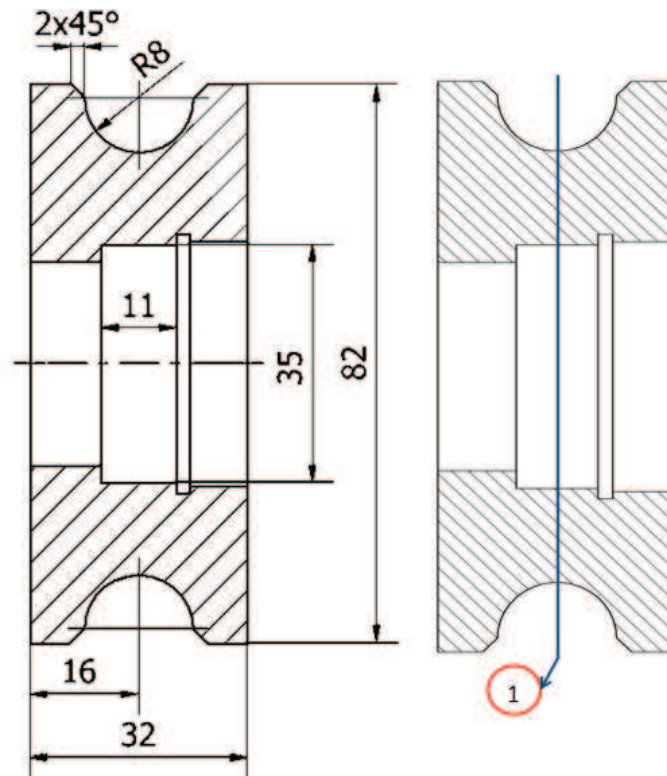
Momento flector



3º Comprobación del diseño

Hemos supuesto unas dimensiones de la roldana, a continuación vamos a comprobar si es correcto ese diseño:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



Haremos el cálculo según la teoría de tensión cortante máxima. Empecemos:

$$\frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{C_s} = \sqrt{\frac{\sigma^2}{2} + \tau^2}$$

$$\tau_{\text{adm}} = \sqrt{\frac{\sigma^2}{2} + \tau^2}$$

Elegiremos un coeficiente de seguridad, $C_s = 3,5$, ya que es una carga permanente, por consecuencia la tensión admisible será de:

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{C_s} = \frac{56,06}{3,5} = 16,02 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{adm}}}{2} = 8,01 \text{ Kp/mm}^2$$

Hay que hacer un estudio detallado en la sección, con la carga más desfavorable:

Punto 1

Datos:

$D = \varnothing 82 \text{ mm}$

$d = \varnothing 35 \text{ mm}$

$e = 11 \text{ mm}$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$D' = D - 2R - 2C$$

$R = 8 \text{ mm} \rightarrow$ Es el radio donde se situará el rail

$C = 2 \text{ mm} \rightarrow$ Valor de altura correspondiente a la chaveta

$$D' = \varnothing 62 \text{ mm}$$

Cizalladura pura

$$\tau_c = \frac{P}{A} = \frac{P}{\pi(D'^2 - d^2)/4} = \frac{168,06}{\pi(62^2 - 35^2)/4} = 0,0817 \text{ Kp/mm}^2$$

Tensión por aplastamiento

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{P}{e*d} = \frac{168,06}{11*35} = 0,436 \text{ Kp/mm}^2$$

Torsor

$$\tau_t = \frac{Mt}{\omega o} = \frac{F*R}{\pi(D^4 - d^4)/D16} = \frac{0,8403*41}{\pi(82^4 - 35^4)/82*16}$$

$$\tau_t = 3,29*10^{-4} \text{ Kp/mm}^2$$

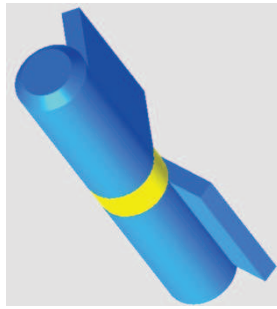
$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\tau = \tau_c + \tau_t = 0,0817 + 3,29*10^{-4} = 0,0820 \text{ Kp/mm}^2$$

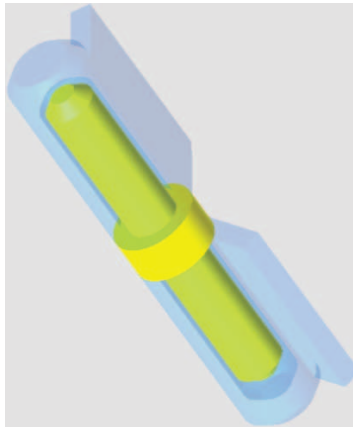
$$\tau_{\text{adm}} = \sqrt{\frac{0,436^2}{2^2} + 0,082^2} = 0,2329 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{\text{adm}} = 8,01 \text{ Kp/mm}^2 \geq \tau_{\max} \rightarrow \text{Son válidas las dimensiones}$$

3.3.3. Fase III: Cálculo de las bisagras de la puerta peatonal



3.3.3.1. Eje



Tipo de acero	$\sigma_{\text{fluencia}} [\text{daN/mm}^2]$	$\sigma_{\text{fluencia}} [\text{Kp/mm}^2]$
F-1150	39	39,75

El eje tiene como función ser el eje de rotación entre la puerta peatonal y la estructura de la puerta con puerta peatonal.

Debe de soportar el giro y el peso de la puerta peatonal.

Como hay dos bisagras, el peso que soporta es la mitad del peso de la puerta peatonal. Tal peso está calculado en el apartado **3.3.2.2.** y es de 46,8 Kp. Entonces la carga que tiene que soportar será de:

$$F_{\text{puerta}} = 46,8 \text{ Kp} / 2$$

$$F_{\text{puerta}} = 23,4 \text{ Kp}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{eje}}}{C_s} = \frac{39,75}{3,5} = 11,36 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{eje}}}{C_s} = 5,679 \text{ Kp/mm}^2$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Cálculo estático

Flexión

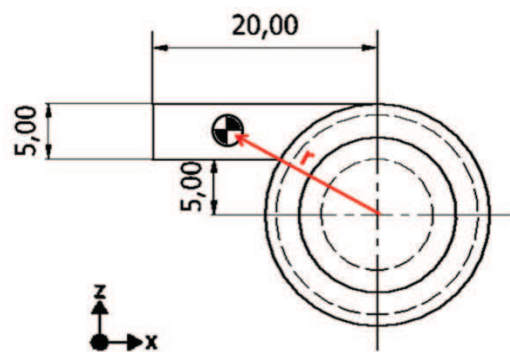
Datos a tener en cuenta:

$$D = \varnothing 20 \text{ mm}$$

$$d = \varnothing 12 \text{ mm}$$

$$l = 40 \text{ mm}$$

r = distancia del centro de gravedad de la pala al eje del eje



$$r = \sqrt{x^2 + z^2}$$

$$x = 20 - (5,67 - 2,4) = 16,73 \text{ mm}$$

$$z = 5 + 2,5 = 7,5 \text{ mm}$$

$$r = 18,33 \text{ mm}$$

$$M_f = F_{\text{puerta}} \cdot r = 23,4 \cdot 18,33$$

$$M_f = 378,47 \text{ Kp mm}$$

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\pi d^3 / 32} = \frac{429,02}{\pi 12^3 / 32}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_f = 2,53 \text{ Kp/mm}^2 \leq \sigma_{\text{adm}} = 11,36 \text{ Kp/mm}^2$$

Es válido el diámetro de 12 mm, ya que no supera la tensión admisible.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Cizalladura

$$\tau_c = \frac{Fp}{Ac}$$

Datos:

$$F_{puerta} = 23,4 \text{ Kp}$$

$$A_c = (D-d) * e$$

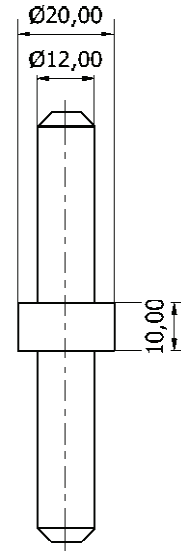
Siendo:

$$D = \varnothing 20 \text{ mm}$$

$$d = \varnothing 12 \text{ mm}$$

$$e = 10 \text{ mm}$$

$$A_c = (20-12) * 10 = 80 \text{ mm}^2$$



$$\tau_c = \frac{Fp}{Ac} = \frac{23,4}{80}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau_c = 0,2925 \text{ Kp/mm}^2 \leq \tau_{adm} = 5,679 \text{ Kp/mm}^2$$

Es válido el espesor de 10 mm, ya que no supera la tensi3n cortante admisible.

Torsi3n

Existe un momento torsor, momento que debe de superar el rozamiento, que hay donde apoya la hembra en el eje.

Los dos materiales que están en contacto son acero.

Tabla de coeficientes de rozamiento de algunas sustancias:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Materiales en contacto	μ_e	μ_d
Articulaciones humanas	0,02	0,003
Acero // Hielo	0,03	0,02
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Esquí (encerado) // Nieve (0 °C)	0,1	0,05
Acero // Acero	0,15	0,09
Vidrio // Madera	0,2	0,25
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Madera // Cuero	0,5	0,4
Caucho // Madera	0,7	0,6
Acero // Latón	0,5	0,4
Madera // Madera	0,7	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Caucho // Cemento (seco)	1	0,8
Cobre // Hierro (fundido)	1,1	0,3

Datos a tener en cuenta:

D= Ø 20 mm

d= Ø 12 mm

$\mu_e = 0,15$

La fuerza de rozamiento, F_{roz} , será:

$$F_{roz} = F_{puerta} * \mu_e = 23,4 \text{ Kp} * 0,15 = 3,51 \text{ Kp}$$

El momento torsor, M_t , será:

$$M_t = F_{roz} * R$$

Siendo:

R= es el radio máximo donde se produce ese rozamiento

R= 10 mm

$$M_t = 3,51 \text{ Kp} * 10 \text{ mm} = 35,1 \text{ Kp mm}$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{\omega o} = \frac{M_t}{\pi(D^4 - d^4) / D16}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\tau_t = \frac{35,1}{\pi(20^4 - 12^4) / 20 \cdot 16}$$
$$\tau_t = 0,025 \text{ Kp/mm}^2$$

Compresión

$$\sigma_c = \frac{Fp}{A}$$

Datos:

$$F_{\text{puerta}} = 23,4 \text{ Kp}$$

$$A = \pi(D^2 - d^2)/4$$

$$D = \varnothing 20 \text{ mm}$$

$$d = \varnothing 12 \text{ mm}$$

$$A = \pi(20^2 - 12^2)/4 = 201,06 \text{ mm}^2$$

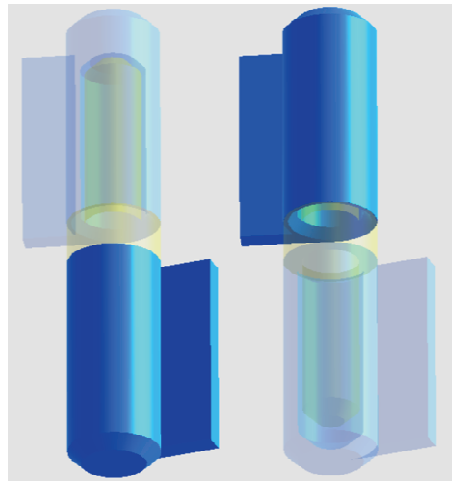
$$\sigma_c = \frac{23,4}{201,06} = 0,116 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{0,116}{2}\right)^2 + 0,025^2} = 0,063 \text{ Kp/mm}^2$$

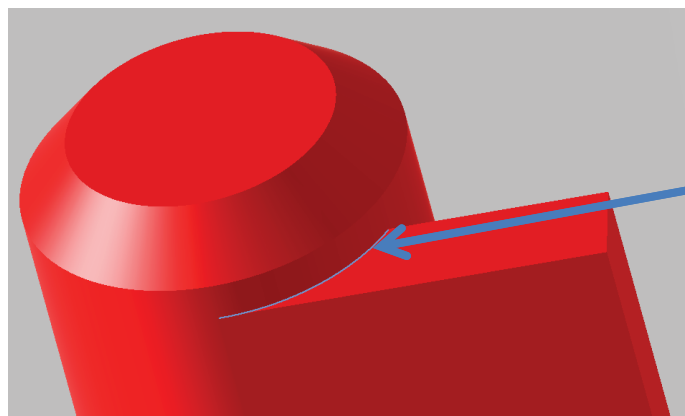
$$\tau_{\max} = 0,063 \text{ Kp/mm}^2 \leq \tau_{\text{adm}} = 5,679 \text{ Kp/mm}^2$$

Es válido el diámetro de 20 mm, ya que no supera la tensión cortante admisible.

3.3.3.2. Hembra con pala



Tipo de acero	$\sigma_{fluencia}$ [daN/mm ²]	$\sigma_{fluencia}$ [Kp/mm ²]
F-1150	39	39,75



El arco es:
 $\delta = 10,472 \text{ mm}$

Cálculo a cortadura de la pala con el resto de elemento:

$$\tau_c = \frac{F_p}{A_c}$$

Siendo:

F_p : peso de la puerta

$F_p = 23,4 \text{ Kp}$

A_c : Área de corte $\rightarrow A_c = \delta \cdot h$

δ : arco de corte entre la pala y el resto del elemento

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\delta = 10,472 \text{ mm}$$

h: altura de la pala

$$h = 45 \text{ mm}$$

$$A_c = \delta \cdot h = 10,472 \cdot 45 = 471,24 \text{ mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{Fp}{A_c} = \frac{23,4}{471,24} = 0,0496 \text{ Kp/mm}^2$$

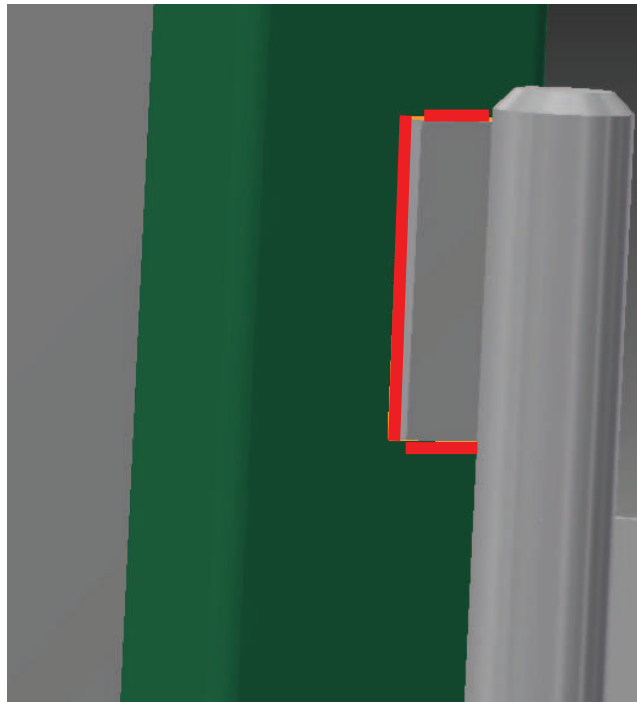
$$\sigma_{\text{acero}} = 32,62 \text{ Kp/mm}^2$$

$$C_s = 3,5$$

$$\tau_{\text{acero}} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{acero}}}{C_s} = 4,66 \text{ Kp/mm}^2$$

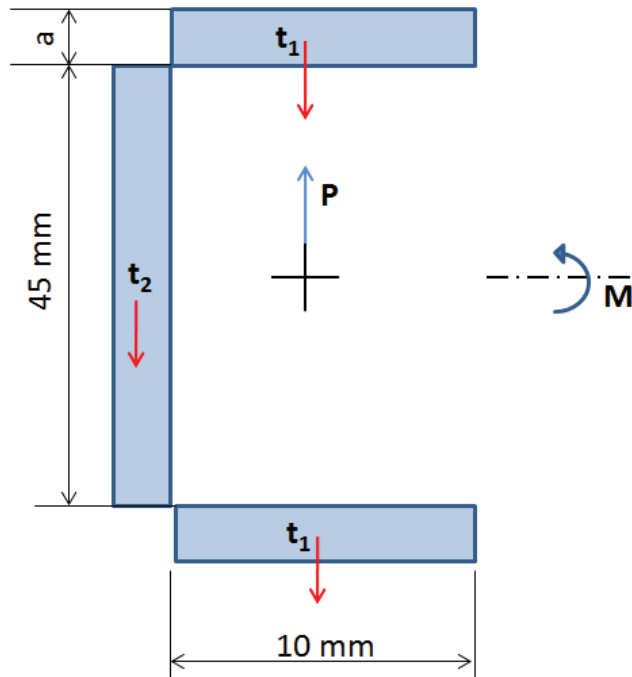
$\tau_{\text{acero}} \geq \tau_c \rightarrow$ Así que no rompe, es válido el dimensionamiento

3.3.3.3. Soldadura de las bisagras con el puerta



Esquema de la forma de las soldaduras empleadas en la bisagra:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



Se empleará una soldadura en ángulo en solape.

Supondremos que las gargantas (a) de los cordones de la bisagra son iguales y su valor.

TABLA 2		
Valores límite de la garganta de una soldadura en ángulo en una unión de fuerza		
Espesor de la pieza (mm)	Garganta a	
	Valor máximo (mm)	Valor mínimo (mm)
4.0-4.2	2.5	2.5
4.3-4.9	3	2.5
5.0-5.6	3.5	2.5
5.7-6.3	4	2.5
6.4-7.0	4.5	2.5
7.1-7.7	5	3
7.8-8.4	5.5	3
8.5-9.1	6	3.5
9.2-9.9	6.5	3.5
10.0-10.6	7	4
10.7-11.3	7.5	4
11.4-12.0	8	4
12.1-12.7	8.5	4.5
12.8-13.4	9	4.5
13.5-14.1	9.5	5
14.2-15.5	10	5
15.6-16.9	11	5.5
17.0-18.3	12	5.5
18.4-19.7	13	6
19.8-21.2	14	6
21.3-22.6	15	6.5
22.7-24.0	16	6.5
24.1-25.4	17	7
25.5-26.8	18	7
26.9-28.2	19	7.5
28.3-31.1	20	7.5
31.2-33.9	22	8
34.0-36.0	24	8

Suponemos que la garganta será de: **a=2,5 mm**, ya que el espesor de la pala de la bisagra es de 5 mm.

Como lo suponemos habrá que comprobar si resistirá. A continuación se mostrará:

Datos iniciales:

F: Peso que soporta cada bisagra

F= 23,4 Kp

M: momento generado por F

D_{cdg de la puerta}: el ancho de la puerta es de 876 mm, así que la distancia será la mitad

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$M = F \cdot D_{\text{cdg de la puerta}} = 23,4 \cdot 876/2 = 10249,2 \text{ Kp mm}$$

σ_{fluencia} : es la misma la del material de la pieza que de la soldadura

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 39,75 \text{ Kp/mm}^2$$

Pequeña explicación sobre el tipo de soldadura elegida:

Soldadura en ángulo: Son las que unen dos superficies que forman entre sí un ángulo aproximadamente recto en una unión en T, a solape o en esquina. Los cantos de las piezas a unir son planos. El metal de aportación se sitúa entre el ángulo formado por las dos piezas a unir.

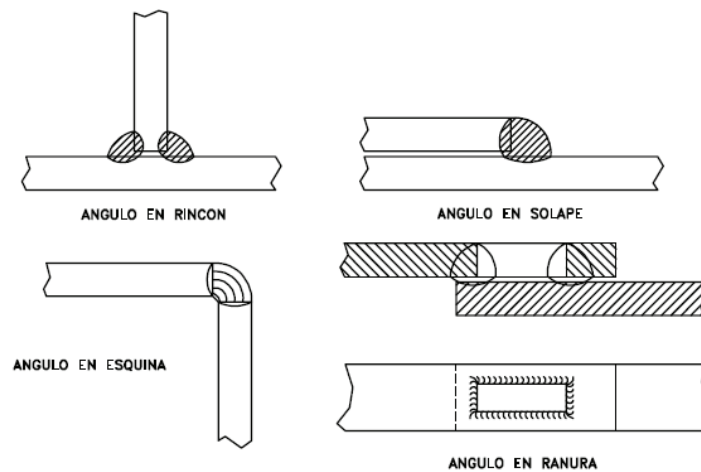
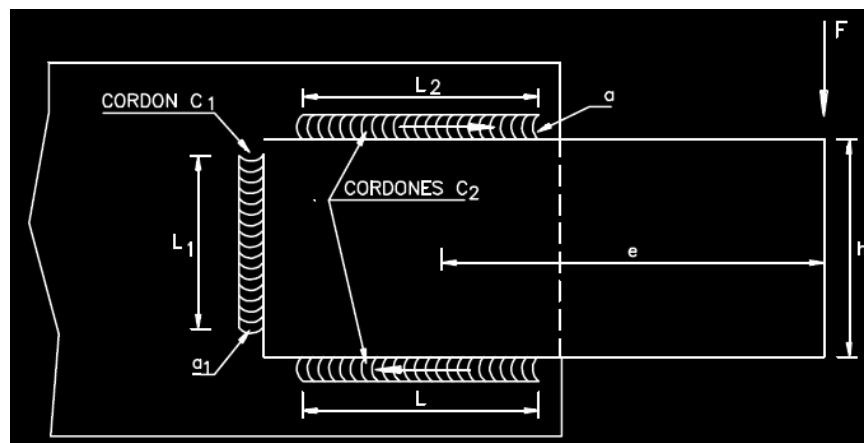


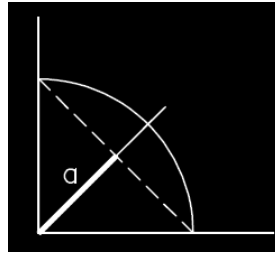
Figura 5: Soldaduras en ángulo.



Cálculo del cordón Soldadura.

Se asimila el cordón de soldadura a un triángulo isósceles (figura 18) y se toma como sección de cálculo la definida por la altura a del triángulo isósceles, por ser la sección menor.

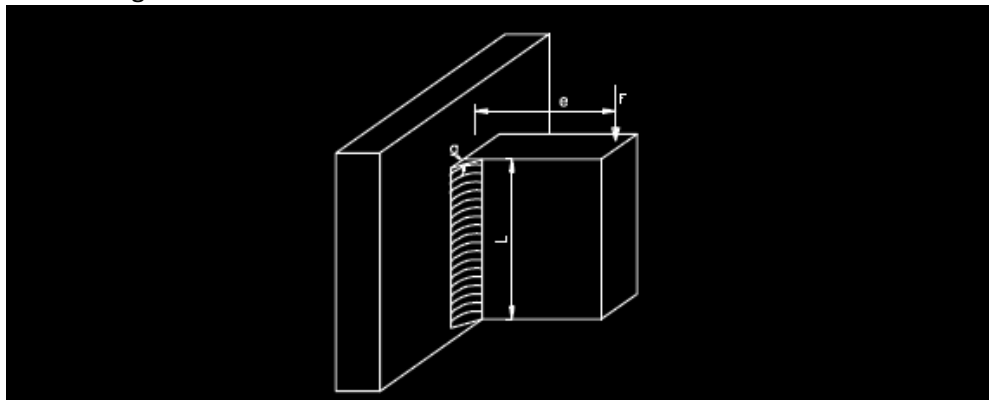
DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



Triángulo isósceles que define el cordón de soldadura.

También se acepta que las tensiones son constantes a lo largo del plano definido por la altura a y cuya superficie es $a \cdot l$, siendo l la longitud del cordón de soldadura.

La **soldadura 1** se calcula a flexión, tal y como se describe a continuación. Unión cordón frontal longitudinal:



La sección de garganta se considera abatida sobre el plano de uno cualquiera de los lados del cordón. En este plano abatido:

$$n = \frac{M}{\omega} = \frac{F}{2} e \frac{6}{a L^2} \quad t_n = 0$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} n = \tau_n = \frac{3}{\sqrt{2}} \frac{F e}{2 a L^2}$$

La tensión tangencial originada por el esfuerzo cortante puede suponerse uniforme:

$$t_a = \tau_a = \frac{F}{2 l a}$$

Combinando las tensiones obtenidas se obtendrá:

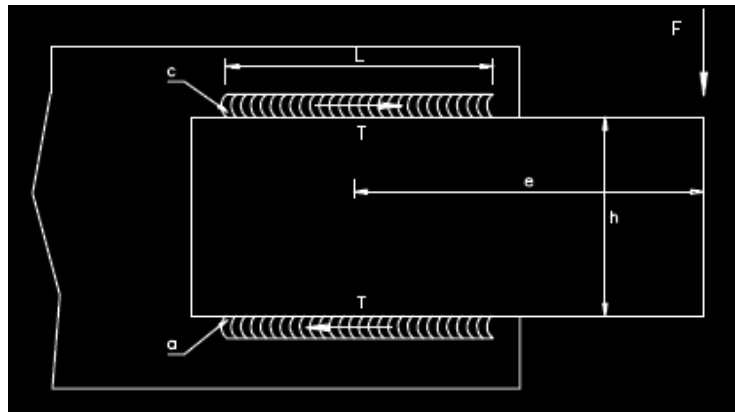
$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 1,8 (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_u$$

Si $e \gg L$, es decir, si el momento flector es grande comparado con el esfuerzo cortante, puede utilizarse la fórmula simplificada:

$$\sigma_c = 3,55 \frac{F e}{a L^2} \leq \sigma_u$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

La **soldadura 2** se calcula como se describe a continuación. Unión con sólo cordones laterales.



El momento torsor $M_t = F \cdot e$ se descompone en un par de fuerzas T que actúan sobre los cordones:

$$M_t = F \cdot e = T \left(h + 2 \frac{a}{2} \right) = T (h + a)$$

Estas fuerzas producen en los dos cordones la tensión tangencial longitudinal:

$$t_a = \tau_a = \frac{T}{a \cdot L} = \frac{M_t}{a (h + a) L}$$

$$t_n = \frac{F}{2 \cdot l \cdot a} \quad \sigma = \tau_n = \frac{1}{\sqrt{2}} t_n$$

Que se puede considerar como uniforme distribuida a lo largo de los cordones, y resulta:

$$\sigma_c = \sqrt{\sigma^2 + 1,8 (\tau_n^2 + \tau_a^2)} \leq \sigma_u$$

Cálculos específicos de nuestro caso:

$$n = \frac{M}{\omega}$$

$$t = \frac{P_v}{A_{total}}$$

$$\omega = \frac{I}{Y_{max}} = \frac{\sum_{i=1}^3 \frac{1}{12} b h^3}{Y_{max}} = \frac{1}{12} \frac{2(10 \cdot a^3) + 2(a \cdot 45^3)}{a + 45/2} = \frac{1}{12} \frac{2(10 \cdot 2,5^3) + (2,5 \cdot 45^3)}{2,5 + 45/2}$$

$$\omega = 760,42 \text{ mm}^3$$

$$A_{total} = 2 \cdot b \cdot a + a \cdot h = 2 \cdot 10 \cdot 2,5 + 2,5 \cdot 45 = 162,5 \text{ mm}$$

$$n = \frac{M}{\omega} = \frac{10249,2}{760,42} = 13,478 \text{ Kp/mm}^2$$

$$t = \frac{P_v}{A_{total}} = \frac{23,4}{162,5} = 0,144 \text{ Kp/mm}^2$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Áreas 1

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{0,144 - 13,478}{\sqrt{2}} = -9,43 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_2 = \tau_2 = 0$$

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{0,144 + 13,478}{\sqrt{2}} = 9,63 \text{ Kp/mm}^2$$

Coeficiente de seguridad: $c_s = \sigma_{\text{fluencia}} / \sigma_{\text{equi}}$

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{9,63^2 + 3(9,43^2 + 0^2)} = 18,96 \text{ Kp/mm}^2$$

$$c_s = 39,75 / 18,96 = \mathbf{2,09} \rightarrow \text{Es un válido la garganta supuesta de } a = 2,5 \text{ mm}$$

Áreas 2

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{0 - 13,478}{\sqrt{2}} = -9,53 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_2 = \tau_2 = 0,144 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{n}{\sqrt{2}} = 9,53 \text{ Kp/mm}^2$$

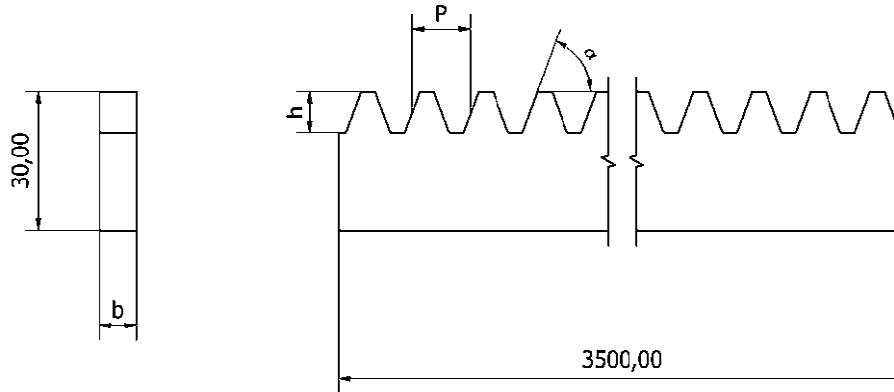
Coeficiente de seguridad: $c_s = \sigma_{\text{fluencia}} / \sigma_{\text{equi}}$

$$\sigma_{\text{equi}} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{9,53^2 + 3(9,53^2 + 0,144^2)} = 19,062 \text{ Kp/mm}^2$$

$$c_s = 39,75 / 19,062 = \mathbf{2,08} \rightarrow \text{Es un válido la garganta supuesta de } a = 2,5 \text{ mm}$$

3.3.4. Fase IV: Cálculo de la cremallera

3.3.4.1. Cremallera

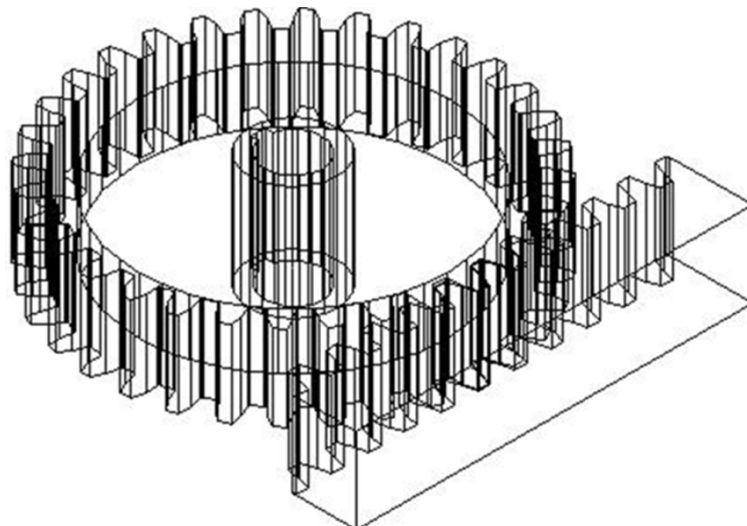


Sabemos que tiene que tener un módulo de 4 mm, dato que lo ofrece el motor.

Vamos hacer una pequeña explicación sobre el cálculo de diseño de la cremallera:

Una **cremallera** es un engranaje cilíndrico donde todas las dimensiones circulares se convierten en lineales.

Los dientes de la cremallera deben tener las mismas características que los del piñón. (M, b, ángulo de ataque) deben ser iguales sino te invito a ver la siguiente página que te explicará un engranaje cuando las medidas son métricas (mm):



M: Módulo

$M = p/\pi \rightarrow M = 4 \text{ mm} \leftarrow \text{Dato}$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

P: Paso circular

$$P = \pi \cdot M \rightarrow 12,566 \text{ mm}$$

D_p : Diámetro primitivo

$$D_p = D_e - 2M$$

D_e : Diámetro exterior

$$D_e = D_p + 2M$$

D_i : Diámetro interior

$$D_i = D_e - 2M$$

α : Ángulo de presión

$$\alpha = 20^\circ \leftarrow \text{Dato}$$

h: Altura total del filete

$$h = 2,25 \times M \text{ (ángulo de presión de } 14,5^\circ \text{ y } 20^\circ) \rightarrow h = 9 \text{ mm}$$

h_1 : Altura de la cabeza filete

$$h_1 = M \text{ (para cualquiera de los ángulos de presión)} \rightarrow h_1 = 4 \text{ mm}$$

h_2 : Altura de pie del filete

$$h_2 = 1,25 \times M \text{ (ángulo de presión de } 14,5^\circ \text{ y } 20^\circ) \rightarrow h_2 = 5 \text{ mm}$$

Material para la cremallera:

Tipo de acero	$\sigma_{\text{fluencia}} [\text{daN/mm}^2]$	$\sigma_{\text{fluencia}} [\text{Kp/mm}^2]$
F-1230	33	33,64

Comprobación del diseño y cálculo del ancho (b):

La cremallera tiene que ser arrastrada con una fuerza mayor de $T = 1,6806 \text{ Kp}$, calculado en el apartado 3. 1. 1. 2.

F_t : Fuerza tangencial

$$c_s = 3 \rightarrow \text{ya que es un engranaje de acero}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\sigma_{adm} = \sigma / c_s = 33,64/3 = 11,213 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{Mf}{\omega}$$

Siendo:

ω : Módulo resistente

$$\omega = \frac{1}{6} b S^2$$

$$M_f = F_t * h$$

$$\sigma = \frac{Mf}{\omega} = \frac{F_t * h}{\frac{1}{6} b S^2} = \frac{6 * 1,6806 * 2,25 * 4}{\frac{1}{6} b (\pi * 4 / 2)^2} = 11,213$$

$$b \geq 0,20 \text{ mm}$$

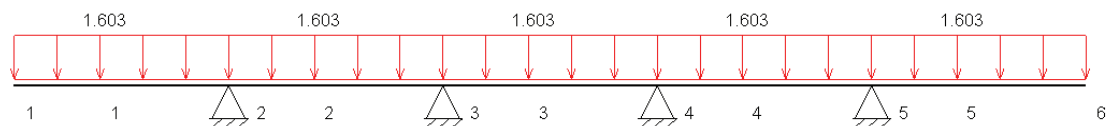
Como es un ancho muy pequeño, se sobredimensiona poniendo $b = 8 \text{ mm}$.

Cálculo de donde se aguenta la cremallera al perfil:

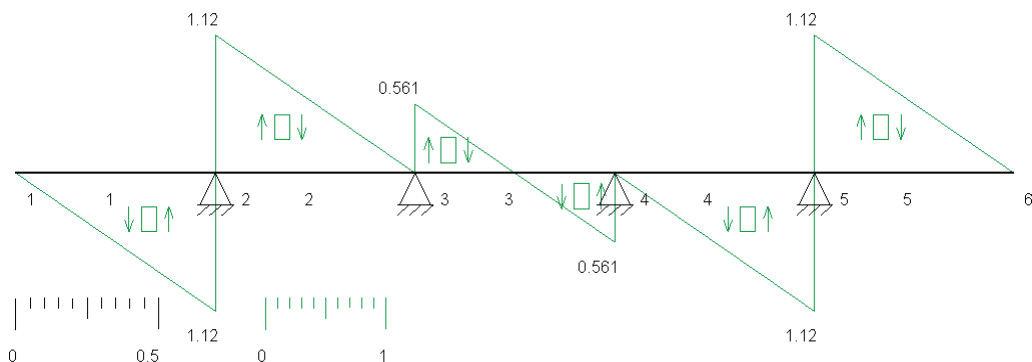
La cremallera pesa: **P=1,6Kp**

Las dos cremalleras son del mismo tamaño, ya que la puerta que tiene la puerta peatonal, no hay.

Representación, en [Kp, m]

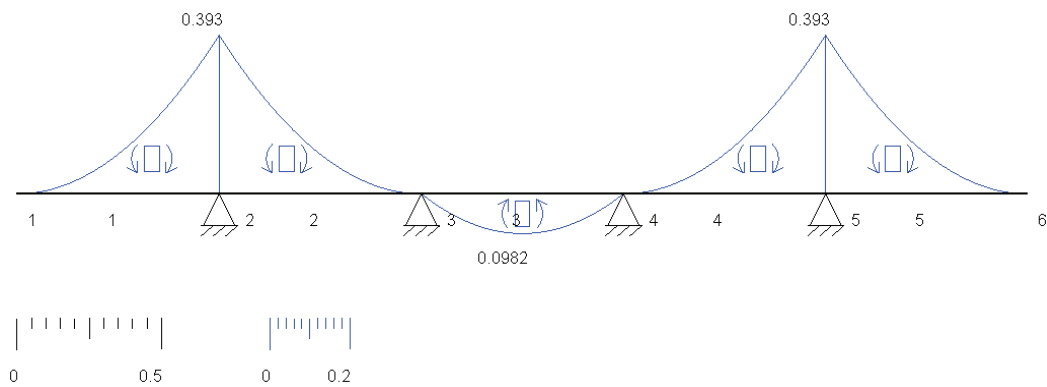


Cortante en Kp



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Momento flector en Kp m

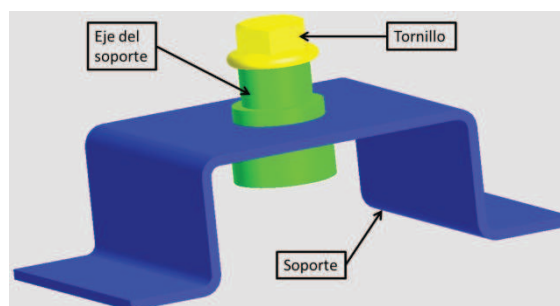


punto	desplax	desplay	giroz	reacciónx	reaccióny	momentoz	
1	0.0000e+00	-8.3841e-06	1.3973e-05				
2	0.0000e+00	0.0000e+00	5.9886e-06	0.0000e+00	2.2442e+00		
3	0.0000e+00	0.0000e+00	-1.9962e-06	0.0000e+00	5.6105e-01		
4	0.0000e+00	0.0000e+00	1.9962e-06	0.0000e+00	5.6105e-01		
5	0.0000e+00	0.0000e+00	-5.9886e-06	0.0000e+00	2.2442e+00		
6	0.0000e+00	-8.3841e-06	-1.3973e-05				
línea	punI	punF	axilI cortanteI flectorI desplai	axilF cortanteF flectorF desplaiF	axilM cortanteM flectorM desplaiM	xAxilM xCortanteM xFlectorM xDesplaiM	xAxil0 xCortante0 xFlector0
1	1	2	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -8.3841e-06	0.0000e+00 -1.1221e+00 -3.9274e-01 0.0000e+00			
2	2	3	0.0000e+00 1.1221e+00 -3.9274e-01 0.0000e+00	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00			
3	3	4	0.0000e+00 5.6105e-01 0.0000e+00 0.0000e+00	0.0000e+00 -5.6105e-01 0.0000e+00 0.0000e+00	6.6021e-07 2.5900e-01		
4	4	5	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00	0.0000e+00 9.8184e-02 -4.3667e-07 0.0000e+00	3.5000e-01 3.5000e-01		3.5000e-01
5	5	6	0.0000e+00 1.1221e+00 -3.9274e-01 0.0000e+00	0.0000e+00 0.0000e+00 0.0000e+00 -8.3841e-06	6.6021e-07 4.4100e-01		
tensión equivalente von Mises máxima 3.0658e+04							

Teniendo en cuenta lo anterior podemos empezar a calcular los soportes que unen la cremallera con el perfil.

3.3.4.2. Soporte

Los soportes tienen un aspecto:



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

El eje del soporte es donde apoya la cremallera.

La carga máxima que soporta un eje es P, referido al peso de la cremallera, anteriormente calculado:

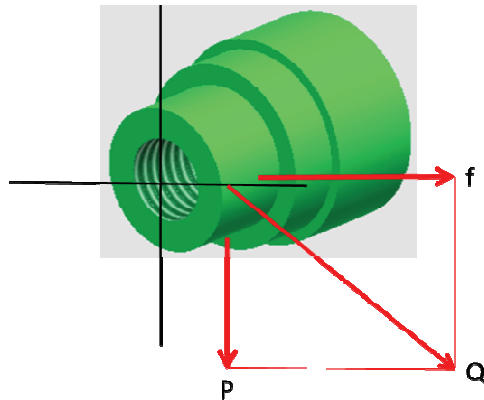
$$P = 2,244 \text{ Kp}$$

También sufre la carga de empuje que es F, como hay 4 soportes, se reparte:

$$F = 1,6806 \text{ Kp}$$

f: es la carga de empuje que soporta un soporte.

$$f = F/4 = 0,42 \text{ Kp}$$



Tipo de acero	σ_{fluencia} [daN/mm ²]	σ_{fluencia} [Kp/mm ²]
F-1120	27	27,52

Q: Carga equivalente

$$Q = \sqrt{f^2 + P^2} = \sqrt{0,42^2 + 2,244^2} = 2,283 \text{ Kp}$$

Cálculo de tensiones justo donde apoya la cremallera:

$$D = 14 \text{ mm}$$

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{C_s} = \frac{27,52}{3,5} = 7,86 \text{ Kp/mm}^2$$
$$\tau_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{adm}}}{2} = 3,93 \text{ Kp/mm}^2$$

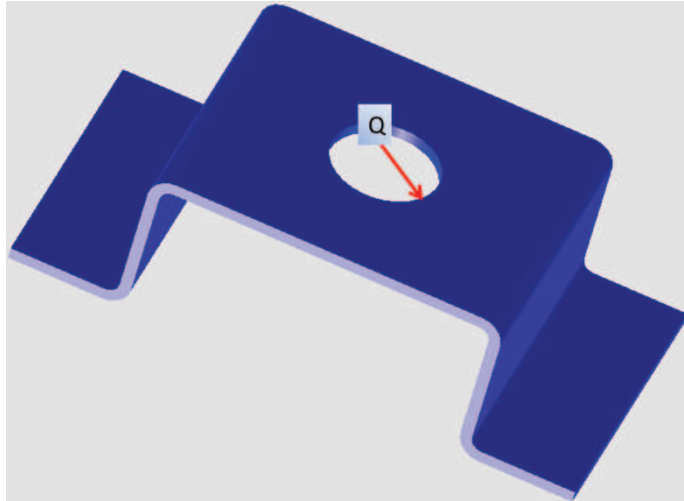
DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Cálculo a cizalladura

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_c = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi(D^2 - d^2)/4} = \frac{2,283}{\pi(14^2 - 8^2)/4} = 0,022 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{\text{máx}} \leq \tau_{\text{adm}} = 3,93 \text{ Kp/mm}^2$$

Válido el dimensionado del eje.



Tipo de acero	σ_{fluencia} [daN/mm ²]	σ_{fluencia} [Kp/mm ²]
F-1100	23	23,44

Cálculo de tensiones donde apoya el eje en soporte:

D= 18 mm

e= 2 mm

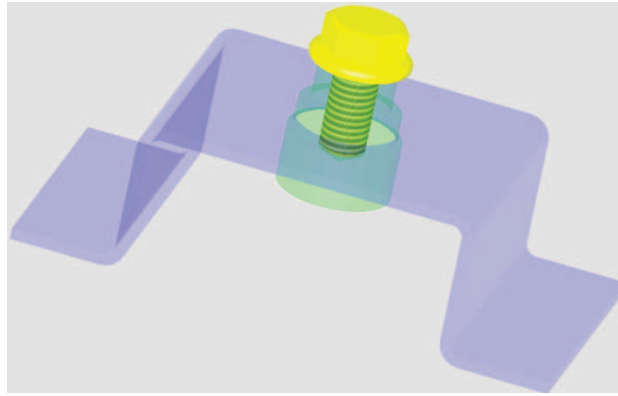
$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{C_s} = \frac{23,44}{3,5} = 6,69 \text{ Kp/mm}^2$$

Cálculo de tensión de presión

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Q}{D \cdot e} = \frac{2,283}{18 \cdot 2} = 0,06 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{adm}} = 6,69 \text{ Kp/mm}^2 \rightarrow \text{Válido el espesor del soporte.}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



El tornillo tiene como función fijar todo el conjunto, del eje al perfil.

Utilizaremos un tornillo con cabeza hexagonal con arandela estampada, o también llamada, tornillo de cabeza hexagonal con valona. Este tornillo se utiliza para uniones con gran apriete, sin necesidad de utilizar arandela entre la cabeza del tornillo y la pieza a unir.

Su referencia será:

A continuación se mostrará el par de apriete necesario para fijar el tornillo

Datos:

$$p = 1,5 \text{ mm}$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$\sigma_e = 640 \text{ N/mm}^2 = 65,24 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_e / 1,4 = 65,24 / 1,4 = 46,6 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma = \sigma_{adm} / 1,35 = 34,52 \text{ Kp/mm}^2$$

$$F_{Mmax} = \sigma \cdot A_T$$

$$A_T = \pi d_{resistente}^2 / 4 = \pi (d^2 - (0,9381p)^2) / 4 = \pi (10^2 - (0,9381 \cdot 1,5)^2) / 4$$

$$A_T = 76,98 \text{ mm}^2$$

$$F_{Mmax} = \sigma \cdot A_T = 34,52 \cdot 76,98$$

$$F_{Mmax} = 2657,24 \text{ Kp}$$

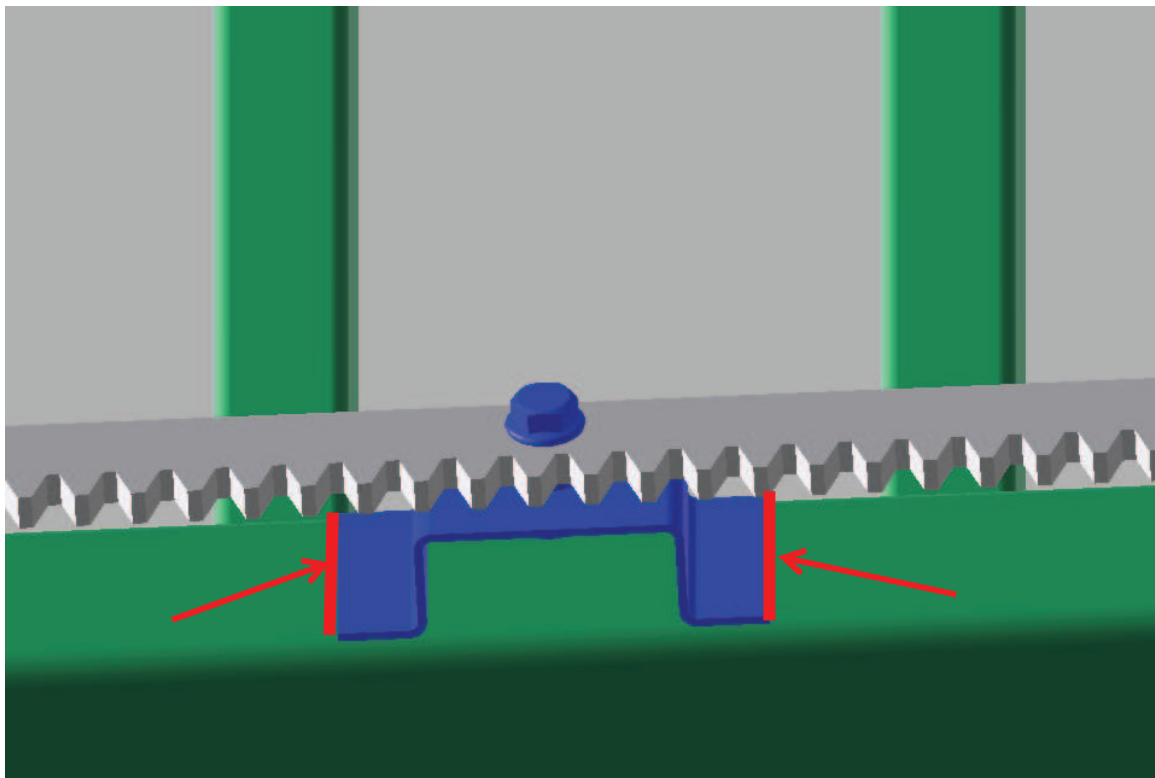
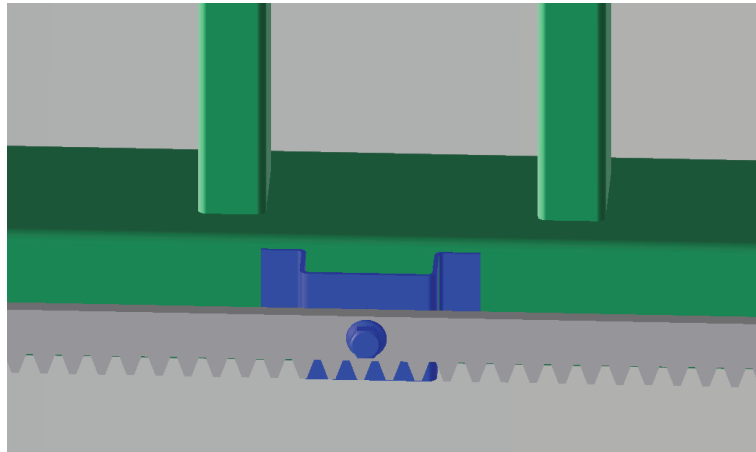
$$M'_m = 0,2 \cdot F_{Mmax} \cdot d = 0,2 \cdot 2657,24 \cdot 10$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

El par de apriete será:

$$M'_m = 5314,47 \text{ Kp mm}$$

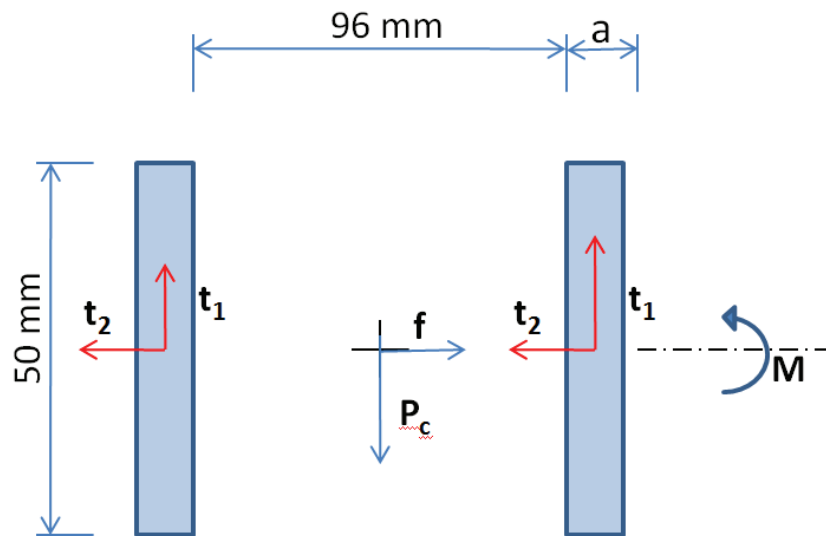
3.3.4.3. Soldadura del soporte con la cremallera



En este caso se empleará la unión en ángulo en solape.

En este tipo de unión si es necesario hacer el cálculo de resistencia para obtener el cordón:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



$$n = \frac{M}{\omega}$$

$$t_1 = \frac{P_c}{A_{total}}$$

$$t_2 = \frac{f}{A_{total}}$$

Siendo:

P_c : peso de la cremallera

$$P_c = 2,244 \text{ Kp}$$

f : fuerza de arrastre

$$f = 0,42 \text{ Kp}$$

$$\omega = \frac{I}{Y_{max}} = \frac{\sum_{i=1}^2 \frac{1}{12} b h^3}{Y_{max}} = \frac{1}{12} \frac{2(50 \cdot a^3)}{50/2} = \frac{1}{12} \frac{2(50 \cdot 2,5^3)}{50/2} = 5,208 \text{ mm}^3$$

$$\omega = 5,208 \text{ mm}^3$$

$$A_{total} = 2 \cdot b \cdot a = 2 \cdot 50 \cdot 2,5 = 250 \text{ mm}$$

$$M = \sqrt{M_{pc}^2 + M_f^2}$$

d : distancia del punto de aplicación de la fuerza a la soldadura

$$d = 27 \text{ mm}$$

$$M_{pc} = P_c \cdot d = 60,588 \text{ Kp mm}$$

$$M_f = f \cdot d = 11,34 \text{ Kp mm}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$M = \sqrt{60,588^2 + 11,34^2} = 61,64 \text{ Kp mm}$$

$$n = \frac{M}{\omega} = \frac{61,64}{5,208} = 11,84 \text{ Kp/mm}^2$$

$$t_1 = \frac{Pv}{A_{total}} = \frac{2,244}{250} = 0,0089 \text{ Kp/mm}^2$$

$$t_2 = \frac{f}{A_{total}} = \frac{0,42}{250} = 0,0017 \text{ Kp/mm}^2$$

Área

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{0,0089 - 11,84}{\sqrt{2}} = -8,37 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_2 = t_2 = 0,0017 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{0,0089 + 11,84}{\sqrt{2}} = 8,38 \text{ Kp/mm}^2$$

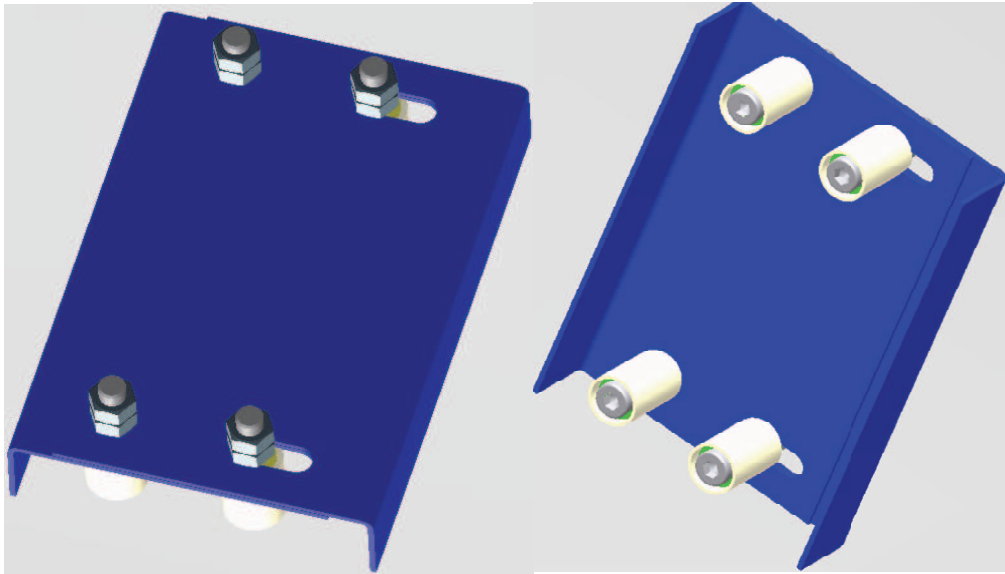
Coefficiente de seguridad: $c_s = \sigma_{fluencia} / \sigma_{equi}$

$$\sigma_{fluencia} = 23,44 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_{equi} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{8,38^2 + 3(8,37^2 + 0,0017^2)} = 16,74 \text{ Kp/mm}^2$$

$$C_s = 23,44 / 16,74 = 1,4 \rightarrow \text{ES VÁLIDO EL VALOR DE LA GARGANTA DE } a = 2,5 \text{ mm}$$

3.3.5. Fase V: Cálculo de guías

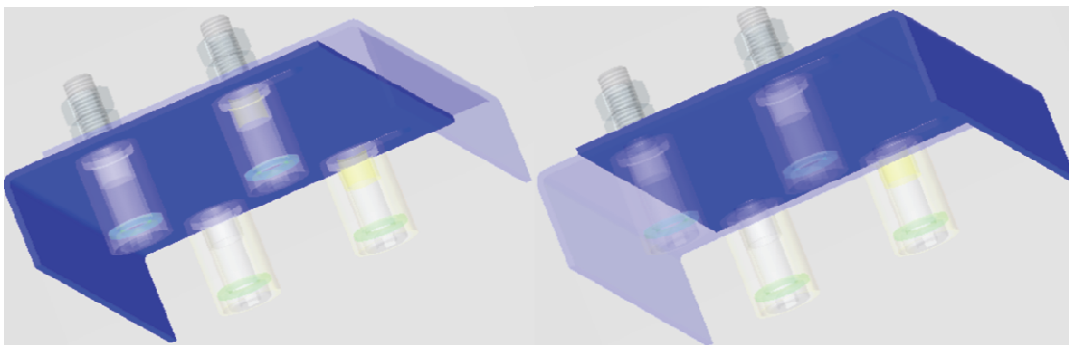


La utilidad de las guías es el mantener recta la trayectoria de la puerta. Sufre pocas cargas, realmente solo aguanta su propio peso y la fuerza del aire, que como ya calculamos inicialmente, es despreciable.

Hay que tener en cuenta:

- El ancho del perfil de la puerta para que pase por medio.
- Que tenga una altura que permita levantar la puerta lo suficiente, por si hubiera que reparar algún elemento de la roldana

3.3.5.1. Soportes



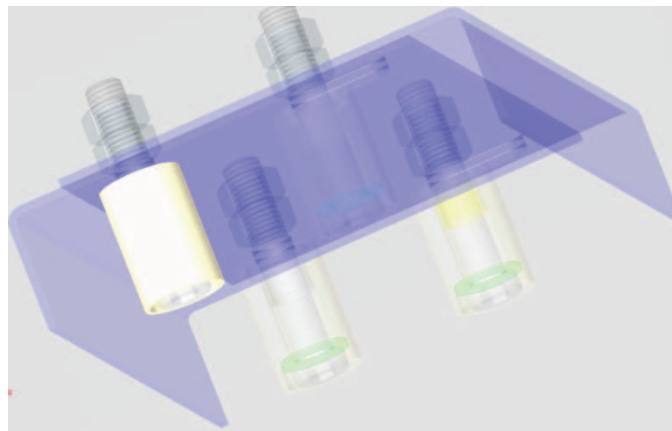
DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Tipo de acero	σ_{fluencia} [daN/mm ²]	σ_{fluencia} [Kp/mm ²]
F-1150	39	39,75

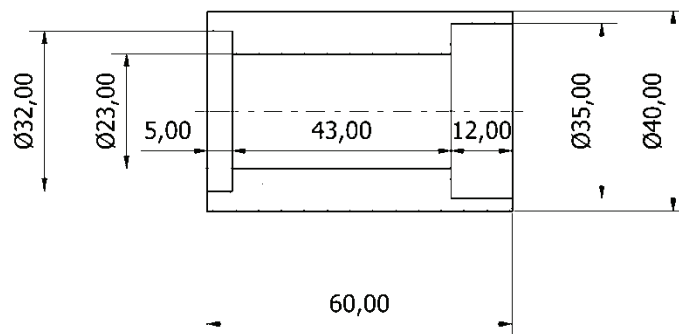
La función de los soportes es el de sujetar los rodillos y fijarlos con los pilares a través de soldadura.

3.3.5.2. Rodillo de nylon

Los rodillos son de nylon para que sea más silencioso el movimiento de las puertas y para amortiguar si hubiera un pequeño movimiento causado por viento.



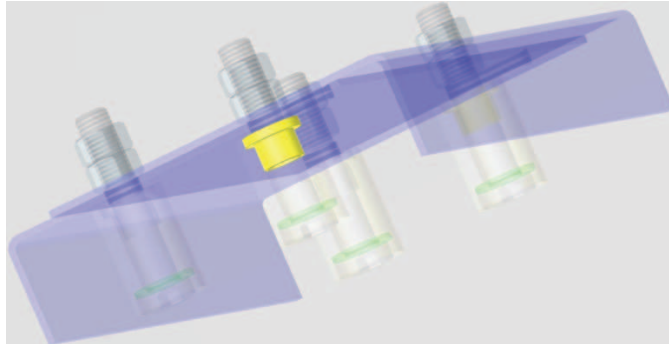
Tipo de material	σ_{fluencia} [daN/mm ²]	σ_{fluencia} [Kp/mm ²]
Nylon	32	32,62



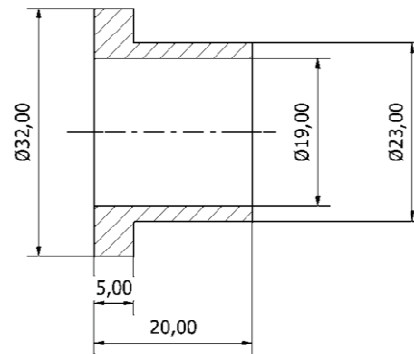
3.3.5.3. Casquillo

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Su función es dejar libre el tornillo, pues el casquillo está fijo al rodillo de nylon, que tiene movimiento.



Tipo de acero	σ_{fluencia} [daN/mm ²]	σ_{fluencia} [Kp/mm ²]
F-1100	23	23,44



3.3.5.4. Tornillos

El tornillo tiene como función unir el rodillo al soporte, siendo como un eje y dejando moverse alrededor del eje.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

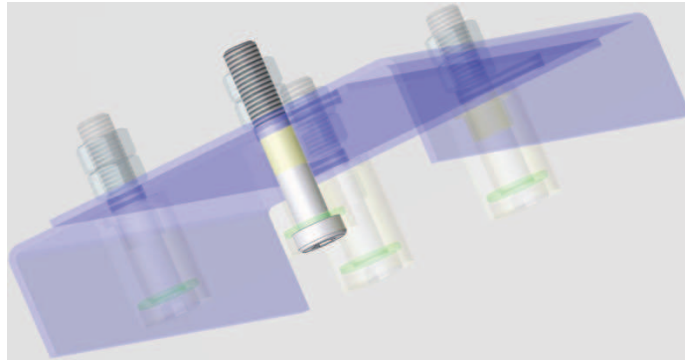


Tabla 4.3 Características mecánicas de los aceros de los tornillos, tuercas y arandelas

Clase	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
Tensión de límite elástico f_y (N/mm ²)	240	300	480	640	900
Tensión de rotura f_u (N/mm ²)	400	500	600	800	1.000

Utilizaremos un tornillo con cabeza cilíndrica con hexágono interior. Este tornillo se utiliza para uniones con buen apriete en lugares angostos, con posibilidad de ocultar la cabeza del tornillo en un avellanado cilíndrico.

Su referencia será:

Designación	Diámetro del eje [mm]	Anchura a través de [mm]	Diámetro de la rosca [mm]	Diámetro de punta [mm]	Ángulo del chafn [degree]	Ángulo del chafn [degree]	H...	Descripción de ro...	Diámetro de separ [mm]	Salida de la rosca [mm]	Salida de la rosca [mm]	Ángulo de apertu [degree]	Tipo de rosca	Designa...	Nombre de archivo
M18 x 40	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 40	DIN 7984 - M18 x 40
M18 x 45	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 45	DIN 7984 - M18 x 45
M18 x 50	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 50	DIN 7984 - M18 x 50
M18 x 55	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 55	DIN 7984 - M18 x 55
M18 x 60	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 60	DIN 7984 - M18 x 60
M18 x 70	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 70	DIN 7984 - M18 x 70
M18 x 80	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 80	DIN 7984 - M18 x 80
M18 x 90	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 90	DIN 7984 - M18 x 90
M18 x 100	18	13,86	18	14,9328	45	120	0,4	M18x2,5	14,9328	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M18 x 100	DIN 7984 - M18 x ...
M20 x 40	20	16,17	20	16,9327	45	120	0,4	M20x2,5	16,9327	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M20 x 40	DIN 7984 - M20 x 40
M20 x 45	20	16,17	20	16,9327	45	120	0,4	M20x2,5	16,9327	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M20 x 45	DIN 7984 - M20 x 45
M20 x 50	20	16,17	20	16,9327	45	120	0,4	M20x2,5	16,9327	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M20 x 50	DIN 7984 - M20 x 50
M20 x 55	20	16,17	20	16,9327	45	120	0,4	M20x2,5	16,9327	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M20 x 55	DIN 7984 - M20 x 55
M20 x 60	20	16,17	20	16,9327	45	120	0,4	M20x2,5	16,9327	1,53363	1,53363	30	ISO Metric profile	M20 x 60	DIN 7984 - M20 x 60

Se calculará a qué clase de acero pertenece el tornillo:

Tiene que aguantar la carga del viento. Como calculamos en los apartados 3.3.2.1. y 3.3.2.2., la máxima carga será de $F_v = 126,26$ Kp. Cálculo a flexión y cortante o cizalladura:

Flexión

Datos a tener en cuenta:

$D = \varnothing 18$ mm

$L = 40$ mm

f : Fuerza que soporta cada rodillo

$f = F/2 = 63,13$ Kp

$$M_f = f \cdot L = 63,13 \cdot 40 = 2525,2 \text{ Kp mm}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\sigma_f = \frac{Mf}{\pi D^3 / 32} = \frac{2525,2}{\pi 18^3 / 32}$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_f = 4,41 \text{ Kp/mm}^2$$

Cizalladura

$$\tau_c = \frac{f}{Ac}$$

$$Ac = \pi D^2 / 4$$

$$Ac = \pi 18^2 / 4 = 254,47 \text{ mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{63,13}{254,47}$$

$$\tau_c = 0,25 \text{ Kp/mm}^2$$

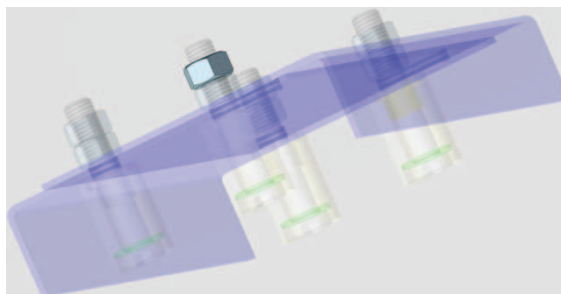
$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{Cs} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \rightarrow \frac{1}{2} \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{3,5} = \sqrt{\left(\frac{4,41}{2}\right)^2 + 0,25^2}$$

$$\sigma_{\text{fluencia}} = 15,53 \text{ Kp/mm}^2$$

Podremos elegir cualquier clase de tornillo, ya que la σ_{fluencia} es menor que la de las tablas. Así que elegiremos la **clase 8.8** ya que es la más común.

3.3.5.5. Tuercas



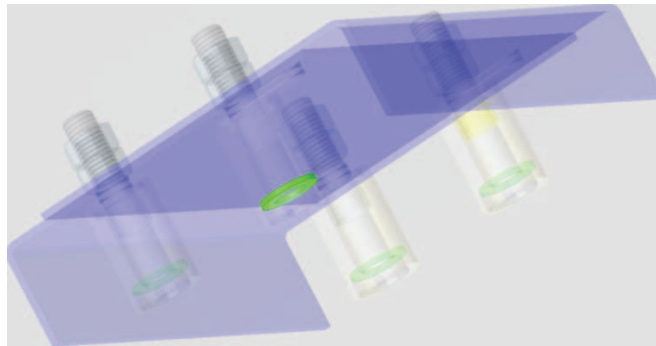
Utilizaremos una tuerca hexagonal de uso general, uniones atornilladas con gran apriete.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Altura de la cabeza [mm]	Anchura en caras p[mm]	Anchura en caras p[mm]	Anchura a través de[mm]	Anchura en caras p[mm]	Ángulo del chafán [degree]	Ángulo del chafán [degree]	Hilo por unidad	Diámetro de separac[mm]	Salida de la rosca 45[mm]	Salida de la rosca 45[mm]	Paso [mm]	Ángulo de apertura [degree]	Nombre de archivo
11	22	20,2	25,41	20,2	30	30	0,5	11,8349	1,08253	1,08253	2	30	DIN 934 - M14 x 2
13	24	22,2	27,72	22,2	30	30	0,666667	14,3762	0,811899	0,811899	1,5	30	DIN 934 - M16 x 1,5
13	24	22,2	27,72	22,2	30	30	0,5	13,8349	1,08253	1,08253	2	30	DIN 934 - M16 x 2
15	27	25,3	31,185	25,3	30	30	0,5	15,8349	1,08253	1,08253	2	30	DIN 934 - M18 x 2
15	27	25,3	31,185	25,3	30	30	0,666667	16,3762	0,811899	0,811899	1,5	30	DIN 934 - M18 x 1,5
15	27	25,3	31,185	25,3	30	30	0,4	15,2937	1,35317	1,35317	2,5	30	DIN 934 - M18 x 2,5
16	30	28,2	34,65	28,2	30	30	0,5	17,8349	1,08253	1,08253	2	30	DIN 934 - M20 x 2
16	30	28,2	34,65	28,2	30	30	0,666667	18,3762	0,811899	0,811899	1,5	30	DIN 934 - M20 x 1,5
16	30	28,2	34,65	28,2	30	30	0,4	17,2937	1,35317	1,35317	2,5	30	DIN 934 - M20 x 2,5
18	32	29,5	36,96	29,5	30	30	0,5	19,8349	1,08253	1,08253	2	30	DIN 934 - M22 x 2
18	32	29,5	36,96	29,5	30	30	0,666667	20,3762	0,811899	0,811899	1,5	30	DIN 934 - M22 x 1,5
18	32	29,5	36,96	29,5	30	30	0,4	19,2937	1,35317	1,35317	2,5	30	DIN 934 - M22 x 2,5
19	36	33,2	41,58	33,2	30	30	0,5	21,8349	1,08253	1,08253	2	30	DIN 934 - M24 x 2
19	36	33,2	41,58	33,2	30	30	0,333333	20,7524	1,6238	1,6238	3	30	DIN 934 - M24 x 3

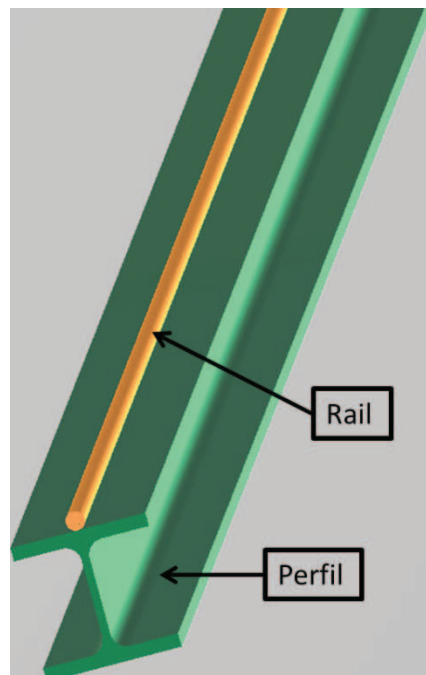
3.3.5.6. Arandelas

Su función es separar el tornillo con el rodillo de nylon, para que no gire el tornillo.



Nombre de archivo	Designación de ta...	Número de pieza	Diámetro del perno	Diámetro del perno [mm]	Diámetro interior [mm]	Diámetro exterior [mm]	Grosor [mm]
DIN 126 - 5,5	5,5	DIN 126 - 5,5	5	5	5,5	10	1
DIN 126 - 6,6	6,6	DIN 126 - 6,6	6	6	6,6	12	1,6
DIN 126 - 7,6	7,6	DIN 126 - 7,6	7	7	7,6	14	1,6
DIN 126 - 9	9	DIN 126 - 9	8	8	9	16	1,6
DIN 126 - 11	11	DIN 126 - 11	10	10	11	20	1,7
DIN 126 - 13,5	13,5	DIN 126 - 13,5	12	12	13,5	24	2,5
DIN 126 - 15,5	15,5	DIN 126 - 15,5	14	14	15,5	28	2,5
DIN 126 - 17,5	17,5	DIN 126 - 17,5	16	16	17,5	30	3
DIN 126 - 20	20	DIN 126 - 20	18	18	20	34	3
DIN 126 - 22	22	DIN 126 - 22	20	20	22	37	3
DIN 126 - 24	24	DIN 126 - 24	22	22	24	39	3
DIN 126 - 26	26	DIN 126 - 26	24	24	26	44	4
DIN 126 - 30	30	DIN 126 - 30	27	27	30	50	4
DIN 126 - 33	33	DIN 126 - 33	30	30	33	56	4
DIN 126 - 36	36	DIN 126 - 36	33	33	36	60	5

3.3.6. Fase VI: Cálculo de cimentación

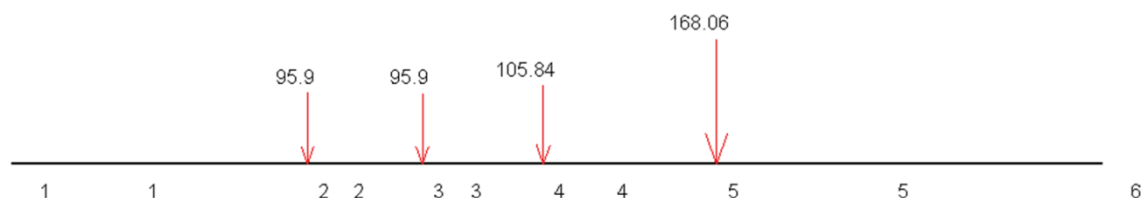


Pieza	Tipo de acero	$\sigma_{fluencia}$ [daN/mm ²]	$\sigma_{fluencia}$ [Kp/mm ²]
Rail	F-1230	33	33,64
Perfil	A-42 b	25,51	26

Como el perfil está completamente empotrado en el suelo, y como el rail esta soldado al perfil, absorbe todas las cargas el cemento, entonces para realizar el dimensionamiento solo hay que tener en cuenta la máxima carga, la cual será la carga correspondiente a la carga que transmite la roldana que está debajo de la puerta peatonal:

$$F = 168,06 \text{ Kp}$$

Aspecto de la distribución de las cargas cuando las dos puertas están cerradas:



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

3.3.6.1. Cálculo de las dimensiones del perfil IPN

Siendo:

Cs: coeficiente de seguridad

Cs= 3,5

σ_{adm} : Tensión admitida para ese material para ese esfuerzo

σ_{Perfil} : Resistencia del material

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{perfil}}{Cs} = \frac{26}{3,5} = 7,43 \text{ Kp/mm}^2$$

Cálculo de resistencia a compresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A}$$

$$A: \text{incógnita} \rightarrow A = \frac{F}{\sigma_{adm}} = \frac{168,06}{7,43} = 22,62 \text{ mm}^2$$

El perfil IPN debe de tener como mínimo un área de 22,62 mm²

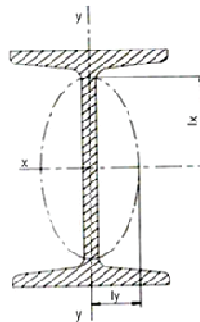
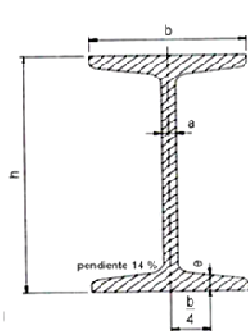
Utilizaremos el siguiente perfil, ya que en el mercado es más fácil encontrarlo, porque el teórico es muy pequeño:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Perfiles IPN

Medidas Y Propiedades De La Sección De Los Perfiles IPN

Designación del perfil	Altura de la sección (mm)	Ancho del ala (mm)	Espesor del ala (mm)	Espesor del alma (mm)	Radios (mm)		Area de la sección (cm ²)	Masa nominal por unidad de longitud (kg/m)	Momento de inercia (cm ⁴)		Modulo resistente (cm ³)		Radios de giro (cm)	
-	h	b	a	e	r	r ₁	F	-	I _x	I _y	W _x	W _y	k _x	k _y
IPN 80 *	80	42	3.9	5.9	3.9	2.3	7.58	5.95	77.8	6.29	19.5	3	3.2	0.91
IPN 100 *	100	50	4.5	6.8	4.5	2.7	10.6	8.32	171	12.2	34.2	4.88	4.01	1.07
IPN 120 *	120	58	5.1	7.7	5.1	3.1	14.2	11.2	328	21.5	54.7	7.41	4.81	1.23
IPN 140 *	140	66	5.7	8.6	5.7	3.4	18.3	14.3	573	35.2	81.9	10.7	5.61	1.4
IPN 160 *	160	74	6.3	9.5	6.3	3.8	22.8	17.9	935	54.7	117	14.8	6.4	1.55
IPN 180	180	82	6.9	10.4	6.9	4.1	27.9	21.9	1450	81.3	161	19.8	7.2	1.71
IPN 200	200	90	7.5	11.3	7.5	4.5	33.5	26.2	2140	117	214	26	8	1.87
IPN 220	220	98	8.1	12.2	8.1	4.9	39.6	31.1	3060	162	278	33.1	8.8	2.02
IPN 240	240	106	8.7	13.1	8.7	5.2	46.1	36.2	4250	221	354	41.7	9.59	2.2
IPN 260	260	113	9.4	14.1	9.4	5.6	53.3	41.9	5740	228	442	51	10.4	2.32
IPN 280	280	119	10.1	15.2	10.1	6.1	61	47.9	7590	364	542	61.2	11.1	2.45
IPN 300	300	125	10.8	16.2	10.8	6.5	69.1	54.2	9800	451	653	72.2	11.9	2.56
IPN 320	320	131	11.5	17.3	11.5	6.9	77.7	61	12510	555	782	84.7	12.7	2.67
IPN 340	340	137	12.2	18.3	12.2	7.3	86.7	68	15700	674	923	98.4	13.5	2.8
IPN 360	360	143	13	19.5	13	7.8	97	76.1	19610	818	1090	114	14.2	2.9
IPN 380	380	149	13.7	20.5	13.7	8.2	107	84	24010	975	1260	131	15	3.02
IPN 400	400	155	14.4	21.6	14.4	8.6	118	92.4	29210	1160	1460	149	15.7	3.13
IPN 425	425	163	15.3	23	15.3	9.2	132	104	36970	1440	1740	176	16.7	3.3
IPN 450	450	170	16.2	24.3	16.2	9.7	147	115	45850	1730	2040	203	17.7	3.43
IPN 475	475	178	17.1	25.6	17.1	10.3	163	128	56430	2090	2380	235	18.6	3.6
IPN 500	500	185	18	27	18	10.8	179	141	68740	2480	2750	268	19.6	3.72
IPN 550	550	200	19	30	19	11.9	212	168	99180	3490	3610	349	21.6	4.02



3.3.6.2. Cálculo del raíl

Siendo:

Cs: coeficiente de seguridad

Cs= 3,5

σ_{adm} : Tensión admitida para ese material para ese esfuerzo

σ_{Rail} : Resistencia del material

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rail}}{Cs} = \frac{33,64}{3,5} = 9,61 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{1}{2} \sigma_{adm} = 4,805 \text{ Kp/mm}^2$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Cálculo de resistencia a cortadura:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{A}$$

$$A: \text{incógnita} \rightarrow A = \frac{F}{\tau_{adm}} = \frac{168,06}{4,805} = 34,98 \text{ mm}^2$$

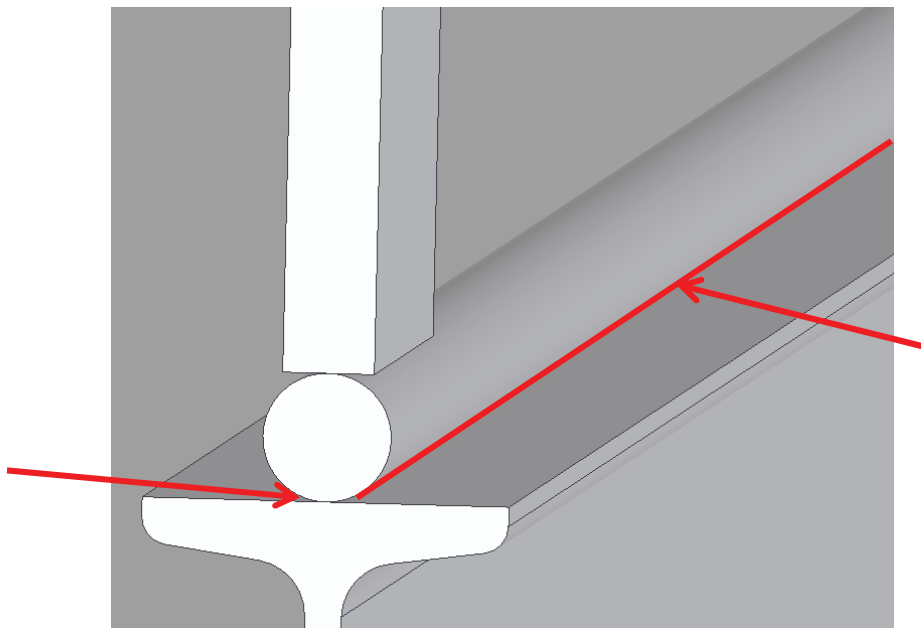
$$A = \pi R^2$$

Siendo R: el radio del rail.

$$34,98 = \pi R^2 \rightarrow R = 3,33 \text{ mm}$$

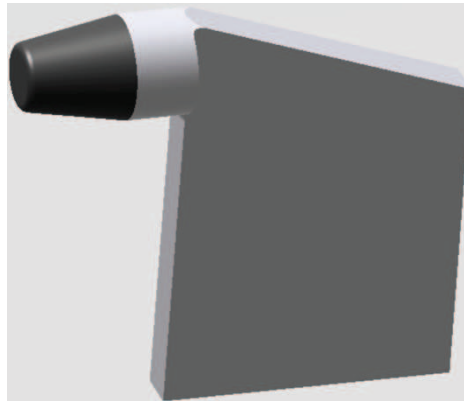
Utilizaremos un radio de 3,5 mm para nuestra puerta.

3.3.6.3. Soldadura de la unión del perfil IPN y el raíl



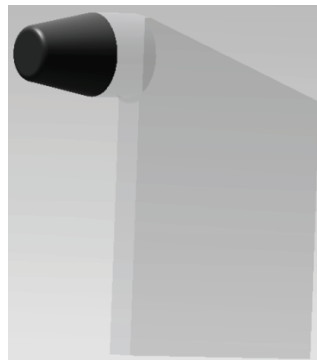
Solo se empleará la soldadura a tope. En este caso no se necesitará preparar las uniones, ya que en la unión de la base del perfil con el raíl que es un tubo redondo, ya deja hueco que se rellenará y quedará unido.

3.3.7. Fase VII: Cálculo del tope



Pieza	Tipo	$\sigma_{\text{fluencia}} [\text{daN/mm}^2]$	$\sigma_{\text{fluencia}} [\text{Kp/mm}^2]$
Tope de nylon	Nylon	32	32,62
Estructura de acero	F-1150	40	40,77

Dimensionamiento del tope de nylon:



El tope se encarga de amortiguar el golpe que da la puerta al llegar al final de su carrera. Realmente llega con carga mínima, ya que el motor va reduciendo su velocidad cuando va a finalizar la carrera.

El tope de nylon sufre una carga de compresión, vamos a calcular el mínimo área que debe de tener:

Compresión

F: fuerza con la que se mueve la puerta

$$F = 1,6806 \text{ Kp}$$

Siendo:

Cs: coeficiente de seguridad

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$C_s = 3,5$$

σ_{adm} : Tensión admitida para ese material para ese esfuerzo

σ_{Nylon} : Resistencia del material

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{nylon}}{C_s} = \frac{32,62}{3,5} = 9,32 \text{ Kp/mm}^2$$

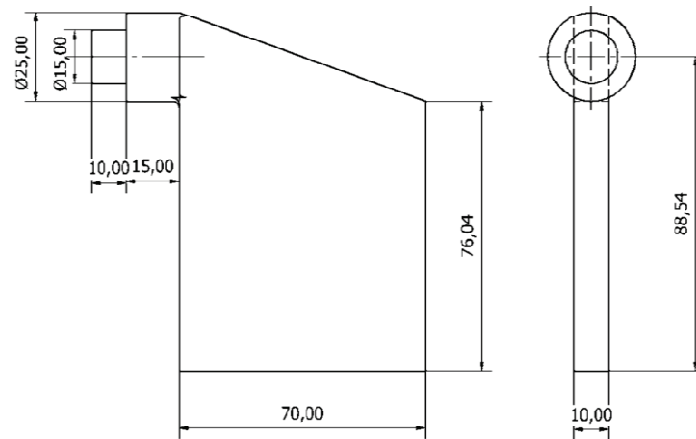
$$\sigma_{adm} = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{\sigma_{adm}} = \frac{1,6806}{9,32} = 0,17 \text{ mm}^2$$

$$A = \pi R^2 \rightarrow 0,17 = \pi R^2$$

$$R = 0,23 \text{ mm}$$

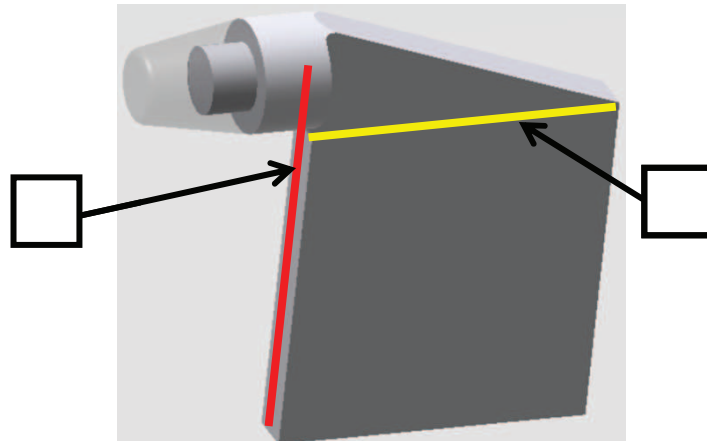
Como es una cifra muy pequeña, la sobredimensionaremos, **R= 16 mm**

Se había supuesto inicialmente un diseño:



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Estudio del cálculo del tope de soporte:



F: fuerza con la que se mueve la puerta

$$F = 1,6806 \text{ Kp}$$

Siendo:

Cs: coeficiente de seguridad

$$Cs = 3,5$$

σ_{adm} : Tensión admitida para ese material para ese esfuerzo

σ_{Nylon} : Resistencia del material

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{soporte}}{Cs} = \frac{40,77}{3,5} = 11,65 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{1}{2} \sigma_{adm} = 5,824 \text{ Kp/mm}^2$$

Cálculo a cortante justo en 1:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{A}$$

$$A = 10 \text{ mm} * 70 \text{ mm} = 700 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{1,6806}{700} = 0,0024 \text{ Kp/mm}^2$$

Cálculo a flexión justo en 2:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} Y_{max}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

Siendo:

M_f : Momento flector

$$M_f = F \cdot h = 1,6806 \cdot 88,54 = 148,8 \text{ Kp mm}$$

I : Momento de inercia

$$I = bh^3/12 = 10 \cdot (88,54 + 12,5)^3 / 12 = 859,6 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

$$Y_{\max} = (88,54 + 12,5) / 2 = 50,52 \text{ mm}$$

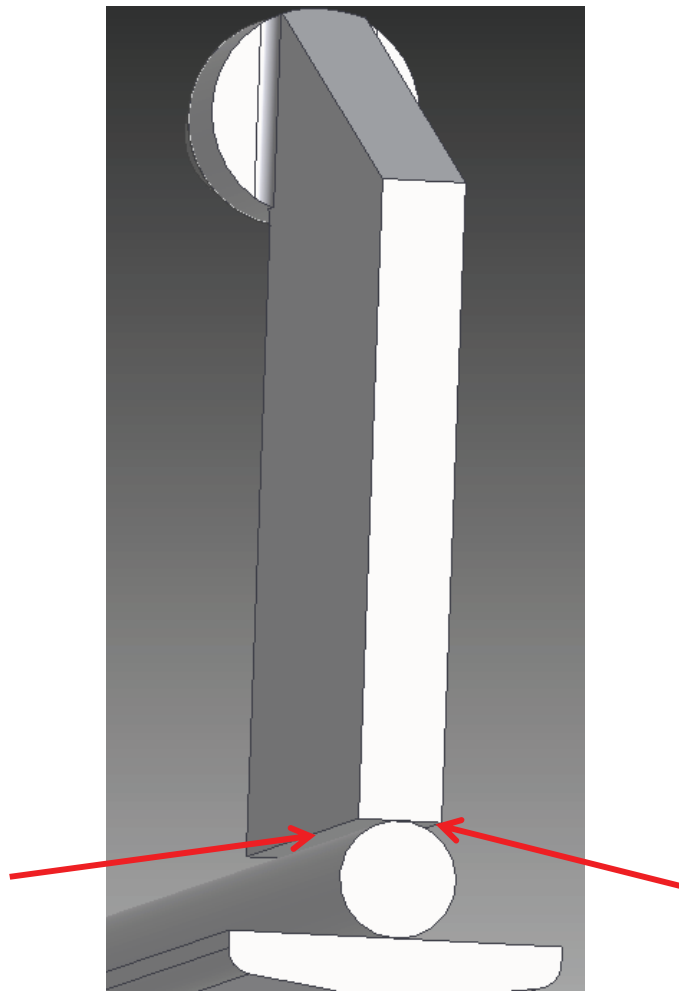
$$\sigma_f = \frac{M_f}{I} Y_{\max} = \frac{148,8}{859,6 \cdot 10^3} 50,52 = 8,74 \cdot 10^{-3} \text{ Kp/mm}^2$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

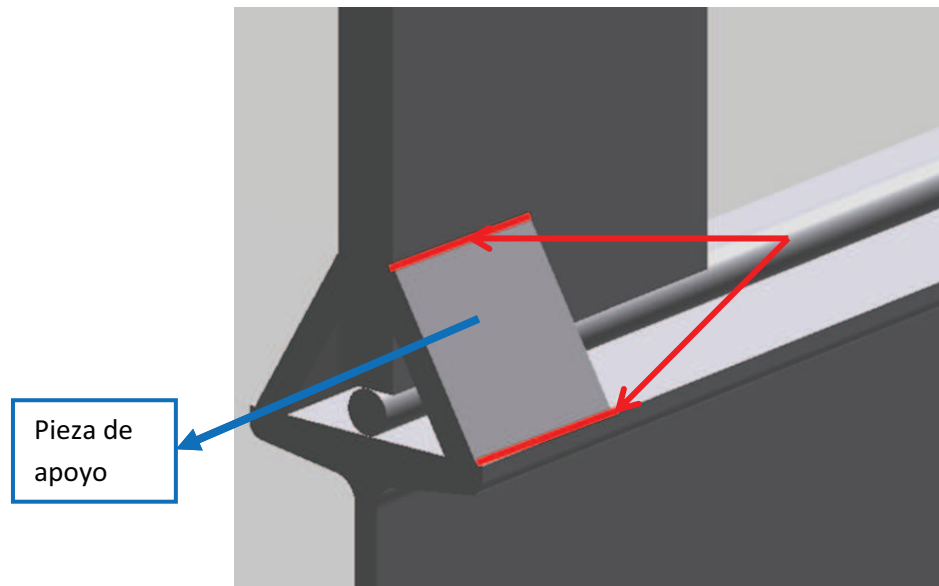
$$\sigma_e = \sqrt{(8,74 \cdot 10^{-3})^2 + 3 \cdot 0,0024^2} = 0,0425 \text{ Kp/mm}^2 \leq \sigma_{\text{adm}}$$

Es válido las dimensiones

3.3.7.1. Soldadura de la unión de la base del tope y el raíl



DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



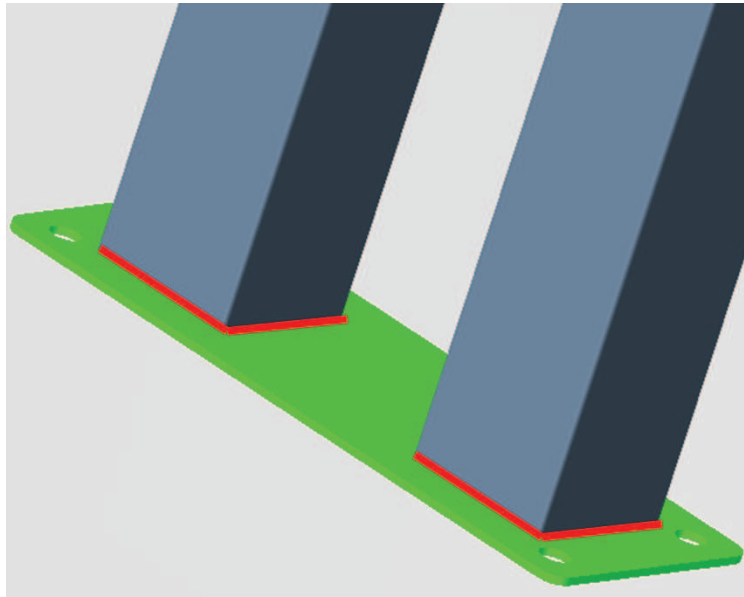
Solo se empleará la soldadura a tope. En este caso no se necesitará preparar las uniones, ya que en la unión de la base del perfil con el raíl que es un tubo redondo, ya deja hueco que se rellenará y quedará unido.

3.3.8. Pilares



PERFIL	DIMENSIONES [mm]	ESPESOR [mm]	DENSIDAD [Kg/m]	$\sigma_{\text{Admisible}}$ [Kp/mm ²]	MATERIAL	Cantidad
pilar	80x80	2	7,027	27,5	S275	8 perfiles

3.3.8.1. Pie de los pilares



Los pilares son los encargados de soportar toda la carga dinámica del viento, y su punto más desfavorable es donde apoyan los pilares, la cual estará soldada:

Primero hay que ver la presión máxima que soporta, ya calculado en el apartado 3.3.2. donde se hacía un estudio detallado de la estructura de las puertas:

Puerta sin entrada peatonal:

$$P_{v1} = 87,74 \text{ Kp}$$

Puerta con acceso peatonal:

$$P_{v2} = 126,26 \text{ Kp}$$

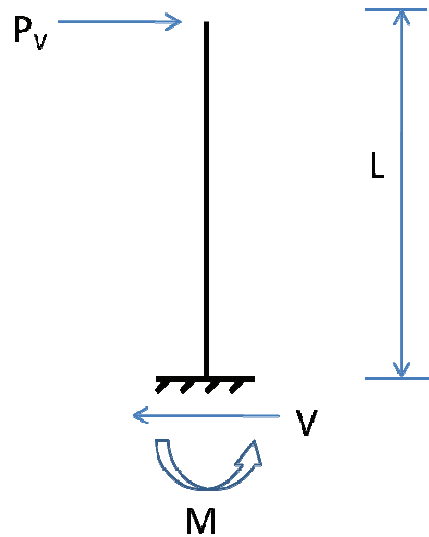
Utilizaremos la carga mayor: $P_{v2} = 126,26 \text{ Kp}$

La carga se transmite a los pilares a través de las guías, simplificándola en una fuerza puntual en los extremos de los pilares.

La carga se repartirá entre los dos pilares, por lo cual, cada pilar soportará:

$$P_V = P_{v2} / 2 = 63,13 \text{ Kp}$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



Siendo:

$$L = 2,07 \text{ m}$$

$$P_v = 63,13 \text{ Kp}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$V = P_v = 63,13 \text{ Kp}$$

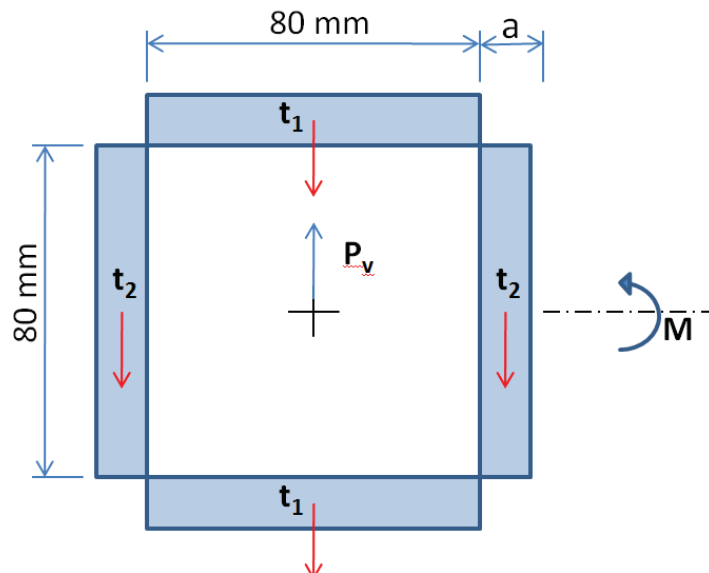
$$\sum M = 0$$

$$M = P_v \cdot L = 130,68 \text{ Kp m} = 130680 \text{ Kp mm}$$

Sabiendo la carga que soporta, entraremos en el cálculo de la soldadura:

Supondremos una garganta de $a = 2,5 \text{ mm}$, y comprobaremos si soporta la carga de viento:

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL



$$n = \frac{M}{\omega}$$

$$t = \frac{P_v}{A_{total}}$$

$$\omega = \frac{I}{Y_{max}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \frac{1}{12} b h^3}{Y_{max}} = \frac{1}{12} \frac{2(80 \cdot a^3) + 2(a \cdot 80^3)}{a + 80/2} = \frac{1}{12} \frac{2(80 \cdot 2,5^3) + 2(2,5 \cdot 80^3)}{2,5 + 80/2}$$

$$\omega = 5024,51 \text{ mm}^3$$

$$A_{total} = 4 \cdot b \cdot a = 4 \cdot 80 \cdot 2,5 = 800 \text{ mm}$$

$$n = \frac{M}{\omega} = \frac{130680}{5024,51} = 26,008 \text{ Kp/mm}^2$$

$$t = \frac{P_v}{A_{total}} = \frac{63,13}{800} = 0,0789 \text{ Kp/mm}^2$$

Áreas 1

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{0,0789 - 26,008}{\sqrt{2}} = 18,33 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_2 = t_2 = 0$$

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{0,0789 + 26,008}{\sqrt{2}} = 18,45 \text{ Kp/mm}^2$$

Coefficiente de seguridad: $c_s = \sigma_{fluencia} / \sigma_{equi}$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

La $\sigma_{fluencia}$ será la misma que el del pilar: $\sigma_{fluencia} = 27,5 \text{ Kp/mm}^2$

$$\sigma_{equi} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{18,45^2 + 3(18,33^2 + 0^2)} = 36,78 \text{ Kp/mm}^2$$

$$c_s = 12/36,78 = 0,326 \rightarrow \text{NO ES VÁLIDO EL VALOR DE LA GARGANTA DE } a = 2,5 \text{ mm}$$

Hay que darle otro valor, $a = 4 \text{ mm}$

$$\omega = \frac{I}{Y_{max}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \frac{1}{12} b h^3}{Y_{max}} = \frac{1}{12} \frac{2(80 \cdot a^3) + 2(a \cdot 80^3)}{a + 80/2} = \frac{1}{12} \frac{2(80 \cdot 4^3) + 2(4 \cdot 80^3)}{4 + 80/2}$$

$$\omega = 7776,97 \text{ mm}^3$$

$$A_{total} = 4 \cdot b \cdot a = 4 \cdot 80 \cdot 4 = 1280 \text{ mm}$$

$$n = \frac{M}{\omega} = \frac{130680}{7776,97} = 16,8 \text{ Kp/mm}^2$$

$$t = \frac{P_v}{A_{total}} = \frac{63,13}{1280} = 0,0493 \text{ Kp/mm}^2$$

Áreas 1

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{0,0493 - 16,8}{\sqrt{2}} = -11,85 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_2 = t_2 = 0$$

$$\sigma = \frac{t_1 + n}{\sqrt{2}} = \frac{0,0493 + 16,8}{\sqrt{2}} = 11,91 \text{ Kp/mm}^2$$

Coefficiente de seguridad: $c_s = \sigma_{fluencia} / \sigma_{equi}$

La $\sigma_{fluencia}$ será la misma que el del pilar: $\sigma_{fluencia} = 27,5 \text{ Kp/mm}^2$

$$\sigma_{equi} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{11,91^2 + 3(11,91^2 + 0^2)} = 23,82 \text{ Kp/mm}^2$$

$$c_s = 27,5/23,82 = 1,15 \rightarrow \text{ES VÁLIDO EL VALOR DE LA GARGANTA DE } a = 4 \text{ mm}$$

Áreas 2

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = \frac{0 - 16,8}{\sqrt{2}} = -11,88 \text{ Kp/mm}^2$$

$$\tau_2 = t_2 = 0,0493 \text{ Kp/mm}^2$$

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

$$\sigma = \frac{t1+n}{\sqrt{2}} = \frac{0+16,8}{\sqrt{2}} = 11,88 \text{ Kp/mm}^2$$

Coeficiente de seguridad: $c_s = \sigma_{adm} / \sigma_{equi}$

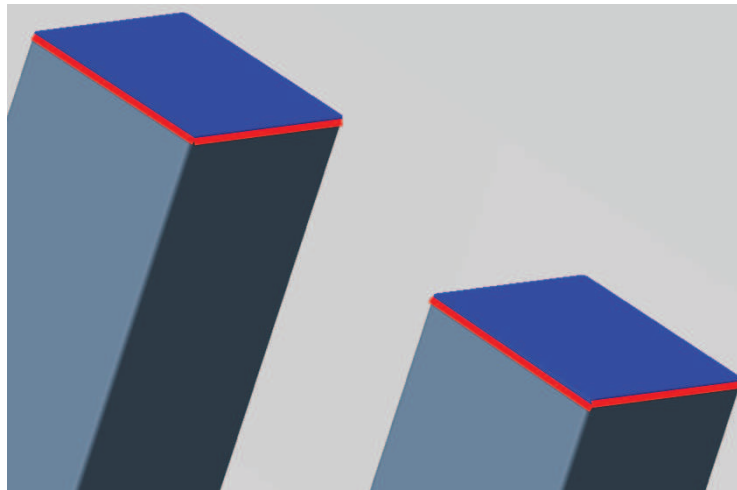
$$\sigma_{equi} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{11,88^2 + 3(11,88^2 + 0,0493^2)} = 23,76 \text{ Kp/mm}^2$$

$c_s = 27,5/23,76 = 1,16 \rightarrow$ ES VÁLIDO EL VALOR DE LA GARGANTA DE $a = 4 \text{ mm}$

3.3.8.2. Tapa superior de los pilares

No tiene relevancia, su función es de cerrar el perfil.

Se suelda a tope.



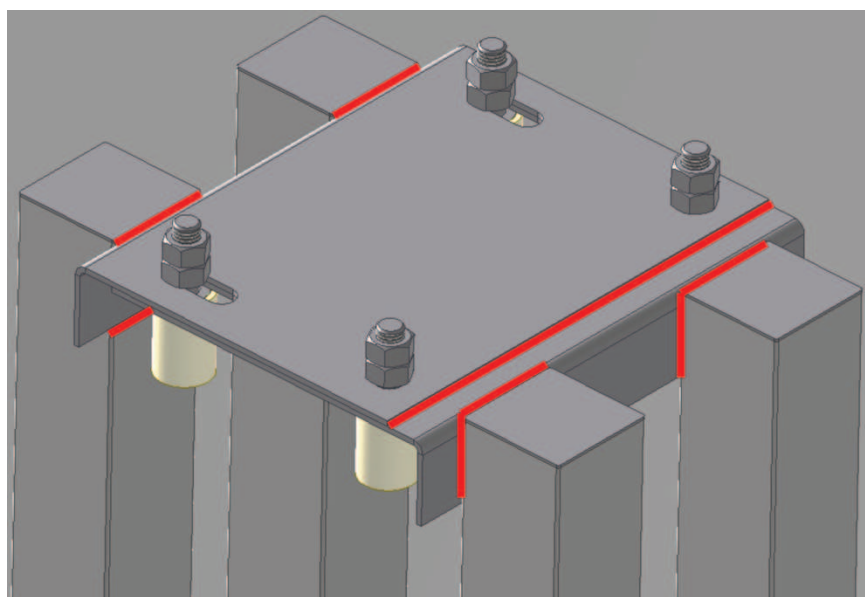
3.3.8.3. Unión de las guías con los pilares

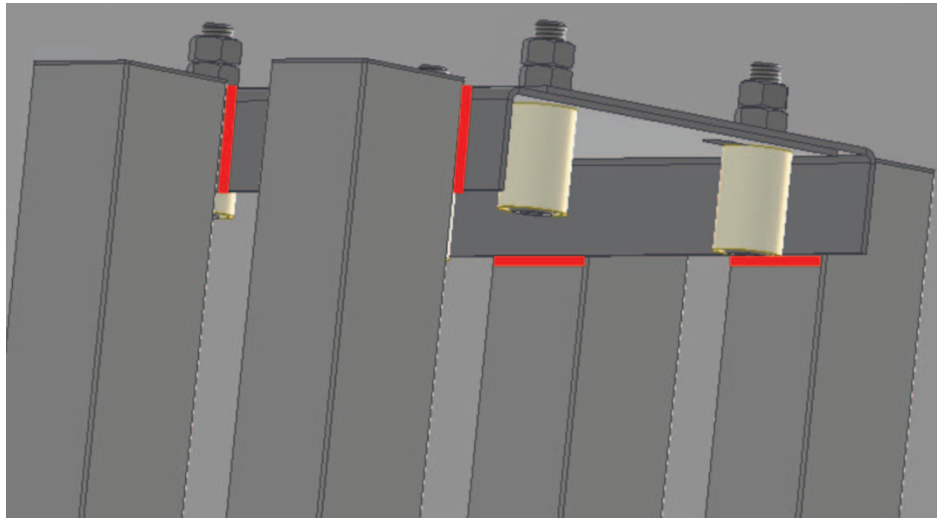
No hace falta hacer cálculos, ya que sufre esfuerzo pequeño.

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA PUERTA CORREDERA PARA UNA NAVE INDUSTRIAL

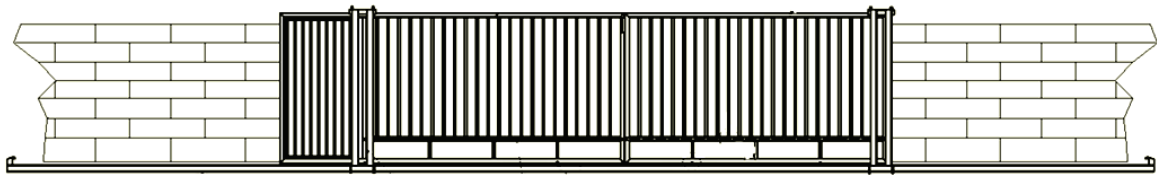


Puntos de unión de soldadura de los soportes con los pilares:





3.4. Diseño final



4. Conclusiones

El presente proyecto recoge todos aquellos aspectos a tener en cuenta en el diseño mecánico de una puerta corredera.

Los principales mecanismos mecánicos están definidos y resueltos desde un planteamiento seguro y funcional.

5. Bibliografía

- Manual del Soldador
- Dibujo Industrial: Conjunto y Despieces
- Cálculo y Construcción de Máquinas
- Apuntes Diseño de Máquinas
- Máquinas: cálculos de taller
- Ingeniería de materiales para industria y construcción
- Introducción a la Mecánica
- Código Técnico de la Edificación
- Páginas amarillas
- www.google.es
- Catálogos:
 - Serraller, s.a., cerraduras y accesorios.
 - A&S Fersa, Catálogo General de Rodamientos
 - www.ferreteriamarti.com
 - www.estampaciones-ebro.com
 - Catálogos de hemeroteca

6. Agradecimientos

A todos los que creyeron en mí y me ayudaron a llegar donde he llegado estaré eternamente agradecida.