

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

TEMA:

**“ DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN PROTOTIPO
SEMIAUTOMÁTICO EMPAQUETADOR DE BOTELLAS DE
CERVEZA TWIST OFF PARA LA PRESENTACIÓN SIX PACK ”**

AUTORES

- **JIMENEZ ICAZA HENRY ELADIO**
- **NOGALES TRUJILLO LENIN SANTIAGO**

DIRIGIDA POR

- **ING: FABIO OBANDO**

QUITO, JUNIO 2010

CERTIFICADO

Certifico que el presente trabajo de tesis ha sido realizado de forma total por los señores:
Jiménez I. Henry E y Nogales T. Lénin S.

.....

Ing.: Fabio Obando

DIRECTOR DE TESIS

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo, son de exclusiva responsabilidad de los autores.

.....

Jiménez Icaza Henry Eladio

.....

Nogales Trujillo Lenin Santiago

AGRADECIMIENTO

Un proyecto de tesis es sin lugar a duda un desafío, donde se pone en práctica los conocimientos y experiencia adquiridos en la vida universitaria y profesional.

Todo lo que en verdad vale la pena en la vida exige sacrificio, que no hubiera sido posible lograrlo sin tenacidad, constancia y la mirada fija hacia la meta propuesta desde el primer día que iniciamos nuestra carrera.

Por esto agradecemos a Dios en primer lugar por la vida, la salud y la suerte de contar con personas que nos dan el apoyo incondicional día a día.

A nuestras familias porque son el pilar principal de nuestra vida, de ellas nacimos y aprendimos a vivir y a ser personas de bien.

A la congregación Salesiana, parte activa del colegio Técnico Salesiano Don Bosco y la Universidad Politécnica Salesiana por acogernos, formarnos no solo en lo profesional sino también en lo espiritual.

Al ingeniero Fabio Obando, cuya dirección y experiencia fueron fundamentales para la elaboración de esta tesis.

Al ingeniero William Díaz, por compartir sus conocimientos en el aula clase y su calidad como persona siempre dispuesta a colaborar.

A nuestros compañeros de clase, por estar siempre a nuestro lado brindándonos su apoyo y amistad incondicional, haciendo de la vida Universitaria un medio para compartir experiencias laborales y en muchos casos un medio de distracción a la dura jornada diaria.

DEDICATORIA

Primeramente agradezco a Dios por darme la vida, la salud y la suerte de tener mi familia completa que son un don insustituible.

A mis queridos padres por ser mi inspiración por la cual luchar todos los días con tal de hacerles sentir orgullosos.

A mi esposa quien se merece esta dedicatoria, por ser lo mas importante para mi desde que llego a mi vida y ser mi apoyo incondicional

Lènin Santiago

Este trabajo está dedicado a todas las personas que confiaron e hicieron parte en todo momento de este largo proceso, sin su apoyo no hubiese sido posible.

Debo hacer mención de mi familia que de una manera tan desinteresada me han brindado apoyo, confianza, en especial mi Mami por ser motivo de mi superación día a día ella es la que me motiva y me da fuerzas en esos momentos tan difíciles que tiene la vida un verdadero ejemplo de madre.

Como olvidarme de ti Gordita que llegaste en el momento indicado, fuente de inspiración, amor y respeto; este proceso no lo habría culminado sin tu apoyo.

Una vez más extendiendo mis sinceros agradecimientos a mi familia, mis amigos, mis compañeros, todos quienes han hecho parte de esto.

Este es el fruto del sacrificio y la constancia, el inicio de una nueva vida.

Henry E.

RESUMEN

La presente tesis se ha dividido en cuatro capítulos en los cuales se realiza un estudio a todo nivel desde el conocimiento teórico del comportamiento de los diversos materiales del mecanismo hasta su diseño y simulación del funcionamiento en un software de Ingeniería.

El capítulo uno abarca todo el estudio teórico, principales leyes y teoremas a emplear para diseñar el mecanismo.

En el capítulo dos se realiza un estudio de factibilidad del proyecto, comparándolo estadísticamente con otras opciones disponibles en el mercado, con el fin de determinar las ventajas o desventajas que tiene respecto a otros.

En el tercer capítulo están contenidos todos los cálculos y el diseño mismo del mecanismo, así como la comprobación de los resultados obtenidos mediante el software.

En un cuarto capítulo se presenta la simulación del funcionamiento de la maquina, determinando aquí, todo el conjunto de movimientos y operaciones involucradas en el proceso.

TITLE

Design and simulation of a prototype semi-automatic packer twist off beer bottles for submitting six pack

ABSTRACT

This thesis is divided into four chapters which are conducting a study at all levels from theoretical knowledge of the behavior of different materials to design the mechanism and simulation of performance in software engineering. Chapter one covers all the theory, major laws and theorems to be used to design the mechanism.

In Chapter Two is a study of feasibility of the project, compared statistically with other options available in the market, in order to determine the advantages or disadvantages it has over others.

In the third chapter contains all the calculations and the very design of the mechanism and the verification of the results obtained by the software. In the fourth chapter presents the simulation of the operation of the machine, determining here, the whole set of movements and operations involved in the process.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Considerando que actualmente la tendencia de automatización de procesos en la mayoría de las industrias ha dado resultados satisfactorios en la optimización de recursos, surge la posibilidad de mejorar proceso de empaquetamiento manual de botellas Twist-off en la empresa Cervecería Nacional, debido que este proceso con lleva a un “cuello de botella” en la producción diaria de este tipo de producto, ocasionando la pérdida de tiempo, recurso humano y materia prima, que podrían ser distribuidas de mejor manera en otras áreas de producción de la empresa.

ALCANCE

El prototipo diseñado será capaz de cumplir con las siguientes actividades:

- Mediante un sistema neumático de agarre transportar veinte y cuatro botellas de una jaba, a empaques de cartón (six-pack). De esta forma evitamos los tiempos improductivos.
- A través de una interfaz grafica mostramos el movimiento de diferentes partes del mecanismo.
- Escoger la teoría más adecuada para el diseño estructural de soporte y movimiento del prototipo.

El presente proyecto involucra solamente el diseño y simulación del prototipo como tal, el sistema de succión de botellas es un elemento existente en el mercado y no será considerando como parte del diseño.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL:

Diseñar y simular el funcionamiento de un prototipo empaquetador de botellas Twist-off, que permita el traslado de veinte y cuatro unidades, desde una jaba tradicional a una caja que contenga cuatro six-pack.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar los elementos estructurales de soporte y movimiento del mecanismo empaquetador, tomando en cuenta las características físicas, dimensionales y demás factores que intervienen en el proceso.
- Seleccionar el dispositivo de agarre más acorde a nuestro proceso que garantice una sujeción efectiva de las botellas.
- Simular mediante el uso de software de ingeniería el ciclo de funcionamiento del proceso, y además indicar los estados de carga en cada uno de los elementos estructurales.

JUSTIFICACION

Cómo es conocido cada día nos enfrentamos a un mundo globalizado, con retos empresariales, políticos y socioeconómicos que demandan atención, de tal manera este proyecto se lo desarrolla con el propósito de llegar a optimizar tiempos y recursos dentro de la cadena de producción que se ha convertido en la principal debilidad de el proceso de empaclado en la empresa.

Debido a la confiabilidad de las actuales aplicaciones de software de diseño este prototipo estará siendo simulado para poder acercarnos un poco más a la realidad, evitando así gastos innecesarios de construcción.

La alternativa de solución para el problema planteado es diseñar una maquina la cual nos permita realizar el proceso de encajonado de las botellas de forma automática, mejorando el volumen de producción cumpliendo las expectativas de un encajonado optimo.

HIPOTESIS

HIPOTESIS GENERAL

El mecanismo a diseñar tendrá la capacidad de transportar veinticuatro botellas de una manera óptima y segura.

HIPOTESIS ESPECÍFICAS

- Aumentar el nivel de producción de 90 jabas/h empacladas en six-pack a 120 jabas/h.
- El diseño teórico y la comprobación mediante un software de ingeniería de cada elemento de la maquina garantizan la resistencia y el correcto funcionamiento.
- Visualizar los movimientos en cada etapa del proceso de forma virtual nos permite tener una idea del comportamiento que tendrá cada elemento en condiciones de trabajo.

ÍNDICE GENERAL

A) ÍNDICE DE CONTENIDO	PAG
RESUMEN	v
TITLE	vi
ABSTRACT	vi
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	vii
ALCANCE	vii
OBJETIVOS	
• General	viii
• Específicos	viii
JUSTIFICACION	ix
HIPOTESIS	
• General	ix
• Especificas	ix
CAPITULO I	
1. FUNDAMENTOS TEORICOS	1
1.1. Proyecto	1
1.1.1. Etapas de un Proyecto	1
1.2. Conceptos de Diseño Estructural	1
1.2.1. Esfuerzo	2
1.2.2. Deformación	2
1.2.3. Diagrama Esfuerzo-Deformación	2
1.2.4. Modulo de Elasticidad	4
1.2.5. Coeficiente de Poisson	4
1.2.6. Factor de Seguridad	4
1.3. Teoría de Placas Rectangulares	5
1.3.1. Generalidades	5
1.3.2. Consideraciones Intuitivas	5
1.3.3. Flexión - placa rectangular de gran longitud cargada uniformemente	7
1.3.4. Flexión en Placas Rectangulares (Placa)	8
1.3.5. Formulas de Deflexión y Esfuerzo Máximo en Placas Planas	9
1.4. Estructuras Metálicas	10
1.4.1. Conceptos Generales	10

1.4.1.1.El Acero como Material Estructural	11
1.4.1.2.Diagrama Esfuerzo-Deformación en un Acero Estructural	11
1.4.1.3.Aceros Estructurales	12
1.4.1.4.Especificaciones y Códigos de Construcción	12
a) Cargas Muertas	13
b) Cargas Vivas	13
c) Cargas Accidentales	13
1.4.1.5.Método de Diseño para Estructuras Metálicas	13
a) Método Elástico y Plástico (ASD)	13
b) Diseño con Factores de Carga y Resistencia	13
1.4.2.Diseño de Vigas	14
1.4.2.1.Diseño de Vigas por Deflexión	14
1.4.2.2.Diseño de Vigas por Cortante	16
1.4.2.3.Diseño de Vigas por Deflexión	16
1.4.3.Miembros a Compresión	17
1.4.3.1.Tipos de Columnas	17
1.4.3.2.Perfiles Usados en Columnas	18
1.4.3.3.Diseño de Columnas	18
1.4.4.Diseño de Armadura	20
1.4.4.1.Método de Longitudes Efectivas	20
1.4.4.2.Método de Mínimo Trabajo en Marcos Continuos	21
1.5.Cojinetes de Deslizamiento	22
1.5.1.Definición	22
1.5.2.Clasificación	23
1.5.3.Lubricantes	23
1.5.3.1.Selección de Lubricantes	24
1.5.3.2.Lubricantes por Película Gruesa	26
1.5.3.3.Viscosidad	26
1.5.4.Valor Admisible del Espesor de la Película Lubrificante ($h_0=h_{\min}$)	27
1.5.5.Relación Longitud-Diámetro del Cojinete	27
1.5.6.Material para Cojinetes	28
1.5.6.1.Tipos de Materiales Usados	29
1.5.7.Deterioros - Cojinetes de deslizamiento y Criterios de comprobación	31
1.6.Métodos de Unión de Elementos	31

1.6.1.Uniones Permanentes (Proceso de Soldadura)	31
1.6.1.1.Elementos del Proceso GMAW	32
1.6.1.2.Tipo de Juntas	33
1.6.1.3.Método Operativo	33
1.6.2.Unión no Permanente	34
1.6.2.1.Definición	34
1.6.2.2.Clasificación	35
1.6.2.3.Características de la Rosca de los Pernos	37
1.6.2.4.Diseño de uniones empernadas	40
1.6.2.5.Diseño de Uniones empernadas a Cortante con Excéntrica	41
1.7.Neumática	42
1.7.1.Neumática Concepto	42
1.7.2.Presión	42
1.7.2.1.Presión Absoluta y Relativa	43
1.7.3.Compresor	43
1.7.3.1.Clasificación de Compresores	44
1.7.4.Cilindros Neumáticos	45
1.7.5.Válvulas Neumáticas	46
1.8.Diseño en SolidWorks 2009	48
1.8.1.Ejemplo de Creación de un Dibujo	48
1.8.2.Proceso de Simulación de un elemento	51
 CAPITULO II	
2. INTRODUCCION	55
2.1.Encajonado	55
2.2.Descripción de Proceso	55
2.3.Alternativas de Encajonadoras de Botella	56
2.3.1.Proceso de Encajonado Manual	56
2.3.2.Proceso de Encajonado mediante un Brazo	57
2.3.3.Proceso de Encajonado mediante un modelo Mecánico - Neumático	58
2.4.Método de Puntuación Ponderada	59
2.5.Selección de Alternativa	60

CAPITULO III

3. DISEÑO DE ELEMENTOS	61
3.1.Obtención de Datos Iniciales de Diseño	61
3.1.1.Peso de Botellas de Vidrio (Wb)	61
3.1.2.Peso de las Tulipas de Agarre Neumático	62
3.2.Diseño de Cabezal Deslizante Vertical	62
3.2.1.Calculo de Diámetro y Peso Inicial de Columna Guía Vertical	62
3.2.2.Calculo de Espesor y Peso de Placas de Tulipas	63
3.2.2.1.Placa Soporte Inferior	63
3.2.2.2.Placa Soporte Superior	65
3.2.3.Diseño de Columnas Guías Verticales	67
3.2.3.1.Momento de Inercia Producido en el Cabezal	67
3.2.3.2.Diseño por Tracción-Compresión + Flexión	69
3.2.4.Diseño de Cojinetes de Deslizamiento	72
3.2.4.1.Diseño de los Cojinetes de Deslizamiento Vertical	72
3.3.Diseño del Cabezal Deslizante Horizontal	73
3.3.1.Calculo del Espesor y Peso de Placas de Cabezal	73
3.3.2.Diseño de las Vigas Guías Horizontales	75
3.3.2.1.Calculo de Diámetro Inicial	75
3.3.3.Diseño de los Cojinetes de Deslizamiento Horizontal	78
3.3.4.Diseño - Placas de Empuje de los Cilindros Neumáticos Horizontales	79
3.4.Diseño de la Estructura de Soporte	82
3.4.1.Selección del Perfil más adecuado para Vigas y Columnas	83
3.4.1.1.Vigas de Pórtico	83
3.4.1.2. Columnas del pórtico Superior	86
3.4.2.Diseño del Pórtico Frontal por Longitudes Efectivas	88
3.4.3.Diseño del Pórtico Frontal con carga Lateral	92
3.5.Diseño de las Placas de asiento de las columnas	94
3.5.1.Esfuerzo que soportan las Placas en el nudo “B”	94
3.5.2.Esfuerzo que soportan las Placas en el nudo “H”	97
3.5.3.Solución del marco en el Software SAP2000	100
3.5.4.Calculo de la Placa en el nudo “H”	102
3.5.4.1.Diseño de la placa por Deflexión	103

3.6. Selección de los elementos de Sujeción	105
3.6.1. Selección de pernos para placas de asiento de Columnas	105
3.6.2. Selección de pernos - Cilindros Neumáticos Movimiento Horizontal	106
3.6.3. Selección de pernos para apoyo de Viga Guía Horizontal	107
3.7. Selección de Niveladores anti-vibración	108
3.8. Selección de Aceite Lubricante	110
3.9. Selección de Tulipas	111
3.10. Verificación de los Resultados obtenidos en SolidWorks 2009	112
3.10.1. Verificación de Placas Soporte Inferior y Superior de Tulipas	112
a) Placa Soporte Inferior	112
b) Placa Soporte Superior	113
3.10.2. Verificación de Columnas Guías Verticales	114
3.10.3. Verificación de Cojinetes de la Columna Vertical	115
3.10.4. Verificación de Placas Soporte del Cabezal Horizontal	116
3.10.5. Verificación de Vigas Guías Horizontales en SAP2000	117
3.10.6. Verificación de Cojinetes de las Vigas Guías Horizontales	118
3.10.7. Verificación de Placas de empuje del Cilindro Neumático	119
3.10.8. Verificación de Placa Base de Columnas	120
3.10.9. Verificación de Placa Soporte de Niveladores	121
3.10.10. Verificación de Apoyo de Viga Guía Horizontal	122
3.10.11. Verificación de Placa de Apoyo de Viga Guía	123
CONCLUSIONES	124
RECOMENDACIONES	125
BIBLIOGRAFIA	126
• TEXTOS	126
• CATALOGOS	126
• TESIS	126
• DIRECCIONES ELECTRONICAS	127
ANEXOS	128
• ANEXO 1: Planos	129
• ANEXO 2 : Tablas	130

B) ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	PAG
1. Ciclo de un Proyecto	1
2. Diagrama Esfuerzo-Deformación	3
3. Relación del coeficiente de Poisson	4
4. Coordenadas de Referencia en placas	5
5. Distribución de carga en placas rectangulares	5
6. Deflexión en una viga ficticia	6
7. Condiciones de Borde para la Placa	6
8. Elasticidad de una viga ficticia (2) y una placa (1)	7
9. Distribución de fuerzas tensoras en la viga	7
10. Placa apoyada en los bordes	9
11. Diagrama Esfuerzo-Deformación Acero A 36	12
12. Nomenclatura de un perfil	14
13. Perfil a compresión	17
14. Tipos de Miembros Estructurales	18
15. Columna sección circular	19
16. Tipos de cojinetes según la forma	22
17. Tipos de cojinetes según la dirección de la carga que soportan	23
18. Deformación de un sólido por la aplicación de una fuerza tangencial	26
19. Fricción entre dos superficies	27
20. Corte de la película lubricante causada por desalineación el eje.	28
21. Esquema de elementos del arco de soldadura MIG	31
22. Bobina de alambre para proceso MIG/MAG	32
23. Antorcha para soldadura MIG	33
24. Movimiento lineal del cordón	33
25. Movimiento circular del cordón	33
26. Movimiento lineal del cordón	34
27. Movimiento en zig-zag del cordón	34
28. Principales formas de pernos hexagonales	35
29. Principales formas de pernos Allen	35
30. Principales formas de pernos de cabeza ranurada	36
31. Principales formas de pernos tipo tornillo	36

32. Principales formas varillas roscadas	37
33. Pernos especiales	37
34. Cotas principales rosca perno- tuerca	38
35. Cotas principales de la rosca de un perno-tuerca	38
36. Cotas principales de la rosca métrica de un perno-tuerca	39
37. Cotas principales de la rosca Whitworth de un perno-tuerca	39
38. Presión absoluta y relativa	43
39. Partes principales de un compresor	44
40. Clasificación de los compresores	44
41. Tornillos helicoidales de compresor	45
42. Partes de un cilindro neumático	45
43. Válvula de tres vías y dos posiciones	47
44. Válvula de distribución	47
45. Regulación de velocidad: a) a la entrada, b) a la salida	47
46. Ventana de creación de archivos	48
47. Selección del plano de la placa	48
48. Creación de un croquis	49
49. Cota Inteligente	49
50. Relación de posición	50
51. Operación Extrude	50
52. Operación SimulationXpress	51
53. Selección de material	51
54. Selección cara restringida	52
55. Carga a aplicar	52
56. Determinación del Factor de Seguridad	52
57. Ventana de resultados del análisis	53
58. Resultado de la distribución de deflexión	53
59. Resultado de la distribución de esfuerzos	54
60. Esquema de encajonado	55
61. Representación del proceso de encajonado	56
62. Encajonado Manual	56
63. Brazo Robótico	57
64. Esquema de encajonado mecánico – neumático	58
65. Tabla de ponderación	59

66. Grafica de Tabla de ponderación	60
67. Masa de botellas de cerveza club verde	61
68. Masa tulipa de agarre neumático	62
69. Placas soporte de las tulipas dimensiones reales	65
70. Distribución de fuerzas tensoras en la viga	66
71. Centro de inercia del cabezal con botellas llenas 2D	67
72. Centro de inercia del cabezal con botellas llenas 3D	67
73. Fuerzas que actúan en las columnas guías verticales	69
74. Cotas dimensionales de referencia del buje	72
75. Cabezal deslizante horizontal	75
76. Peso real conjunto de desplazamientos	75
77. Longitud de las vigas	76
78. Cotas dimensionales de referencia de cojinete horizontal	78
79. Dimensiones del la placa de empuje	79
80. Partes del cilindro neumático	80
81. Partes de la estructura de soporte	82
82. Partes de la estructura de soporte-vigas	83
83. Dimensiones de la estructura de soporte - columnas	86
84. Dimensiones de la estructura de soporte-conjunto	88
85. Nomograma ladeo impedido para factores K en columnas	90
86. Diagrama cuerpo libre columna pórtico frontal	92
87. Distribución de fuerzas en la estructura	94
88. Distribución de fuerzas pórtico lateral	97
89. Distribución de fuerzas en la estructura pórtico lateral	100
90. Simulación Marco cargado 2D	101
91. Simulación marco cargado 3D	102
92a. Dimensiones generales placa de asiento columnas	102
92b. Dimensiones generales placa de asiento columnas	105
93. Fuerzas en las placas soporte de cilindros	106
94. Fuerzas placas de apoyo de viga horizontal	107
95. Placas base de niveladores	108
96. Partes de los niveladores	110
97. Tulipas estándar Krones	111

C) ÍNDICE DE TABLAS

TABLA	PAG
1. Modulo de Elasticidad y Coeficiente de Poisson	131
2. Constantes para el cálculo de placas rectangulares	132
3. Conste-deflexiones y momentos flectores máximos en tirantes	132
4. Propiedades de aceros Estructurales	133
5. Longitudes efectivas de Columnas (K)	134
6. Las longitudes mínimas y empotradas para pernos	134
7. Excentricidades en placas base de columnas	135
8. Valores mínimos sugeridos de película de lubricante h_0	136
9. Composición Química del Aire.	137
10. Parámetros para cojinetes completos con flujo lateral	138
11. Nomogramas - longitudes efectivas en marcos continuos	139
12. Factores para miembros unidos rígidamente	139
13. Valores sugeridos de relación L/D para cojinetes	140
14. Dimensiones para uniones típicas de soldadura GMAW	141
15. Viscosidades típicas para aceites de cojinetes SAE	142
16. Cilindro normalizado FESTO DNCB-40-400-PPV-A	143
17. Propiedades típicas de materiales usados en ingeniería	144
18. Tubo estructural cuadrado DIPAC ASTM A-500	145
19. Tubo estructural rectangular DIPAC ASTM A-500	146
20. Propiedades físicas de los aceros estructurales	147
21. Unidades de viscosidad de aceites lubricantes industriales	148
22. Coeficientes k y k_1 para placas rectangulares y elípticas ($\mu=0.3$)	149
23. Propiedades de pernos métricos	150
24. Viga simplemente apoyada con dos cargas	150
25. Especificaciones técnicas de los niveladores	151
26. Viga simplemente apoyada con una carga en el centro	152
27. Hoja Técnica de Aceite Lubricante de Cojinetes	153
28. Datos técnicos Tulipas Krones	154

SIMBOLOGIA

q: Carga aplicada

A: Área de la sección transversal

ε : Alargamiento unitario

δ : Alargamiento o deflexión Total

L_0 : Longitud Inicial

E: Modulo de Elasticidad

D: Rigidez

I: Inercia

μ : Coeficiente de Poisson

E: Modulo de Elasticidad

α : Relación de carga Longitudinal

p: Factor de simplificación de términos

ψ_1 : Factor de corrección

σ_x' : Esfuerzo de extensión

σ_x'' : Esfuerzo de flexión

S_{cr} : Fuerza critica longitudinal

α_1 = Factor numérico, depende de la relación b/a

a = Lado más corto de la placa

h = Espesor de la placa

β = Coeficientes para calculo de placas

$k = k_1 = \alpha_1$ =Factor numérico, depende de la relación b/a

r =a= Lado más corto de la placa

R=b= Lado más largo de la placa

d_1 : Peralte

b_1 : Ancho del patín

t_w : Espesor del alma

t_f : Espesor del patín

M: Momento máximo de Flexión

S: Modulo de sección del perfil (I/c)

c: Distancia del eje neutro a la fibra

f_b : Esfuerzo real a flexión

S_y : Esfuerzo de fluencia

F_b : Esfuerzo permisible por flexión
 L_c : Longitud critica (manual de la AISC sección 2)
 L_u : Longitud ultima (manual de la AISC sección 2)
 L : Longitud entre apoyos de la viga
 λ_f : Esbeltez por flexión
 r_T : Radio de giro a deflexión
 I_y : Inercia respecto al eje Y
 A_f : Área del patín
 A_w : Área del alma
 C_b : Factor de gradiente de momento
 d : Peralte
 M_1 : Menor momento en el extremo
 M_2 : Mayor momento en el extremo
 F_a : Esfuerzo axial permisible
 F_s : Factor de seguridad
 A_g : Área efectiva de la sección
 $\frac{\partial W}{\partial H}$: Energía de deformación interna causada por la carga horizontal H
 $\frac{\partial W}{\partial V}$: Energía de deformación interna causada por la carga Vertical V
 $\frac{\partial W}{\partial M}$: Energía de deformación interna causada por un Momento aplicado
 M : Ecuación de momento en función de la sección requerida.
 ν : viscosidad absoluta del fluido
 v : Velocidad de deslizamiento
 F/A : Esfuerzo cortante
 h_0 : Espesor de la capa de lubricante
 d : Diámetro mayor
 d_2 : Diámetro medio
 d_3 : Diámetro menor
 h_3 : Altura del filete
 P : Paso
 S_p : Resistencia de prueba mínima del perno
 n_d : Factor de seguridad
 A_r : Área de la sección radial
 A_s : Area de la sección transversal

n : Numero de pernos en la sección

x, y : Distancia al centro de movimiento

r_n : Radio o distancia existente del perno al centro del movimiento

r_A : Radio o distancia existente del perno A al centro del movimiento.

A_b : Área interior de los agujeros de cada perno

F_r : Fuerza de retroceso

γ = peso específico

m = masa

W = peso de la sustancia

V = es el volumen que la sustancia ocupa

ρ = es la densidad de la sustancia

g = es la aceleración de la gravedad

L_{cv} = Longitud de la columna vertical

r_G = Radio mínimo de giro

$[\sigma]$: Esfuerzo permisible máximo

CAPITULO 1: FUNDAMENTOS TEORICOS

1.1. Proyecto

“Un proyecto es una planificación que consiste en un conjunto de actividades que se encuentran interrelacionadas y coordinadas; la razón de un proyecto es alcanzar objetivos específicos dentro de los límites que imponen un presupuesto y un lapso de tiempo previamente definidos”¹.

1.1.1. Etapas de un Proyecto

- *Idea del proyecto*: consiste en establecer la necesidad a partir de la cual es posible iniciar el diseño del proyecto
- *Diseño*: Etapa en la que se valoran las opciones, tácticas y estrategias a seguir teniendo como indicador principal el objetivo a lograr.
- *Ejecución*: Consiste en poner en práctica la planificación
- *Evaluación*: Etapa final de un proyecto en la que éste es revisado.



Fig.1. Ciclo de un Proyecto ²

1.2. Conceptos de diseño estructural

La teoría sobre estructuras y la experiencia propia son herramientas valiosas, más no son suficientes, para poder realizar un diseño estructural se debe tener presente el conocimiento de varios parámetros; las propiedades de los materiales, el análisis de cargas, efectos de diseño y además debe poseer un acabado estético con lo que resulta una estructura con cualidades funcionales. Cabe señalar, en un primer momento en el análisis teórico se debe idealizar el comportamiento mediante

¹ Fuente: www.es.wikipedia.org/wiki/Proyecto

² IDEM

suposiciones bien fundamentadas con lo cual, se determina las deformaciones y la resistencia de las estructuras, llegando así a una estimación y como es de suponerse a estos valores se los debe aplicar un factor de seguridad (sobredimensionar) debido a las condiciones que se encuentran expuestas.

1.2.1. Esfuerzo

Se denomina a las fuerzas internas de un elemento, que están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área; justamente se denomina *esfuerzo* a la fuerza por unidad de área la cual se denota con la letra griega sigma (σ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.

$$\sigma = \frac{q}{A} \quad [Ec.1]^3$$

Donde:

q : Fuerza Axial [kg]

A : Área de la sección transversal (perpendicular a la fuerza P) [mm²]

1.2.2. Deformación

El análisis de las deformaciones se relaciona con los cambios en la forma de la estructura que generan las cargas aplicadas.

Una barra sometida a una fuerza axial de tracción aumentara su longitud inicial; se puede observar que bajo la misma carga pero con una longitud mayor este aumento o alargamiento se incrementará también. Por ello definir la *deformación* (ε) como el cociente entre el alargamiento δ y la longitud inicial (L), indica que sobre la barra la deformación es la misma porque si aumenta L también aumentaría δ . Matemáticamente la deformación sería:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad [Ec.2]^4$$

Donde:

ε : Alargamiento unitario (valor a dimensional)

δ : Alargamiento Total {L-L₀} [mm]

L_0 : Longitud Inicial [mm]

1.2.3. Diagrama esfuerzo-deformación

Los diagramas son similares si se trata del mismo material y de manera general permite agrupar los materiales en categorías de materiales *dúctiles* y materiales

³ Fuente: *Diseño de elementos de maquinas*, V.M.FAIREs, 1era edición, pag:6-7

⁴ Fuente: *Resistencia de Materiales*, TIMOSHENKO, Tomo1, pág. 4-5

frágiles. Los diagramas de materiales dúctiles se caracterizan por ser capaces de resistir grandes deformaciones antes de la rotura, mientras que los frágiles presentan un alargamiento bajo cuando llegan al punto de rotura. En un diagrama se observa un tramo recta inicial hasta un punto denominado límite de proporcionalidad. Este límite tiene gran importancia para la teoría de los sólidos elásticos, ya que esta se basa en el citado límite. Este límite es el superior para un esfuerzo admisible $[\sigma]$.

Los puntos importantes del diagrama de esfuerzo deformación son:

- Límite de proporcionalidad: hasta este punto la relación entre el esfuerzo y la deformación es lineal;
- Límite de elasticidad: más allá de este límite el material no recupera su forma original al ser descargado, quedando con una deformación permanente;
- Punto de cedencia (F_y): aparece en el diagrama un considerable alargamiento o cedencia sin el correspondiente aumento de carga. Este fenómeno no se observa en los materiales frágiles;
- Esfuerzo último (F_u): máxima ordenada del diagrama esfuerzo–deformación;
- Punto de ruptura: cuando el material falla.

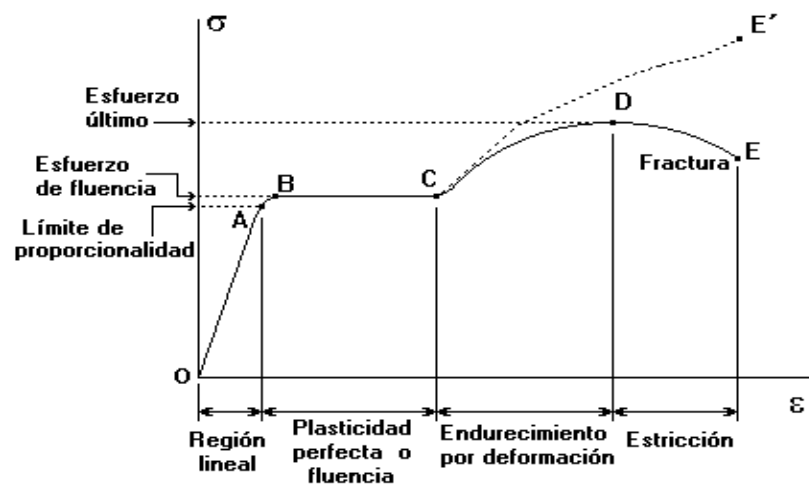


Fig.2. Diagrama Esfuerzo-Deformación ⁵

Dado que el límite de proporcionalidad, elasticidad y punto de cadencia están tan cerca se considera para la mayoría de los casos como el mismo punto. De manera

⁵ Fuente: www.monografias.com/trabajos38/traccion-en-metales/Image10628.gif

que el material al llegar a la cadencia deja de tener un comportamiento elástico y la relación lineal entre el esfuerzo y la deformación deja de existir.

1.2.4. Modulo de Elasticidad

La curva de Esfuerzo-Deformación da un cierto número de parámetros útiles del material. El límite de proporcionalidad, por debajo del cual el esfuerzo es proporcional a la deformación, según queda expresado en la ley de Hooke:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{q \cdot L_0}{A \cdot \delta} \quad [\text{Ec. 3}]^6$$

Donde:

E: Pendiente de la curva σ - ε hasta su límite de proporcionalidad

Conocido como modulo de Young o modulo de elasticidad de material

E=200.000 Mpa (Es prácticamente independiente de la resistencia del acero)

1.2.5. Coeficiente de Poisson

“Denotado mediante la letra griega *niu* (ν) es una constante elástica que proporciona una medida del estrechamiento de sección de un prisma de material elástico lineal e isótropo cuando se estira longitudinalmente y se adelgaza en las direcciones perpendiculares a la de estiramiento. El nombre de dicho coeficiente se le dio en honor al físico francés Simeon Poisson”.⁷

$$\nu = \left| \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} \right| = \left| \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x} \right|$$

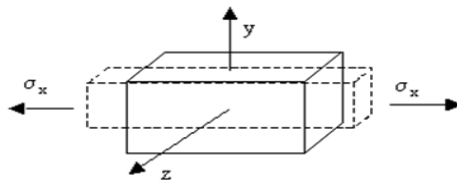


Fig. 3. Relación del coeficiente de Poisson⁸

1.2.6. Factor de Seguridad

Se define como la razón de la resistencia del miembro al esfuerzo máximo esperado. En materiales dúctiles, el factor de seguridad se basa usualmente en el esfuerzo de fluencia; mientras que en materiales frágiles se basa en la resistencia última.

⁶ Fuente: Resistencia de Materiales, TIMOSHENKO, Tomo1, pag: 1-2

⁷ Fuente: www.es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_Poisson

⁸ Fuente: www.emc.uji.es/d/mecapedia/coeficiente_de_Poisson.htm

1.3. Teoría de placas rectangulares

1.3.1. Generalidades.

Se define como *Placa* al sólido paralelepípedo en el que una de sus dimensiones (espesor) es mucho menor que las otras dos (las vigas tiene dos dimensiones pequeñas, ancho y canto, respecto a una tercera, longitud). La superficie plana equidistante de las dos caras con mayores dimensiones se denomina plano medio de la placa.

Por otra parte se define como estado de placa al sistema de cargas en el que sólo actúan fuerzas exteriores normales al plano medio de la placa y momentos contenidos en planos perpendiculares al mismo (o lo que es lo mismo momentos cuyos ejes están contenidos en el plano medio).

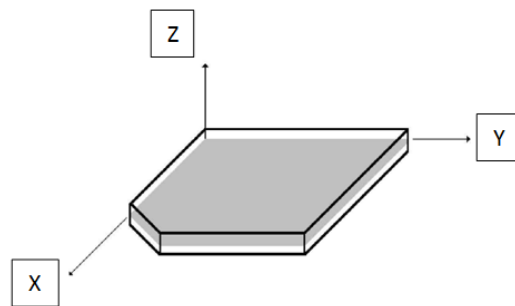


Fig. 4. Coordenadas de Referencia en placas ⁹

1.3.2. Consideraciones Intuitivas.

Se supone una placa rectangular apoyada o empotrada (A, B), en dos bordes opuestos pero con los otros dos bordes libres, sometida a una carga q variable pero sólo con la coordenada relativa a los bordes libres.

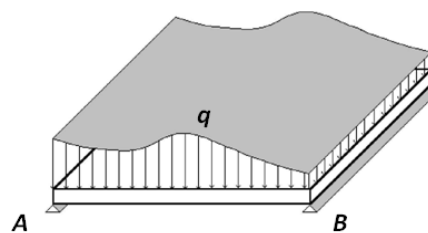


Fig.5. Distribución de carga en placas rectangulares ¹⁰

Si se descompone la placa transversalmente, paralelamente a los bordes libres, en n vigas paralelas, cada una de ellas soporta la carga que le afecta y en un

⁹ Fuente: www.gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec098/download/placas.html

¹⁰ IDEM

funcionamiento independiente las próximas no le prestan más ayuda que en impedir su contracción lateral, ya que la deformación longitudinal es, para todas las vigas ficticias, idénticas y compatibles.

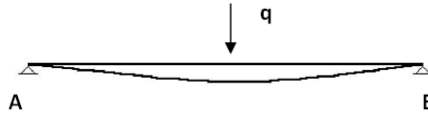


Fig.6. Deflexión en una viga ficticia

Por formar parte de una placa estas vigas ficticias tienen limitada su contracción lateral debido al coeficiente de Poisson lo que reduce su deformación longitudinal en una proporción de $1-\nu^2$. Es decir la placa en este caso tiene una respuesta estructural similar a la de una viga equivalente pero con una rigidez mayor.

$$D_{viga} = EI \quad [Ec. 4]^{11}$$

$$D_{placa} = \frac{EI}{1-\mu^2} \quad [Ec. 5]^{11}$$

Donde:

- E: Modulo de Elasticidad
- D: Rigidez
- I: Inercia de la placa (viga ficticia)
- μ : Coeficiente de Poisson {Ver tabla 1.}

Si no se satisfacen las condiciones de borde y de carga anterior; es decir, los bordes libres tienen algún movimiento impedido y/o la carga es variable en la dirección transversal, el comportamiento descrito para la placa varía. Las vigas longitudinales ficticias además de tener limitada su contracción lateral, ahora no tienen la misma deformación longitudinal.

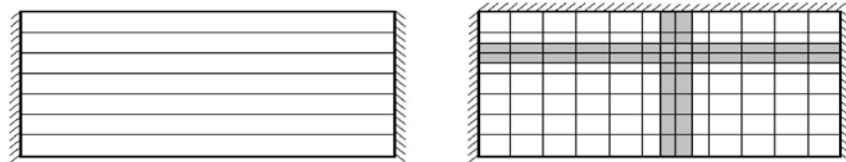


Fig.7. Condiciones de Borde para la Placa ¹²

En estas condiciones de borde dadas, la aproximación sólo con vigas longitudinales, no es válida y el comportamiento resistente de la placa se simula mejor con dos

¹¹ Fuente: Resistencia de Materiales, TIMOSHENKO, Tomo2, pag: 122

¹² Fuente: www.gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec098/download/placas.html

series de vigas ortogonales entre sí. En la hipótesis de que la carga actúe totalmente sobre ambas vigas o franjas, la compatibilidad de deformaciones, exige que en los puntos comunes actúen unas fuerzas dirigidas en sentido contrario que igualen los movimientos. Esto es equivalente a suponer que la carga está soportada en parte por cada una de la serie de vigas en ambas direcciones. Por lo tanto las tensiones y deformaciones serán menores en cada una de ellas.

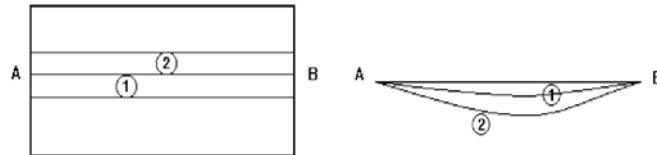


Fig.8. Elasticidad de una viga ficticia (2) y una placa (1) ¹³

1.3.3. Flexión de una placa rectangular de gran longitud cargada uniformemente

Se considera a una placa rectangular de gran longitud cuando su largo es considerablemente más grande comparándola con su ancho, dada esta geometría se procede a dividir el estudio de placas considerando la forma en que se encuentran apoyadas.

a) Bordes simplemente apoyados:

Los bordes de la placa están simplemente apoyados, pueden girar libremente durante la flexión y no existe corrimiento de los bordes en el plano de la placa.

En este caso la placa de longitud L se la considera como una viga con cargas uniformes q distribuidas en toda su superficie y fuerzas tensoras S en sus extremos tal y como se muestra en la figura:

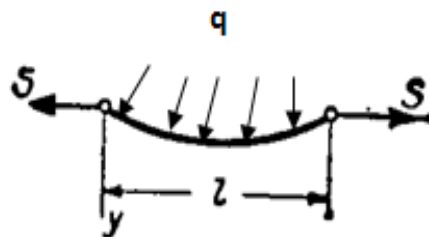


Fig. 9 Distribución de fuerzas tensoras en la viga ¹⁴

Tomando en cuenta estas condiciones se establecen ecuaciones para deducir la deflexión en el centro de la placa de la siguiente manera:

¹³ Fuente: www.gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec098/download/placas.html

¹⁴ Fuente: Resistencia de materiales, TIMOSHENKO, TomoII, pag 121

$$\delta = \frac{\delta_0}{1+\alpha} \quad [Ec. 6]^{15}$$

$$\delta_0 = \frac{5}{384} \frac{q \cdot L^4}{D} \quad [Ec. 7]^{15}$$

$$S = \alpha \quad [Ec. 8]^{15}$$

$$\frac{3\delta_0^2}{h^2} = \alpha (1+\alpha)^2 \quad [Ec. 9]^{15}$$

$$\mu = \frac{p \cdot L}{2} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\alpha} \quad [Ec. 10]^{15}$$

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12(1-\mu^2)} \quad [Ec. 11]^{16}$$

$$p^2 = \frac{S}{E \cdot I} \quad [Ec. 12]^{17}$$

Donde:

E: Modulo de Elasticidad {Kg/cm²}

D: Rigidez

I: Inercia de la placa {mm⁴}

μ: Coeficiente de Poisson {Ver tabla 1.}

α: Relación de carga Longitudinal causada por S

δ̂: Deflexión máxima de la placa {mm}

δ̂₀: Deflexión causada por las fuerzas transversales {mm}

p: Factor de simplificación de términos

Para calcular los momentos flectores máximos (M_{max}) y los esfuerzos flexionantes máximos (σ_{max}) producidos en el centro de la placa debemos considerar las siguientes ecuaciones:

$$M_{max} = \frac{q \cdot L^2}{8} \cdot \psi_1 \quad [Ec. 13]^{17}$$

$$\sigma'_x = \frac{S}{h} = \frac{\alpha \cdot S_{cr}}{h} = \frac{\alpha \cdot \pi^2 \cdot D}{h \cdot L^2} \quad [Ec. 14]^{17}$$

$$\sigma''_x = \frac{6 \cdot M_{max}}{h^2} \quad [Ec. 15]^{17}$$

$$\sigma_{max} = \sigma'_x + \sigma''_x \quad [Ec. 16]^{17}$$

$$S_{cr} = \frac{S \cdot L^2}{D \cdot \pi^2} \quad [Ec. 17]^{17}$$

Donde:

ψ₁: Factor de corrección (Ver tabla 3)

σ_x' : Esfuerzo de extensión producido por la fuerza S {Kg/cm²}

σ_x'' : Esfuerzo de flexión {Kg/cm²}

S_{cr}: Fuerza critica longitudinal

1.3.4. Flexión en placas rectangulares (placa)

Para obtener la deflexión en placas rectangulares debemos suponer que la carga es considerablemente pequeña comparada con el espesor de la placa y que durante la

¹⁵ Fuente: Resistencia de Materiales, TIMOSHENKO, Tomo2, pag: 124 - 125

¹⁶ IDEM, pág. 122

¹⁷ IDEM, pág. 27

flexión los bordes pueden desplazarse libremente en el plano de la placa, es decir no hay fatiga en el centro de la placa. Para analizar flexión en placas vamos a considerar el siguiente caso:

a) Placa apoyada en los bordes:

En este caso se tiene una placa apoyada en los bordes con una carga q uniformemente distribuida sobre la superficie donde la deflexión máxima (δ) se da en el centro de la placa.

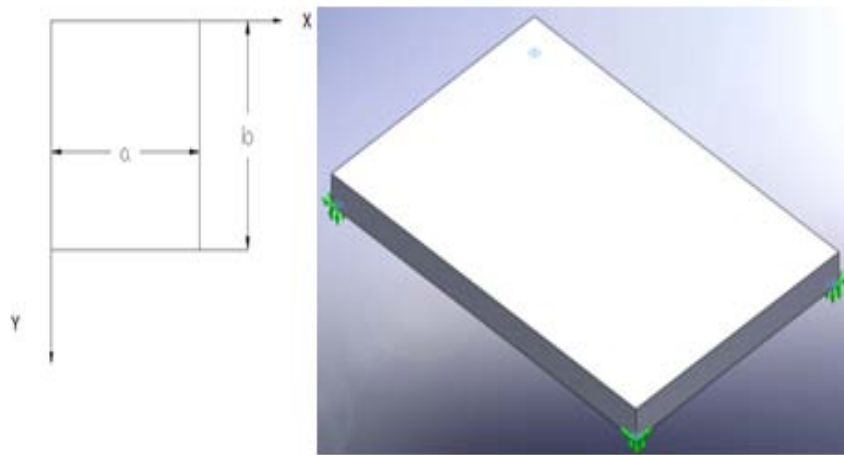


Fig.10. Placa apoyada en los bordes

$$\delta = \alpha \frac{q a^2}{E h^3} \quad [Ec. 18]^{18}$$

$$M_{1max} = \beta_1 \cdot q \cdot a^2 \quad [Ec. 19]^{18}$$

$$M_{2max} = \beta_2 \cdot q \cdot a^2 \quad [Ec. 20]^{18}$$

Donde

α = Factor numérico, depende de la relación b/a

a = Lado más corto de la placa {mm}

h = Espesor de la placa {mm}

M = Momento flector por unidad de longitud

β = Coeficientes para calculo de placas rectangulares

(Ver Tabla 2 de anexos)

1.3.5. Formulas experimentales de deflexión y esfuerzo máximo en placas Planas.

Las formulas a continuación propuestas contienen cierto empirismo debido a que son deducciones matemáticas muy específicas para ciertos casos puntuales de placas. Por tal motivo los valores obtenidos tienen un grado de error mínimo.

¹⁸ Fuente: Manual del Ingeniero Mecánico; EUGENE A. AVALLONE; 9na edición ;McGraw Hill; Tomo1; pag:5-56

a) Esfuerzo (σ) y deflexión (δ) máximos en el centro de placas planas

- Carga Distribuida (w)

$$\sigma_{max} = k \frac{w.r^2}{t} \quad [Ec. 21]^{19}$$

$$\delta_{max} = k_1 \frac{w.r^4}{E.t^3} \quad [Ec. 22]^{19}$$

- Carga Puntual(P)

$$\sigma_{max} = k \frac{P}{t^2} \quad [Ec. 23]^{19}$$

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P.r^2}{E.t^3} \quad [Ec. 24]^{19}$$

- Momento (C)

$$\sigma_{max} = k \frac{C}{t^2} \quad [Ec. 25]^{19}$$

$$\delta_{max} = k_1 \frac{C.r^2}{E.t^3} \quad [Ec. 26]^{19}$$

Donde

k = Factor numérico, depende de la relación b/a (ver tabla 21 de los anexos)

k_1 = Factor numérico, depende de la relación b/a

r = Lado más corto de la placa {mm}

R = Lado más largo de la placa {mm}

t = Espesor de la placa {mm}

1.4. Estructuras metálicas

1.4.1 Conceptos generales

Definición de Estructuras: Es el conjunto de elementos resistentes, convenientemente vinculados entre sí, que accionan y reaccionan bajo los efectos de las cargas. Su finalidad es resistir y transmitir las cargas del edificio a los apoyos manteniendo el espacio arquitectónico, sin sufrir deformaciones incompatibles.

Exigencias básicas de las Estructuras: Los requisitos o exigencias básicas que una estructura debe cumplir son:

- **Equilibrio:** Se identifica con la garantía de que el edificio no se moverá. Tienen cierto grado de movimiento, pero comparado a las dimensiones del edificio los desplazamientos de este edificio son tan pequeños que a simple vista parece inmóvil y sin deformación alguna.
- **Estabilidad:** Se relaciona con el peligro de movimiento inaceptable del edificio en su totalidad. Debe estar bien equilibrado. Cuando un viento huracanado actúa sobre un edificio alto y éste no se halla adecuadamente arraigado en la tierra o equilibrado por su propio peso, puede volcarse sin desintegrarse.

¹⁹ Fuente: Manual del ingeniero Mecánico; EUGENE.A.AVALLONE; 9na Edición; MCGRAWHILL; Tomo1; pag:5-56 a 5-60

1.4.1.1. El acero como material estructural

El acero es tal vez el más versátil de los materiales que se emplea para este de aplicaciones debido a su gran resistencia, poco peso, facilidad de fabricación y otras propiedades convenientes las cuales vamos a exponer a continuación.

a) Ventajas del acero como material estructural

- Alta resistencia: la alta resistencia del acero por unidad de peso, permite estructuras relativamente livianas, lo cual es de gran importancia en la construcción.
- Elasticidad: el acero es el material que más se acerca a un comportamiento linealmente elástico (Ley de Hooke) hasta alcanzar esfuerzos considerables.
- Ductilidad: el acero permite soportar grandes deformaciones sin falla, alcanzando altos esfuerzos en tensión, ayudando a que las fallas sean evidentes.
- Tenacidad: el acero tiene la capacidad de absorber grandes cantidades de energía en deformación (elástica e inelástica).

b) Desventajas del acero como material estructural

- Corrosión: el acero expuesto a intemperie sufre corrosión por lo que deben recubrirse siempre con esmaltes, exceptuando a los aceros especiales como el inoxidable.
- Calor, fuego: en el caso de incendios, el calor se propaga rápidamente por las estructuras haciendo disminuir su resistencia donde el acero se comporta plásticamente, debiendo protegerse con recubrimientos aislantes.
- Pandeo elástico: debido a su alta resistencia/peso el empleo de perfiles esbeltos sujetos a compresión, los hace susceptibles al pandeo elástico, por lo que en ocasiones no son económicos las columnas de acero.

1.4.1.2. Diagrama esfuerzo deformación en un acero estructural.

Para comprender el comportamiento que va a tener un material en una estructura es muy importante que el diseñador conozca las propiedades del material y como se va a comportar dicho material si se lo proyecta en una situación específica.

Para tener conocimiento de esto se han elaborado experimentalmente los diagramas esfuerzo-deformación, en los cuales se puede observar el comportamiento que tendrá el material en diversas situaciones de carga, especialmente en el acero tal y como podemos ver en la figura 2.

- Instalaciones.
 - Empujes de rellenos definitivos.
 - Cargas debidas a deformaciones permanentes.
- b) Cargas vivas:** Son cargas variables en magnitud y posición debidas al funcionamiento propio de la estructura.
- Personal.
 - Mobiliario.
 - Empujes de cargas de almacenes.
- c) Cargas accidentales:** Son cargas adversas o criticas de orden natural como:
- **Viento:** Estas cargas dependen de la ubicación de la estructura, de su altura, del área expuesta y de la posición.
 - **Sismo:** Estas cargas se pueden determinar cómo fuerzas estáticas horizontales aplicadas a las masas de la estructura, aunque en ocasiones debido a la altura de los edificios o esbeltez se hace necesario un análisis dinámico para determinar las fuerzas máximas a que estará sometida la estructura.

1.4.1.5. Métodos de diseño para estructuras metálicas.

a) Método elástico y plástico (ASD)

Este método se basa en diseñar los elementos de una estructura estimando las cargas de trabajo que van a soportar en base a ciertos esfuerzos permisibles, los cuales usualmente son cierta fracción del esfuerzo mínimo de fluencia especificado del acero. En este método las cargas de trabajo estimadas se las multiplica por un factor de seguridad o de sobrecarga, de esta forma los elementos estructurales estarán diseñados con base a su resistencia al colapso, se los conoce como: diseño por esfuerzos permisible, diseño por esfuerzos de trabajo o diseño al colapso.

b) Diseño con factores de carga y Resistencia (LRFD)

Este método es un método probabilístico, similar al diseño plástico en tanto que considera la condición de falla o de resistencia última (F_u) y no de una fracción de (F_y) como en el método ASD.

Las cargas de diseño en este método son multiplicadas por un factor de seguridad superior a uno, de tal forma que los miembros diseñados proporcionen suficiente resistencia frente a las cargas sometidas es decir:

“Resistencia útil o de diseño debe ser mayor o igual a la sumatoria de las cargas sometidas”²¹.

A pesar de ser un método nuevo se lo está empezando a considerar en algunos países ya que tiene ventajas sobre el ASD como:

- Menor peso en las estructuras
- Menor costo en materiales
- Determinación más uniforme y específica de perfiles, no tan sobredimensionados.

1.4.2 Diseño de vigas

Las vigas son miembros estructurales que soportan cargas transversales. Se usan generalmente en posición horizontal y están sujetas a cargas por gravedad o verticales

Uno de los perfiles más usados para vigas son los W debido a su bajo costo han remplazado por completo a los canales C y secciones S.

Donde:

- d: Peralte
- b: Ancho del patín
- tw: Espesor del alma
- tf: Espesor del patín

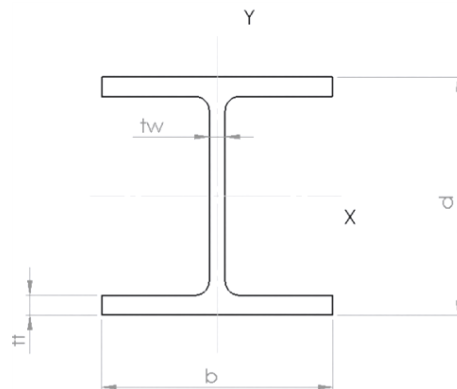


Fig.12. Nomenclatura de un perfil

1.4.2.1. Diseño de vigas por flexión:

Si una viga está sujeta a momentos flexionantes el esfuerzo en cualquier punto de la misma puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$f_b = \frac{M}{S} = \frac{M \cdot c}{I} \quad [Ec. 27]^{22}$$

Donde:

- M: Momento máximo de Flexión
- S: Modulo de sección del perfil (I/c)
- c: Distancia del eje neutro a la fibra
- f_b : Esfuerzo real a flexión

²¹ Fuente: *Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pag:42*

²² IDEM, pag:179

Según la especificación ASD se obtienen diferentes esfuerzos permisibles por flexión:

$$F_b = 0.6S_y \text{ Elementos medios } L_c \leq L \leq L_u \quad [Ec. 28]^{23}$$

$$F_b = 0.66S_y \text{ Elementos cortos } L \leq L_c \quad [Ec. 29]^{23}$$

$$F_b < 0.6S_y \text{ Elementos largos } L > L_u \quad [Ec. 30]^{23}$$

Donde:

S_y : Esfuerzo de fluencia

F_b : Esfuerzo permisible por flexión

L_c : Longitud critica (manual de la AISC sección 2)

L_u : Longitud ultima (manual de la AISC sección 2)

Para que la sección de una viga esta correctamente diseñada a esbeltez debe cumplir:

$$f_b \leq F_b \quad [Ec. 31]^{24}$$

a) Esbeltez en la flexión de una viga:

Para diseñar una viga por esbeltez debemos considerar:

$$\lambda_f = \frac{L}{r_T} \quad [Ec. 32]^{25}$$

$$r_T = \sqrt{\frac{\frac{1}{2}I_y}{A_f + \frac{1}{6}A_w}} \quad [Ec. 33]^{25}$$

Cuando

$$\sqrt{\frac{102 \times 10^3 C_b}{S_y}} \leq \lambda_f \leq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 C_b}{S_y}} \quad [Ec.34]^{25}$$

Usamos

$$f_b = \left[\frac{2}{3} - \frac{S_y \lambda_f^2}{1530 \times 10^3 C_b} \right] \cdot S_y \quad [Ec. 35]^{25}$$

Y cuando

$$\lambda_f \geq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 C_b}{S_y}} \quad [Ec. 36]^{25}$$

Usamos

$$f_b = \frac{170 \times 10^3 C_b}{\lambda_f^2} \quad [Ec. 37]^{25}$$

ó

$$f_b = \frac{12 \times 10^3 C_b}{L \frac{d}{A_f}} \quad [Ec. 38]^{25}$$

²³ Fuente: Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pag:179, pag:198

²⁴ IDEM, pag:179-180

²⁵ IDEM, pag:195

$$C_b = 1.75 + 1.05 \left(\frac{M_1}{M_2} \right) + 0.3 \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^2 \leq 2.3 \quad [Ec. 39]^{26}$$

Donde:

L : Longitud entre apoyos de la viga

λ_f : Esbeltez por flexión

r_T : Radio de giro a deflexión

I_y : Inercia respecto al eje Y

A_f : Área del patín

A_w : Área del alma

C_b : Factor de gradiente de momento

d : Peralte

M_1 : Menor momento en el extremo

M_2 : Mayor momento en el extremo

Nota: Si no existe momento en los extremos $C_b=1$; Si el momento es máximo $C_b=2.3$

1.4.2.2. Diseño de vigas por cortante:

Para diseñar una viga por esfuerzo cortante debemos tomar en cuenta la siguiente ecuación:

$$f_v = \frac{V}{dt_w} \quad [Ec.40]^{27}$$

Cuando

$$\frac{h}{t_w} \leq \frac{380}{\sqrt{S_y}} \quad [Ec.41]^{27}$$

Usamos

$$F_v = 0.4S_y \quad [Ec.42]^{27}$$

Cuando

$$\frac{h}{t_w} > \frac{380}{\sqrt{S_y}} \quad [Ec.43]^{27}$$

No se considera un perfil valido

Donde:

f_v : Esfuerzo real por cortante

F_v : Esfuerzo permisible por cortante

d : Peralte

t_w : Espesor de alma

h : Altura del alma $h=T$

1.4.2.3. Diseño de vigas por deflexión:

Para diseñar una viga por deflexión se debe considerar que la deflexión real δ) sea menor a la deflexión permisible $[\delta]$ ²⁸

$$[\delta] = \frac{L}{350} \text{ deflexion simple poco exigencia}$$

$$[\delta] = \frac{L}{400} \rightarrow \frac{L}{500} \text{ deflexion baja exigencia}$$

$$[\delta] = \frac{L}{500} \rightarrow \frac{L}{1000} \text{ deflexion media exigencia}$$

²⁶ Fuente: Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pag:197

²⁷ IDEM, pag:215-216-217

²⁸ IDEM, pag:220

$$[\delta] = \frac{L}{800} \text{ cargas vivas y de impacto norma AASHTO}$$

$$[\delta] = \frac{L}{1000} \rightarrow \frac{L}{2000} \text{ deflexion alta exigencia}$$

1.4.3 Miembros a Compresión

Un miembro se encuentra sometido a compresión cuando existe una carga axial que tiende a acortar el elemento. Existen varios tipos de miembros a compresión, de los cuales las columnas son los más utilizados y sobre todo más conocidos.

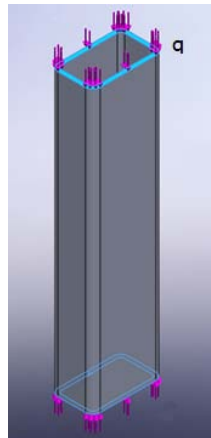


Fig. 13. Perfil a compresión

La resistencia de una columna y la manera como falla depende en gran medida a su longitud efectiva

1.4.3.1. Tipos de Columnas

a) Columnas Largas:

La formula de Euler predice muy bien la resistencia de columnas largas, en las que el esfuerzo axial de pandeo permanece por debajo del límite proporcional. Dichas columnas fallan elásticamente.

b) Columnas Cortas:

En columnas cortas el esfuerzo de falla es igual al esfuerzo de fluencia, y no ocurrirá el pandeo.

c) Columnas Indeterminadas:

En este tipo de columnas algunas fibras alcanzaran el esfuerzo de fluencia y otras no; esta fallara tanto por fluencia como por pandeo y el comportamiento de este tipo de columnas se denomina *inelástico*. Para aplicar la formula de Euler a este caso deberá modificarse el de acuerdo al concepto de modulo reducido o al modulo tangente para tomar en cuenta la presencia de esfuerzos residuales.

1.4.3.2. Perfiles usados en columnas

Se puede seleccionar un sinnfín de perfiles para resistir con seguridad una carga de compresión en una estructura, en algunos casos se suele usar lados desiguales para mejorar una distribución de los radios de giro (r) en X y Y .

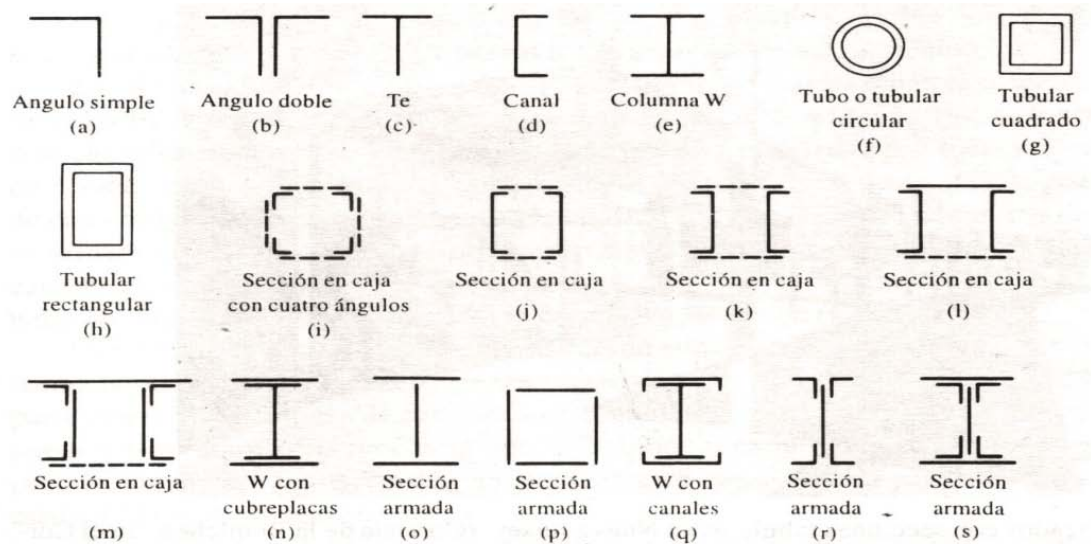


Fig.14. Tipos de Miembros Estructurales²⁹

1.4.3.3. Diseño de columnas

a) Formulas método ASD

La ASD supone que debido a los esfuerzos residuales, el límite superior de pandeo elástico está definido por un esfuerzo promedio igual a la mitad del esfuerzo de fluencia ($1/2 S_y$), si a este esfuerzo lo igualamos con la ecuación de ecuación 42 se obtiene el valor de la relación de esbeltez (C_c)

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad [Ec.44]^{30}$$

$$C_c = \frac{1987}{\sqrt{S_y}} \quad (\text{Sistema internacional}) \quad [Ec.45]^{30}$$

Cuando:

$$\frac{K \cdot L}{r} \leq C_c$$

Usamos:

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2C_c^2}\right] S_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8C_c} - \frac{3(KL/r)^3}{8C_c^3}} \quad [Ec.46]^{31}$$

²⁹ Fuente: McCormac Diseño de estructuras metálicas ASD Pág. 101 Fig5-2

³⁰ Fuente: Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pag:112

³¹ IDEM, pag:113

Cuando:

$$\frac{K.L}{r} > C_c$$

Usamos:

$$F_a = \frac{12\pi^2 E}{23(KL/r)^2} \quad [Ec.47]^{31}$$

O en formula general:

$$F_a = \frac{\pi^2 E}{FS(KL/r)^2} \quad [Ec.48]^{32}$$

Donde:

C_c : Valor de relación de Esbeltez

F_a : Esfuerzo axial permisible

FS : Factor de seguridad ($FS=2.2$)

KL/r : Esbeltez de la columna

b) Esbeltez de una Columna de sección circular

Es la relación existente entre la longitud y la sección transversal de un elemento, en la figura 15 se observa que el elemento tiene una determinada longitud (L) y un determinado radio de giro (r) que al ser una propiedad geométrica de la sección, puede representar a la misma en el cálculo de la esbeltez

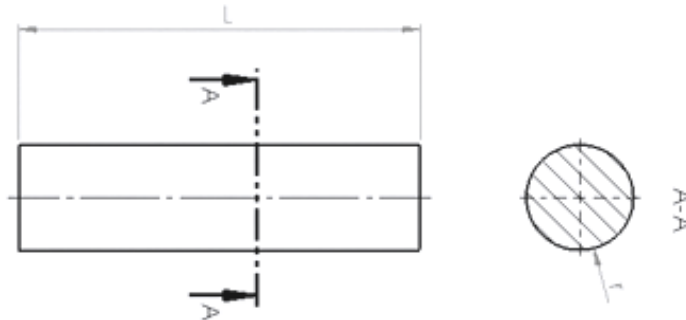


Fig. 15. Columna sección circular

En los elementos sujetos a compresión se debe revisar la relación de esbeltez máxima, la cual según LRFD debe ser:

$$\frac{K.L}{r_G} \leq 200 \quad [Ec.49a]^{33}$$

$$r_G = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [Ec.49b]^{33}$$

Donde:

r : Radio de giro de la sección

³²Fuente: *Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pag:115*

³³IDEM, pag:118

1.4.4. Diseño de Armaduras

1.4.4.1. Método de longitudes efectivas.

Este método es empleado cuando las columnas son parte de una armadura que para nuestro caso en particular es un marco rígido.

La longitud efectiva de una columna es una propiedad de toda la armadura de la que forma parte la columna, para lograr calcularla vamos a usar los nomogramas mostrados en la tabla 11 de Anexos, en los cuales encontramos los valores de K respectivos de cada elemento de la armadura.

Para usar los nomogramas es necesario conocer las características de los elementos de la armadura que están conectados entre sí como: longitud, inercia, tipo de sección.

Los valores que se deben ingresar en los nomogramas están determinados por la ecuación:

$$G = \frac{\sum \frac{I_c}{L_c}}{\sum \frac{I_g}{L_g}} \quad [\text{Ec.50}]^{34}$$

Donde:

I_c : Momento de inercia de la columna

L_c : Longitud no soportada lateralmente de la columna

I_g : Momento de inercia de la viga o trabe

L_g : Longitud no soportada lateralmente de la viga o trabe

G : Contante de Nomograma para la viga o trabe.

a) Criterios para determinar valores de G

- Para extremos de columnas soportadas, pero no rígidamente conectadas a la cimentación, G es teóricamente igual a infinito, pero a menos que la unión se construya como una verdadera articulación sin fricción, se tomara el valor de 10 para diseños prácticos.
- Si la columna esta unida rígidamente en su extremo a la cimentación, G será igual o menor a 1 si se justifica analíticamente.
- Si una viga o trabe está conectada rígidamente a una columna, su rigidez debe multiplicarse por un factor apropiado el cual se muestra en la tabla 12 de los anexos, que depende de la conexión en el extremo alejado del miembro.

b) Proceso de cálculo de valores de rigidez efectiva de una armadura

- Seleccione el nomograma apropiado (ladeo libre o impedido).

³⁴ Fuente: *Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición*, pag:163

- Calcule el valor de G en cada extremo de la columna y denomine G_A o G_B
- En la columna correspondiente del nomograma ubicar los valores de G_A, G_B y unirlos con una línea la cual cortara a la columna de los valores de K

c) Comprobación y selección de la sección recomendada.

- Con el valor obtenido de K y las propiedades de cada elemento calculamos el valor de esbeltez efectiva de cada elemento.

$$\frac{K.L}{r} \quad [Ec.51]^{35}$$

- Con los valores de esbeltez efectiva se ingresa en los catálogos de perfiles estructurales y seleccionamos uno que cumpla con lo requerido.
- Se prueba la capacidad de carga del perfil seleccionado con la carga que va a soportar el perfil.

$$q = F_a A_g \quad [Ec.52]^{36}$$

Donde:

q : Carga real en la columna

F_a : Esfuerzo permisible de diseño (Catálogos de fabricante)

A_g : Área efectiva de la sección (Catálogos de fabricante)

1.4.4.2. Método de mínimo trabajo en marcos continuos.

A este método también se lo conoce como el segundo teorema de Castigliano, el cual nos permite el análisis de armaduras articuladas indeterminadas y marcos rígidos.

Castigliano enuncia en el segundo teorema: “En una estructura indeterminada cargada cualquiera, los valores de los redundantes serán tales que hagan la energía de deformación interna elástica total, resultante de la aplicación de un sistema dado de cargas un mínimo.”³⁷

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial H} \frac{dx}{EI} = 0 \quad [Ec.53]^{38}$$

$$\frac{\partial W}{\partial V} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial V} \frac{dx}{EI} = 0 \quad [Ec.54]^{38}$$

$$\frac{\partial W}{\partial M} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial M} \frac{dx}{EI} = 0 \quad [Ec.55]^{38}$$

Donde:

$\frac{\partial W}{\partial H}$: Energía de deformación interna causada por la carga horizontal H

$\frac{\partial W}{\partial V}$: Energía de deformación interna causada por la carga Vertical V

$\frac{\partial W}{\partial M}$: Energía de deformación interna causada por un Momento aplicado

³⁵ Fuente: *Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pag:118*

³⁶ IDEM, pag:119

³⁷ Fuente: *Análisis de estructuras indeterminadas, J.STERLING KINNEY, Pag:292*

³⁸ IDEM, Pag:292-295

M: Ecuación de momento en función de la sección requerida.
 a y b: Limite superior e inferior (Longitud del elemento estructural)

Los datos de las ecuaciones 53, 54, 55 se los ingresa en base al análisis por secciones de la armadura, ayudándonos de un cuadro resumen en el siguiente formato.

SECCION	x = 0 en	MOMENTO DE LA SECCION	$\frac{\partial M}{\partial H}$	$\frac{\partial M}{\partial V}$	$\frac{\partial M}{\partial M}$

En este cuadro se analiza por secciones la estructura y los valores encontrados se los ingresa en las ecuaciones

1.5. Cojinetes de deslizamiento.

1.5.1. Definición

A diferencia de los cojinetes de rodamiento, que trabajan con fricción por rodadura, los cojinetes de contacto plano trabajan con fricción por deslizamiento. Por eso las pérdidas por fricción para los cojinetes de deslizamiento, son mayores que las de los rodamientos.

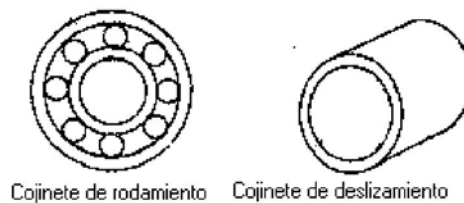


Fig.16. Tipos de Cojinetes según la forma ³⁹

Ellos pueden ser empleados:

- Para guiar árboles con elevada precisión
- En máquinas con vibraciones, fuertes sacudidas o golpes, como las prensas
- Para trabajar en medios agresivos, por ejemplo el agua salada.
- Donde no puedan existir elementos contaminantes, como la industria farmacéutica o la industria de alimentos
- En apoyos de árboles acodados, ej. los cigüeñales
- En árboles rápidos, ya que la vida útil de estos cojinetes no depende totalmente del número de ciclos de carga
- En árboles extra pesados, donde colocar un rodamiento sería caro, ya que debe fabricarse a pedido.

³⁹ Fuente: <http://materias.fi.uba.ar/6712M/CojDeDeslTeorico>

- Para mecanismos de marcha lenta y poca responsabilidad
- En montajes con dimensiones diametrales muy pequeñas.

1.5.2. Clasificación

Los cojinetes de deslizamiento pueden clasificarse para su estudio, atendiendo a diferentes criterios: dirección de las cargas, condiciones de lubricación, forma, relación longitud-diámetro y tipo de rozamiento, entre otros aspectos. A continuación le presentamos los dos criterios de clasificación fundamentales:

a) Según la dirección en que soportan las cargas:

Se clasifican en Radiales -Axiales -Radio-axiales

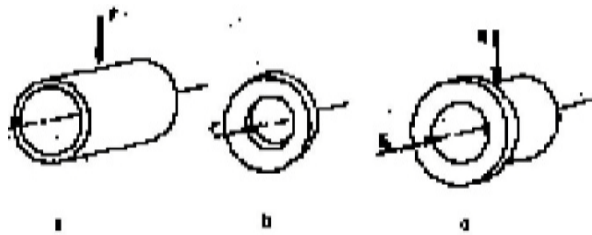


Fig. 17. Tipos de cojinetes según la dirección de la carga que soportan
a) Radial, b) Axial, c) Radio-axial ⁴⁰

b) Según las condiciones de lubricación al funcionar.

Se clasifican en:

- **Hidrodinámica:** Las superficies del cojinete y el árbol están separadas totalmente por una uña de lubricante que se forma debido al movimiento relativo entre ambas superficies, y depende de las características del movimiento, de la magnitud y dirección de la carga en el cojinete y de las propiedades del lubricante empleado.
- **Hidroestática:** Se logra la separación de las superficies garantizando un suministro lubricante a presión en la zona de contacto.
- **Limite:** Se produce el contacto entre las crestas de las superficies del cojinete y el muñón en la zona de contacto.

1.5.3. Lubricantes

La función de los lubricantes es disminuir las pérdidas por rozamiento y el desgaste de las superficies de los elementos en movimiento que componen el cojinete. Los lubricantes más conocidos son los aceites y las grasas.

⁴⁰ Fuente: <http://materias.fi.uba.ar/6712M/CojDeDeslTeorico>.

a) Aceites derivados del petróleo

Comúnmente se emplean aceites derivados del petróleo, aunque para la lubricación de los cojinetes pueden emplearse otros líquidos en los cuales es necesario que trabaje el cojinete, como el agua salada en los timones de las embarcaciones. Para mejorar las características de un lubricante se emplean los aditivos, los cuales son compuestos químicos cuya función es mejorar las propiedades naturales de los lubricantes, estos pueden ser aceites de origen animal o vegetal, compuestos sulfurosos, de cloro o flúor.

b) La grasa: Es otro lubricante muy empleado, se clasifica como semisólido o plástico. Se obtiene a partir de aceites derivados del petróleo con la adición de espesantes. Tiene la ventaja de que los conjuntos en rozamiento, mantienen capas de lubricantes relativamente gruesas en superficies verticales, son comúnmente usados en conjuntos de difícil acceso para la re lubricación, que requieren sellaje, y en cojinetes abiertos, poseen buena resistencia a la humedad. Se emplean en el 95% de las máquinas eléctricas, y comúnmente trabajan a temperaturas menores que 80°C.

c) Lubricantes sólidos: Como el disulfuro de molibdeno y el grafito coloidal. Trabajan satisfactoriamente en condiciones de temperaturas muy bajas o muy altas, en vacío, ambientes químicamente activos, o limpios, y para pequeños movimientos.

1.5.3.1. Selección de lubricantes:

Actualmente están desapareciendo en la industria los llamados lubricantes para uso general, que han sido desplazados por los adecuados a cada aplicación específica. Según sea esta, se pueden citar los siguientes:

a) Lubricantes para cojinetes a fricción

Para esta aplicación interesa fundamentalmente la viscosidad del aceite, la cual deberá elegirse de acuerdo con las condiciones de trabajo, carga que actúe sobre el eje, velocidad de giro y temperatura de funcionamiento, con objeto de poder mantener un espesor mínimo de película. En el cuadro siguiente se exponen las viscosidades más genéricas.

Todos los lubricantes tienen su nivel de viscosidad, medido siempre en grados Engler a 50° de temperatura, que indican su aplicación.

VISCOSIDADES DE ACEITES				
Tipo de cargas	Kg/cm ²	Vel. lineal m/seg	Temp, trabajo °C	Viscosidad Engler 50°
Muy ligeras	hasta 2	de 0,2 a 10	hasta 50°	de 1,6 a 2 6,4,3 6,4 12, 10, 8
Ligeras	de 2 a 10	de 5 a 10 - 15	hasta 50°	
Medias	de 10 a 80	de 0,2 a 5 - 10	hasta 50°	
Pesadas	más de 80	de 0.1 a 1	hasta 50°	
		de 1 a 2,5	hasta 50°	
		de 2,5 a 10		

b) Lubricantes para rodamientos

En general, los rodamientos se lubrican con grasa que los protege de la oxidación y la corrosión, así como contra la penetración de polvo. Debido a que las grasas son menos fluidas que los aceites, permanecen durante mucho tiempo sin tener que reponerse. Las más utilizadas son las sódicas.

c) Lubricantes para engranajes

Al seleccionar lubricantes para engranajes, deben considerarse los siguientes factores:

- Tipo de engranaje (cilíndrico, cónico, etc.).
- Velocidad de funcionamiento.
- Potencia transmitida.
- Temperatura de trabajo.
- Régimen de funcionamiento (con o sin cheques).
- Procedimiento de engrase (inmersión, chorro).

La viscosidad de estos aceites debe estar en proporción directa con la potencia, temperatura y régimen de funcionamiento, y en proporción in-versa con la velocidad.

d) Fluidos para mandos hidráulicos

Las características que deben reunir los fluidos para mandos hidráulicos son las siguientes:

- Propiedades antiespumantes, des emulsionantes, antioxidantes y anticorrosivas.
- Punto de inflamación elevado.
- Estabilidad al batido al cual se los somete.
- No atacar al caucho o a los materiales de las juntas.

- Viscosidad apropiada.

Para los circuitos hidráulicos, suelen adaptarse y emplearse dos tipos de fluidos: aceites de petróleo y fluidos sintéticos, siempre con los aditivos necesarios para que cumplan las especificaciones. En los circuitos hidráulicos es muy importante que una de las especificaciones, como es la anti espumosis se verifique, ya que si formase espuma, esta contendría aire y habría que purgar continuamente los circuitos, con las consiguientes repercusiones en el trabajo.

1.5.3.2. Lubricación por película gruesa

Si la película de lubricante es lo suficientemente gruesa para que no exista contacto entre metal y metal se dice que se tiene lubricación de película gruesa o fluida, cuanto más ásperas sean las superficies más gruesa debe ser la película lubricante para separarlas.

1.5.3.3. Viscosidad

La viscosidad es la oposición de un fluido a las deformaciones tangenciales. Un fluido que no tiene viscosidad se llama fluido ideal, en realidad todos los fluidos conocidos presentan algo de viscosidad, siendo el modelo de viscosidad nula una aproximación bastante buena para ciertas aplicaciones. Si imaginamos que el borrador está formado por delgadas capas unas sobre otras, el resultado de la deformación es el desplazamiento relativo de unas capas respecto de las adyacentes, tal como muestra la figura 18 (c).

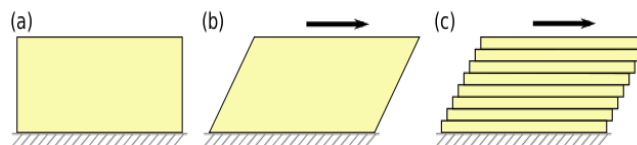


Fig. 18 Deformación de un sólido por la aplicación de una fuerza tangencial. ⁴¹

En los líquidos, el pequeño rozamiento existente entre capas adyacentes se denomina viscosidad. Cuando existe lubricación de película gruesa la fuerza de rozamiento que se opone al movimiento relativo es independiente del tipo o forma de las superficies apareadas y es más afectada por la viscosidad que por otro factor externo.

Isaac Newton enunció la ley según la cual el esfuerzo cortante (F/A) en un fluido es proporcional a la relación entre la velocidad (v) sobre el espesor de la película lubricante (h_0) es decir:

⁴¹ Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Viscosidad>

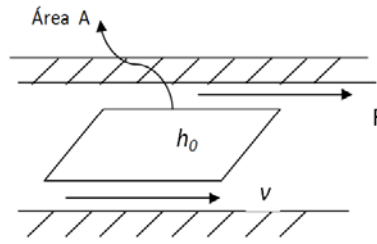


Fig.19 Fricción entre dos superficies

$$F = \frac{v \cdot A \cdot \nu}{h} \quad [\text{Ec.56}]^{42}$$

Donde:

ν : viscosidad absoluta del fluido [lb.seg/pulg²] o [Reynolds]

v : Velocidad de deslizamiento [pulg/seg]

A : Área del fluido sometida a cizalladura [pulg²]

F : Fuerza de rozamiento [lbf]

F/A : Esfuerzo cortante

h :Espesor de la capa de lubricante[pulg]

1.5.4. Mínimo valor admisible del espesor de la película lubricante ($h_0=h_{\min}$)

El valor mínimo admisible de espesor de película lubricante es independiente al cálculo del esfuerzo que actúa en el cojinete. Su determinación es en base a experimentación y pruebas obtenidas con anterioridad. Gracias a la experiencia obtenida se puede determinar que mientras más aspera se la superficie, mayor sea la desalineación del eje o la deformación por cambios termitos, mayor debe de ser el mínimo espesor admisible de película lubricante en un sistema eje cojinete.

Uno de los criterios fundamentales para determinar el valor mínimo permisible de la película lubricante es que este valor debe ser lo suficientemente adecuado para permitir la circulación de las partículas del material de las superficies en contacto que se desprende por fricción, sin que estos rayen dichas superficies. Se debe también tener en cuenta las variaciones imprevisibles de la carga. Un aporte experimental hecho por varios autores sugiere espesores mínimos de película lubricante como podremos ver en la tabla 8 de los anexos.

1.5.5. Relación longitud-diámetro del cojinete

Las relaciones de longitud y diámetro en los cojinetes va cambiando de acuerdo a las condiciones de trabajo a las que están expuestos los mecanismos como pueden ser: compacidad, carga, velocidad, temperatura, potencia, excentricidad, etc.

Estas variaciones llevan a la disminución o aumento de la película de lubricante que se tenga en el cojinete. El científico Fuller ha proporcionado experimentalmente

⁴² Fuente: *Diseño de elementos de Maquinas*, V.M.FAIRES, 4ta edición, pag:391

algunos valores de relación L/D para diferentes aplicaciones, los cuales mostraremos en la tabla 13 de los Anexos.

El exceso o falta de longitud en los cojinetes puede ser causa de fallas en los cojinetes un caso crítico se puede observar en la figura 26 donde se muestra el corte de la película lubricante en un sistema eje cojinete, por desalineación.

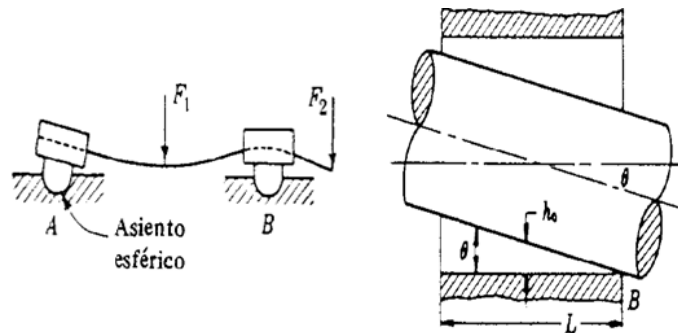


Fig.20 Corte de la película lubricante causada por desalineación el eje ⁴³

1.5.6. Materiales para cojinetes

Los materiales para cojinetes deben ser seleccionados atendiendo a las condiciones de trabajo, el tipo de lubricación, el lubricante que emplea y los materiales en contacto.

Para completar la acción antifricción, proporcionando buenas condiciones de trabajo el material del cojinete debe cumplir con la mayoría de las siguientes condiciones:

- Elevado poder antifricción (Bajo coeficiente de rozamiento en el material del muñón para evitar grandes pérdidas de potencia y elevación de temperatura en el cojinete).
- Alta resistencia al desgaste.
- Alta resistencia a la fatiga.
- Buena adaptabilidad funcional (esto permite reducir las presiones locales debido a las deformaciones elásticas y errores de fabricación).
- Alta conductividad térmica (posibilita la disipación de mayor cantidad de calor al exterior del cojinete).
- Bajo coeficiente de dilatación térmica
- Bajo módulo de elasticidad.
- Buena maquinabilidad.

⁴³ Fuente: *Diseño de elementos de Maquinas*, V.M.FAIREs, 4ta edición, pag: 413

- Capacidad de fundirse con facilidad.
- Alta resistencia a la corrosión.
- Capacidad de formar y restituir películas de lubricante en su superficie.

1.5.6.1. Tipos de materiales usados para cojinetes

Entre los materiales más usados tenemos:

a) Aceros:

Los aceros de medio carbono, con un adecuado tratamiento térmico, garantizan esas propiedades y son muy usados en la construcción de árboles y ejes (pueden tener una dureza de 40 a 50 HRC).

b) Bronce:

Aleación de cobre, que puede contener como elementos aleantes el estaño, el plomo, y en pequeñas cantidades el fósforo y níquel. Es típico en para los cojinetes de deslizamiento una aleación de un 12 o 15% de estaño en caso de aplicaciones con presiones y velocidades medias. En aplicaciones de altas presiones a velocidades medias es usual el empleo de una aleación de plomo (bronce al plomo).

Propiedades:

- Alta resistencia a la fatiga.
- Punto de fusión relativamente alto.
- Mayor dureza que los babbitt y menor adaptabilidad funcional
- Requieren buena lubricación.

c) Aleaciones de cobre estaño y plomo (Sn 1.5%, Pb 22%, Cu el resto)

Son empleadas en la actualidad como recubrimientos de los casquillos de acero en los cojinetes. Estas aleaciones tiene buena conductividad térmica, buena capacidad de carga (18MPa) con velocidades máximas de aplicación del orden de 12m/s. Deben emplearse con eje de durezas superiores a 250 HB y en condiciones de lubricación hidrodinámicas.

d) Babbitt:

Aleaciones con base estaño y plomo, también llamadas metal blanco. Se emplean como revestimiento debido a su poca rigidez.

Propiedades:

- Baja dureza
- Gran plasticidad
- Baja resistencia a la fatiga

- Bajo punto de fusión
- Buena conductividad térmica
- Buena capacidad para retener películas de lubricantes.

e) Aleaciones de aluminio

Pueden emplearse como elementos de aleación, estaño, níquel, cobre, silicio y cadmio. Requiere de árboles extremadamente pulidos.

Propiedades:

- Alta resistencia a la fatiga.
- Alto coeficiente de expansión térmica (Debe trabajar a $t < 150^{\circ}\text{C}$)
- Alta conductividad térmica.

f) Hierro fundido:

Se emplean en cojinetes lentos (1 a 2 m/s) y poco cargados, los árboles deben tener una dureza superior a los cojinetes y buen acabado superficial, deben trabajar con lubricación abundante. En este material, las inclusiones de grafito le proporcionan un lubricante complementario.

Propiedades:

- Poca adaptación funcional.
- Alta dureza superficial.
- Alta fragilidad (poca resistencia a cargas de choque).

g) Materiales no metálicos:

Estos tipos de materiales se emplean por su buena adaptabilidad. Los desechos del desgaste son blandos, tienen la posibilidad de ser lubricados con una gran diversidad de fluidos, no tienen afinidad química con los materiales de los árboles, en muchas ocasiones tienen pequeño módulo de elasticidad, y su termo conductividad es baja.

Entre los materiales no metálicos puede ser mencionado el teflón (poli tetrafluoretileno), cuyas principales características son:

- Bajo coeficiente de dilatación térmica.
- Poco desgaste.
- Bajo coeficiente de fricción.
- Amplia gama de temperaturas de servicio (-200 a 280°C).
- No reacciona con agentes químicos ni con el agua.

Los materiales no plásticos se pueden usar en cojinetes enterizos de poco tamaño, con bajas presiones o en capas delgadas como revestimiento de casquillos metálicos.

1.5.7. Deterioros en cojinetes de deslizamiento y criterios de comprobación.

Los cojinetes de deslizamiento pueden sufrir varios deterioros: ralladuras, desgaste acelerado, deposición del metal antifricción en el árbol, descorchados, producto de las siguientes causas:

- Fatiga
- Corrosión
- Partículas en el lubricante
- Falta de lubricante o viscosidad insuficiente
- Desalineamientos
- Altas presiones
- Combinaciones inadmisibles de cargas y velocidades.

1.6. Métodos de unión de elementos

1.6.1. Uniones permanentes (Proceso de soldadura)

Este procedimiento, conocido también como soldadura MIG (Metal Inert Gas), consiste en mantener un arco entre un electrodo de hilo sólido continuo y la pieza a soldar, tanto el arco como el baño de soldadura se protegen mediante un gas que puede ser activo o inerte.

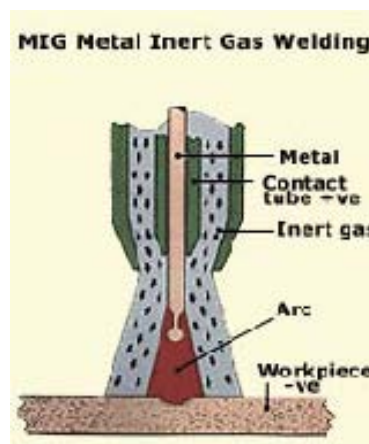


Fig.21 Esquema de elementos del arco de soldadura MIG ⁴⁴

⁴⁴ Fuente: www.esab.es/es/sp/education/procesos-migmag-gmaw.cfm

Este tipo de soldadura se utiliza principalmente para soldar aceros de bajo y medio contenido de carbono, acero inoxidable, aluminio y otros metales no férricos; empleado en artículos para la industria del automóvil, recipientes a presión, estructura metálica en general, construcción de buques y un gran número de otras aplicaciones.

1.6.1.1. Elementos del proceso GMAW

a) Hilo o alambre de aporte

En la soldadura MIG/MAG, el electrodo consiste en un hilo macizo o tubular continuo de diámetro que oscila entre 0,8 y 1,6 mm, los diámetros comerciales son 0,8; 1,0; 1,2; y 1,6 mm, aunque grandes empresas emplean hilos de 2,4 mm de diámetro. Se presenta en bobinas de diversos tamaños. El hilo suele estar recubierto de cobre para favorecer el contacto eléctrico con la boquilla, disminuir rozamientos y protegerlo de la oxidación.



Fig.22 Bobina de alambre para proceso MIG/MAG ⁴⁵

b) Gas

El gas que actúa como protección inerte, es decir, que no actúa de manera activa en el propio proceso, y por tanto es muy estable. De los seis gases inertes existentes (argón, helio, neón, criptón, xenón y radón) el argón es el más empleado en Europa, mientras que es el Helio el que se utiliza en Estados Unidos.

c) Antorcha de soldadura

La antorcha de soldadura y el conjunto de cables que en ella van unidos; conducen el hilo, la corriente de soldadura y el gas de protección a la zona del arco. En la punta de la pistola van acopladas una buza exterior que canaliza el gas a la zona de soldadura y una boquilla interior, denominada tubo de contacto, que proporciona el necesario contacto eléctrico a la punta del alambre para realizar el arco de soldadura

⁴⁵ Fuente: www.prosermet.com.ar/sitio/fotos/productos/ampl/99.jpg



Fig.23 Antorcha para soldadura MIG ⁴⁶

1.6.1.2. Tipo de Juntas

El procedimiento de soldadura bajo gas protector, en su forma semiautomática, automática, o que tenga fundamentos similares al de la soldadura con electrodo revestido, presenta también unas características particulares, especialmente en el método operatorio, y, como consecuencia de ello, también en cuanto a separación y preparación de los bordes a soldar.

En la tabla 14 de los anexos se presenta un esquema con todas las dimensiones para uniones típicas:

1.6.1.3. Método operatorio

La inclinación de la antorcha respecto a la vertical será aproximadamente de unos 10° , el movimiento de la pistola al ejecutar soldaduras planas, puede ser:

a) **Movimiento lineal:** Es el preferido para realizar cordones de raíz en planchas de poco espesor (tool, perfil estructural).



Fig.24 Movimiento lineal del cordón ⁴⁷

b) **Movimiento circular:** es el adecuado para evitar penetraciones muy grandes cuando hay grandes separaciones entre los bordes de las chapas y deben realizarse cordones anchos. También es adecuado para realizar cordones de raíz en ángulos de mediano espesor.



Fig.25 Movimiento circular del cordón ⁴⁸

⁴⁶ Fuente: www.casalam.com.mx/maquinasparasoldar-antorchas-binzel-MIG-GMAW.html

⁴⁷ Fuente: www.sunarc.com.ar

⁴⁸ IDEM

c) **Movimiento a impulsos:** el movimiento hacia adelante y hacia atrás se utiliza cuando se quiere realizar un cordón fino y, sin embargo, con una gran penetración, cuando existe pequeña separación entre los bordes a soldar. Este movimiento de avance y retroceso de la pistola de soldadura se realiza en general de manera que el avance sea rápido y el retroceso lento.

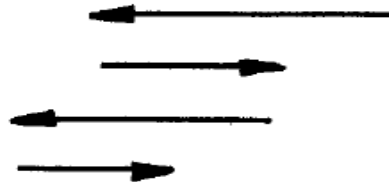


Fig.26 Movimiento lineal del cordón ⁴⁹

d) **Movimiento pendular:** es el adecuado cuando debe realizarse un cordón muy ancho. Se emplea preferentemente para realizar las últimas pasadas en las soldaduras que requieren varias de ellas. También es el más indicado en soldaduras de rincón que necesiten una gran aportación de material.



Fig.27 Movimiento en zig-zag del cordón ⁵⁰

1.6.2. Unión no permanente (Mediante pernos y/o remaches)

1.6.2.1. Definición

Los tornillos son piezas metálicas compuestas de una cabeza de apriete un vástago liso y una parte roscada que permite el sellado mediante una tuerca y una arandela. Su colocación se hace en frío.

Los pernos se utilizan en las construcciones desmontables y en la unión de elementos construidos en taller al llegar a la obra para facilitar su transporte y montaje.

⁴⁹ Fuente: www.sunarc.com.ar

⁵⁰ IDEM

1.6.2.2. Clasificación

Existen una gran variedad de pernos y tornillo debido a sus usos y aplicaciones entre los más usados tenemos:

a) Pernos hexagonales

Son los más frecuentemente usados en la industria debido a su gran variedad de aplicaciones. Según la forma del extremo de la espiga, se utilizan como tornillos de montaje, de presión o de fijación. Pueden estar total o parcialmente roscados.

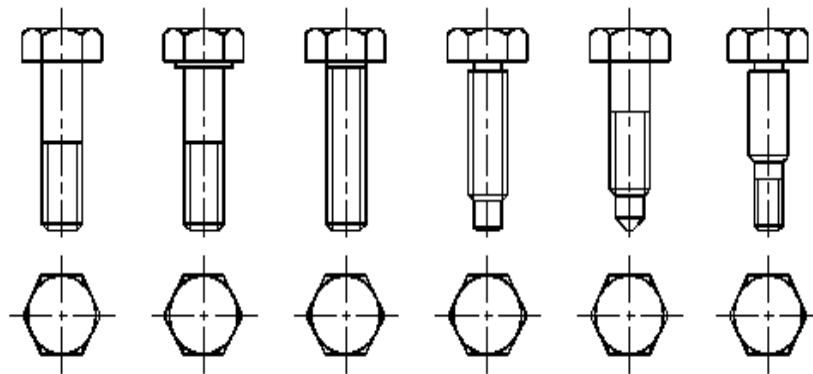


Fig.28 Principales formas de pernos hexagonales ⁵¹

b) Pernos Allen

Son pernos avellanados, con cabeza cilíndrica o cónica, que utilizan una llave especial, denominada llave Allen, que encaja en un orificio hexagonal de la cabeza.

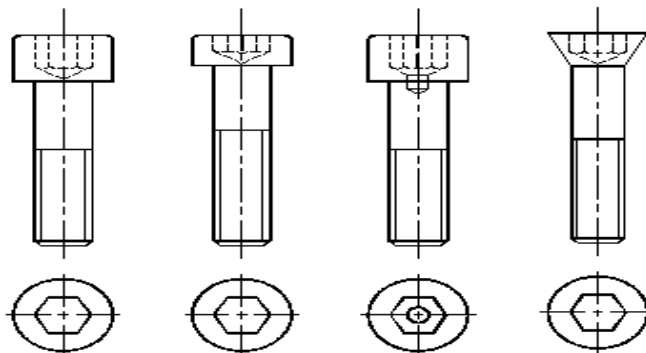


Fig.29 Principales formas de pernos Allen ⁵²

⁵¹ Fuente: http://www.gig.etsii.upm.es/gigcom/temas_di2/roscas/tipos_tornillos.html

⁵² IDEM

c) Pernos de cabeza ranurada.

Son pernos que tienen la cabeza con un orificio o una ranura en el que se encaja algún tipo de destornillador. Las ranuras rectas son útiles para destornilladores manuales. Los orificios en cruz y hexagonales son útiles para destornilladores automáticos ya que permiten el auto centrado de la punta del destornillador.

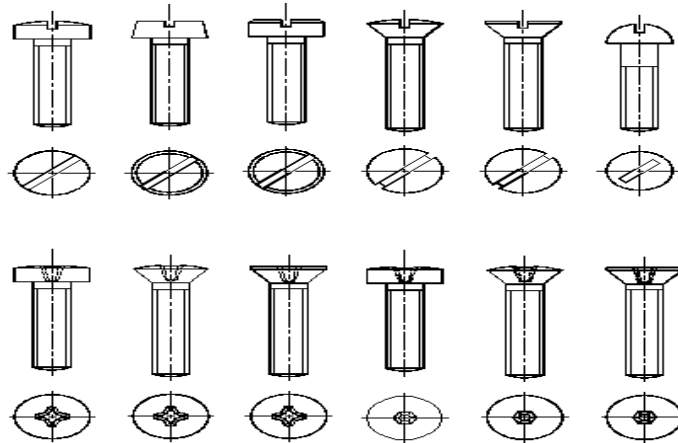


Fig.30 Principales formas de pernos de cabeza ranurada ⁵³

d) Pernos tipo tornillos

Tienen alguna forma especial en su cabeza o en el principio de su espiga de forma que quedan completamente encajados en el orificio de montaje y no pueden girar. Estos tornillos se utilizan siempre junto con una tuerca

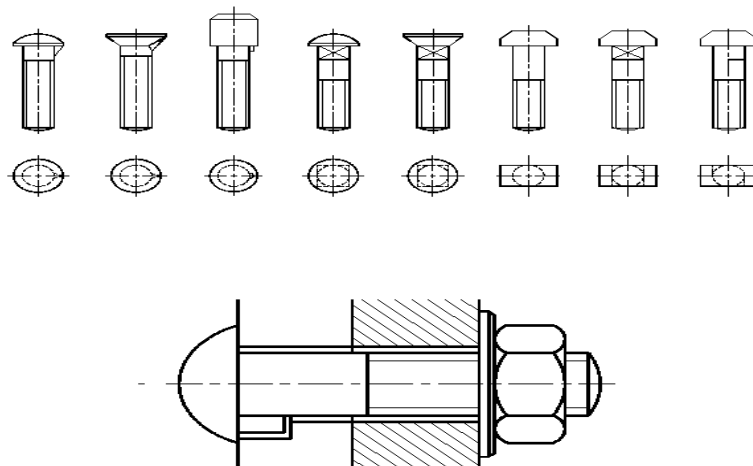


Fig.31 Principales formas de pernos tipo tornillo ⁵⁴

⁵³ Fuente: http://www.gig.etsii.upm.es/gigcom/temas_di2/roscas/tipos_tornillos.html

⁵⁴ IDEM

e) Varillas roscadas (prisioneros)

Quedan ocultos en el orificio en el que roscan. Desempeñan la función de prisioneros.

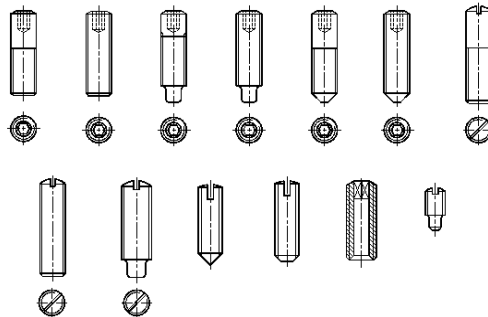


Fig.32 Principales formas varillas roscadas ⁵⁵

f) Pernos especiales

Se utilizan para funciones especiales, como por ejemplo:

- Pernos de bloqueo, que se montan con un patín en su extremo y ejercen la función de perno de presión.
- Cáncamos, que sirven para sujetar argollas en carcasas para poder ser desplazadas por elementos de elevación y transporte como puentes grúa.
- Pernos con ojal, que permite construir articulaciones a elementos.
- Pernos de mariposa, que pueden ser apretados manualmente.

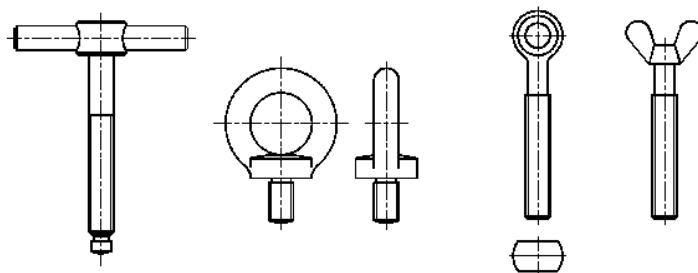


Fig.33 Pernos especiales ⁵⁶

1.6.2.3 Característica de la rosca de los pernos.

Por definición general se le conoce como rosca a un filete triangular que se envuelve en un cilindro en forma de hélice.

Todas las roscas se las construyen siguiendo la regla de la mano derecha, a menos que se especifique o requiera otra forma.

⁵⁵ Fuente: http://www.gig.etsii.upm.es/gigcom/temas_di2/roscas/tipos_tornillos.html

⁵⁶ IDEM

a) Partes principales de las roscas

Una rosca consta de las siguientes partes principales

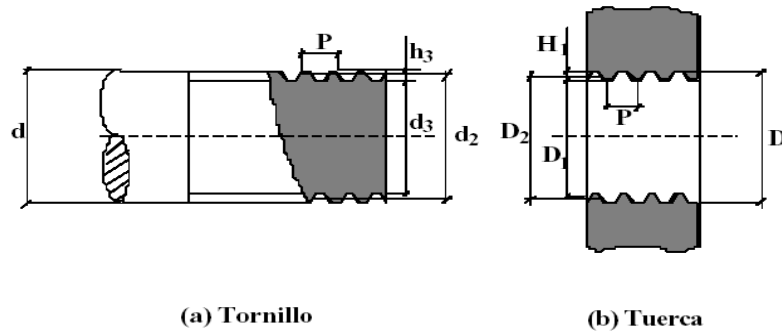


Fig.34 Cotas principales rosca perno-tuerca ⁵⁷

Donde:

d : Diámetro mayor

d_2 : Diámetro medio

d_3 : Diámetro menor

h_3 : Altura del filete

P : Paso

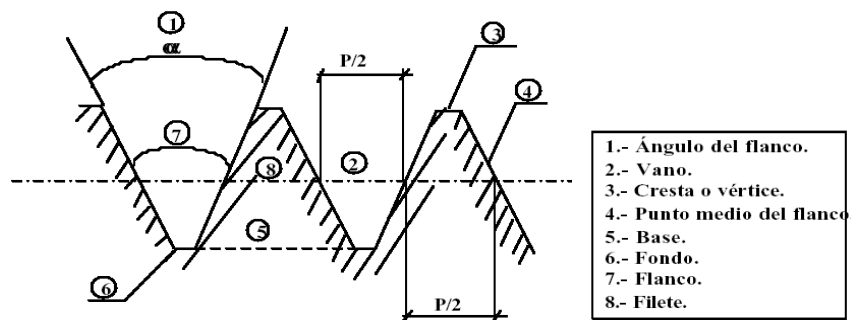


Fig.35. Cotas principales de la rosca de un perno-tuerca ⁵⁸

b) Tipos de roscas:

Las roscas están normalizadas, en términos generales se puede decir que existen dos tipos fundamentales de roscas las métricas y las Whitworth. Las normas generales son las siguientes:

- **Sistema métrico**

BS 3643: ISO Roscas métricas

BS 4827: ISO Roscas miniatura o finas

BS 4846: ISO Roscas trapeciales o trapezoidales

BS 21: Roscas para conexiones y tubos de paredes delgadas

⁵⁷ Fuente <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema11.pdf>

⁵⁸ IDEM

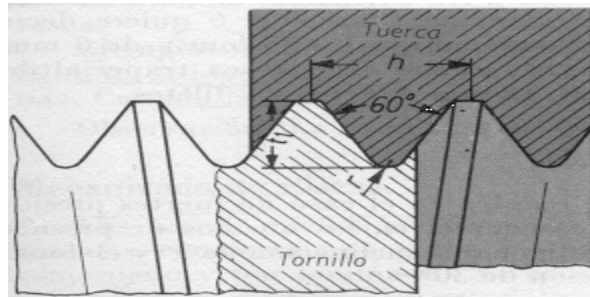


Fig.36. Cotas principales de la rosca métrica de un perno-tuerca ⁵⁹

Nota: Rosca métrica en la que su altura (t_1) es igual a $0.6495h$ y el radio de giro (r) del fondo es igual a $0.1082h$

- **Sistema inglés**

BS84: Roscas Whitworth

BS93: Roscas de la British Association (BA)

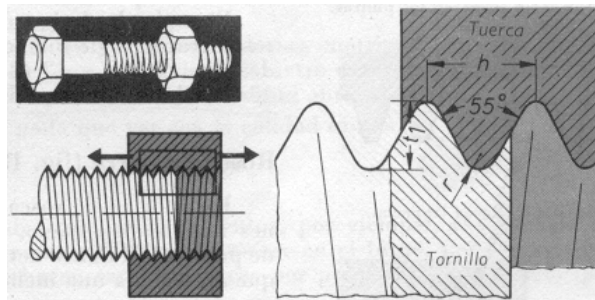


Fig.37. Cotas principales de la rosca Whitworth de un perno-tuerca ⁶⁰

Nota: Rosca Whitworth en la que la profundidad (t_1) de la rosca es igual a $0.64033h$ y el radio de giro (r) de su fondo y extremos es de $0.13733h$.

Como se puede observar las principales diferencias entre los dos tipos de roscas son:

- En la rosca métrica los ángulos de las espiras son de 60° , en tornillos se redondea el fondo de la rosca y las puntas son planas, en el caso de las tuercas mientras que en las Whitworth es de 55° .
- Otra gran diferencia es que mientras en las roscas métricas su parte externa de los filetes es chata a una altura $t_1=0,64595h$ y la interna redonda con $r =$

⁵⁹ Fuente: <http://www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/roscas.htm>

⁶⁰ IDEM

0.1082h, en las Whitworth tanto la punta exterior como la parte interna son redondas, con altura de $t_1 = 0.64033h$ y $r = 0.13733h$.

- En las roscas métricas el paso se indica por el avance en milímetros por cada vuelta, mientras en las Whitworth se da por número de hilos por pulgada.

1.6.2.4. Diseño de uniones empernadas a cortante y tracción con carga concéntrica.

a) Unión con pernos a cortante máximo ($\tau_{\text{máx.}}$)

Para el análisis de una unión a cortante con carga concéntricas, es importante determinar el esfuerzo cortante (τ) máximo que va a soportar el perno y compararlo a la fuerza real que va a soportar.

Estos valores los podemos calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$\tau_{max} = \frac{F}{n \cdot A_r} = 0.577 \cdot \frac{S_p}{n_d} \quad [Ec.57]^{61}$$

$$A_r = r^2 \times \pi \quad [Ec.58a]^{61}$$

$$A_s = t \times d \quad [Ec.58b]^{61}$$

$$F = 0.577 \frac{S_p \cdot n \cdot A_r}{n_d} \quad [Ec.59]^{61}$$

Donde:

d : Diámetro mayor

t : Espesor de la placa a unir

S_p : Resistencia de prueba mínima del perno

n_d : Factor de seguridad

A_r : Área de la sección radial

A_s : Área de la sección transversal

F : Fuerza cortante teórica

n : Numero de pernos en la sección

b) Unión con pernos a esfuerzo de tracción máximo ($\sigma_{\text{máx.}}$)

Para el análisis de una unión a tracción con carga concéntricas, es importante determinar el esfuerzo de tracción (σ) máximo que va a soportar el perno y compararlo a la fuerza real que va a soportar.

Estos valores los podemos calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{n \cdot A_s} = \frac{S_p}{n_d} \quad [Ec.60]^{62}$$

$$F = \frac{S_p \cdot n \cdot A_s}{n_d} \quad [Ec.61]^{62}$$

⁶¹ Fuente: Diseño de ingeniería mecánica; SHIGLEY; 8ma edición; pag:438

⁶² IDEM

1.6.2.5. Diseño de uniones empernadas a cortante con carga excéntrica

Para el análisis de una unión a cortante con carga excéntricas, es importante la ubicación del centro del movimiento relativo de los dos elementos a unir mediante las ecuaciones:

$$\bar{x} = \frac{\sum_1^n A_i \cdot x_i}{\sum_1^n A_i} \quad [Ec.62]^{63}$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_1^n A_i \cdot y_i}{\sum_1^n A_i} \quad [Ec.63]^{63}$$

Donde:

A: Area de los pernos

x, y : Distancia al centro de movimiento

La carga total tomada por cada perno se calcula en tres pasos:

a) Cortante primario

La fuerza cortante aplicada (V) se divide igualmente entre los pernos de sujeción, de manera que cada uno soporta una carga directa o cortante primario (F').

$$F' = \frac{V}{n} \quad [Ec.64]^{64}$$

Donde:

n : Numero de pernos

b) Cortante secundario (F'')

La carga del momento o cortante secundario se la define como carga adicional sobre cada perno producida por el momento M.

$$F_n'' = \frac{M \cdot r_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots} \quad [Ec.65]^{64}$$

Donde:

r_n: Radio o distancia existente del perno al centro del movimiento

r_A : Radio o distancia existente del perno A al centro del movimiento.

c) Carga total sobre el perno (F)

La carga total que se ejerce sobre el perno es la sumatoria vectorial de:

$$F = \sqrt{F'^2 + F_n''^2} \quad [Ec.66]^{64}$$

El esfuerzo cortante (τ_n) que se genera en cada perno esta dado por la ecuación:

$$\tau_n = \frac{F}{A_s} \quad [Ec.67]^{64}$$

⁶³ Fuente: *Diseño de ingeniería mecánica*; SHIGLEY; 7ma edición; pag:506-507-508

⁶⁴ IDEM

Donde:

A_s : Área de la sección transversal del perno

El esfuerzo de aplastamiento (σ_n) que se genera en cada perno esta por la ecuación:

$$\sigma_n = \frac{F}{A_b} \quad [Ec.68]^{64}$$

$$A_b = d \cdot t \quad [Ec.69]^{64}$$

Donde:

A_b : Área interior de los agujeros de cada perno

d : Diámetro externo del perno.

t : Espesor de la placa

1.7. Neumática

1.7.1. Neumática concepto

La neumática es una tecnología que emplea el aire comprimido como energía necesaria para mover y hacer funcionar mecanismos, esto constituye una herramienta importante dentro del control automático de la industria.

Ventajas:

- El aire es de fácil captación.
- No posee propiedades explosivas.
- Energía limpia.
- Las sobrecargas no representan situaciones peligrosas para los elementos.

Desventajas:

- Las presiones a las que trabajan normalmente, no permiten aplicar grandes fuerzas.
- Niveles de ruido generados.
- Circuitos muy extensos se produce una caída de presión.

Las características de composición físicas y químicas del aire las podemos encontrar en la tabla 9 de los anexos en la cual podemos estimar los porcentajes de cada elemento que compone el aire.

1.7.2. Presión

“La presión es la magnitud que relaciona la fuerza con la superficie sobre la que actúa, es decir, equivale a la fuerza que actúa sobre la unidad de superficie.

Cuando sobre una superficie plana se aplica una de manera uniforme y perpendicularmente a la superficie, la presión viene dada por”⁶⁵

$$P = \frac{F}{A} \quad [kgf/cm^2] \quad [Ec.70]^{66}$$

Donde:

P: Presión

F: Fuerza ejercida

A: Área donde se aplica la fuerza

1.7.2.1. Presión absoluta y relativa

La diferencia entre presión absoluta y presión atmosférica es la que generalmente se emplea en los diversos cálculos; esta la censan los manómetros y la denominamos presión relativa

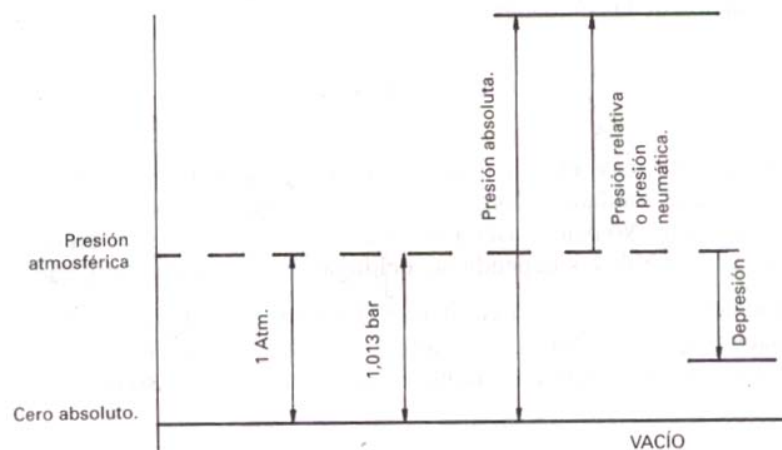


Fig.38. Presión absoluta y relativa ⁶⁷

1.7.3. Compresor:

Es una máquina que está diseñada para aumentar la presión en los gases, su principio de funcionamiento se enfoca en comprimir un fluido, generalmente aire a una presión dada

⁶⁵ Fuente: www.es.wikipedia.org/wiki/Presi%C3%B3n

⁶⁶ IDEM

⁶⁷ Fuente: Neumática, Serrano Nicolás, Editorial Parafino, pág. 22

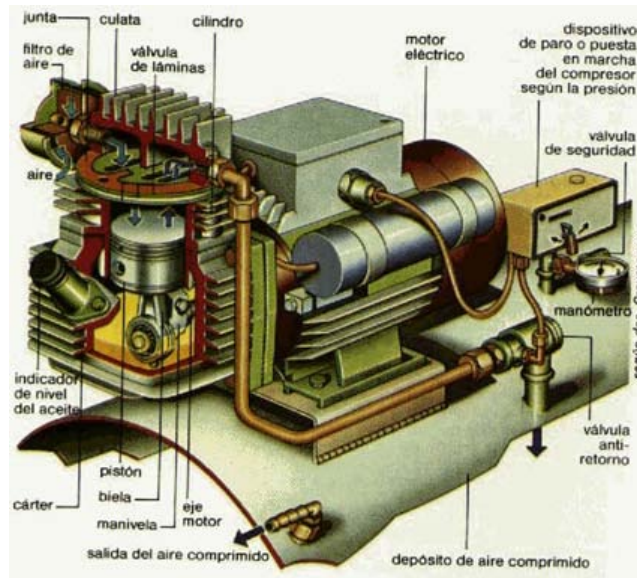


Fig.39. Partes principales de un Compresor ⁶⁸

1.7.3.1. Clasificación de compresores

Los diferentes tipos de compresores se clasifican según su disposición de movimientos estos puede ser:

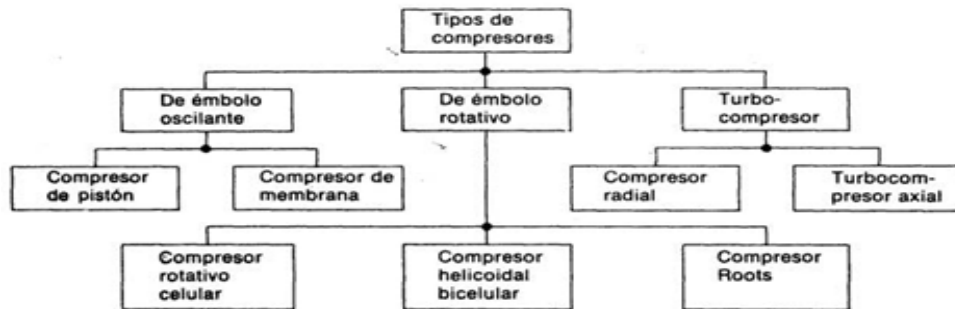


Fig.40 Clasificación de los compresores ⁶⁹

a) Compresores de pistón

Un compresor de pistón o alternativo es una máquina de flujo intermitente y desplazamiento positivo. Un pistón se mueve dentro de un cilindro que comprime el gas que hay en él. Unas válvulas automáticas de resorte accionadas por gas controlan la admisión de gas al cilindro y el escape a la zona corriente abajo del sistema. Este ciclo se repite en cada movimiento del pistón.

⁶⁸ Fuente: www.euskalnet.net/j.m.f.b./neumatica

⁶⁹ Fuente: www.sapiensman.com/neumatica/neumatica1.htm

b) Compresor de tornillo

Consta de dos tornillos helicoidales, que engranan entre sí uno con un perfil cóncavo y otro con un perfil convexo, impulsan hacia el otro lado el aire aspirando axialmente. De este modo se logra reducir el espacio, esta situación genera un aumento de la presión interna del aire. Entregan caudales y presiones medios altos de 600 a 40000 m³/h y 25 bar.

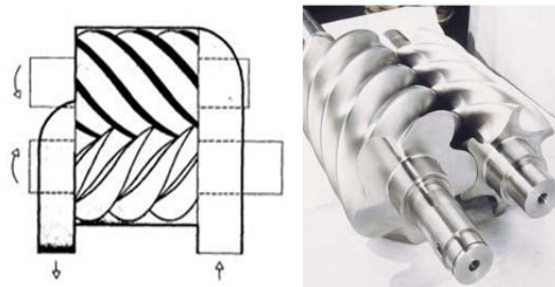


Fig. 41 Tornillos helicoidales de compresor ⁷⁰

1.7.4. Cilindros Neumáticos

Son elementos actuadores que mediante el uso de aire comprimido generan movimiento rectilíneo de avance y retroceso.

a) Cilindros de simple efecto:

En este tipo de cilindros, el aire actúa en una sola de las cámaras para efectuar el recorrido mientras que el retorno lo realiza mecánicamente; bien puede ser por un resorte interior o con una fuerza externa.

b) Cilindros de doble efecto

Son los más empleados, el aire actúa indiferentemente en ambas cámaras; es decir para que el vástago del cilindro se pueda desplazar en una de las dos direcciones es preciso que una de las cámaras este alimentada y la otra se encuentre a escape.

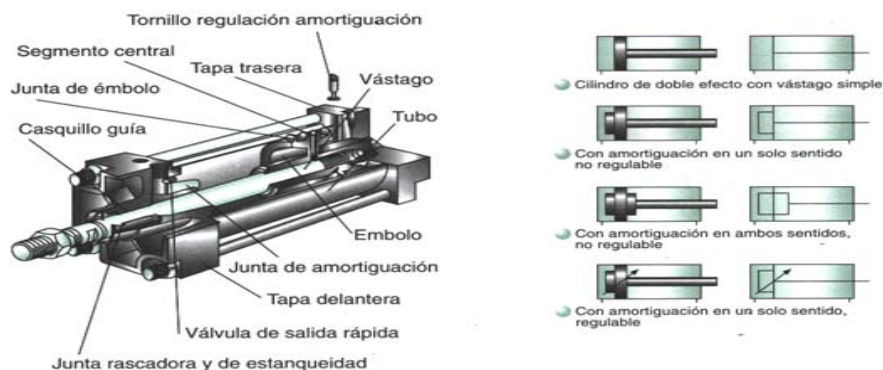


Fig.42 Partes de un cilindro neumático ⁷¹

⁷⁰ Fuente: www.sapiensman.com/neumatica/neumatica1.htm

⁷¹ IDEM

c) Cálculo de la fuerza en un cilindro neumático

La fuerza desarrollada por un cilindro de doble efecto al momento de avanzar dependerá de la presión del aire, de la sección del embolo y del rendimiento o perdida por rozamiento mientras que para el retroceso será preciso considerar también el diámetro del vástago. Rendimiento de los cilindros dependerá del fabricante pero si no se posee datos precisos se suele considerar:

Cilindros $\leq \text{Ø}40\text{mm}$ $R= 0.85$

Cilindros $\geq \text{Ø}40\text{mm}$ $R= 0.95$

$$Fa = \frac{\pi}{4} D^2 \times p \times R \quad [Ec.71]^{72}$$

Donde:

Fa: Fuerza avance del Cilindro

D: Diámetro del Cilindro (cm)

P: Presión del aire (bar)

R: Rendimiento del fabricante

$$Fr = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \times p \times R \quad [Ec.72]^{72}$$

Donde:

Fr: Fuerza de retroceso

d: Diámetro de vástago (cm)

1.7.5. Válvulas Neumáticas

Son elementos concebidos para controlar el arranque, parada, dirección y sentido del aire en un circuito neumático. Las válvulas según la norma DIN 24300 y recomendaciones de CETOP, se subdividen en cinco grupos.

- Válvulas de Vías
- Válvulas de Bloqueo
- Válvulas de Presión
- Válvulas de Caudal
- Válvulas de Cierre

Hay que distinguir principalmente:

- a) Las vías, son números de orificios correspondientes a la parte del trabajo.
- b) Las posiciones, las que puede adoptar el distribuidor para dirigir el aire comprimido por las vías según necesidades de trabajo.

⁷² Fuente: www.sapiensman.com/neumatica/neumatica1.htm

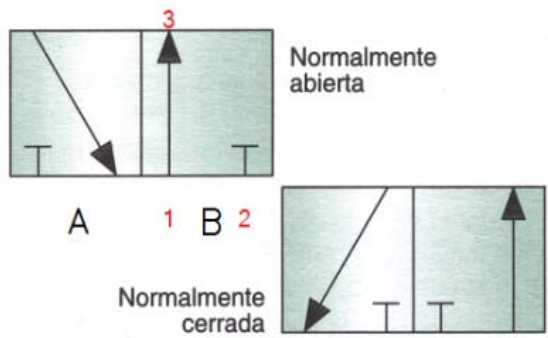


Fig.43 Válvula de tres vías y dos posiciones ⁷³

Existen un tipo de válvulas de distribución, las cuales se suelen usar para evitar las caídas de presión cuando se tiene una tubería demasiado larga entre la unión del cilindro y las válvulas de control.

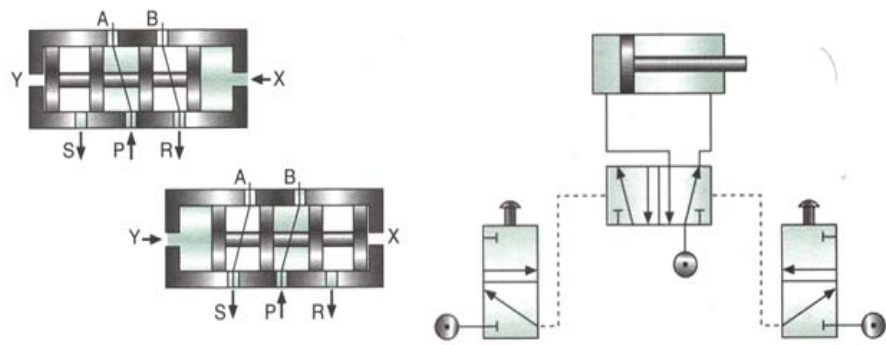


Fig.44 Válvula de distribución ⁷⁴

La velocidad de avance y retroceso de los cilindros se puede regular mediante el empleo de válvulas reguladoras de caudal

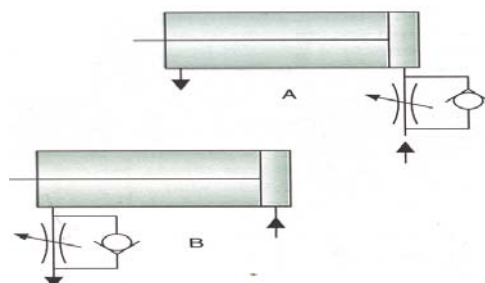


Fig.45 Regulación de velocidad: a) a la entrada, b) a la salida ⁷⁵

⁷³ Fuente: www.sapiensman.com/neumatica/neumatica1.htm

⁷⁴ IDEM

⁷⁵ IDEM

1.8. Diseño en SolidWorks 2009

SolidWorks es un programa CAD de diseño mecánico en 3D, desarrollado por Dassault Systèmes (Francia), y es utilizado actualmente por más de 3,4 millones de ingenieros y diseñadores de más de 80.000 empresas de todo el mundo⁷⁶

1.8.1. Ejemplo de creación de un dibujo.

A continuación se pretende dar una pequeña clase introductoria al mundo del diseño en 3D, como modelo se ha tomado de referencia a la placa base de la columna:

a) **Apertura del programa:** Damos clic en nuevo, se despliega una ventana la cual nos permite crear archivos de:

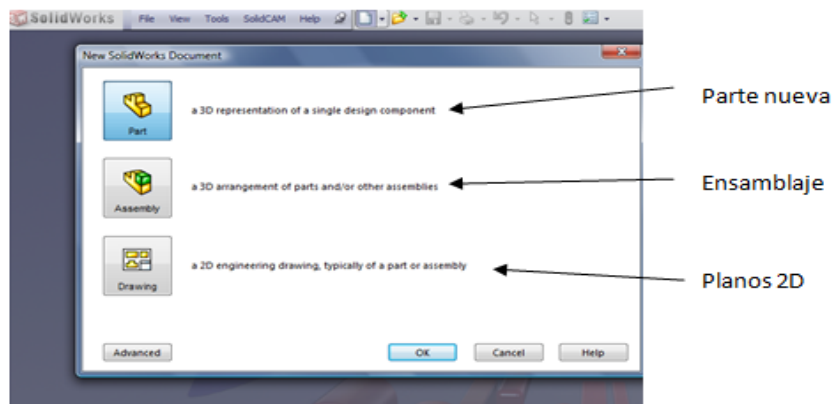


Fig.46 Ventana de creación de archivos

b) **Creamos una parte nueva:** Aquí nos aparece una ventana en la cual vamos a realizar todas las operaciones estas deben estar definidas por un dibujo en 2D que debe encontrarse en uno de los 3 planos

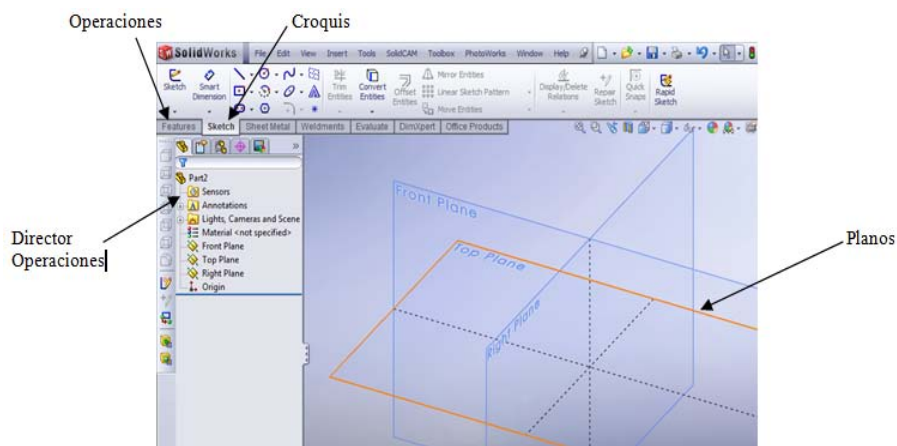


Fig.47 Selección del plano de la placa

⁷⁶ Fuente: <http://en.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>

- c) **Para nuestro caso seleccionamos Top Plane:** Damos un clic en el icono del rectángulo en el menú de croquis y procedemos a dibujar un cuadrado, desde el centro del plano hacia un lado del mismo

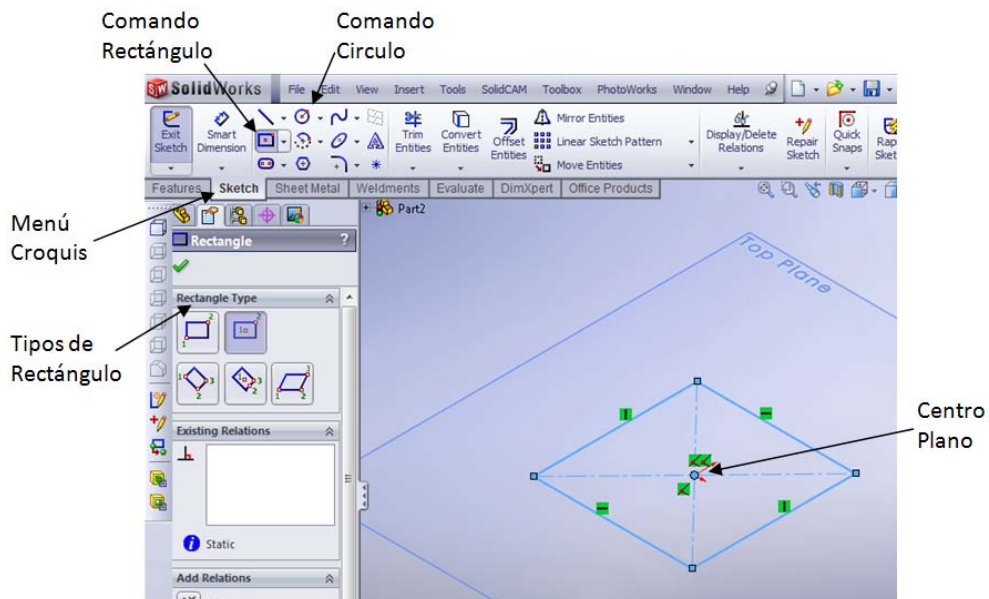


Fig.48 Creación de un croquis

- d) **Procedemos a definir nuestro rectángulo:** Seleccionamos Smart Dimensions (cota inteligente) en el menú Croquis y damos un clic sobre una línea del rectángulo en el cual se despliega una ventana donde podemos editar la longitud de cada línea

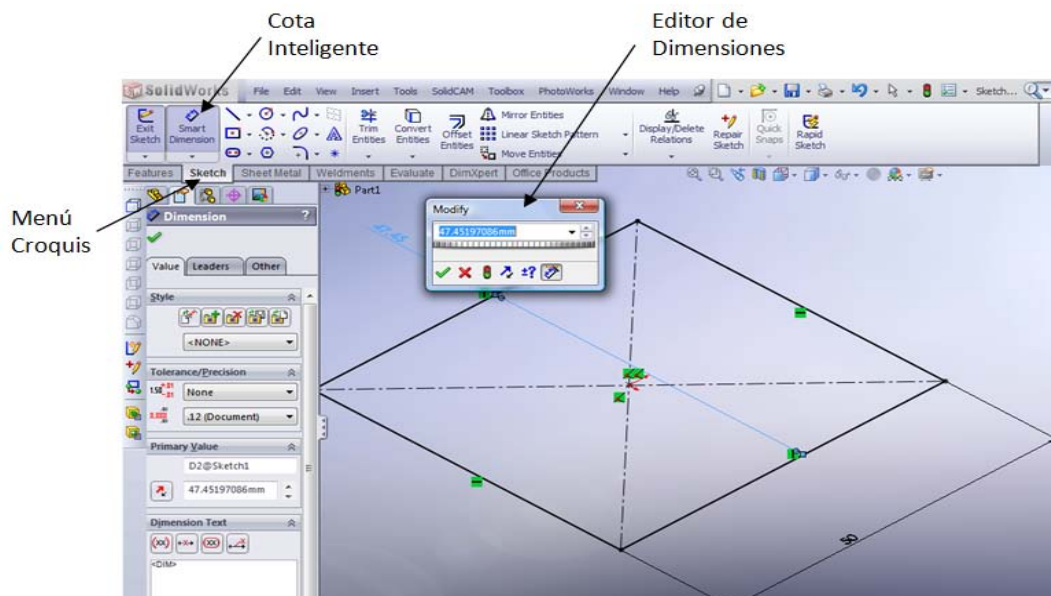


Fig.49. Cota Inteligente

- e) Una vez definida nuestra sección; realizamos unos círculos con el comando Circulo en el menú Croquis los cuales llevaran una relación de posición horizontal y vertical entre sí, esto se lo logra dando un clic en el centro de un círculo + Ctrl o Shift + clic en el centro del otro.

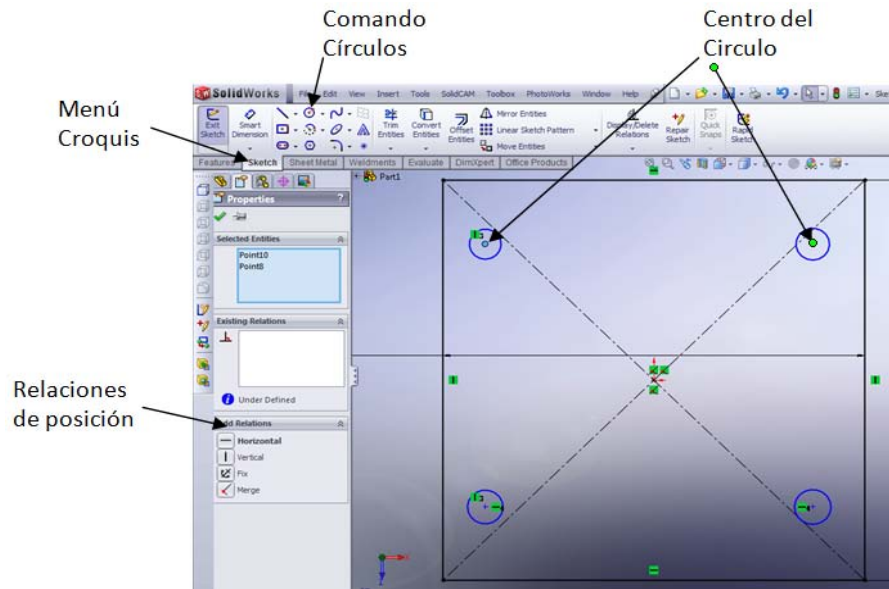


Fig.50. Relación de posición

- f) Cuando se encuentre completamente definido nuestro croquis procedemos a aplicar la operación Extrude en el menú de Operaciones, aquí nosotros podemos editar el espesor de la placa.

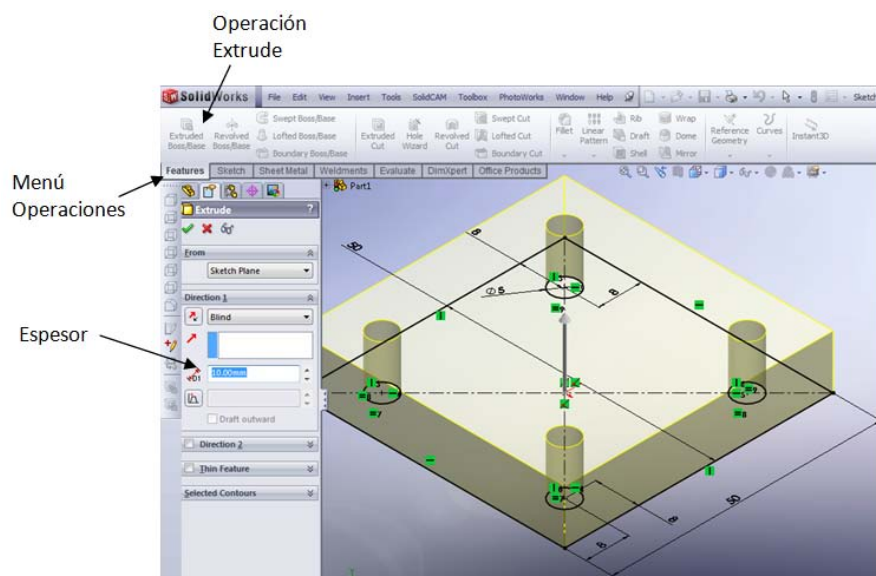


Fig.51. Operación Extrude

1.8.2. Proceso de simulación de un elemento cargado

- a) Ya guardado nuestro archivo, nos dirigimos al proceso de SimulationXpress el cual se encuentra en el menú de Evaluación donde se despliega una ventana que en primera instancia nos dan la bienvenida y nos da a conocer de que se trata este simulador.

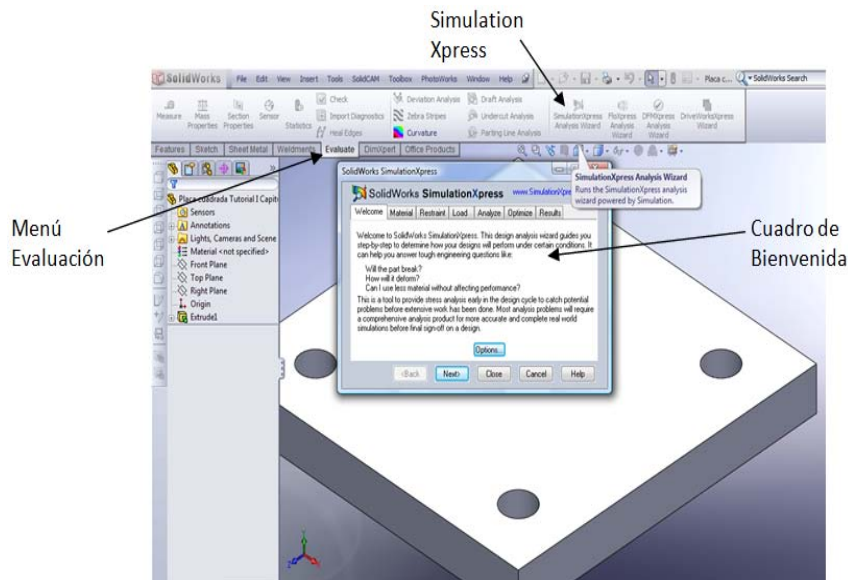


Fig.52. Operación SimulationXpress

- b) Procedemos a definir un material, escogemos el AISI 1045 y aplicamos a nuestra placa

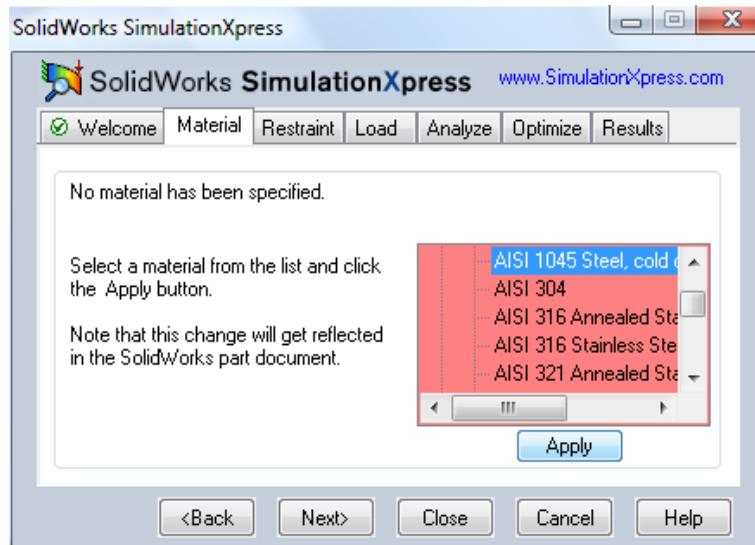


Fig.53. Selección de material

c) Siguiente paso es la restricción de la cara, empotramiento de la placa

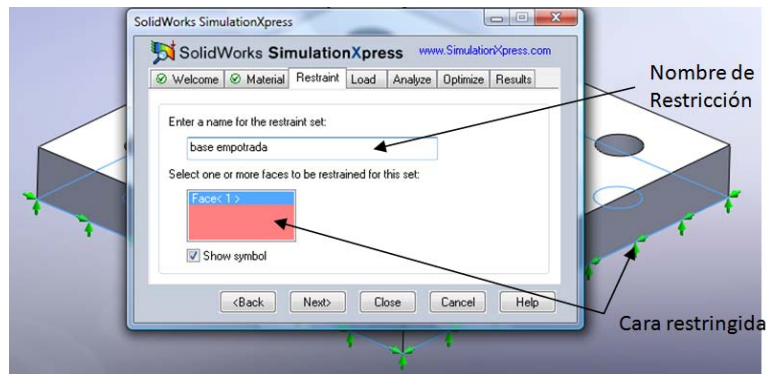


Fig.54. Selección cara restringida

d) Ahora bien se procede a aplicar las cargas estas pueden ser de fuerza o presión, al igual que el anterior paso se le da un nombre a la carga y se selecciona la cara en que se va aplicar

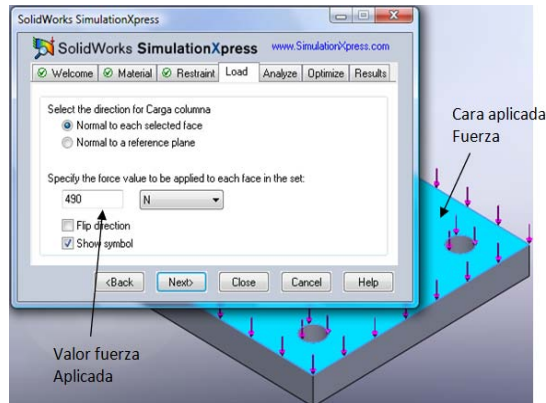


Fig.55 Carga a aplicar

e) Continuamos con el análisis, el cual nos da el factor de seguridad con el que está diseñado, vemos que esta placa para esa carga cumple con FS de 1316.55 en otras palabras está sobredimensionada

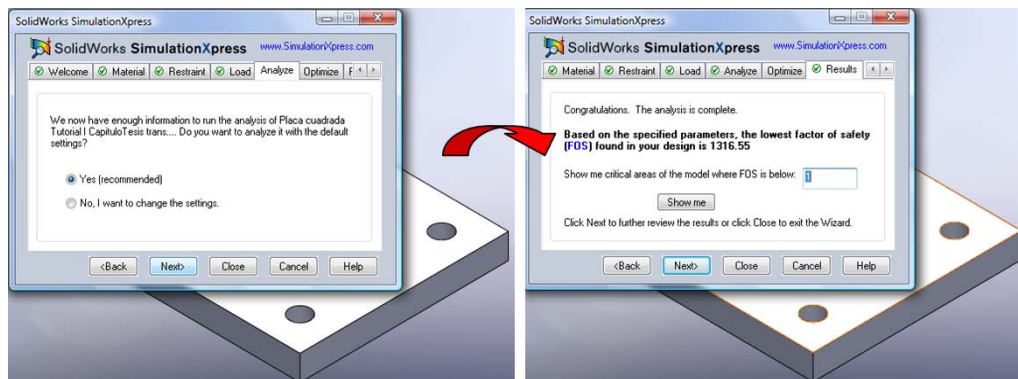


Fig.56. Determinación del Factor de Seguridad

- f) Continuamos con los resultados finales y el programa nos presenta varios resultados como es la distribución de esfuerzos, distribución de deflexiones, entre otros.

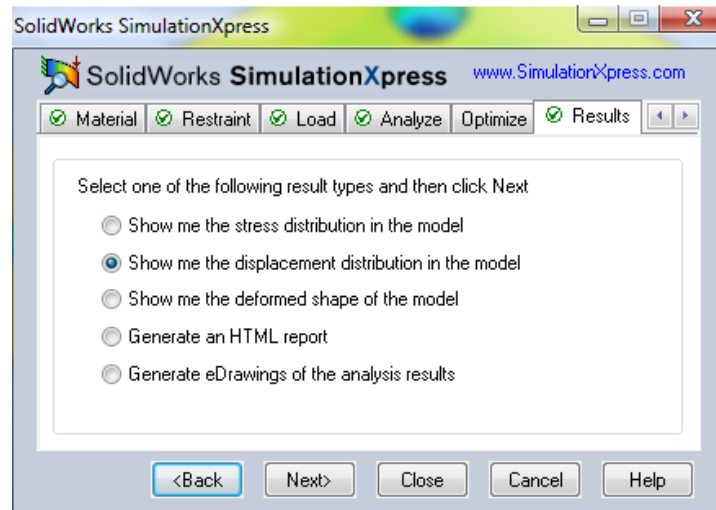


Fig.57. Ventana de resultados del análisis

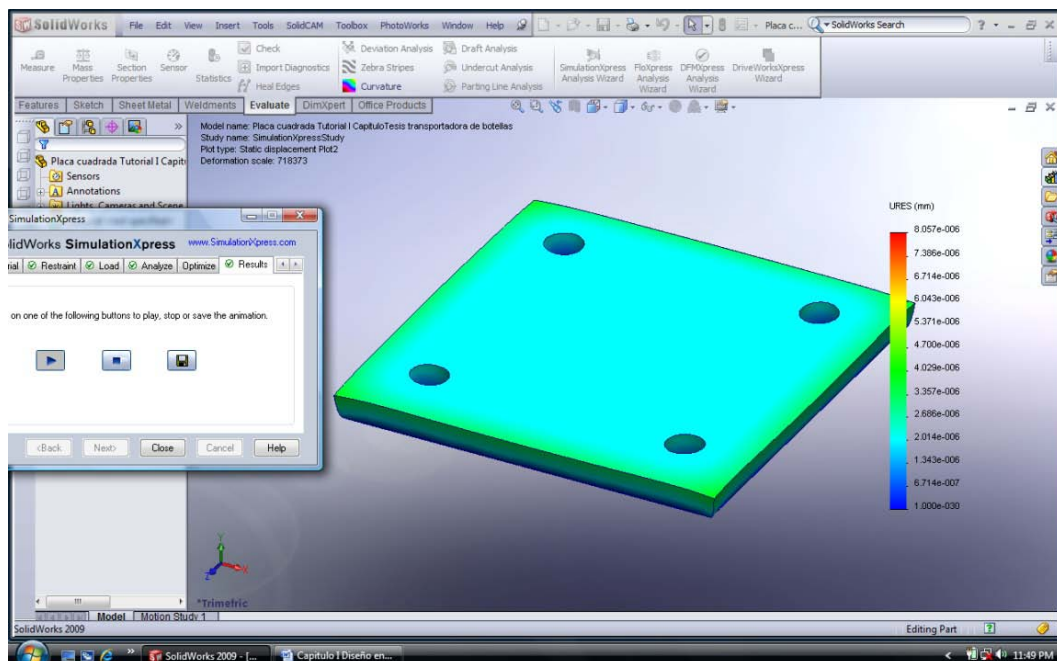


Fig.58. Resultado de la distribución de deflexión

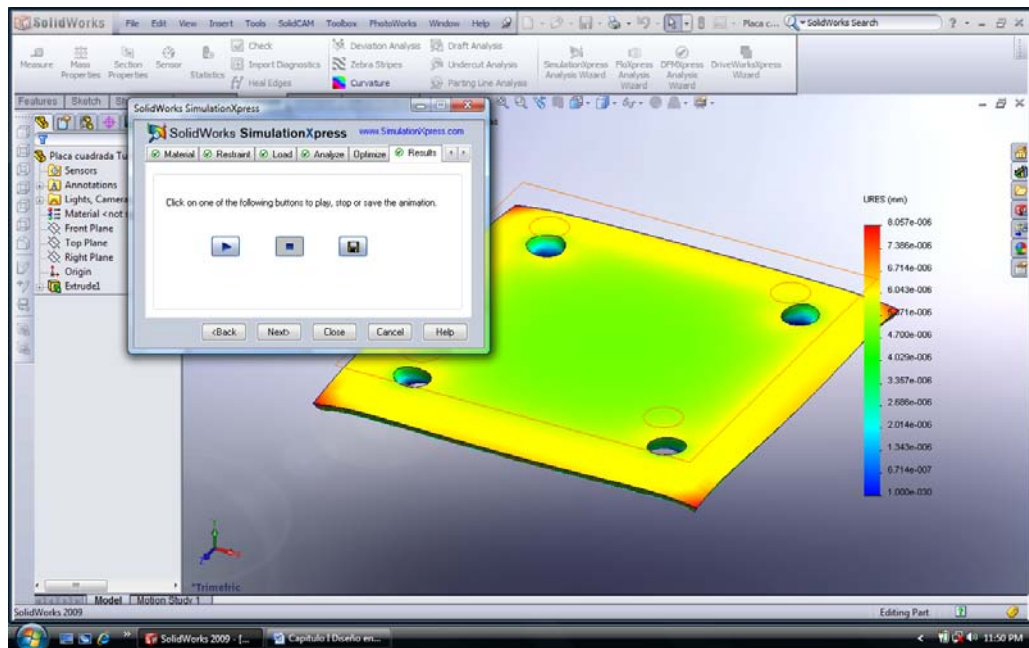


Fig.59. Resultado de la distribución de esfuerzos

CAPITULO II: ESTUDIO DE FACTIBILIDAD

2. INTRODUCCIÓN

Cómo es conocido cada día nos enfrentamos a un mundo globalizado, con retos empresariales, políticos y socioeconómicos que demandan nuestra atención.

Un documento muy importante que todo proyecto debe contener es el estudio de alternativas, donde después de someterlas a un análisis, se valoran, de tal forma que se elegirá la más conveniente desde los distintos parámetros de evaluación.

Para poder describir claramente las posibles alternativas es necesario incluir una breve introducción del proceso que se desea realizar.

2.1 Encajonado

Se denomina así a la operación en la cual se tiene que empacar o guardar en una caja de cartón, un producto con la finalidad de evitar que se no estropee durante su almacenamiento, comercialización y transporte.



Fig.60. Esquema de encajonado

2.2. Descripción del Proceso

Consiste básicamente en tener dos líneas de proceso en una misma operación, las cuales en una van a estar las jabas con el producto y en la otra deben estar los cartones en cual se va a encajonar; para realizar este proceso tanto cajas como jabas deben cumplir unas condiciones dependiendo del proceso a emplearse.

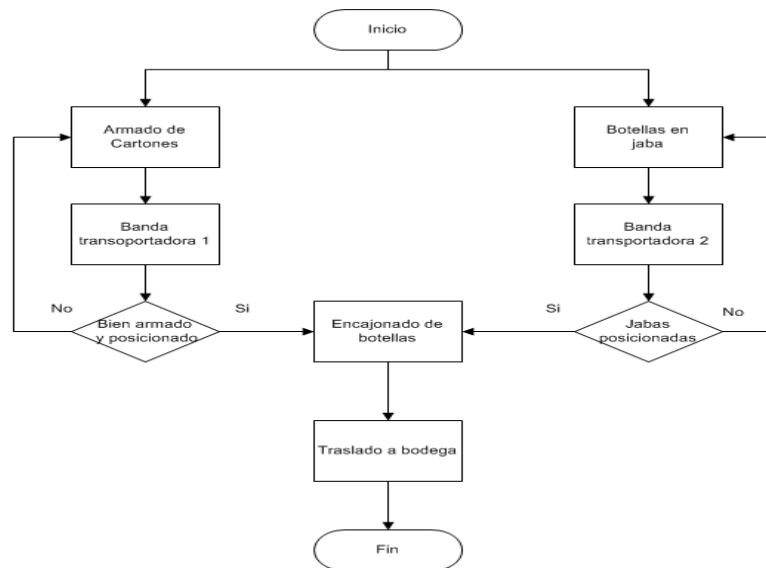


Fig. .61 .Representación del proceso de encajonado

2.3. Alternativa de encajonadoras de botella

Se han considerado las tres alternativas más interesantes las cuales guardan una relación desde el punto de vista de dimensión y funcionamiento de tal manera, que es importante seleccionar un correcto proceso para el encajonado de botellas, con el propósito de llegar a optimizar tiempos y recursos dentro de la cadena de producción.

2.3.1. Proceso de Encajonado manual

Este es un proceso tradicional que se lo viene realizando varias décadas. Como podemos observar en la figura 27, el proceso se está realizando de forma manual; el cual consiste en dos bandas transportadoras y un operario que es el encargado de encajonar el producto



Fig. 62. Encajonado Manual ⁷⁷

⁷⁷ Fuente: Cervecería Nacional

- **Ventajas**

- Fácil medición de errores en la producción.
- Flexibilidad para manipular el producto.
- Practica implementación del manejo para el personal.
- No se requiere tener personal calificado con alta capacitación.
- Costos de mantenimientos bajos

- **Desventajas**

- Demora en el tiempo de encajonamiento para obtener el producto final.
- Trabajo pesado
- Personal con mayor índice a tener accidentes
- Se requiere un gran número de personal incrementado el rubro “salarios”.
- No se tienen un cálculo exacto de la producción

2.3.2. Proceso de Encajonado mediante un brazo robótico

Es un proceso tecnológico -innovador de la nueva generación, el cual reemplaza la mano de obra por un sistema computarizado por medio de un brazo que se desplaza fácilmente para sujetar las botellas y colocarlas en posición de encajonamiento con una capacidad de 24 botellas en un tiempo estimado de 10 segundos por ciclo.



Fig.63. Brazo Robótico ⁷⁸

⁷⁸ Fuente: www.the-art-of-perfect-order.com/es-es

- **Ventajas**

- Eliminación de tiempos muertos
- No se necesita capital humano
- Control exacto de la producción
- Alta fiabilidad de la maquina.
- Fácil control de la producción
- Disminuye el esfuerzo del operador

- **Desventajas**

- Personal calificado para la programación.
- Inversión alta del activo
- Alto costo de mantenimiento.
- Depreciación de la maquina
- Amplio espacio físico para instalación

2.3.3. Proceso de Encajonado mediante un modelo mecánico-neumático.

Es un proceso mecánico–neumático diseñado para cumplir las expectativas del encajonado óptimo. Utilizando elementos de fácil adquisición en el mercado local convirtiéndolo en una excelente opción para el encajonado de botellas en la industria de bebidas. Su procedimiento consiste en deslizar un cabezal vertical sobre las botellas las cuales son trasladadas por medio de las tulipas de agarre al cajón en un tiempo estimado de 24 botellas en 14 segundos por ciclo.

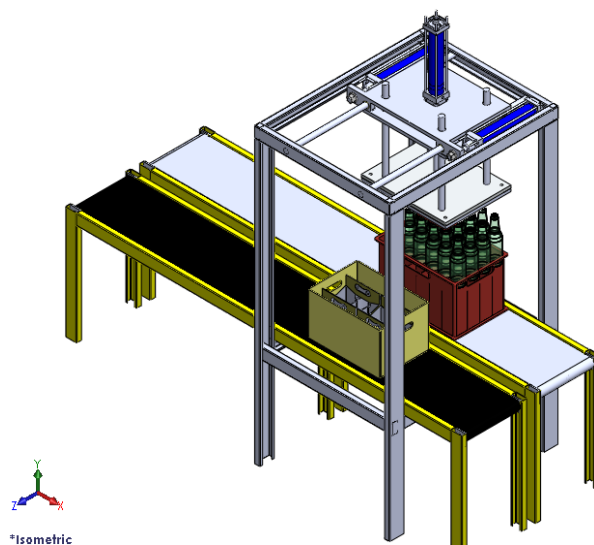


Fig. 64. Esquema de encajonado mecánico – neumático

- **Ventajas**
 - Fácil mantenimiento
 - Su procedimiento no requiere de personal altamente calificado.
 - Bajo costo de construcción
 - Reduce el esfuerzo del operador
 - Reducción de personal
 - Disminución de tiempos muertos
 - Fabricación ecuatoriana
- **Desventajas**
 - Espacio Físico considerado
 - Depreciación de la maquina
 - Supervisión de la maquina en el proceso

2.4. Método de puntuación ponderada

Esta tabla sirve para poder dar valor a los parámetros más importantes en la selección de alternativas. Con esta valoración se puede escoger correctamente la alternativa más adecuada para la elaboración del proyecto.

Es necesario que la tabla tenga un factor de ponderación el cual tenga un total de 1.00 según la importancia del parámetro a valorar.

A cada alternativa se la califica con una puntuación que va del 1 al 10, que se la multiplica por el factor de ponderación.

Como consecuencia de esta multiplicación se obtiene valores que finalmente serán sumados, la sumatoria total arrojará un valor para cada alternativa y la alternativa que tenga mayor puntaje será la mejor.

Factor relevante	Valor asignado	Alternativa I		Alternativa II		Alternativa III	
		Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada	Calificación	Calificación ponderada
Fiabilidad	0.15	7	1.05	9	1.35	7	1.05
Capital Humano	0.10	10	1	6	0.6	7	0.7
Costos	0.30	5	1.5	3	0.9	8	2.4
Productividad	0.25	6	1.5	9	2.25	8	2
Mantenimiento	0.20	8	1.6	2	0.4	8	1.6
TOTAL	1.00		6.65		5.5		7.75

Fig. 65. Tabla de ponderación

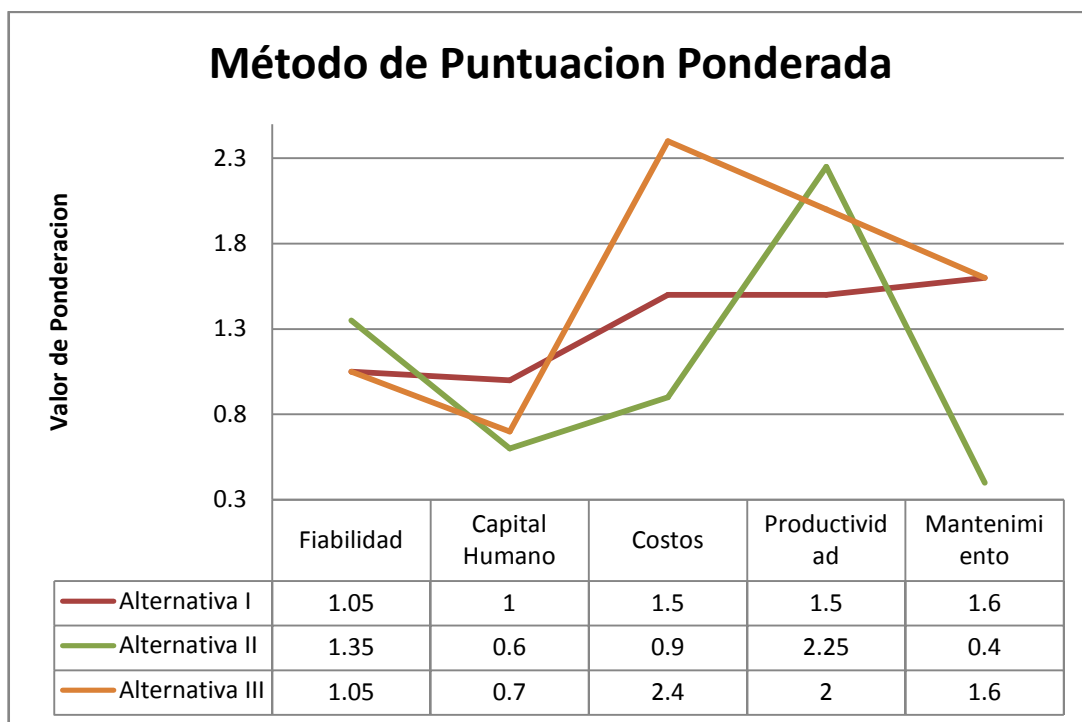


Fig. 66. Gráfica de Tabla de ponderación

2.5. Selección de alternativa

Con las descripciones planteadas de cada caso, donde se ha visto aspectos positivos y negativos, y a demás con el cuadro de ponderación llegamos a la conclusión que el proceso de encajonamiento más viable que deberíamos a realizar es el método mecánico – neumático.

Este método alcanzo una puntuación de 7.75 sobre 10 frente a sus competidores, con el cual vamos a cumplir nuestras expectativas de producción, costos y mantenimiento.

CAPITULO 3: DISEÑO DE ELEMENTOS

3.1. Obtención de datos iniciales de diseño.

3.1.1. Peso de botellas de vidrio (W_b)

a) Masa de las botellas club verde

La masa de las botellas de vidrio con liquido y sin liquido fue tomado usando una balanza digital tal y como se muestran en la figura 58



Masa botella de cerveza llena

$$m_{hl} = 554 \text{ gr}$$



Masa botella de cerveza vacía

$$m_{bv} = 215 \text{ gr}$$

Fig. 67. Masa de botellas de cerveza club verde

b) Peso de las botellas de club verde llenas (W_{bl})

$$\gamma = \frac{W}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g \quad [Ec. 73]^{79}$$

Donde:

γ = peso específico

m = masa

W = peso de la sustancia

V = es el volumen que la sustancia ocupa

ρ = es la densidad de la sustancia

g = es la aceleración de la gravedad

Despejo el peso W de la ecuación 73

$$W_{bl} = m_{bl} \cdot g$$
$$W_{bl} = 0.554 \text{ Kgr} \times 9.8 \frac{m}{s^2} = 5.43 \text{ N}$$

⁷⁹ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Peso_espec%C3%ADfico

3.1.2. Peso de las tulipas de agarre neumático:

a) Masa de las tulipas de agarre neumático

La masa de las tulipas de agarre neumático fue tomado usando una balanza digital tal y como se muestran en la figura 59



Fig 68 Masa tulipa de agarre neumático

b) Peso de las tulipas de agarre neumático (W_t)

$$W_t = m_t \cdot g$$
$$W_t = 0.1885 \text{ Kgr} \times 9.8 \frac{m}{s^2} = 1.85 \text{ N}$$

3.2. Diseño del cabezal deslizante vertical

3.2.1. Calculo del diámetro y peso inicial de Columna Guía Vertical

Datos:

Acero ASSAB 705 (AISI 4340)

$L_{cv} = 450 \text{ mm}$ (ver referencia ⁸⁰)

$\gamma = 77.3 \text{ kN/m}^3$

$$\frac{K \cdot L_{cv}}{r_G} \leq 200 \quad [Ec.49a]$$

a) Radio de giro (r_G)

$$r_G = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad [Ec.49b]$$
$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi (2r)^4}{64} \quad (a)$$

Reemplazo Ec (a) en Ec 49 b.

$$r_G = \sqrt{\frac{\frac{\pi (2r)^4}{64}}{r^2 \pi}} = \frac{1}{2} r \quad (b)$$

⁸⁰ Longitud columnas guías verticales L_{cv}

b) Cálculo por esbeltez del diámetro inicial (D_0)

Reemplazo Ec (b) en Ec 49 a

Asumo $K=2$, tabla 5 opción (e) de los anexos

Donde:

L_{cv} = Longitud de la columna vertical

r_G = Radio mínimo de giro

$$\frac{K \cdot L_{cv}}{r_G} \leq 200$$
$$\frac{2(450 \text{ mm})}{\frac{1}{2}r} \leq 200 \quad \therefore r_0 = 9 \text{ mm} \rightarrow D_0 = 18 \text{ mm}$$

c) Peso de la columna guía vertical.

$$W = \gamma \cdot V = \gamma \cdot r^2 \cdot \pi \cdot L_{cv}$$
$$W = 77300 \frac{N}{m^3} \times (0.009 \text{ m})^2 \times 3.1416 \times 0.450 \text{ m}$$
$$W = 8.85 \text{ N}$$

3.2.2. Cálculo de Espesor y Peso de Placas de Tulipas

3.2.2.1. Placa Soporte Inferior

a) Deflexión permisible [δ]

Para calcular las placas de soporte de las tulipas debemos asumir una deflexión inicial permisible, en base a los parámetros de deflexiones permisibles recomendadas en el capítulo 1.

Datos:

$a = 350 \text{ mm}$

$b = 450 \text{ mm}$

$$[\delta] = \frac{L}{2000} = \frac{a}{2000} \quad (\text{Ver referencia}^{81})$$

$$[\delta] = \frac{450 \text{ mm}}{2000} = 0.225 \text{ mm}$$

b) Espesor inicial placa soporte inferior [h_0]

Datos:

Aluminio ALLOY 1060

$E = 6900 \text{ N/mm}^2$

$\rho = 0.0027 \text{ gr/mm}^3$

$a = 350 \text{ mm}$

$b = 450 \text{ mm}$

$\gamma = \rho \cdot g = 26487 \text{ N/m}^3$

$\mu = 0.33$ (ver tabla 1 de anexos)

⁸¹ Referencia de dimensiones de la placa a y b , Fig. 10, Cap. 1

$$\delta = \alpha \frac{qa^2}{Eh^3} \quad [Ec. 18]$$

El valor de α se lo obtiene en base a la relación b/a de la tabla 2 de los anexos

$$\alpha \leftrightarrow \frac{b}{a} = \frac{450 \text{ mm}}{350 \text{ mm}} = 1.28 \approx 1.3$$

Para el valor de b/a aproximado a 1.3 según la tabla 2 de los anexos

$$\alpha = 0.0697$$

Para el valor de la carga q se debe considerar:

$$q = (\text{peso 24 botellas} + \text{peso 24 tulipas} + \text{peso 4 columnas guías verticales}) \times F_s^{82}$$

$$q = [(24 \times 5.43N) + (24 \times 1.85N) + (4 \times 8.85N)] \times 1.2$$

$$q = 252.144 \text{ N}$$

Para el valor del espesor inicial (h_0) de la placa soporte de las tulipas se considera:

$$[\delta] \geq \delta \rightarrow [\delta] \geq \alpha \frac{qa^2}{Eh^3}$$

$$\therefore 2.25 \times 10^{-4} \text{ m} \geq 0.0697 \times \frac{252.144N \times (0.350 \text{ m})^2}{69 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times h^3}$$

$$h_0 = 5.17 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 5.17 \text{ mm}$$

c) Espesor real asumido por construcción placa soporte inferior [h_f]

Se asume por facilidad de montaje y construcción un espesor de 8 mm para la placa soporte inferior de las tulipas, con el cual garantizamos una deflexión real menor a la permisible esto nos garantiza que no exista atascamiento de los cojinetes contra las columnas guías al trabajar el mecanismo.

La deflexión real obtenida para una placa de $h_f = 8\text{mm}$ y con carga $q = 252.144\text{N}$

$$\delta = \alpha \frac{qa^2}{Eh^3}$$

$$\delta = 0.0697 \times \frac{252.144N \times (0.350 \text{ m})^2}{69 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times (8 \times 10^{-3} \text{ m})^3}$$

$$\delta = 6.094 \times 10^{-5} \text{ m} \approx 6.094 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\therefore [\delta] \geq \delta \rightarrow 0.225 \text{ mm} \geq 6.094 \times 10^{-2} \text{ mm} \quad [Ok]$$

⁸² Nota: El factor de seguridad asumido $F_s=1.2$, por cargas no consideradas como el peso de la placa contra placa, pernos, etc.

3.2.2.2. Placa Soporte Superior

a) Espesor real asumido por construcción placa soporte superior

Se asume por facilidad de montaje y construcción un espesor de 9 mm para la placa soporte superior de las tulipas, con el cual garantizamos una deflexión menor a la permisible de las placas unidas por pernos

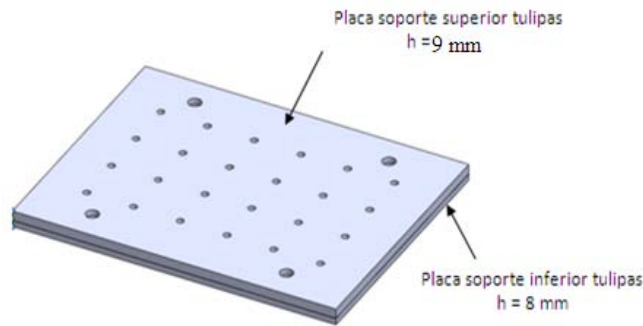


Fig. 69. Placas soporte de las tulipas dimensiones reales

Para la carga q que soportara la placa superior se debe sumar el peso de la placa inferior es decir:

$$q = 252.144 \text{ N} + \left(26487 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times (0.450 \times 0.350 \times 0.008) \text{m}^3 \right) = 285.517 \text{ N}$$

- Espesor calculado

$$[\delta] \geq \delta \rightarrow [\delta] \geq \alpha \frac{qa^2}{Eh^3}$$

$$\therefore 2.25 \times 10^{-4} \text{ m} \geq 0.0697 \times \frac{285.517 \text{ N} \times (0.350 \text{ m})^2}{69 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times h^3}$$

$$h_0 = 5.395 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 5.395 \text{ mm}$$

- Deflexión real con $h=9$ mm

$$\delta = \alpha \frac{qa^2}{Eh^3}$$

$$\delta = 0.0697 \times \frac{285.517 \text{ N} \times (0.350 \text{ m})^2}{69 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times (9 \times 10^{-3} \text{ m})^3}$$

$$\delta = 4.846 \times 10^{-5} \text{ m} \approx 4.846 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\therefore [\delta] \geq \delta \rightarrow 0.225 \text{ mm} \geq 4.846 \times 10^{-2} \text{ mm} \quad [Ok]$$

b) Fuerza tensoras en el apoyo (S) placa superior

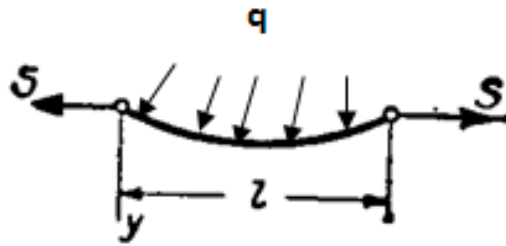


Fig.70 Distribución de fuerzas tensoras en la viga ⁸³

$$\delta_0 = \frac{5}{384} \frac{q \cdot L^4}{D} \quad [Ec.7]$$

$$\frac{3\delta_0^2}{h^2} = \alpha (1+\alpha)^2 \quad [Ec.9]$$

$$D = \frac{E \cdot h^3}{12(1-\mu^2)} \quad [Ec.11]$$

De la Ec. 11 hallo el valor de D

$$D = \frac{69 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \cdot (0.009m)^3}{12(1 - (0.33)^2)} = 4704.017 \frac{N}{m}$$

De la Ec 7 hallo el valor de δ_0

$$\delta_0 = \frac{5}{384} \times \frac{285.517 N \times (0.450 m)^4}{4704.017 \frac{N}{m}} = 3.24 \times 10^{-5} m$$

De la Ec 9 hallo el valor de α y S

$$\alpha (1+\alpha)^2 = \frac{3 \times (3.24 \times 10^{-5} m)^2}{(0.009m)^2}$$

$$\therefore \alpha = S = 3.887 \times 10^{-5} N$$

Nota: S se considera despreciable para nuestro cálculo por ser muy pequeña.

⁸³ Fuente: Resistencia de materiales, TIMOSHENKO, TomoII, pág. 121

3.2.3. Diseño de Columnas Guías Verticales

3.2.3.1. Momento de Inercia Producido en el Cabezal.

a) Radio de giro del cabezal

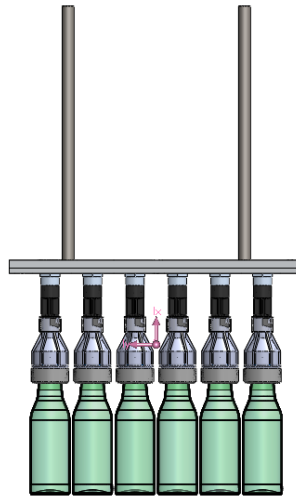


Fig. 71. Centro de inercia del cabezal con botellas llenas 2D

$$m = \frac{210.12 \text{ N} + 70.9189 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 28.648 \text{ kg}$$

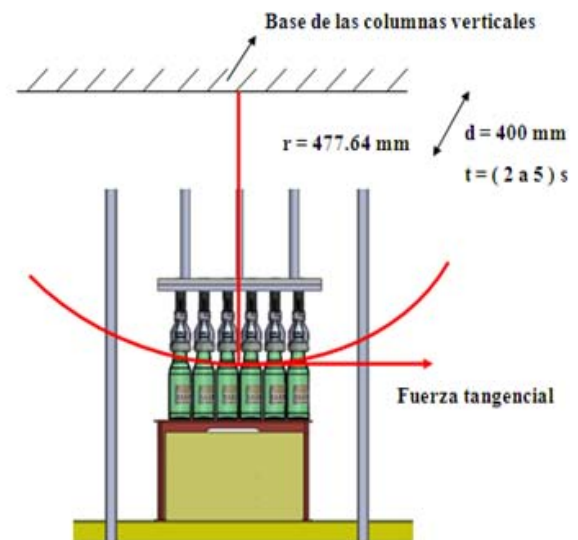
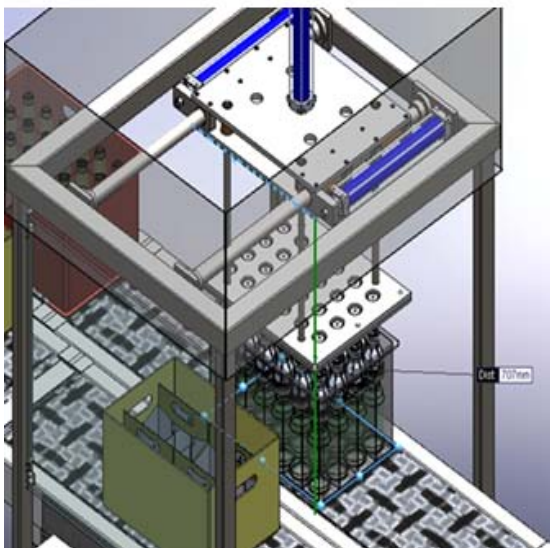


Fig. 72. Centro de inercia del cabezal con botellas llenas 3D

El centro de masa del cabezal está ubicado a una distancia de 684 mm desde la base de las columnas verticales:

$$r = (L. \text{ columnas} + L. \text{ tulipas sin la rosca} + L. \text{ botellas sin agarre de tulipas} - L. \text{ al centro gravedad})$$

$$r = (707 - 229.36) \text{ mm} = 477.64 \text{ mm}$$

- **Formulas físicas de movimiento circular** ⁸⁴

Donde:

F_T = Fuerza tangencial

a_T = Aceleración tangencial

α = Aceleración angular

r = Radio de giro

$m = 28.648$ kg

$\Delta\omega$ = Variación de velocidad angular

t = Tiempo

d = Distancia

v = Velocidad lineal

$$F_T = m \times a_T$$

$$a_T = \alpha \times r$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t}$$

$$\omega = \frac{v_H}{r}$$

$$v_H = \frac{d}{t}$$

- **Aplicando obtenemos**

$$v_H = \frac{d}{t} \rightarrow v_H = \frac{400 \text{ mm}}{2s} = 200 \frac{\text{mm}}{s} \approx v_H = 0.2 \frac{m}{s}$$

$$\omega = \frac{v_H}{r} \rightarrow \omega = \frac{0.2 \frac{m}{s}}{0.47764 \text{ m}} = 0.4187 \frac{\text{rad}}{s}$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{t} \rightarrow \alpha = \frac{(0.4187 - 0) \frac{\text{rad}}{s}}{2s} = 0.209 \frac{\text{rad}}{s^2}$$

$$a_T = \alpha \cdot r \rightarrow a_T = 0.209 \frac{\text{rad}}{s^2} \times 0.47764 \text{ m} = 0.1 \frac{m}{s^2}$$

$$F_T = m \cdot a_T = 28.6482 \text{ Kgr} \times 0.1 \frac{m}{s^2}$$

$$F_T = 2.86N$$

$$F_T = F_{Treal} \times fs = 2.86 \text{ N} \times 1.2 = 3.438 \text{ N}$$

$$F_{c/g} = 3.438 \text{ N} \div 4 = 0.859 \text{ N}$$

$$F_{c/g} = 0.859 \text{ N (Fuerza tangencial para cada guía columna)}$$

$$M = 0.859 \text{ N} \times 0.47764 \text{ m} = 0.4105 \text{ Nm}$$

⁸⁴ Fuente: Física para Pre-politécnico; M.ALMEIDA; 2da Edición; pág.: 56

3.2.3.2. Diseño por Tracción-Compresión + Flexión.

Datos:

Acero ASSAB 705 (AISI 4340) (ver referencia⁸⁵)

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$

$[\sigma] = 1100 \text{ MPa}$

$[\tau] = 0.8 [\sigma] = 880 \text{ MPa}$

$d_0 = 18 \text{ mm}$

$m = 28.648 \text{ kg}$

$$F = m \times g = 28.648 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{real} = 281.04 \text{ N}$$

$$F = F_{real} \times fs = 281.04 \times 1.2 = 337.247 \text{ N}$$

a) Diagrama de cuerpo libre.

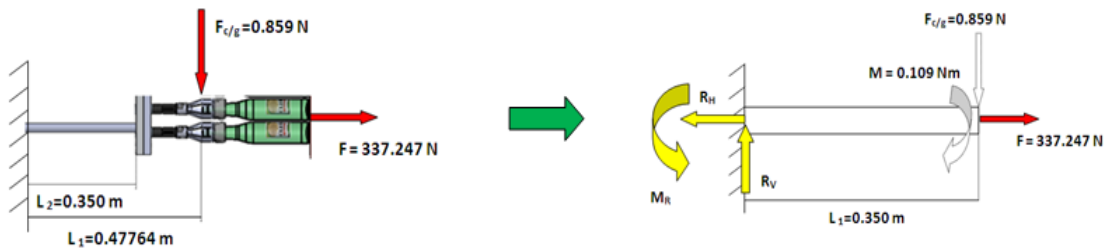


Fig. 73. Fuerzas que actúan en las columnas guías verticales.

- Reacciones.

$$\curvearrowright + \sum M_R = 0$$

$$M_R - 0.109 \text{ Nm} - (0.859 \text{ N} \times 0.350 \text{ m}) = 0$$

$$M_R = 0.409 \text{ Nm}$$

$$\downarrow + \sum F_y = 0$$

$$R_V = 0.859 \text{ N}$$

$$\rightarrow + \sum F_x = 0$$

$$R_H = 337.247 \text{ N}$$

⁸⁵Fuente: Diseño de ingeniería mecánica, SHIGLEY, pag:1220, tabla E-23

b) Diagrama de cortante y momento por tramo

$$\curvearrowright^+ \sum M_Q = 0$$

$$M + M_R - R_V \cdot x - 0.125 = 0$$

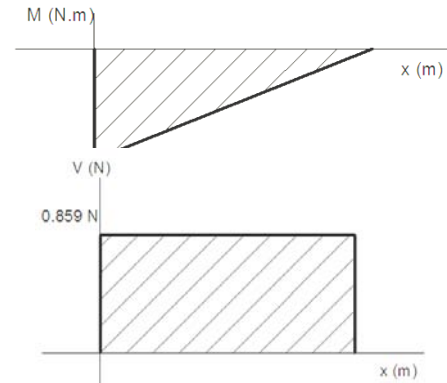
$$M = 0.859x - 0.409 + 0.109$$

$$\therefore M = 0.859(x) - 0.3$$

$$\downarrow^+ \sum F_V = 0$$

$$V - R_V = 0$$

$$V = 0.978 \text{ N}$$



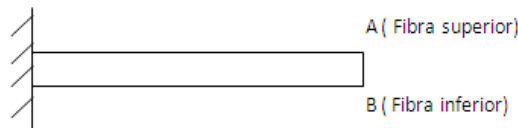
Tracción + Flexión.

$$[\sigma] \geq \sigma$$

$$\sigma = \pm \frac{q}{A} \pm \frac{M \cdot c}{I} \quad [Ec.74]^{86}$$

Donde:

- [σ] : Esfuerzo permisible máximo
- M: Momento flector máximo
- c: Distancia del eje neutro a la fibra mas externa
- I: Inercia de la sección transversal



- Esfuerzo en la fibra superior A

$$\sigma_A = \frac{q}{A} + \frac{M \cdot c}{I_x}$$

$$\sigma_A = \frac{337.247 \text{ N}}{(0.009\text{m})^2 \cdot \pi} + \frac{0.3 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0.009 \text{ m}}{\frac{1}{4} \times \pi \times (0.009\text{m})^4}$$

$$\therefore \sigma_A = 1849263.8561 \text{ Pa} \approx 1.85 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo en la fibra inferior B

$$\sigma_B = \frac{q}{A} - \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma_B = \frac{337.247\text{N}}{(0.009\text{m})^2 \cdot \pi} - \frac{0.3 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0.009\text{m}}{\frac{1}{4} \times \pi \times (0.009\text{m})^4}$$

$$\therefore \sigma_B = 801330.074 \text{ Pa} \approx 0.801 \text{ MPa}$$

⁸⁶ Fuente: Resistencia de materiales, TIMOSHENKO, Tomo I, pág.: 219

d) Selección del área

$$[\sigma] \geq \sigma \rightarrow 1100 \text{ MPa} \geq 1.85 \text{ MPa} \quad [Ok]$$

$$\therefore r = 9 \text{ mm} \rightarrow D = 18 \text{ mm}$$

e) Fuerza y Momento cortante producida por el cilindro neumático seleccionado ⁸⁷

Datos:

FESTO 532 747 DNCB-40-400-PPV-A

Fuerza teórica al avance a Presión 6 bares=754 N

$D_{\text{(embolo)}} = 40\text{mm}$

Carrera = 400 mm

$d_{\text{(vástago)}} = 12 \text{ mm}$

$$F_{\text{cilindro considerada}} = F \times F_s = 754\text{N} \times 1.2 = 904.8 \text{ N}$$

$$F_{c/columnna} = 904.8 \text{ N} \div 4 = 226.2 \text{ N}$$

$$M = 226.2 \text{ N} \times 0.47764 \text{ m} = 108.04 \text{ Nm}$$

- Esfuerzo en la fibra superior A

$$\sigma_A = \frac{q}{A} + \frac{M \cdot c}{I_x}$$

$$\sigma_A = \frac{337.247\text{N}}{(0.009\text{m})^2 \cdot \pi} + \frac{108.04 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0.009\text{m}}{\frac{1}{4} \times \pi \times (0.009\text{m})^4}$$

$$\therefore \sigma_A = 190023239.919 \text{ Pa} \approx 190.023 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo en la fibra inferior B

$$\sigma_B = \frac{q}{A} - \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma_B = \frac{337.247\text{N}}{(0.009\text{m})^2 \cdot \pi} - \frac{108.04 \text{ N} \cdot \text{m} \times 0.009\text{m}}{\frac{1}{4} \times \pi \times (0.009\text{m})^4}$$

$$\therefore \sigma_B = -187372645.989 \text{ Pa} \approx -187.37 \text{ MPa}$$

- Selección del área

$$[\sigma] \geq \sigma_A \rightarrow 1100 \text{ MPa} \geq 190.023 \text{ MPa} \quad [Ok]$$

$$\therefore r = 9 \text{ mm} \rightarrow D = 18 \text{ mm}$$

⁸⁷ Los datos del cilindro se los obtuvo de la Tabla 16 de los anexos

f) Deflexión máxima columna guía vertical

Para calcular la deflexión máxima debemos considerar la carga máxima que se va a aplicar la cual es la del pistón en cada columna (F= 226.2 N).

Datos:

$$q = 226.2 \text{ N}$$

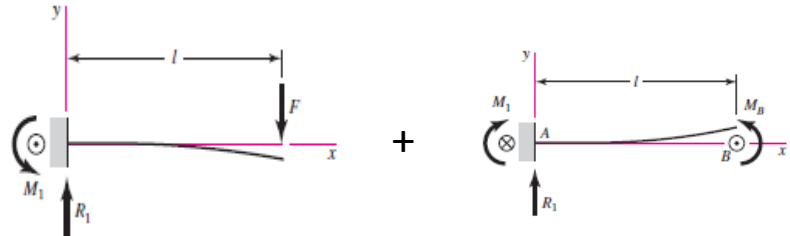
$$L = 0.350 \text{ m}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$I = \frac{1}{4} \pi r^4$$

$$r = 0.009 \text{ m}$$

$$M = 28.87 \text{ N.m}$$



$$\delta = \frac{q \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{M \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad [Ec.75]^{88}$$

$$\delta = \frac{226.2 \text{ N} \times (0.350 \text{ m})^3}{3 \times 210 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{1}{4} \times \pi \times (0.009 \text{ m})^4} + \frac{28.87 \text{ Nm} \times (0.350 \text{ m})^2}{2 \times 210 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{1}{4} \times \pi \times (0.009 \text{ m})^4}$$

$$\delta = 4.621 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 4.621 \text{ mm}$$

3.2.4. Diseño de cojinetes de deslizamiento

3.2.4.1. Diseño de los Cojinetes de Deslizamiento Vertical.

a) Dimensiones de los cojinetes

Datos:

Bronce 10 % DUNS, C52400

$$E = 110000 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma] = 455 \text{ N/mm}^2$$

$$[\tau] = 41000 \text{ N/mm}^2$$

$$d = 18 \text{ mm}$$

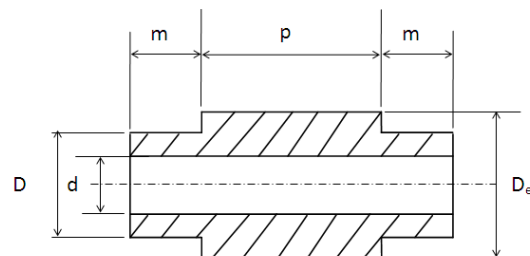


Fig.74 Cotas dimensionales de referencia del cojinete vertical

$$h_0 = 0.0025 D$$

(Película de lubricante entre el eje y bocín para cojinetes de auto alineación, tabla 8 de anexos)

$$h_0 = 0.00025 \times 18 \text{ mm}$$

$$\therefore h_0 = 0.0045 \text{ mm}$$

$$d_B = 18 \text{ mm} + 2h_0$$

$$d_B = 18 \text{ mm} + 2(0.0045 \text{ mm})$$

$$d_B = 18.009 \text{ mm}$$

⁸⁸Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica ;SHYGLE Y; 8va Edición, pág. 993

b) Cálculo de la deflexión en el cojinete causada por la fuerza del cilindro⁸⁹

Datos:

Bronce 10 % DUNS, C52400

$E = 110000 \text{ N/mm}^2$

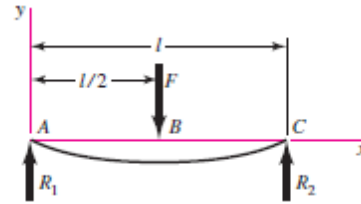
$[\sigma] = 455 \text{ N/mm}^2$

$[\tau] = 41000 \text{ N/mm}^2$

$I = 60444.24 \text{ mm}^4$

$q = F = 226.2 \text{ N}$

$L = 78 \text{ mm}$



$$R_2 = R_1 = \frac{F}{2}$$

$$V = R_1 = -R_2$$

$$\delta_{max} = -\frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$\delta_{max} = -\frac{226.2 \text{ N} \times (0.078 \text{ m})^3}{48 \times 110 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 6.0444 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = -3.3634 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$\therefore \delta_{max} = -3.3634 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

3.3. Diseño del cabezal deslizante horizontal

3.3.1. Cálculo del Espesor y Peso de Placas Soporte Inferior y Superior del Cabezal

a) Deflexión permisible $[\delta]$

Para calcular las placas de soporte de las tulipas debemos asumir una deflexión inicial permisible, en base a los parámetros de deflexiones permisibles recomendadas del capítulo 1.

Datos:

$a = 350 \text{ mm}$

$b = 450 \text{ mm}$

$$[\delta] = \frac{L}{2000} = \frac{a}{2000} \quad [\text{Ver referencia}^{28}]$$

$$[\delta] = \frac{450 \text{ mm}}{2000} = 0.225 \text{ mm}$$

⁸⁹ Tabla N.-25 de los anexos

b) Espesor inicial placa soporte inferior [h₀]

Datos:

Aluminio ALLOY 1060

E= 69000 N/mm²

ρ= 0.0027 gr/mm³

a= 350 mm

b= 450 mm

γ = ρ.g= 26487 N/m³

μ= 0.33 (ver tabla 1 de anexos)

$$\delta = \alpha \frac{qa^2}{Eh^3}$$

El valor de α se lo obtiene en base a la relación b/a de la tabla 2 de los anexos

$$\alpha \leftrightarrow \frac{b}{a} = \frac{450 \text{ mm}}{350 \text{ mm}} = 1.28 \approx 1.3$$

Para el valor de b/a aproximado a 1.3 según la tabla 2 de los anexos

$$\alpha = 0.0697$$

Para el valor de la carga q se debe considerar:

q= (masa del cabezal vertical x gravedad) x Fs

$$q = \left(28.648 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \times 1.2$$

$$q = 337.244 \text{ N}$$

Para el valor del espesor inicial (h) de la placa soporte del cabezal se considera:

$$[\delta] \geq \delta \rightarrow [\delta] \geq \alpha \frac{qa^2}{Eh^3}$$

$$\therefore 2.25 \times 10^{-4} \text{ m} \geq 0.0697 \times \frac{337.244 \text{ N} \times (0.350 \text{ m})^2}{69 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times h^3}$$

$$h = 5.7028 \times 10^{-3} \text{ m} \approx h = 5.7028 \text{ mm}$$

c) Espesor real asumido por construcción placa soporte superior

Se asume por facilidad de montaje y construcción un espesor de 9 mm para las placas soporte del cabezal.

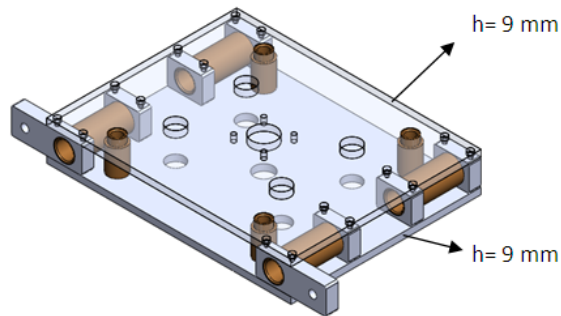


Fig. 75. Cabezal deslizante horizontal

d) Deflexión en el centro de la placa con h=9 mm

$$[\delta] \geq \alpha \frac{qa^2}{Eh^3}$$

$$\delta = 0.0697 \times \frac{337.244 \text{ N} \times (0.350 \text{ m})^2}{69 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times (0.009 \text{ m})^3}$$

$$\delta = 5.7244 \times 10^{-5} \text{ m} \approx 5.7244 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

3.3.2. Diseño de las vigas guías horizontales.

3.3.2.1. Calculo del diámetro inicial por deflexión.

a) Carga que soporta las vigas guías

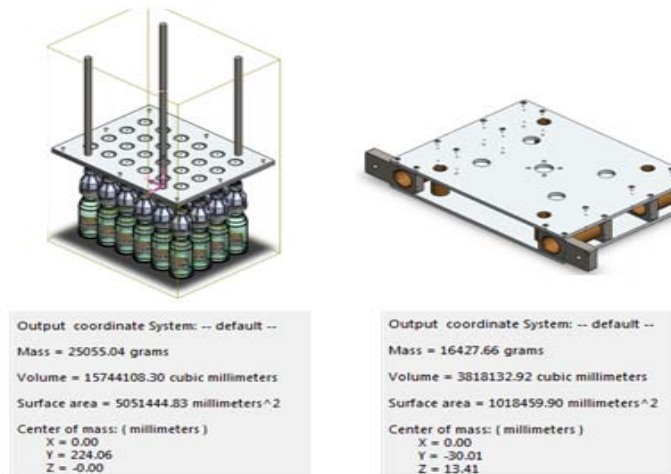


Fig. 76. Peso real conjunto de desplazamientos

• Carga total soportada por las vigas guías horizontales.

$$q = (\text{Peso del cabezal soporte tulipas} + \text{peso del cabezal horizontal} + \text{peso de 3 actuadores neumaticos}) \times F_s$$

$$q = [245.78 \text{ N} + 161.17 \text{ N} + (3 \times 29.43) \text{ N}] \times 1.5$$

$$q = 742.86 \text{ N}$$

- Carga individual para los cuatro apoyos de las dos vigas guías horizontales.

$$q_{c/apoyo} = (742.86 \div 4) \text{ N}$$

$$q_{c/apoyo} = 185.71 \text{ N}$$

b) Diámetro inicial de las vigas guías horizontales

Datos:

Acero ASSAB 705 (AISI 4340)

$E = 210 \text{ GPa}$

$[\sigma] = 1100 \text{ MPa}$

$[\tau] = 0.8 [\sigma] = 880 \text{ MPa}$

$L = 840 \text{ mm}$

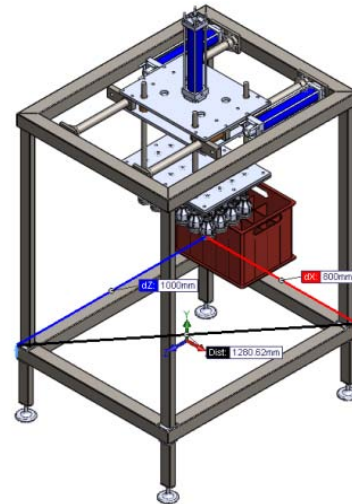
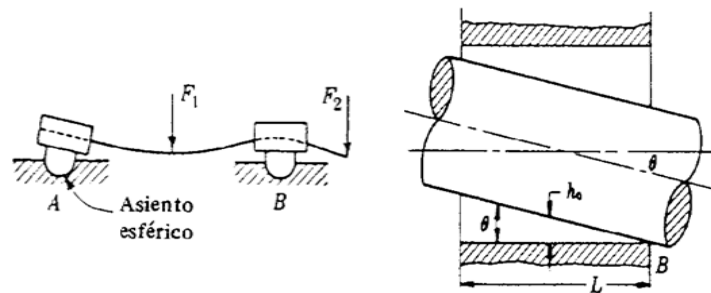


Fig. 77. Longitud de las vigas

Para calcular el diámetro inicial de las vigas guías horizontales debemos asumir una deflexión en los cojinetes para evitar que se remuerdan



Corte de la película lubricante causada por desalineación el eje (Fig. 20, Pag28)

$$\delta_{asumida} = 0.09 \text{ mm}$$

c) **Calculo por Deflexión de la viga** ⁹⁰

Datos:

Acero ASSAB 705 (AISI 4340)

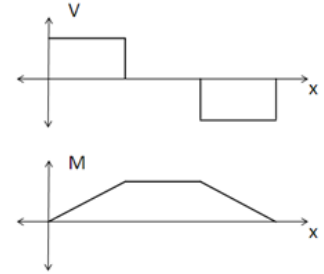
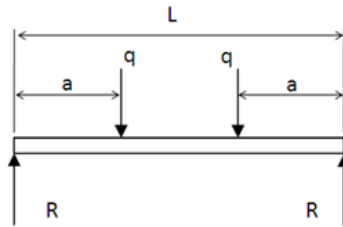
$a = 245 \text{ mm}$

$q = 185.71 \text{ N}$

$L = 840 \text{ mm}$

$\delta_{\text{asumida}} = 0.11 \text{ mm}$

$E = 210 \text{ GPa}$



$$R = V = q$$

$$\therefore R = 185.71 \text{ N}$$

$$M_{\text{max}} = q \cdot a$$

$$\therefore M_{\text{max}} = 185.71 \text{ N} \times 0.245 \text{ m} = 45.49 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{1}{4} \pi \cdot r^4$$

$$\delta_{\text{max}} = \frac{q \cdot a}{6 E \cdot \pi \cdot r^4} (4a^2 - 3L^2) \quad (\text{Ver referencia } ^{96})$$

$$\delta_{\text{punto } x} = \frac{2 \cdot q \cdot x}{3 E \cdot \pi \cdot r^4} (x^2 + 3a^2 - 3La)$$

Para calcular un radio inicial empleamos la formula de la deflexión máxima

$$r = \sqrt[4]{\frac{q \cdot a}{6 E \cdot \pi \cdot \delta_{\text{asumida}}} (4a^2 - 3L^2)}$$

$$r = \sqrt[4]{\frac{185.71 \text{ N} \times 0.245 \text{ m}}{6 \times 210 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \pi \times 1.1 \times 10^{-4} \text{ m}} ((4 \times (0.245 \text{ m})^2) - (3 \times (0.84 \text{ m})^2))}$$

$$r = 0.0208 \text{ m} \approx 20.8 \text{ mm}$$

$$\therefore r = 21 \text{ mm} \rightarrow D = 42 \text{ mm}$$

La deflexión en los cojinetes está dada por la ecuación respecto a un punto x

⁹⁰ Tabla N.-24 de los anexos

Si $r = 21\text{mm} \rightarrow \delta$ en los cojinetes es $x=a$

$$\delta_{pto\ x} = \frac{2 \times 185.71\ \text{N} \times 0.245\ \text{m}}{3 \times 210 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \pi \times (0.021\ \text{m})^4} \left((0.245\ \text{m})^2 + (3 \times (0.245\ \text{m})^2) \right) - (3 \times 0.84\ \text{m} \times 0.245\ \text{m})$$

$$\delta_{punto\ x} = 8.91 \times 10^{-5}\ \text{m} \approx 0.0891\ \text{mm}$$

La deflexión en los cojinetes es menor a la deflexión máxima asumida por lo tanto los cojinetes no se remuerden en el deslizamiento.

3.3.3. Diseño de los cojinetes de deslizamiento horizontal

a) Dimensiones de los cojinetes

Datos:

Bronce 10 % DUNS, C52400

$E = 110000\ \text{N/mm}^2$

$[\sigma] = 455\ \text{N/mm}^2$

$[\tau] = 41000\ \text{N/mm}^2$

$d = 42\ \text{mm}$

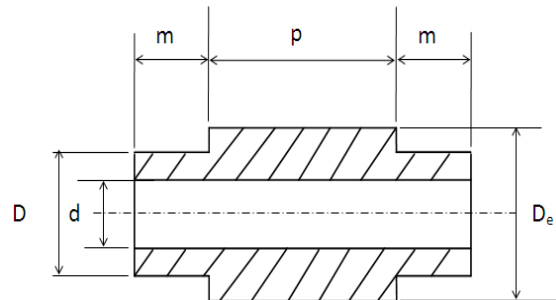


Fig.78. Cotas dimensionales de referencia de cojinete horizontal

$h_0 = 0.00025 D$ (Película lubricante entre el eje y bocín para cojinetes de auto alineación
(Tabla 8 de anexos)

$$h_0 = 0.00025 \times 42\ \text{mm}$$

$$\therefore h_0 = 0.0105\ \text{mm}$$

- Dimensiones del cojinete

$$\frac{L}{d} = 3 \text{ o } 4 \quad (\text{Para cojinetes de auto alineación tabla 13 de anexos})$$

$$\frac{L}{d} = \frac{3}{1} \rightarrow L = 3 \cdot d$$

$$L = 3 \times 42 = 126\ \text{mm}$$

$$D = 48\ \text{mm}$$

$$D_e = 55\ \text{mm}$$

$$m = 22\ \text{mm}$$

$$p = 88\ \text{mm}$$

b) Cálculo de la deflexión en el cojinete causada por la fuerza del cilindro⁹¹

Datos:

Bronce 10 % DUNS, C52400

$E = 110000 \text{ N/mm}^2$

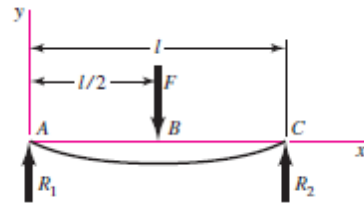
$[\sigma] = 455 \text{ N/mm}^2$

$[\tau] = 41000 \text{ N/mm}^2$

$I = 296435.23 \text{ mm}^4$

$q = F = 185.71 \text{ N}$

$L = 126 \text{ mm}$



$$R_2 = R_1 = \frac{F}{2}$$

$$V = R_1 = -R_2$$

$$\delta_{max} = -\frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

$$\delta_{max} = -\frac{185.71 \text{ N} \times (0.126 \text{ m})^3}{48 \times 110 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 2.9643 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = -3.3634 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$\therefore \delta_{max} = 0.00029 \text{ mm}$$

3.3.4. Diseño de las placas de empuje de los cilindros neumáticos horizontales

Datos:

Acero AISI 1045

$E = 205000 \text{ N/mm}^2$

$[\sigma] = 625 \text{ N/mm}^2$

$h = 22 \text{ mm}$

$b = 60 \text{ mm}$

$a = 130 \text{ mm}$

$m = 49 \text{ mm}$

$n = 48 \text{ mm}$

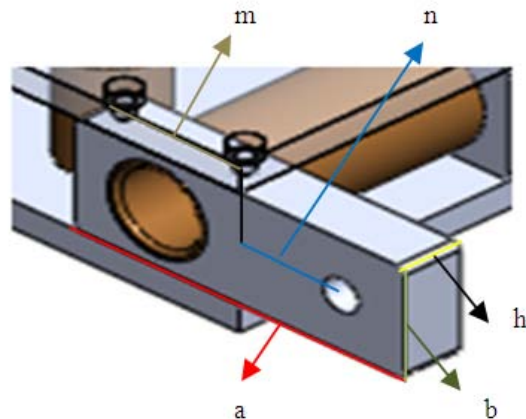


Fig. 79. Dimensiones de la placa

a) Cálculo de los esfuerzos producidos.

- Cilindro neumático seleccionado⁹²

Datos:

FESTO 532 747 DNCB-40-400-PPV-A

⁹¹ Tabla N.-25 de los anexos

⁹² Los datos del cilindro se los obtuvo de la Tabla 16 de los anexos

Fuerza teórica al avance a Presión 6 bares=754 N

$D_{(\text{embolo})} = 40\text{mm}$

Carrera = 400 mm

$d_{(\text{vástago})} = 12\text{ mm}$

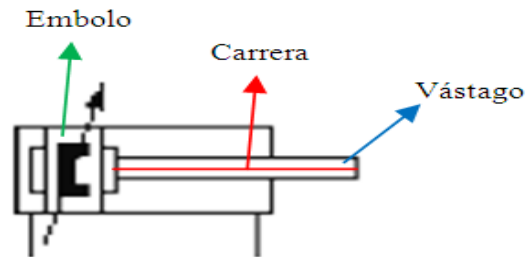
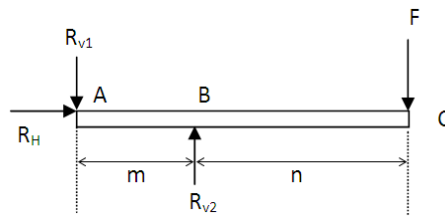


Fig. 80. Partes del cilindro neumático

- Momento producido por el pistón.



$$F_{(C/cilindro)} = F_{real} \times F_S = 754\text{ N} \times 1.5 = 1131\text{ N}$$

- Reacciones

$$\curvearrowright^+ \sum M_A = 0$$

$$(R_{V2} \times m) - [F \times (m + n)] = 0$$

$$R_{V2} = \frac{1131\text{ N} \times (0.049 + 0.048)\text{ m}}{0.049\text{ m}}$$

$$R_{V2} = \frac{73.138\text{ Nm}}{0.049\text{ m}} = 2238.92\text{ N}$$

$$\therefore R_{V2} = 2238.92\text{ N}$$

$$\downarrow^+ \sum F_V = 0$$

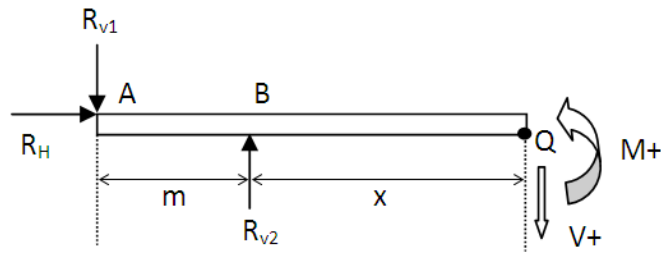
$$R_{V1} + F - R_{V2} = 0$$

$$R_{V1} = R_{V2} - F$$

$$\therefore R_{V1} = 2238.92\text{ N} - 1131\text{ N}$$

$$R_{V1} = 1107.92\text{ N}$$

b) Ecuación de la deflexión producida por la carga aplicada



$$\sum^{\curvearrowright} M_Q = 0$$

$$M - (R_{V2} \cdot x) + R_{V1}(m + x) = 0$$

$$M = R_{V2} \cdot x - R_{V1} \cdot m - R_{V1} \cdot x$$

$$\therefore M = 2238.92(x) - 1107.92(x) - 54.29$$

$$EI \frac{\partial^2 \delta}{\partial x^2} = -M \quad (\text{Ver referencia } ^{93})$$

$$EI \frac{\partial^2 \delta}{\partial x^2} = -2238.92(x) + 1107.92(x) + 54.29$$

$$EI \delta'' = -1131(x) + 54.29$$

$$EI \delta' = -1131 \int (x) dx + 54.29 \int dx$$

$$\therefore \theta = EI \delta' = -565.5x^2 + 54.29x + C_1 \quad (\text{a})$$

$$EI \delta = -565.5 \int (x^2) dx + 54.29 \int (x) dx + C_1 \int dx$$

$$\therefore EI \delta = -188.5 x^3 + 27.145 x^2 + C_1(x) + C_2 \quad (\text{b})$$

- Condiciones de frontera

En el apoyo C Si $x = 97 \text{ mm} \rightarrow \delta' = 0$

Reemplazo $x = 0.097 \text{ m}$ en (a)

$$0 = -565.5(0.097)^2 + 54.29(0.097) + C_1$$

$$\therefore C_1 = 0.0547$$

En el apoyo B Si $x = 0.049 \text{ m} \rightarrow \delta = 0$

Reemplazo $x = 0.049 \text{ m}$ y C_1 en (b)

$$0 = -188.5(0.049)^3 + 27.145(0.049)^2 + 0.0547(0.049) + C_2$$

$$\therefore C_2 = -0.0457$$

⁹³ Fuente: Resistencia de Materiales; TIMOSHENKO; 5ta edición; pag:613-614

- Ecuación de la deflexión.

$$EI \delta = -188.5 x^3 + 27.145 x^2 + 0.0547 x - 0.0457$$

- Deflexión máxima en el extremo C, causada por la fuerza F

$$\delta = \frac{-188.5 x^3 + 27.145 x^2 + 0.0547 x - 0.0457}{E.I}$$

Si $x = 0.097 \text{ m}$

$$\delta_{max} = \frac{-188.5(0.097)^3 + 27.145 (0.097)^2 + 0.0547(0.097) - 0.0457}{2.05 \times 10^{10} \frac{N}{m^2} \cdot \left(\frac{0.060 \text{ m} \times (0.022 \text{ m})^3}{12} \right)}$$

$$\therefore \delta_{max} = 3.937 \times 10^{-5} \text{ m} \approx \delta_{max} = 3.937 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

c) Deflexión permisible.

$$[\delta] = \frac{L}{2000}$$

$$[\delta] = \frac{97 \text{ mm}}{2000} = 0.0485 \text{ mm}$$

$$\therefore \delta_{max} < [\delta] \rightarrow 4.922 \times 10^{-3} \text{ mm} < 0.0485 \text{ mm}$$

[Ok]

3.4. Diseño de la estructura de soporte.

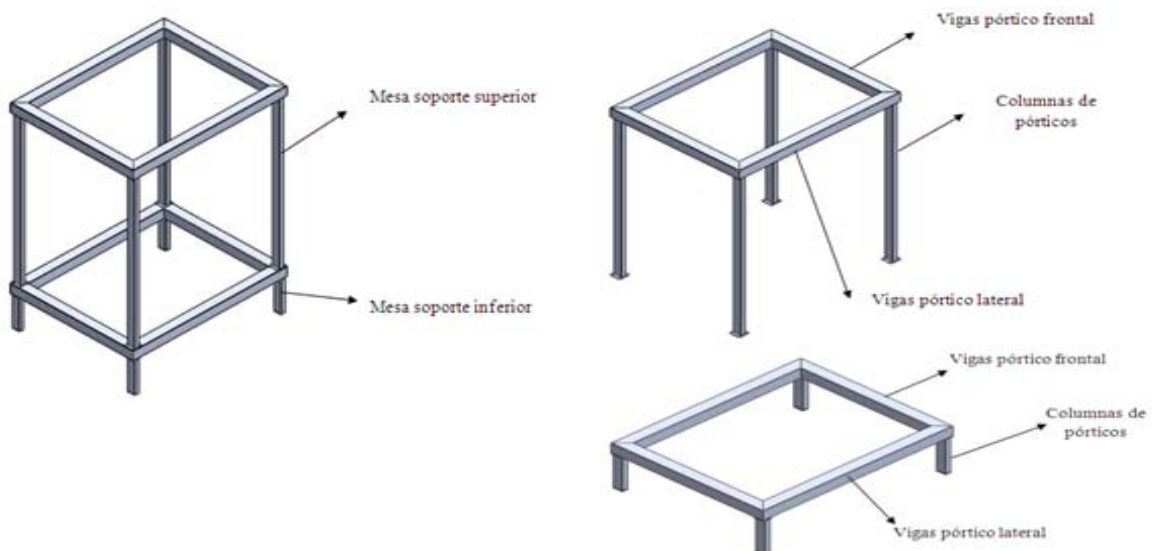


Fig. 81. Partes de la estructura de soporte

3.4.1. Selección del perfil más adecuado para vigas y columnas de estructura.

3.4.1.1. Vigas del pórtico.

Datos (ver referencia⁹⁴)

Viga del pórtico frontal

Acero ASTM A- 500

Tubo cuadrado (50 x 50 x 3) mm

$\sigma_y = S_y = 320 \text{ MPA}$

$E = 200000 \text{ N/mm}^2$

$r_T = 0.0191 \text{ m}$

$A = 5.61 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

$I = 2.12 \times 10^{-7} \text{ m}^4$

$s = 1064 \text{ mm}$

$b = (2m + n) = 800 \text{ mm}$

$t = 264 \text{ mm}$

$m = 207.5 \text{ mm}$

$n = 385 \text{ mm}$

$F = V = q = 185.71 \text{ N}$

$C_b = 1$

$e = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$

$d = 0.050 \text{ m}$

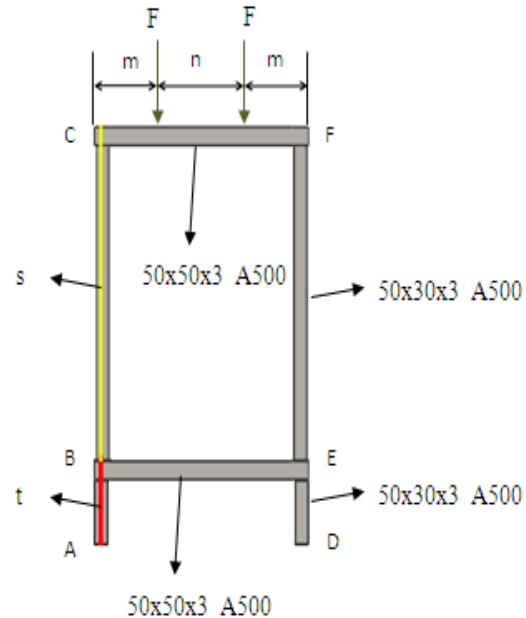


Fig. 82. Dimensiones de la estructura de soporte-vigas

a) Diseño por deflexión

Para que la sección de una viga esta correctamente diseñada a deflexión debe cumplir:

$$f_b \leq F_b \quad [Ec.31]$$

Por manual de la AISC obtenemos

$$F_b = 0.66 S_y \quad [Ec.29]$$

$$\therefore F_b = 0.66 \times 320 \text{ MPa} = 211.2 \text{ MPa}$$

Por flexión se debe comprobar que:

$$\sqrt{\frac{102 \times 10^3 C_b}{S_y}} \leq \lambda_f \leq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 C_b}{S_y}} \quad [Ec.34]$$

Por lo tanto

⁹⁴ Datos tomados de las tablas N- 18, 19 y 20 de los anexos.

$$\lambda_f = \frac{L}{r_T} = \frac{b}{r_T} \quad [Ec.32]$$

$$\lambda_f = \frac{0.8 \text{ m}}{0.0191 \text{ m}} = 41.884$$

Comparando obtenemos

$$\sqrt{\frac{102 \times 10^3 \times 1}{320 \text{ MPa}}} \leq 41.884 \leq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 \times 1}{320 \text{ MPa}}}$$

$$\therefore 17.854 \leq 41.884 \leq 39.922 \quad [\text{No cumple}]$$

Al no cumplir consideramos

$$\lambda_f \geq \sqrt{\frac{510 \times 10^3 C_b}{S_y}} \quad [Ec.36]$$

Por lo tanto usamos

$$f_b = \frac{170 \times 10^3 C_b}{\lambda_f^2} \quad [Ec.37]$$

$$\therefore f_b = \frac{170 \times 10^3 \times 1}{(41.884)^2} = 96.906 \text{ MPa}$$

$$f_b \leq F_b \rightarrow 96.906 \text{ MPa} \leq 211.2 \text{ MPa} \quad [Ok]$$

La sección de tubo rectangular ASTM A-500 (50x50x3) que se va a usar para las vigas es adecuada por flexión.

b) Diseño de la viga por cortante

Para que la sección de una viga esta correctamente diseñada a cortante debe cumplir:

$$f_v \leq F_v$$

Por manual de la AISC usamos

$$f_v = \frac{V}{dt_w} = \frac{V}{2(d \times e)} \quad [Ec.40]$$

Para hallar el valor de Fv debemos considerar que:

Cuando

$$\frac{h}{t_w} \leq \frac{380}{\sqrt{S_y}} \quad [Ec.41]$$

Usamos

$$F_v = 0.4S_y \quad [Ec.42]$$

Si

$$\frac{h}{t_w} > \frac{380}{\sqrt{S_y}} \quad [Ec.43]$$

No se considera un perfil valido

- **Calculando obtenemos**

$$f_v = \frac{V}{2(d \times e)} = \frac{185.71 \text{ N}}{2(0.050 \times 0.003) \text{ m}^2} = 619033.33 \text{ Pa}$$

$$f_v = 0.619 \text{ MPa}$$

- **Al verificar obtenemos**

$$\frac{h}{t_w} \leq \frac{380}{\sqrt{S_y}} \rightarrow \frac{d}{2e} \leq \frac{380}{\sqrt{S_y}}$$

$$\frac{0.050}{2(0.003)} \leq \frac{380}{\sqrt{320}}$$

$$\therefore 8.333 \leq 21.2426 \quad [Ok]$$

Por lo tanto el valor de Fv es:

$$F_v = 0.4S_y$$

$$F_v = 0.4(320 \text{ MPa})$$

$$\therefore F_v = 128 \text{ MPa}$$

Comprobando el perfil obtenemos

$$f_v \leq F_v \rightarrow 0.619 \text{ MPa} \leq 128 \text{ MPa} \quad [Ok]$$

La sección de tubo cuadrado ASTM A-500 (50x50x3) que se va a usar para las vigas es adecuada por cortante.

c) **Diseño de vigas por deflexión:**

Para diseñar una viga por deflexión se debe considerar que la deflexión real δ sea menor a la deflexión permisible $[\delta]$ ⁹⁵

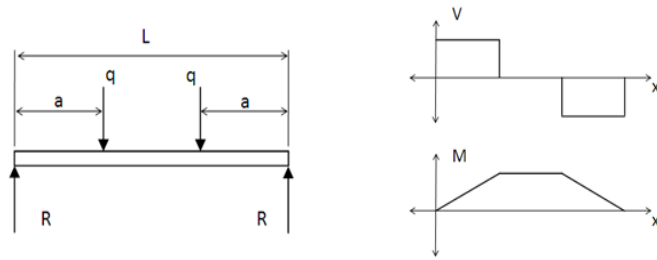
$$[\delta] = \frac{L}{1000} \rightarrow \frac{L}{2000} \quad (\text{Deflexión de alta exigencia})$$

$$[\delta] = \frac{L}{2000} = \frac{b}{2000} = \frac{0.8}{2000} = 4 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\therefore [\delta] = 4 \times 10^{-4} \text{ m} \approx 0.4 \text{ mm}$$

⁹⁵Fuente: *Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pag:220*

Para comprobar la deflexión máxima



$$\delta_{max} = \frac{q \cdot m}{24 E \cdot I} (3L^2 - 4m^2)$$

$$\delta_{max} = \frac{187.5 \text{ N} \times 0.2075 \text{ m}}{24 \left(2 \times 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times 2.12 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \right)} (3(0.8 \text{ m})^2 - 4(0.2075 \text{ m})^2)$$

$$\therefore \delta_{max} = 6.682 \times 10^{-5} \text{ m} \approx 0.06682 \text{ mm}$$

Por lo tanto

$$[\delta] \geq \delta \rightarrow 0.4 \text{ mm} \geq 0.06682 \text{ mm} \quad [\text{Ok}]$$

La sección de tubo rectangular ASTM A-500 (50x50x3) que se va a usar para las vigas es adecuada por deflexión.

3.4.1.2. Columnas del pórtico superior

Datos (ver referencia⁹⁶)

Viga del pórtico frontal

Acero ASTM A- 500

Tubo rectangular (30 x 50 x 3) mm

$\sigma_y = S_y = 320 \text{ MPA}$

$E = 200 \text{ KN/mm}^2$

$r_T = 0.0116 \text{ m}$

$A = 4.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

$I_y = 5.66 \times 10^{-8} \text{ m}^4$

$s = 1064 \text{ mm}$

$b = (2m + n) = 800 \text{ mm}$

$t = 264 \text{ mm}$

$m = 207.5 \text{ mm}$

$n = 385 \text{ mm}$

$F = V = q = 185.71 \text{ N}$

$C_b = 1$

$e = 3 \times 10^{-3} \text{ m}$

$K = 1$ (ver tabla 5 opción C de anexos)

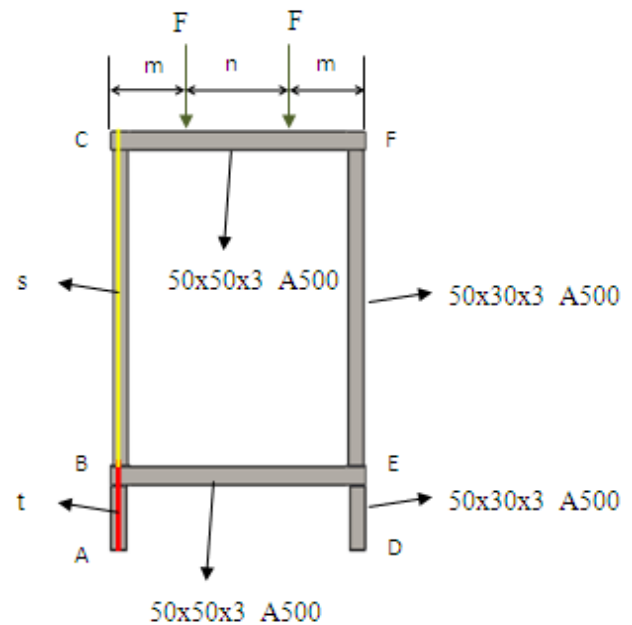


Fig. 83. Dimensiones de la estructura de soporte-columnas

⁹⁶ Datos tomados de las tablas N- 18, 19 y 20 de los anexos.

a) **Diseño de las columnas marco superior por esbeltez**

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad [Ec.44]$$

Cuando:

$$\frac{K.L}{r} \leq C_c$$

Usamos:

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2C_c^2}\right] S_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8C_c} - \frac{3(KL/r)^3}{8C_c^3}} \quad [Ec.46]$$

Cuando:

$$\frac{K.L}{r} > C_c$$

Usamos:

$$F_a = \frac{12\pi^2 E}{23(KL/r)^2} \quad [Ec.47]$$

O en formula general:

$$F_a = \frac{\pi^2 E}{FS(KL/r)^2} \quad [Ec.48]$$

• **Calculando obtenemos**

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \left(200 \times 10^9 \frac{N}{m^2}\right)}{320 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}} = 111.072$$

Cuando:

$$\frac{K.L}{r} \leq C_c \rightarrow \frac{1 \times 1.064 \text{ m}}{0.0116 \text{ m}} \leq 111.072$$

$$\therefore 91.724 \leq 111.072 \quad [OK]$$

Usamos la fórmula para Fa

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2C_c^2}\right] S_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8C_c} - \frac{3(KL/r)^3}{8C_c^3}}$$

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(91.724)^2}{2(111.072)^2}\right] \times 320 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{\frac{5}{3} + \frac{3(91.724)}{8(111.072)} - \frac{3(91.724)^3}{8(111.072)^3}} = 119472017.557 \text{ Pa}$$

$$F_a = 119472017.557 \text{ Pa} \approx 119.472 \text{ MPa} \approx 17.328 \text{ Ksi}$$

$$f_a = \frac{F}{A} = \frac{185.71 \text{ N}}{4.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 441116.39 \text{ Pa} \approx 0.441 \text{ MPa} \approx 0.06398 \text{ Ksi}$$

$$\therefore f_a \leq F_a \rightarrow 0.06398 \text{ Ksi} \leq 17.328 \text{ Ksi} \quad [OK]$$

3.4.2. Diseño del pórtico frontal por longitudes efectivas

Datos:

- Columna de los pórticos

Acero ASTM A-500

Tubo rectangular (30 x 50 x 3) mm

$$\sigma = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200 \text{ KN/mm}^2$$

$$I_y = 5.66 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

- Viga del pórtico frontal

Acero ASTM A-500

Tubo cuadrado (50 x 50 x 3) mm

$$\sigma = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200 \text{ KN/mm}^2$$

$$I = 5.66 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

- Dimensiones del pórtico

$$s = 1064 \text{ mm}$$

$$b = (2m + n) = 0.800 \text{ m}$$

$$t = 264 \text{ mm}$$

$$m = 207.5 \text{ mm}$$

$$n = 385 \text{ mm}$$

- Carga F del pórtico

$$F = 185.71 \text{ N}$$

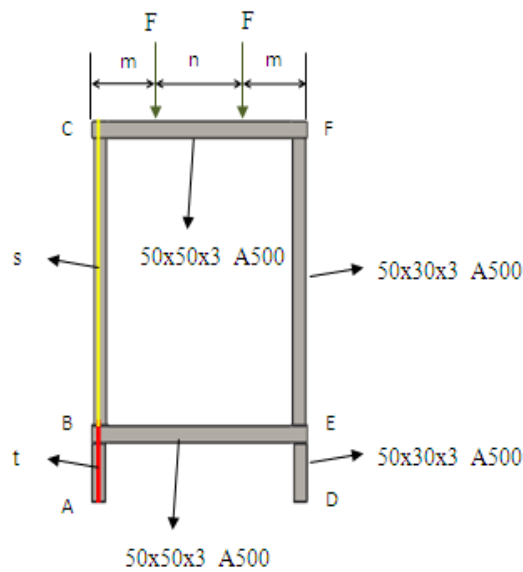


Fig. 84. Dimensiones de la estructura de soporte-conjunto

$$G = \frac{\sum \frac{I_c}{L_c}}{\sum \frac{I_g}{L_g}} \quad [Ec.50]$$

a) Factor de longitud efectiva (K)

MIEMBRO	PERFIL (mm)	INERCIA (I) (mm ⁴)	LONGITUD (L) (mm)	I / L
AB	50x30x3	56600	264	214.394
BC	50x30x3	56600	1064	53.195

DE	50x30x3	56600	264	214.394
EF	50x30x3	56600	1064	53.195
BE	50x50x3	212000	800	265
CF	50x50x3	212000	800	265

b) Factores G para cada nudo

NUDO	$G = \frac{\sum \frac{I_c}{L_c}}{\sum \frac{I_g}{L_g}}$	G
A	10	10
B	$\frac{214.394 + 53.195}{2(265)}$	0.5048
C	$\frac{53.195}{2(265)}$	0.1
D	10	10
E	$\frac{214.394 + 53.195}{2(265)}$	0.5048
F	$\frac{53.195}{2(265)}$	0.1

c) Factor K para las columnas

COLUMNA	G _A	G _B	K
AB	10	0.5048	0.815
BC	0.5048	0.1	0.62
DE	10	0.5048	0.865
EF	0.5048	0.1	0.685

- **Nomograma para factores K de columnas con ladeo impedido.**

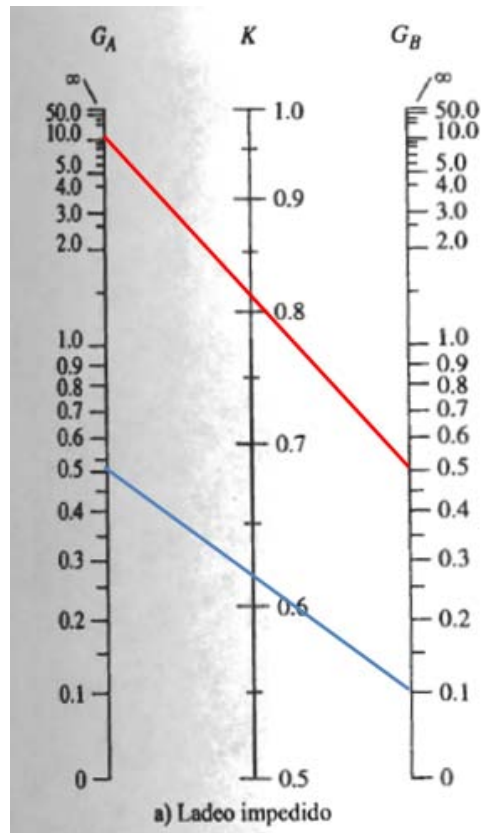


Fig. 85. Nomograma ladeo impedido para factores K en columnas ⁹⁷

- d) Factor (Fa) para cada sección del pórtico** (Tabla C-36 manual AISC)

SECCION	K	L (mm)	r (mm)	$\frac{K \cdot L}{r}$	Fa (Ksi)
AB	0.815	264	11.6	18.548	20.687
BC	0.62	1064	11.6	56.868	17.723
DE	0.865	264	11.6	18.548	20.687
EF	0.685	1064	11.6	56.868	17.723

- e) Comprobación de la carga real frente a la admisible de la columna AB**

- Carga total soportada por las columnas pórtico inferior.

$$q = (\text{Peso cabezales} + \text{Peso de 2 vigas guías horizontales} + \text{Peso del pórtico superior}) \times F_s$$

$$q = \{[495.24 \text{ N} + (2 * 89.62 \text{ N}) + 312.25 \text{ N}] \times 1.2\}$$

⁹⁷ Tabla N.- 11 de los anexos

$$q = 1184.076 \text{ N}$$

- Carga individual para los cuatro apoyos de las dos vigas guías horizontales.

$$q_{c/apoyo} = (1184.076 \div 4) \text{ N}$$

$$q_{c/apoyo} = 296.019 \text{ N}$$

$$f_a = \frac{F}{A} = \frac{296.019 \text{ N}}{4.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 703133.0166 \text{ Pa} \approx 0.703 \text{ MPa} \approx 0.10198 \text{ Ksi}$$

$$F_a = 20.687 \text{ Ksi}$$

$$\therefore f_a \leq F_a \rightarrow 0.10198 \text{ Ksi} \leq 20.687 \text{ Ksi} \quad [OK]$$

La sección de tubo rectangular ASTM A-500 (30x50x3) que se va a usar para las columnas del pórtico inferior es adecuado

f) Carga F sobre la viga pórtico frontal ⁹⁸

Datos:

Acero ASTM A-500

Tubo cuadrado (50 x 50 x 3) mm

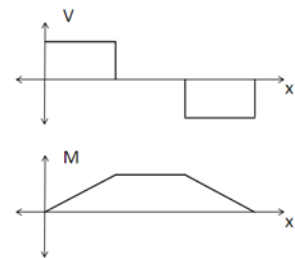
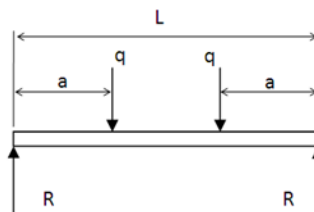
$$\sigma = 400 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 200 \text{ KN/mm}^2$$

$$q = 185.71 \text{ N}$$

$$L = 800 \text{ mm}$$

$$a = 207.5 \text{ mm}$$



$$R = V = q$$

$$\therefore R = 185.71 \text{ N}$$

$$M_{max} = q \cdot a$$

$$\therefore M_{max} = 185.71 \text{ N} \times 0.2075 \text{ m} = 38.53 \text{ Nm}$$

g) Comparación de valor de carga real con el teórico

$$F_{a(real)} = \frac{R}{A} = \frac{185.71 \text{ N}}{4.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 441116.389 \text{ Pa}$$

$$\therefore F_{a(real)} = 441116.389 \text{ Pa} \approx F_{a(real)} = 63.9785 \text{ PSI}$$

$$\therefore F_{a(real)} = 0.06397 \text{ KSI}$$

$$F_{a(real)} \leq F_{a(teorica)}$$

⁹⁸Fuente: Manual Diseño; AISC, pag: 2-298

SECCION	F _a (teórica) (Ksi)	F _a (real) (Ksi)	
AB	20.687	0.06397	OK
BC	17.723	0.06397	OK
DE	20.687	0.06397	OK
EF	17.723	0.06397	OK

3.4.3. Diseño del pórtico frontal con carga lateral

Datos:

F= Fuerza cilindro/Presión 6 bares=754 N

Columna de los pórticos

Acero ASTM A-500

Tubo rectangular (30 x 50 x 3) mm

$\sigma_y = 320 \text{ N/mm}^2$

$E = 200 \text{ KN/mm}^2$

$F_H = F \times F_S = 754 \text{ N} \times 1.5 = 1131 \text{ N}$

$F_V = 296.019 \text{ N}$

$I = 1.278 \times 10^{-7} \text{ m}^4$

$d = 1.064 \text{ m}$

$A = 4.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

$c = 0.025 \text{ m}$

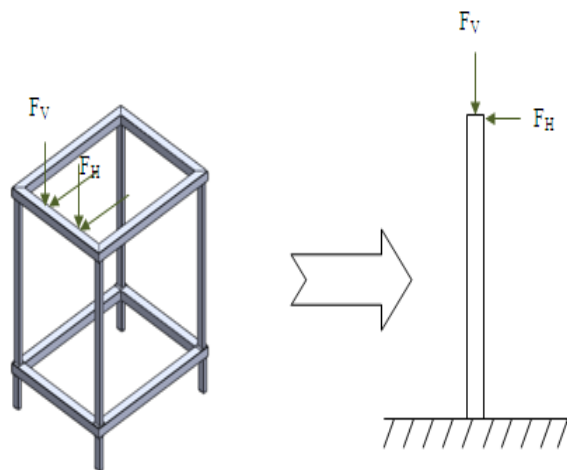


Fig. 86. Diagrama cuerpo libre columna pórtico frontal

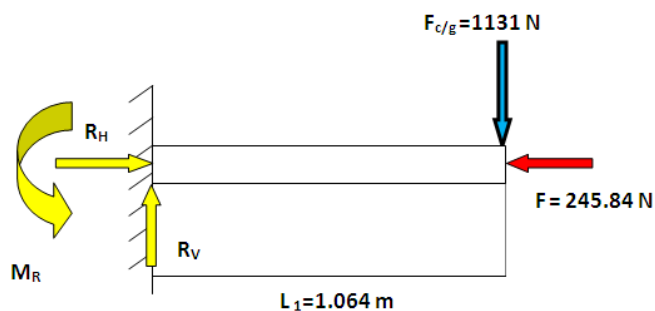
$$q = (\text{Peso de cabezales} + \text{peso vigas guías} + \text{Peso marco superior}) \times F_s$$

$$q = \{[495.24 \text{ N} + (2 * 89.62 \text{ N}) + 144.97 \text{ N}] \times 1.2\}$$

$$q = 983.34 \text{ N}$$

$$q_{C/C} = 983.34 \text{ N} \div 4 = 245.84 \text{ N}$$

a) Diseño por esfuerzos combinados tracción-compresión + flexión.



- Reacciones

$$\curvearrowright^+ \sum M_R = 0$$

$$M - (F \times d) N.m = 0$$

$$M = 1131N \times 1.064m = 1203.384 Nm$$

$$\downarrow^+ \sum F_V = 0$$

$$R_V = F_{c/g}$$

$$\therefore R_V = 1131 N$$

$$\rightarrow^+ \sum F_H = 0$$

$$R_H = F$$

$$\therefore R_H = 245.84 N$$

b) Compresión + Flexión.

$$[\sigma] \geq \sigma$$

$$\sigma = \pm \frac{q}{A} \pm \frac{M.c}{I} \quad [Ec.76]^{99}$$

Donde:

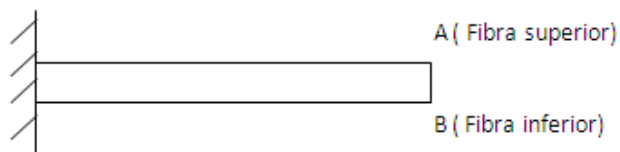
$[\sigma]$: Esfuerzo permisible máximo

M: Momento flector máximo

c: Distancia del eje neutro a la fibra mas externa

I: Inercia de la sección transversal

$$M = F \times d$$



- Esfuerzo en la fibra superior A

$$\sigma_A = -\frac{q}{A} + \frac{M.c}{I}$$

$$\sigma_A = -\frac{245.84 N}{4.21 \times 10^{-4} m^2} + \frac{1203.384 Nm \times 0.025 m}{1.278 \times 10^{-7} m^4}$$

$$\therefore \sigma_A = 234819812.876 Pa \approx 234.81 MPa$$

⁹⁹ Fuente: Resistencia de materiales, TIMOSHENKO, Tomo I, pág.: 219

- Esfuerzo en la fibra inferior B

$$\sigma_B = -\frac{q}{A} - \frac{M \cdot c}{I}$$

$$\sigma_B = -\frac{245.84 \text{ N}}{4.21 \times 10^{-4} \text{ m}^2} - \frac{1203.384 \text{ Nm} \times 0.025 \text{ m}}{1.278 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\therefore \sigma_B = -235987698.9 \text{ Pa} \approx -235.98 \text{ MPa}$$

c) Selección del área

$$[\sigma_y] \geq \sigma \rightarrow 320 \text{ MPa} \geq 235.98 \text{ MPa} \quad [OK]$$

\therefore El tubo rectangular ASTM A – 500 (30x50x3) resiste la carga

3.5. Diseño de las placas de asiento de las columnas.

3.5.1. Esfuerzos que soportan las placas nudo “B”

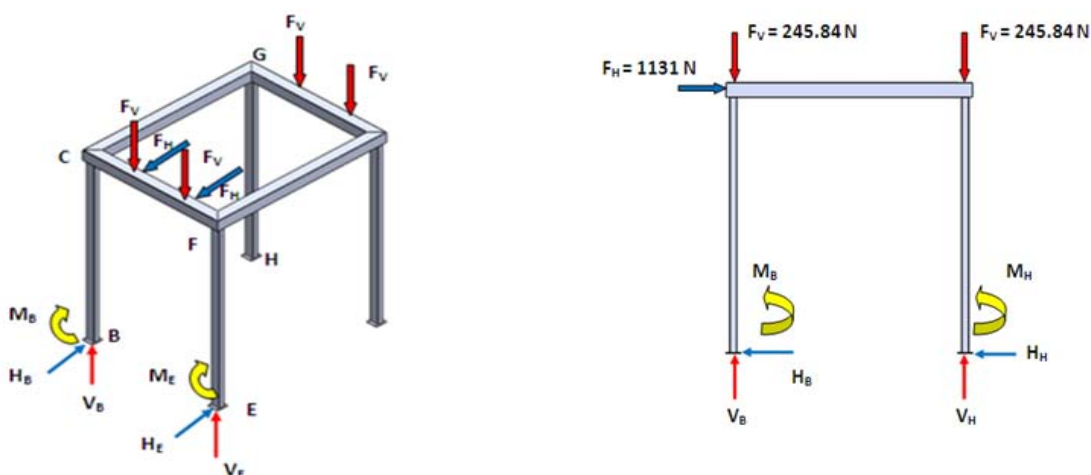


Fig. 87. Distribución de fuerzas en la estructura

Para calcular los esfuerzos de las placas vamos a usar el método de mínimo trabajo en marcos continuos.

a) Ecuaciones diferenciales de momentos

Datos:

- Columna de los pórticos
Acero ASTM A-500
Tubo rectangular (30 x 50 x 3) mm
 $\sigma = 400 \text{ N/mm}^2$
 $E = 200 \text{ GPa}$
 $I_x = 1.278 \times 10^{-7} \text{ m}^4$

- Viga del pórtico frontal
Acero ASTM A- 500
Tubo cuadrado (50 x 50 x 3) mm
 $\sigma = 400 \text{ N/mm}^2$
 $E = 200 \text{ GPa}$
 $I = 2.12 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
- Dimensiones del pórtico
 $s = 1064 \text{ mm}$
 $p = 1000 \text{ mm}$
- Carga F del pórtico
 $F_V = 245.84 \text{ N}$
 $F_H = 1131 \text{ N}$

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial H} \frac{dx}{EI} = 0 \quad [Ec.53]$$

$$\frac{\partial W}{\partial V} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial V} \frac{dx}{EI} = 0 \quad [Ec.54]$$

$$\frac{\partial W}{\partial M} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial M} \frac{dx}{EI} = 0 \quad [Ec.55]$$

b) Cuadro de distribución de momentos del marco

SECCION	x = 0 en	MOMENTO DE LA SECCION	$\frac{\partial M}{\partial H}$	$\frac{\partial M}{\partial V}$	$\frac{\partial M}{\partial M}$
BC	B	M- H x	-x	0	1
CG	C	M- 1.064 H – V x+245.84 x	-1.064	- x	1
GH	G	M-V-1.064H+Hx-1131x+245.84	x-1.064	-1	1

c) Ecuación diferencial de momento respecto a la reacción horizontal (H)

$$\begin{aligned} \frac{\partial W}{\partial H} = & \int_0^{1.064} (M - H \cdot x) \cdot (-x) \frac{dx}{EI} + \int_0^1 (M - 1.064H - V \cdot x + 245.84 x) (-1.064) \frac{dx}{EI} \\ & + \int_0^{1.064} (M - V - 1.064H + Hx - 1131x + 245.84) (x - 1.064) \frac{dx}{EI} = 0 \end{aligned}$$

- Reemplazando EI obtenemos

$$\begin{aligned}\frac{\partial W}{\partial H} &= \int_0^{1.064} (M - H \cdot x) \cdot (-x) \frac{dx}{25560} \\ &\quad + \int_0^1 (M - 1.064H - V \cdot x + 245.84 x) (-1.064) \frac{dx}{42400} \\ &\quad + \int_0^{1.064} (M - V - 1.064H + Hx - 1131x + 245.84) (x - 1.064) \frac{dx}{25560} \\ &= 0\end{aligned}$$

- Resolviendo las integrales de la ecuación obtenemos

$$\frac{5874743 V}{169335000000} + \frac{1845263413 H}{3175031250000} - \frac{5874743 M}{84667500000} + \frac{3750653599}{10583437500000} \quad (a)$$

d) Ecuación diferencial de momento respecto a la reacción vertical (V)

$$\begin{aligned}\frac{\partial W}{\partial H} &= \int_0^{1.064} (M - H \cdot x) \cdot (0) \frac{dx}{EI} + \int_0^1 (M - 1.064H - V \cdot x + 245.84 x) (-x) \frac{dx}{EI} \\ &\quad + \int_0^{1.064} (M - V - 1.064H + Hx - 1131x + 245.84) (-1) \frac{dx}{EI} = 0\end{aligned}$$

- Reemplazando EI obtenemos

$$\begin{aligned}\frac{\partial W}{\partial H} &= \int_0^{1.064} (M - H \cdot x) \cdot (0) \frac{dx}{25560} + \int_0^1 (M - 1.064H - V \cdot x + 245.84 x) (-x) \frac{dx}{42400} \\ &\quad + \int_0^{1.064} (M - V - 1.064H + Hx - 1131x + 245.84) (-1) \frac{dx}{25560} = 0\end{aligned}$$

- Resolviendo las integrales de la ecuación obtenemos

$$\frac{33521 V}{677340000} + \frac{5874743 H}{169335000000} - \frac{72367 M}{1354680000} + \frac{3840011}{298125000} \quad (b)$$

e) Ecuación diferencial de momento respecto al momento (M)

$$\begin{aligned}\frac{\partial W}{\partial H} &= \int_0^{1.064} (M - H \cdot x) \cdot (1) \frac{dx}{EI} + \int_0^1 (M - 1.064H - V \cdot x + 245.84 x) (1) \frac{dx}{EI} \\ &\quad + \int_0^{1.064} (M - V - 1.064H + Hx - 1131x + 245.84) (1) \frac{dx}{EI} = 0\end{aligned}$$

- Reemplazando EI obtenemos

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_0^{1.064} (M - H \cdot x) \cdot (1) \frac{dx}{25560} + \int_0^1 (M - 1.064H - V \cdot x + 245.84 x) (1) \frac{dx}{42400} + \int_0^{1.064} (M - V - 1.064H + Hx - 1131x + 245.84) (1) \frac{dx}{25560} = 0$$

- Resolviendo las integrales de la ecuación obtenemos

$$\frac{72367M}{677340000} - \frac{72367V}{1354680000} - \frac{5874743H}{84667500000} - \frac{14207669}{1192500000} \quad (c)$$

f) Resolviendo el sistema de ecuaciones (a), (b) y (c) obtenemos.

$$V = -\frac{2344763498}{7714625} \approx -303.937456195214$$

$$H = \frac{1131}{2} = 565.5$$

$$M = \frac{5042329383}{15429250} \approx 326.803271902393$$

3.5.2. Esfuerzos que soportan las placas nudo ‘H’

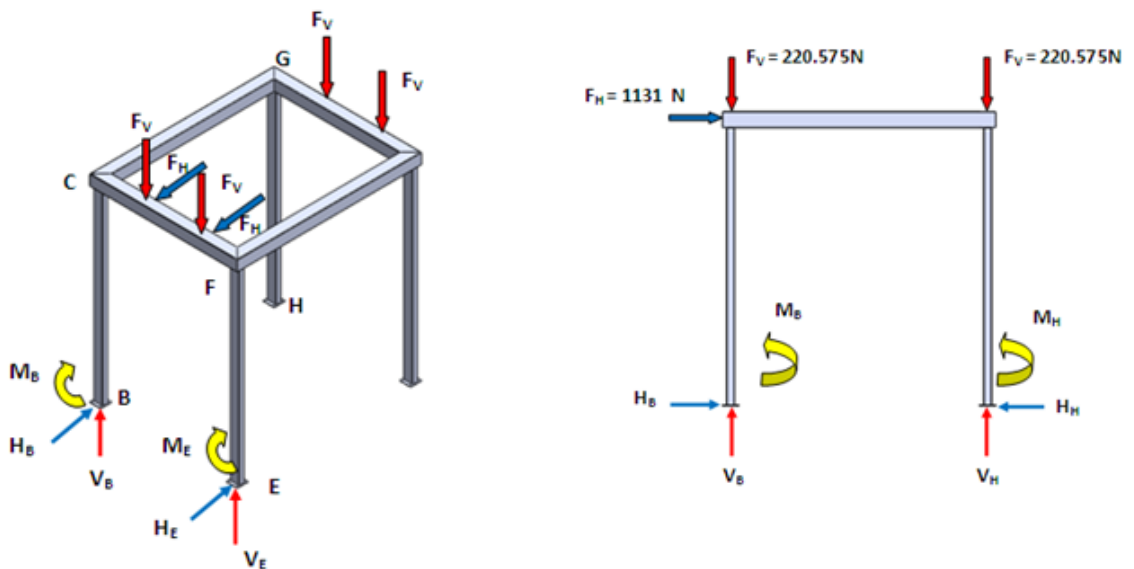


Fig. 88. Distribución de fuerzas pórtico lateral

Para calcular los esfuerzos de las placas vamos a usar el método de mínimo trabajo en marcos continuos.

a) Ecuaciones diferenciales de momentos

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial H} \frac{dx}{EI} = 0$$

$$\frac{\partial W}{\partial V} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial V} \frac{dx}{EI} = 0$$

$$\frac{\partial W}{\partial M} = \int_a^b M \frac{\partial M}{\partial M} \frac{dx}{EI} = 0$$

b) Cuadro de distribución de momentos del marco

SECCION	x = 0 en	MOMENTO DE LA SECCION	$\frac{\partial M}{\partial H}$	$\frac{\partial M}{\partial V}$	$\frac{\partial M}{\partial M}$
BC	C	M-H x	-x	0	1
CG	G	M-1.064H+Vx-245.84x	-1.064	x	1
GH	H	M+V-1.064H+Hx-245.84-1131x	x-1.064	1	1

c) Ecuación diferencial de momento respecto a la reacción horizontal (H)

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_0^{1.064} (M - Hx) \cdot (-x) \frac{dx}{EI} + \int_0^1 (M - 1.064H + Vx - 245.84x) (-1.064) \frac{dx}{EI}$$

$$+ \int_0^{1.064} (M + V - 1.064H + Hx - 245.84 - 1131x) (x - 1.064) \frac{dx}{EI} = 0$$

- Reemplazo los valores de EI

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_0^{1.064} (M - Hx) \cdot (-x) \frac{dx}{25560} + \int_0^1 (M - 1.064H + Vx - 245.84x) (-1.064) \frac{dx}{42400}$$

$$+ \int_0^{1.064} (M + V - 1.064H + Hx - 245.84 - 1131x) (x - 1.064) \frac{dx}{25560} = 0$$

- Resolviendo las integrales de la ecuación obtenemos

$$\frac{1845263413 H}{3175031250000} - \frac{5874743 M}{84667500000} - \frac{5874743 V}{169335000000} + \frac{61427168663}{3527812500000} \quad (a)$$

d) Ecuación diferencial de momento respecto a la reacción vertical (V)

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_0^{1.064} (M - Hx) \cdot (0) \frac{dx}{EI} + \int_0^1 (M - 1.064H + Vx - 245.84x) (x) \frac{dx}{EI} + \int_0^{1.064} (M + V - 1.064H + Hx - 245.84 - 1131x) (1) \frac{dx}{EI} = 0$$

- Reemplazo los valores de EI

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_0^{1.064} (M - Hx) \cdot (0) \frac{dx}{25560} + \int_0^1 (M - 1.064H + Vx - 245.84x) (x) \frac{dx}{42400} + \int_0^{1.064} (M + V - 1.064H + Hx - 245.84 - 1131x) (1) \frac{dx}{25560} = 0$$

- Resolviendo las integrales de la ecuación obtenemos

$$\frac{33521V}{677340000} + \frac{72367M}{1354680000} - \frac{5874743H}{169335000000} - \frac{393845473}{10583437500} \quad (b)$$

e) Ecuación diferencial de momento respecto al momento (M)

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_0^{1.064} (M - Hx) \cdot (1) \frac{dx}{EI} + \int_0^1 (M - 1.064H + Vx - 245.84x) (1) \frac{dx}{EI} + \int_0^{1.064} (M + V - 1.064H + Hx - 245.84 - 1131x) (1) \frac{dx}{EI} = 0$$

- Reemplazo los valores de EI

$$\frac{\partial W}{\partial H} = \int_0^{1.064} (M - Hx) \cdot (1) \frac{dx}{25560} + \int_0^1 (M - 1.064H + Vx - 245.84x) (1) \frac{dx}{42400} + \int_0^{1.064} (M + V - 1.064H + Hx - 245.84 - 1131x) (1) \frac{dx}{25560} = 0$$

- Resolviendo las integrales de la ecuación obtenemos

$$\frac{72367M}{677340000} + \frac{72367V}{1354680000} - \frac{5874743H}{84667500000} - \frac{3232582409}{84667500000} \quad (c)$$

f) Resolviendo el sistema de ecuaciones (a), (b) y (c) obtenemos.

$$H = \frac{1131}{2} = 565.5$$

$$M = \frac{5042329383}{15429250} \approx 326.803271902393$$

$$V = \frac{6137890318}{7714625} \approx 795.617456195214$$

g) Grafica real de distribución de fuerzas y reacciones del pórtico.

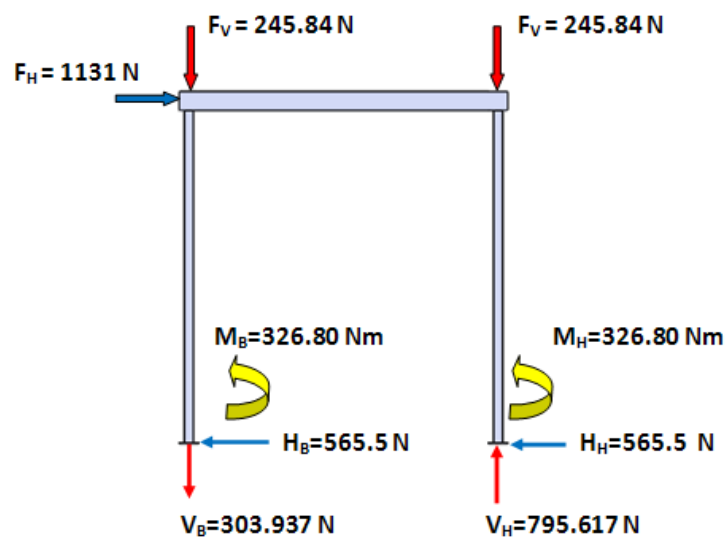


Fig. 89. Distribución de fuerzas en la estructura pórtico lateral

$$R_{teorica} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$$\therefore R_{teorica} = \sqrt{(565.5)^2 + (795.617)^2} = 976.113 \text{ N}$$

$$M_{teorico} = 326.80 \text{ Nm}$$

3.5.3. Solución del marco en el software SAP2000

Un programa que nos permite verificar los datos teóricos obtenidos es el software SAP2000, en el cual podemos simular toda la estructura con sus respectivas cargas obtener reacciones reales en cada apoyo.

a) Estructura del marco en 2D

- Datos obtenidos en el SAP (Reacciones en el SAP2000)

$$\begin{array}{ll} H_B = 563.93 \text{ N} & H_H = 567.07 \text{ N} \\ V_B = 899.47 \text{ N} & V_H = 1507.29 \text{ N} \end{array}$$

- Datos obtenidos en el los cálculos.

$$\begin{array}{ll} H_B = 565.5 \text{ N} & H_H = 565.5 \text{ N} \\ V_B = 303.937 \text{ N} & V_H = 795.617 \text{ N} \\ M_B = 326.80 \text{ Nm} & M_H = 326.80 \text{ Nm} \end{array}$$

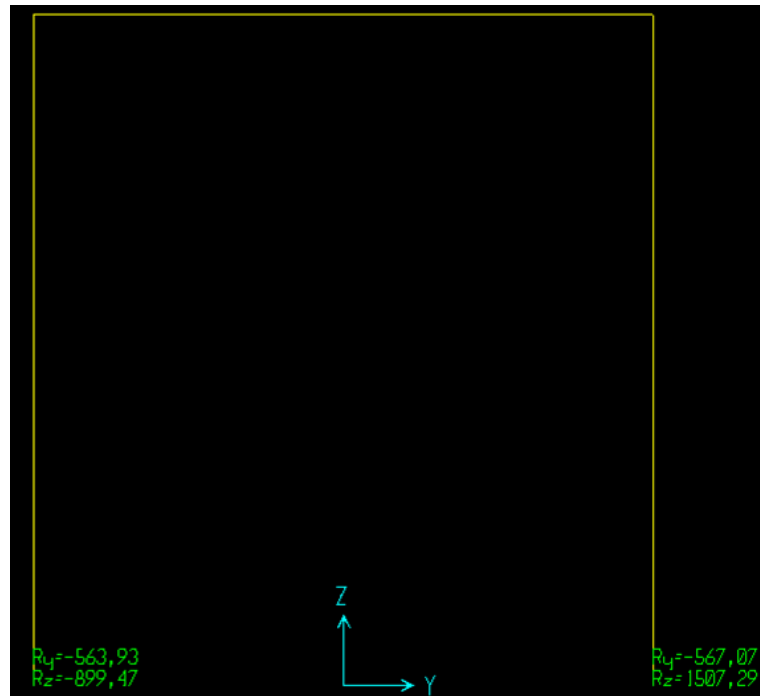


Fig.90. Simulación Marco cargado 2D

b) Estructura del marco en 3D SAP 2000

- Datos críticos obtenidos en el SAP (Reacciones en el SAP2000)

$$\begin{array}{l} R_x = 8.55 \text{ N} \\ R_y = 572.24 \text{ N} \\ R_z = 1563.73 \text{ N} \end{array}$$

- Reacción resultante en nudo crítico.

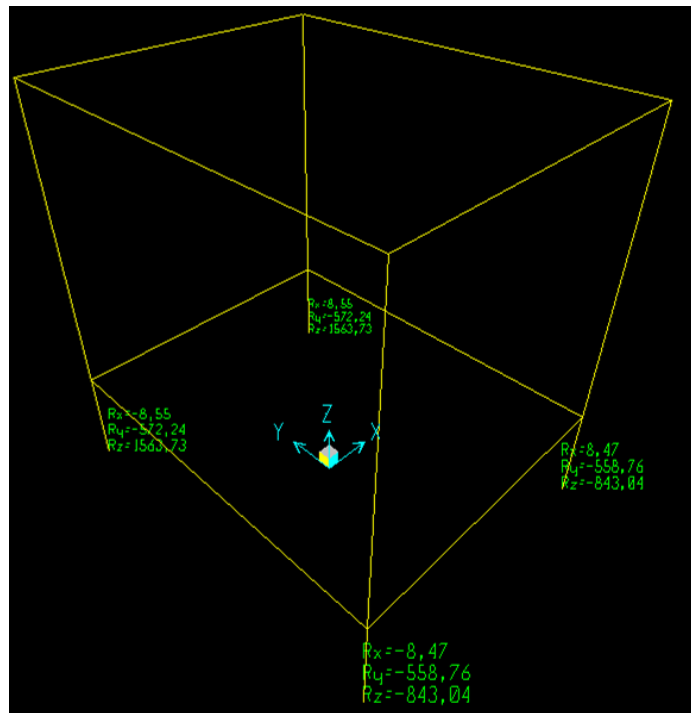


Fig. 91. Simulación marco cargado 3D

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}$$

$$\therefore R = \sqrt{(8.55)^2 + (572.24)^2 + (1563.73)^2} = 1665.1676 \text{ N}$$

3.5.4. Cálculo de la placa nudo “H”

Para el cálculo del espesor de placa “t” seleccionamos el nudo con cargas más altas el cual es el B y lo consideramos como nudo crítico.

Siguiendo las formulas para calcular los esfuerzos y deflexiones máximas de cada placa se selecciona los mayores valores de reacciones y momentos obtenido anteriormente

Datos:

Acero AISI 1045

$E = 205000 \text{ N/mm}^2$

$[\sigma] = 625 \text{ N/mm}^2$

$b = a = 50 \text{ mm}$

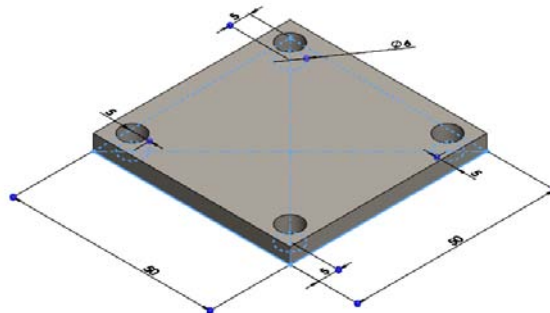


Fig.92a. Dimensiones generales placa de asiento columnas

- Carga Puntual(P)

$$\sigma_{max} = k \frac{P}{t^2} \quad [Ec.23]$$

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P.r^2}{E.t^3} \quad [Ec.24]$$

Donde

k = Factor numérico, depende de la relación b/a (ver tabla 21)

k_1 = Factor numérico, depende de la relación b/a

r = Lado más corto de la placa {mm}

R = Lado más largo de la placa {mm}

t = Espesor de la placa {mm}

3.5.4.1. Diseño de la placa por deflexión.

a) Espesor de placa (t) por carga calculada en SAP2000.

- Deflexión permisible [δ]

$$[\delta] = \frac{L}{1000} \rightarrow \frac{L}{2000} \quad (\text{Deflexión de alta exigencia})$$

$$[\delta] = \frac{L}{2000} = \frac{0.05}{2000} = 2.5 \times 10^{-5} m$$

$$\therefore [\delta] = 2.5 \times 10^{-5} m \approx 0.025 mm$$

- Deflexión real δ

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P.r^2}{E.t^3}$$

Donde:

$$k_1 = 0.0443 \rightarrow \frac{R}{r} = 1 \quad (\text{Ver tabla N.-22 de los anexos})$$

$$P = 1665.1676 N$$

Sustituyo la deflexión permisible en la ecuación para hallar el valor de “t”

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P.r^2}{E.t^3}$$

$$2.5 \times 10^{-5} = \left[0.0443 \times \frac{1665.1676 \times (0.050)^2}{205 \times 10^9 \times t^3} \right]$$

$$2.5 \times 10^{-5} = \left[\frac{8.995 \times 10^{-13}}{t^3} \right]$$

$$\therefore t = \sqrt[3]{\left[\frac{1.2954 \times 10^{-12}}{3 \times 10^{-5}} \right]} = 3.30 \times 10^{-3} m \approx 3.301 mm$$

Por facilidad de construcción y montaje asumimos placa de $t = 4 mm$

c) Espesor de placa (t) por carga calculada teóricamente.

Acero AISI 1045
 $E = 205000 \text{ N/mm}^2$
 $[\sigma] = 625 \text{ N/mm}^2$
 $b = a = 50 \text{ mm}$
 $F_v = 1499.26 \text{ N}$

- Carga Puntual(P)

$$\sigma_{max} = k \frac{P}{t^2} \quad [Ec.23]$$

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P.r^2}{E.t^3} \quad [Ec.24]$$

- Momento (C)

$$\sigma_{max} = k \frac{C}{t^2} \quad [Ec.25]$$

$$\delta_{max} = k_1 \frac{C.r^2}{E.t^3} \quad [Ec.26]$$

- Deflexión permisible $[\delta]$

$$[\delta] = \frac{L}{1000} \rightarrow \frac{L}{2000} \quad (\text{Deflexión de alta exigencia})$$

$$[\delta] = \frac{L}{2000} = \frac{0.05}{2000} = 2.5 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\therefore [\delta] = 2.5 \times 10^{-5} \text{ m} \approx 0.025 \text{ mm}$$

- Deflexión real δ

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P.r^2}{E.t^3} + k_1 \frac{C.r^2}{E.t^3}$$

Donde:

$$k_1 = 0.0443 \rightarrow \frac{R}{r} = 1 \quad (\text{Ver tabla N.-22 de los anexos})$$

$$P = 976.113 \text{ N} \rightarrow C = 326.80 \text{ Nm}$$

- Sustituyo la deflexión permisible en la ecuación para hallar el valor de “ t ”

$$\begin{aligned} \delta_{max} &= k_1 \frac{P.r^2}{E.t^3} + k_1 \frac{C.r^2}{E.t^3} \\ 2.5 \times 10^{-5} &= \left[0.0443 \times \frac{976.113 \times (0.050)^2}{205 \times 10^9 \times t^3} \right] + \left[0.0443 \times \frac{326.80 \times (0.050)^2}{205 \times 10^9 \times t^3} \right] \\ 2.5 \times 10^{-5} &= \left[\frac{5.273 \times 10^{-13}}{t^3} \right] + \left[\frac{1.765 \times 10^{-13}}{t^3} \right] \\ \therefore t &= \sqrt[3]{\left[\frac{7.038 \times 10^{-13}}{2.5 \times 10^{-5}} \right]} = 3.042 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 3.042 \text{ mm} \end{aligned}$$

Por facilidad de construcción y montaje asumimos placa de $t = 4 \text{ mm}$

c) **Deflexión de la placa con espesor t= 4mm**

- Deflexión real δ

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P \cdot r^2}{E \cdot t^3}$$

Donde:

$$k_1 = 0.0443 \rightarrow \frac{R}{r} = 1 \text{ (Ver tabla N.-22 de los anexos)}$$

$$P = 1665.1676 \text{ N}$$

Sustituyo la deflexión permisible en la ecuación para hallar el valor de “t”

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P \cdot r^2}{E \cdot t^3}$$

$$\delta_{max} = \left[0.0443 \times \frac{1665.1676 \times (0.050)^2}{205 \times 10^9 \times (0.004)^3} \right]$$

$$\delta_{max} = 1.405 \times 10^{-5} \text{ m} \approx 0.014 \text{ mm}$$

Por facilidad de construcción y montaje asumimos placa de t = 4 mm

3.6. Selección de elementos de sujeción

3.6.1. Selección de pernos para placas de asiento de columnas.

Para verificar si los pernos asumidos resisten la fuerza cortante generada en la estructura vamos a calcular la fuerza en cada perno con las ecuaciones:

Datos:

- **Pernos Allen M6x1** (ver tabla 23 de los anexos)

d= 6m

Grado 4.6

Sp=225 MPa

Sut=400 MPa

Sy=240 MPa

- **Cargas a soportar**

F =1665.1676 N

n = 4

r = 31.82 mm

t=58 mm

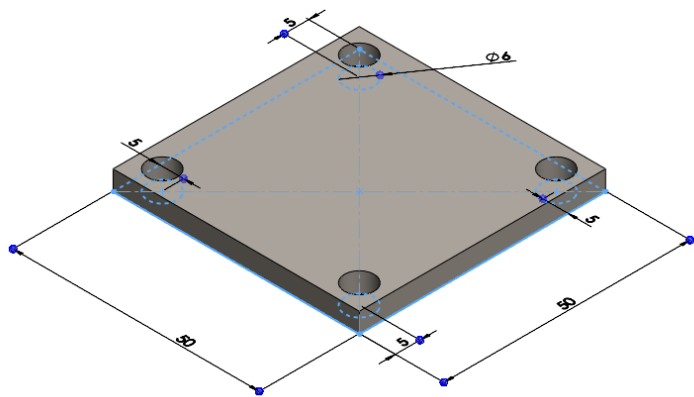


Fig. 92b. Dimensiones generales placa de asiento columnas

$$A_r = r^2 \times \pi \quad [Ec.62a]$$

$$[F] = 0.577 \frac{S_p \cdot n \cdot A_s}{n_d} \quad [Ec.63]$$

Donde:

- d : Diámetro mayor
- t : Espesor de la placa a unir
- S_p : Resistencia de prueba mínima del perno
- n_d : Factor de seguridad
- A_s : Área de la sección Transversal
- A_r : Area de la sección radial
- F : Fuerza cortante teórica
- n : Numero de pernos en la sección

$$[F] = 0.577 \frac{225 \times 10^6 \text{ Pa} \times 4 \times (0.003^2 \times \pi) \text{ m}^2}{1} = 14682.86 \text{ N}$$

$$\therefore [F] = 14.683 \text{ KN}$$

$$[F] \geq F \rightarrow 14.683 \text{ KN} \geq 1.665 \text{ KN} \quad [OK]$$

Nota: Los pernos M6x1 grado 4.6 resisten la fuerza cortante generada por la estructura cargada en las placas soporte de las columnas.

3.6.2. Selección de pernos para cilindros neumáticos movimiento horizontal

Para determinar si el perno seleccionado resiste la fuerza cortante a la que está sometida debemos comprobar que su resistencia teórica sea mayor que la real:

Datos

- **Pernos Allen M6x1** (ver tabla 23 de los anexos)
 - $d = 6 \text{ m}$
 - Grado 4.6
 - $S_p = 225 \text{ MPa}$
 - $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$
 - $S_y = 240 \text{ MPa}$
- **Cargas a soportar**
 - $F = 2238.92 \text{ N}$
 - $n = 4$
 - $n_d = 1$

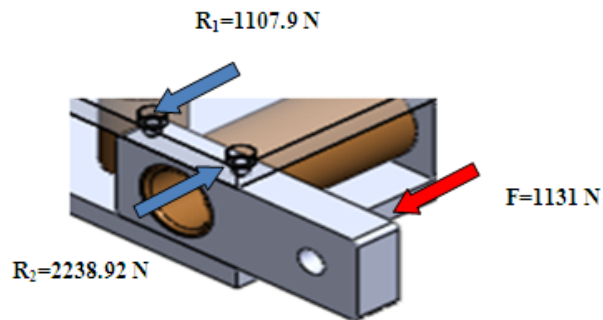


Fig. 93. Fuerzas en las placas soporte de cilindros.

$$[F] = 0.577 \frac{S_p \cdot n \cdot A_s}{n_d}$$

$$[F] = 0.577 \frac{225 \times 10^6 \text{ Pa} \times 4 \times (0.003^2 \times \pi) \text{ m}^2}{1} = 14682.8615 \text{ N}$$

$$[F] \geq F \rightarrow 14.683 \text{ KN} \geq 2.24 \text{ KN} \quad [OK]$$

Nota: Los pernos M6x1 grado 4.6 resisten la fuerza cortante generada por los cilindros neumáticos en las placas soporte de cilindros neumáticos movimiento horizontal

3.6.3. Selección de pernos para apoyo de viga guía horizontal.

Para determinar si el perno seleccionado resiste la fuerza cortante a la que está sometida debemos comprobar que su resistencia teórica sea mayor que la real:

Datos

- **Pernos Allen M5x0.8** (ver tabla 23 de los anexos)
 - d= 6m
 - Grado 4.6
 - Sp=225 MPa
 - Sut=400 MPa
 - Sy=240 MPa
- **Cargas a soportar**
 - F = 202.344N
 - n = 4
 - nd= 1

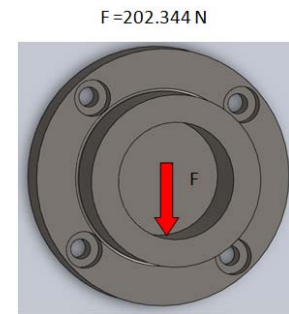


Fig. 94. Fuerzas placas de apoyo de viga horizontal

- **Fuerza aplicada en cada apoyo**

$$q = (\text{Peso de cabezales} + \text{peso vigas guías}) \times Fs$$

$$q = \{[495.24 \text{ N} + (2 * 89.62 \text{ N})] \times 1.2\}$$

$$q = 809.376 \text{ N}$$

$$q_{C/C} = 809.376 \text{ N} \div 4 = 202.344 \text{ N}$$

- **Resistencia de los pernos al cortante**

$$[F] = 0.577 \frac{S_p \cdot n \cdot A_s}{n_d}$$

$$[F] = 0.577 \frac{225 \times 10^6 \text{ Pa} \times 4 \times (0.0025^2 \times \pi) \text{ m}^2}{1} = 10196.432 \text{ N}$$

$$\therefore [F] = 10.2 \text{ KN}$$

$$[F] \geq F \rightarrow 10.2 \text{ KN} \geq 0.202344 \text{ KN} \quad [Ok]$$

Nota: Los pernos M5x0.8 grado 4.6 resisten la fuerza cortante generada en los apoyos de las vigas horizontales.

3.7. Selección de los niveladores y bases soporte anti-vibración (leveling Pads)

Para seleccionar los plafones más adecuados debemos obtener los esfuerzos a los que estos están sometidos así como el espesor de sus bases.

a) Reacciones en los apoyos obtenidos en SAP2000 de la estructura.

- Datos críticos obtenidos en el SAP (Reacciones en el SAP2000)

$$R_x = 572.22 \text{ N}$$

$$R_y = 37.02 \text{ N}$$

$$R_z = 1531.34 \text{ N}$$

- Reacción resultante.

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2}$$

$$\therefore R = \sqrt{(8.55)^2 + (572.24)^2 + (1563.73)^2} = 1665.1676 \text{ N}$$

b) Diseño del espesor (t) de las bases soporte de niveladores.

Datos:

Acero AISI 1045

$$E = 205000 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma] = 625 \text{ N/mm}^2$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$a = 30 \text{ mm}$$

$$q = 1665.167 \text{ N}$$

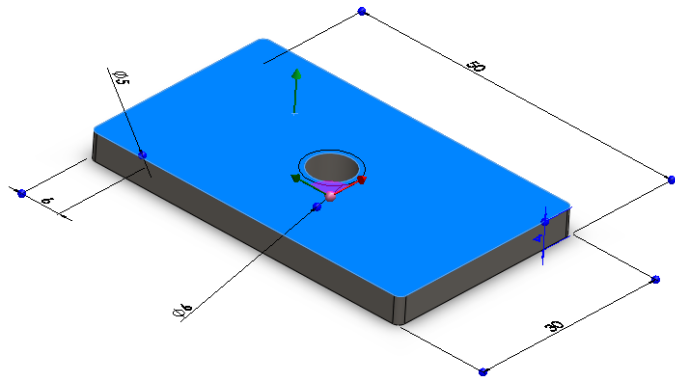


Fig. 95 Placas base de niveladores

- Deflexión permisible $[\delta]$

$$[\delta] = \frac{L}{1000} \rightarrow \frac{L}{2000} \quad (\text{Deflexión de alta exigencia})$$

$$[\delta] = \frac{L}{2000} = \frac{0.030}{2000} = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$\therefore [\delta] = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m} \approx 0.015 \text{ mm}$$

- Deflexión real δ

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P \cdot r^2}{E \cdot t^3}$$

Donde:

$$k_1 = 0.0443 \rightarrow \frac{R}{r} = 1 \quad (\text{Ver tabla N.-22 de los anexos})$$
$$P = 1665.1676 \text{ N}$$

- Sustituyo la deflexión permisible en la ecuación para hallar el valor de “ t ”

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P \cdot r^2}{E \cdot t^3}$$

$$1.5 \times 10^{-5} = \left[0.0443 \times \frac{1665.1676 \times (0.03)^2}{205 \times 10^9 \times t^3} \right]$$

$$1.5 \times 10^{-5} = \left[\frac{3.238547 \times 10^{-13}}{t^3} \right]$$

$$\therefore t = \sqrt[3]{\left[\frac{3.238547 \times 10^{-13}}{1.5 \times 10^{-5}} \right]} = 2.7845 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 2.7845 \text{ mm}$$

Nota: Por facilidad de construcción y montaje asumimos placa de t = 4 mm

c) Calculo de la deflexión con t = 4mm

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P \cdot r^2}{E \cdot t^3}$$

$$\delta_{max} = 0.0443 \times \frac{1665.167 \text{ N} \cdot (0.030 \text{ m})^2}{205 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times (0.004 \text{ m})^3}$$

$$\delta_{max} = 5.06 \times 10^{-6} \text{ m} \approx 5.06 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

c) Selección de los niveladores.

Para seleccionar el nivelador más adecuado recurrimos a catálogos y seleccionamos el nivelador más conveniente que soporte la carga de toda la estructura (F total) y permita absorber la mayoría de las vibraciones producidas.

Datos: (Ver tabla 25 de los anexos) Nivelador de acero inoxidable antideslizante macho o con esparrago

A= Rosca ¼-20

B = 1 pul

C= 1 ¼ pul

D = 17/9 pul

E= ½ pul

[F]= 750 Lbs. ≈ 3337. 305 N (carga máxima permisible)

F_{total} = 1665.1676 N

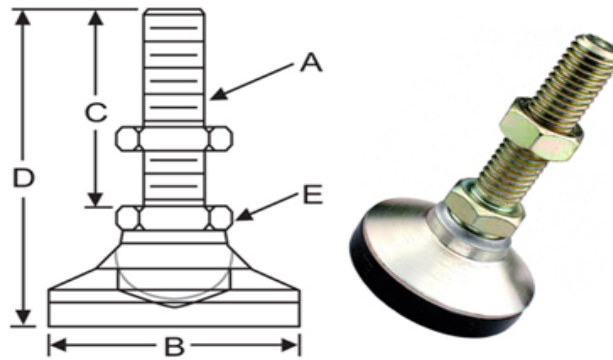


Fig. 96. Partes de los niveladores ¹⁰⁰

$$[F] \geq F_{total}$$

$$[3337.305 \text{ N}] \geq 1665.1676 \text{ N} \quad [\text{OK}]$$

Nota: El nivelador soporta la carga

3.8. Selección del Aceite Lubricante

Para seleccionar el aceite lubricante recurrimos al catalogo del fabricante Shell el cual nos recomienda un “Shell Tonna V”¹⁰¹ cuyas características y aplicaciones se describen a continuación:

a) Aplicaciones

- Shell Tonna V ha sido diseñado para la lubricación de correderas y bancadas de máquinas herramienta.
- Proporciona una operación suave cuando hay un movimiento relativo lento entre las partes móviles tales como carros corredizos y guías.
- También evita el traqueteo y los demás movimientos bruscos en máquinas como molidoras, las cuales son repuestas frecuente y rápidamente. Dicha acción errática puede dañar piezas torneadas con precisión que están siendo elaboradas por las herramientas.
- El aditivo usado para impartir un movimiento suave también es útil en ciertas aplicaciones hidráulicas con herramientas mecánicas y otras máquinas. Su

¹⁰⁰ Tabla N°- 25 de los anexos

¹⁰¹ Tabla N°- 27 de los anexos

rendimiento hidráulico es comparable con los de aceites hidráulicos antidesgaste más ligeros.

- La característica de adherencia del aceite Shell Tonna V también hace que éstos sean convenientes para la lubricación de cadenas, cables y otras piezas que sacan provecho de la capacidad de un aceite de permanecer en su sitio.

b) Características y beneficios

- Reducción de gastos de mantenimiento por sus características antidesgaste aunadas a la persistente película lubricante, prolonga la vida de la máquina.
- Reducción en gastos de lubricación por su excelente estabilidad térmica asociada a su persistente película lubricante prolonga, los intervalos de lubricación.
- Reducción en costos de inventario por sus múltiples aplicaciones como son cadenas, engranes y sistemas de circulación, permite reducir los volúmenes de inventario.

c) Higiene y seguridad

No presenta riesgo alguno para la salud cuando es utilizado en las aplicaciones recomendadas y se observan niveles adecuados de higiene personal e industrial

3.9. Selección de Tulipas

Para seleccionar las tulipas de agarre se procedió a escoger mediante catalogo del fabricante el que nos recomienda una Tulipa Estándar Krones, en el cual consta las características técnicas de trabajo y la aplicación de dicha tulipas.¹⁰²



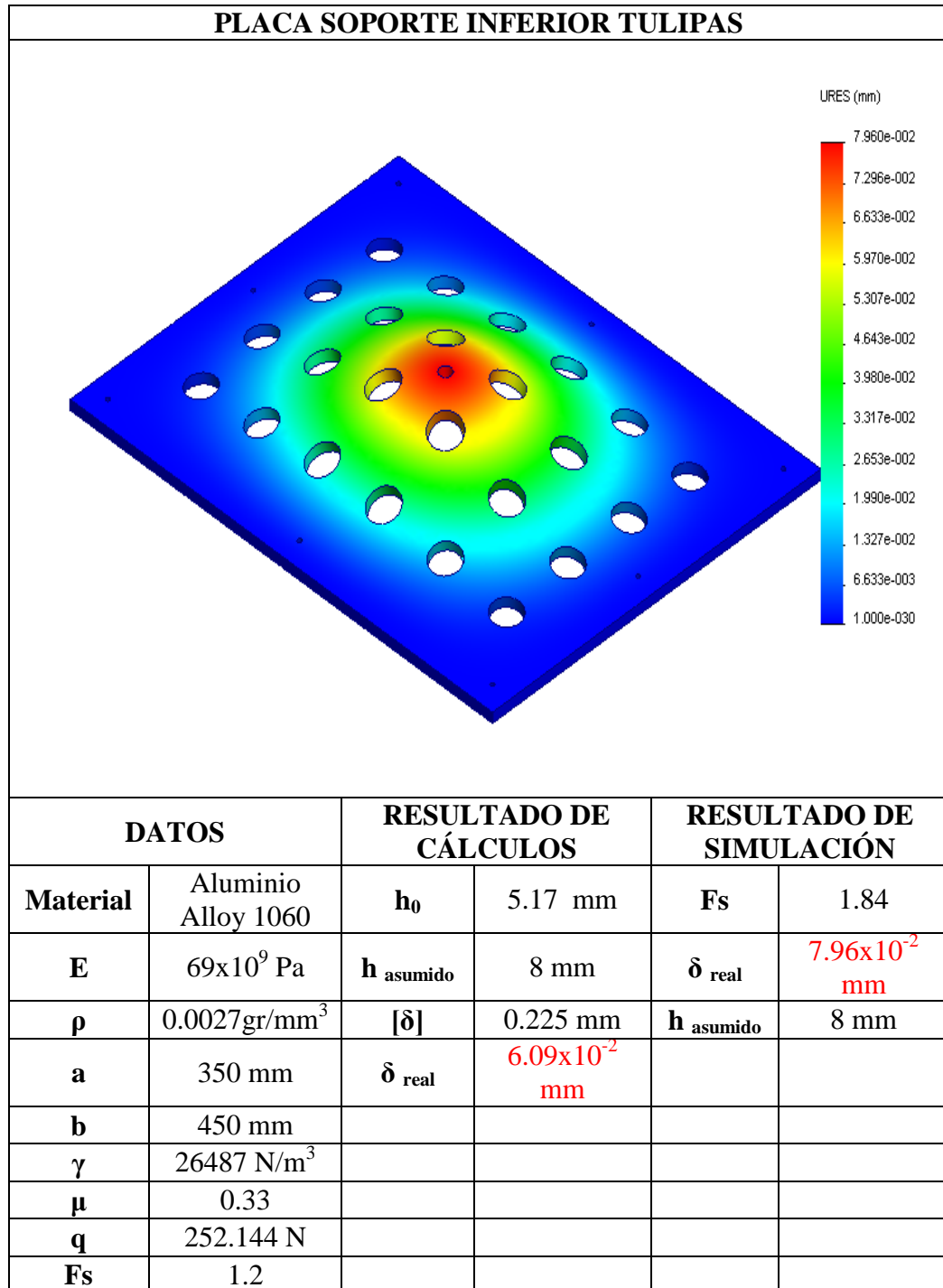
Fig. 97. Tulipa Estándar Krones

¹⁰² Tabla N°- 28 de los anexos

3.10. Verificación de los resultados obtenidos en SOLID WORK 2009

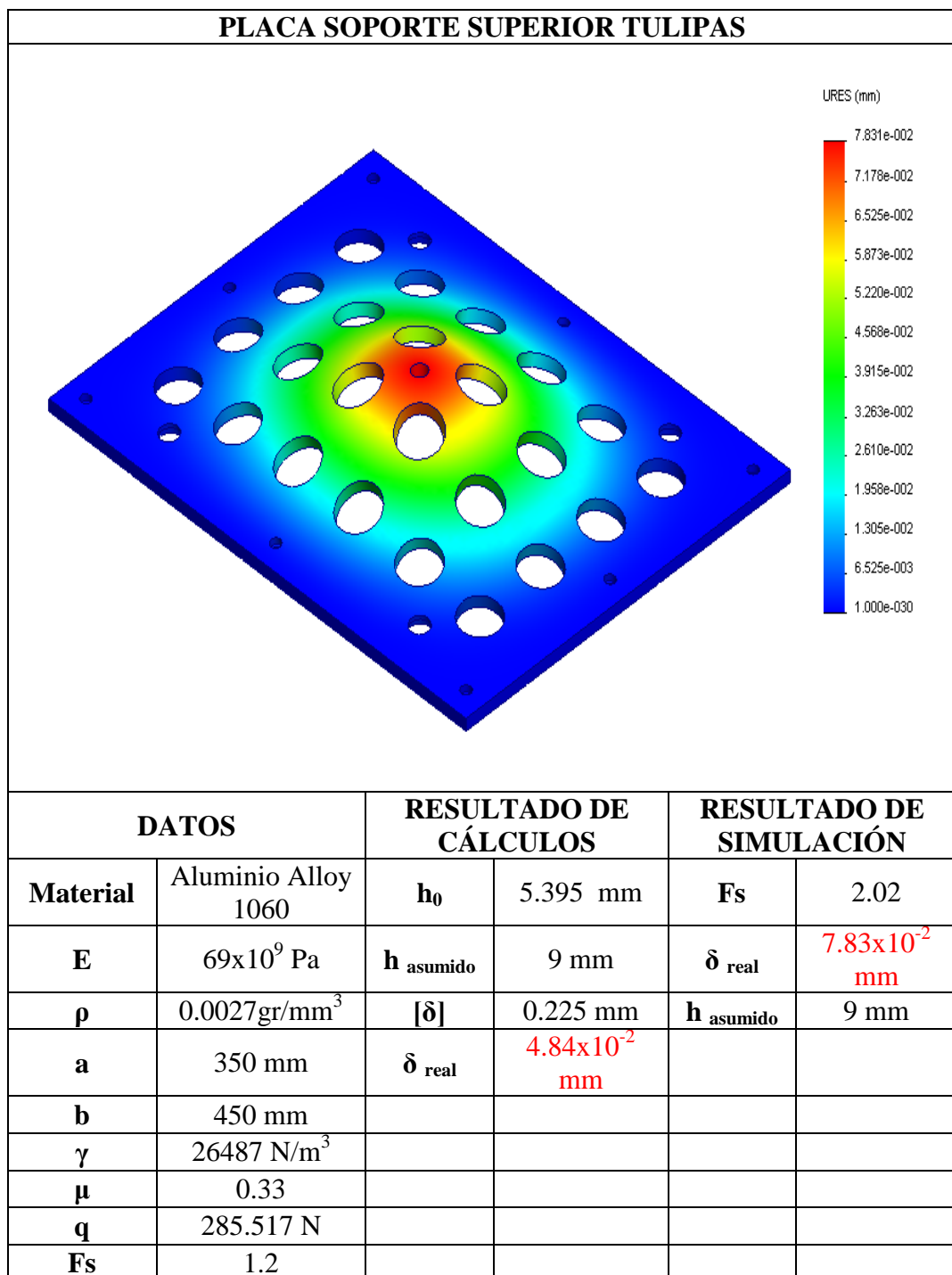
3.10.1. Verificación de placas soporte inferior y superior de tulipas.

a) Placa soporte inferior



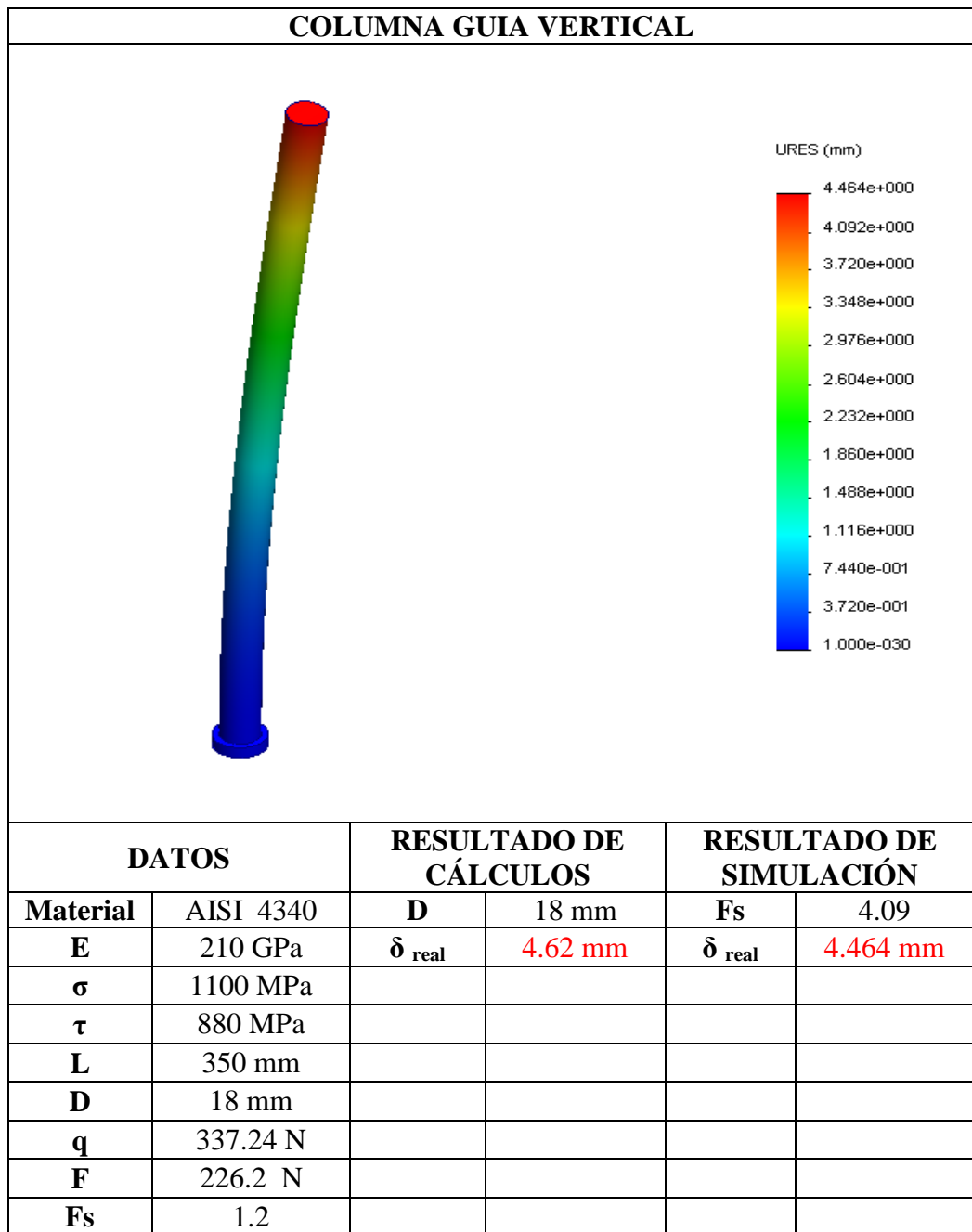
Nota: La deflexión calculada es más pequeña que la obtenida en el software, debido a que al simular se considera los vaciados de los agujeros, caso contrario al calcular se considera a una placa rígida sin vaciados.

b) Placa soporte superior



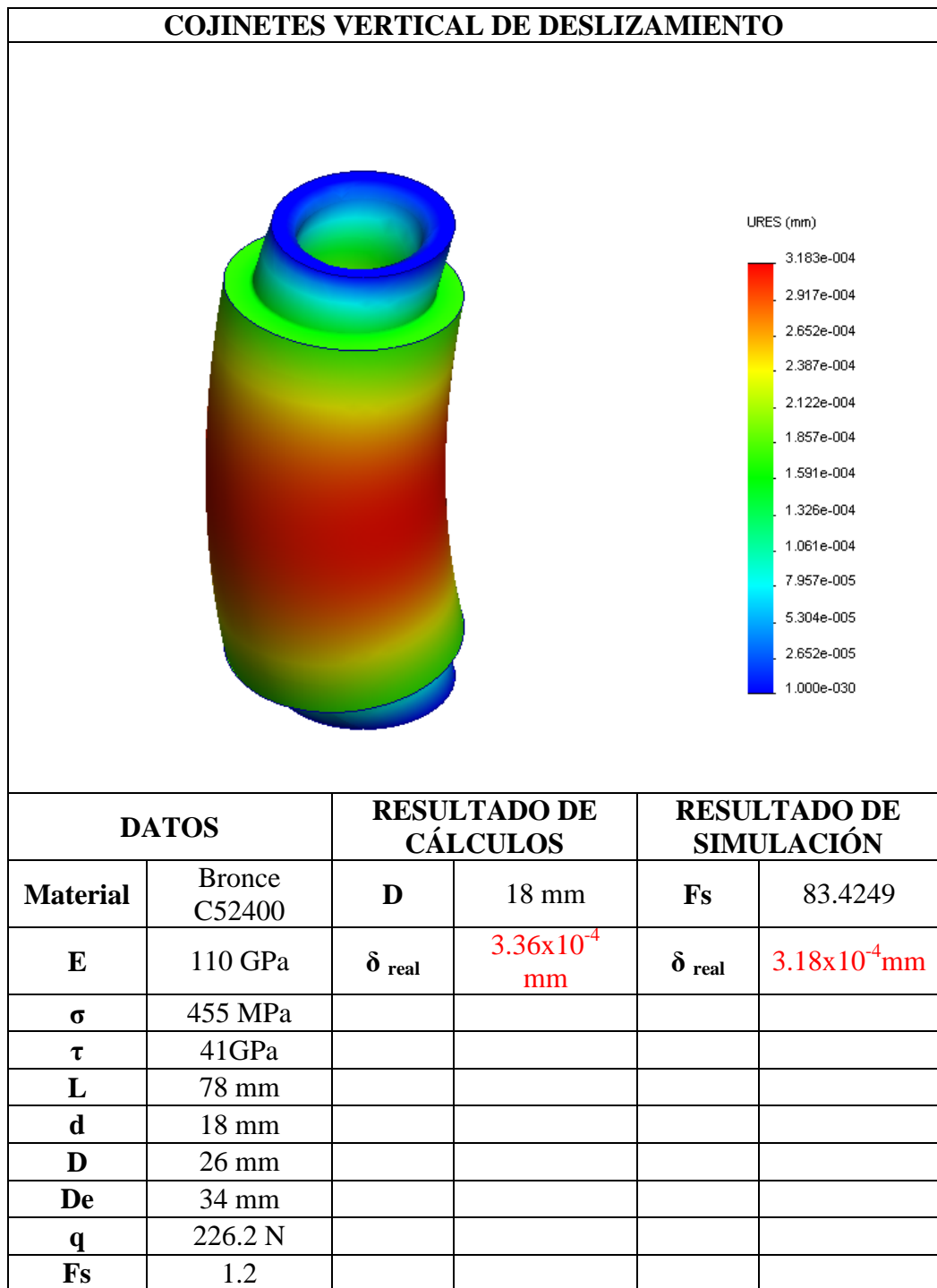
Nota: La deflexión calculada es más pequeña que la obtenida en el software, debido a que al simular se considera los vaciados de los agujeros, caso contrario al calcular se considera a una placa rígida sin vaciados.

3.10.2. Verificación de Columnas Guías Verticales



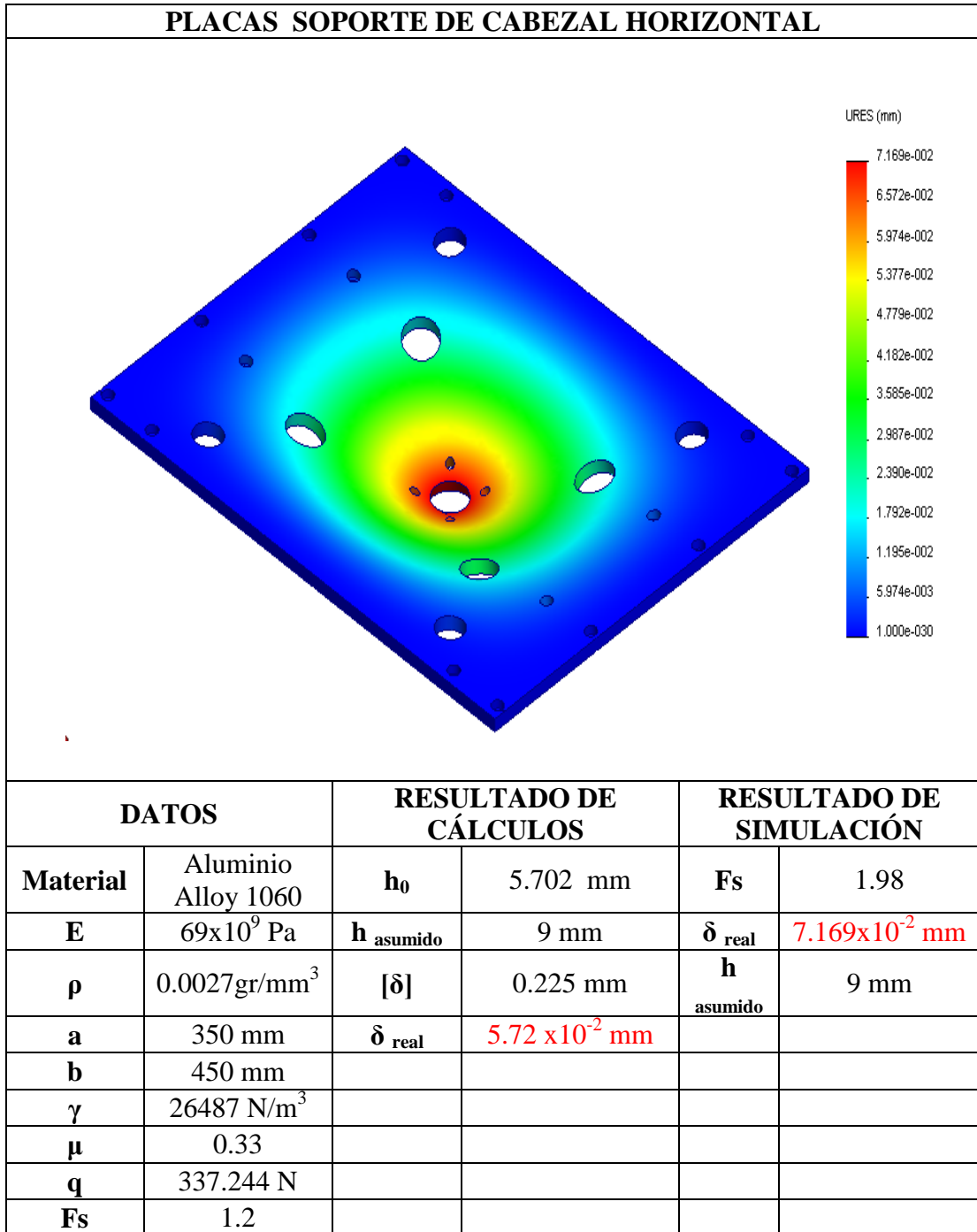
Nota: La deflexión de la columna se la calcula como columna empotrada sometida a una combinación de esfuerzos (Tracción -Compresión + flexión). El caso más crítico (caso accidental), al acciona el cabezal horizontal en la succión de las botellas.

3.10.3. Verificación de cojinetes de la columna vertical



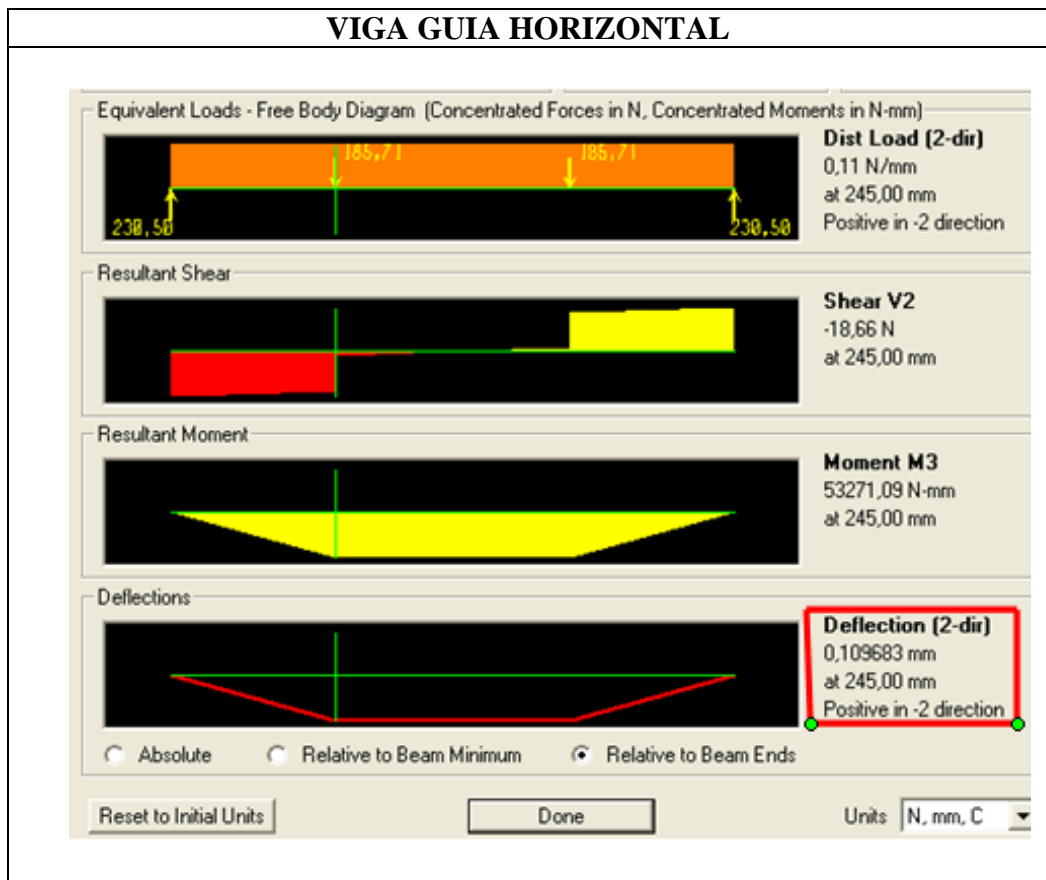
3.10.4. Verificación de placas soporte inferior y superior del cabezal horizontal

a) Placa soporte superior e inferior



Nota: La deflexión calculada es más pequeña que la obtenida en el software, debido a que al simular se considera los vaciados de los agujeros, caso contrario al calcular se considera a una placa rígida sin vaciados.

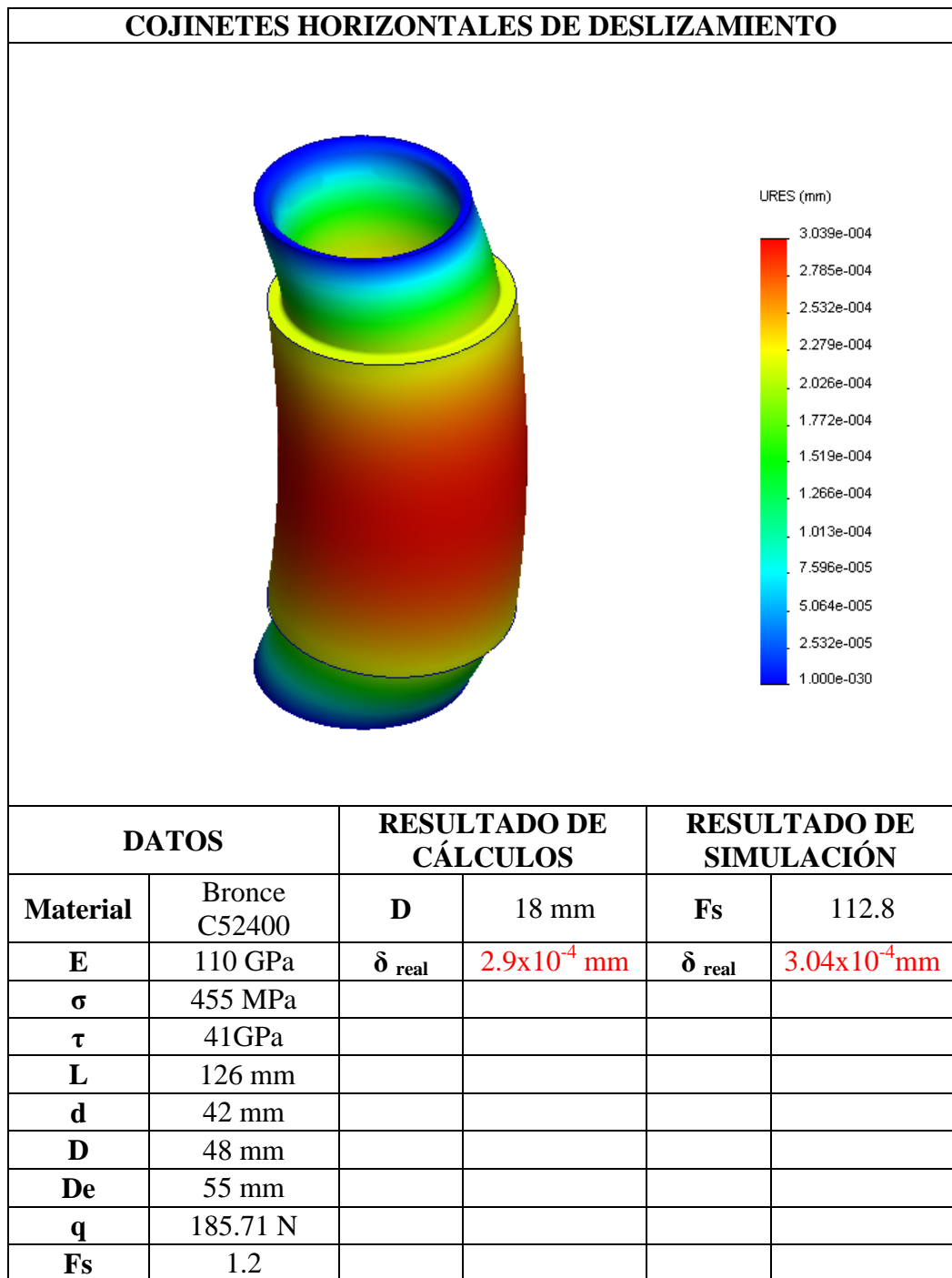
3.10.5. Verificación de Vigas guías horizontales en SAP2000



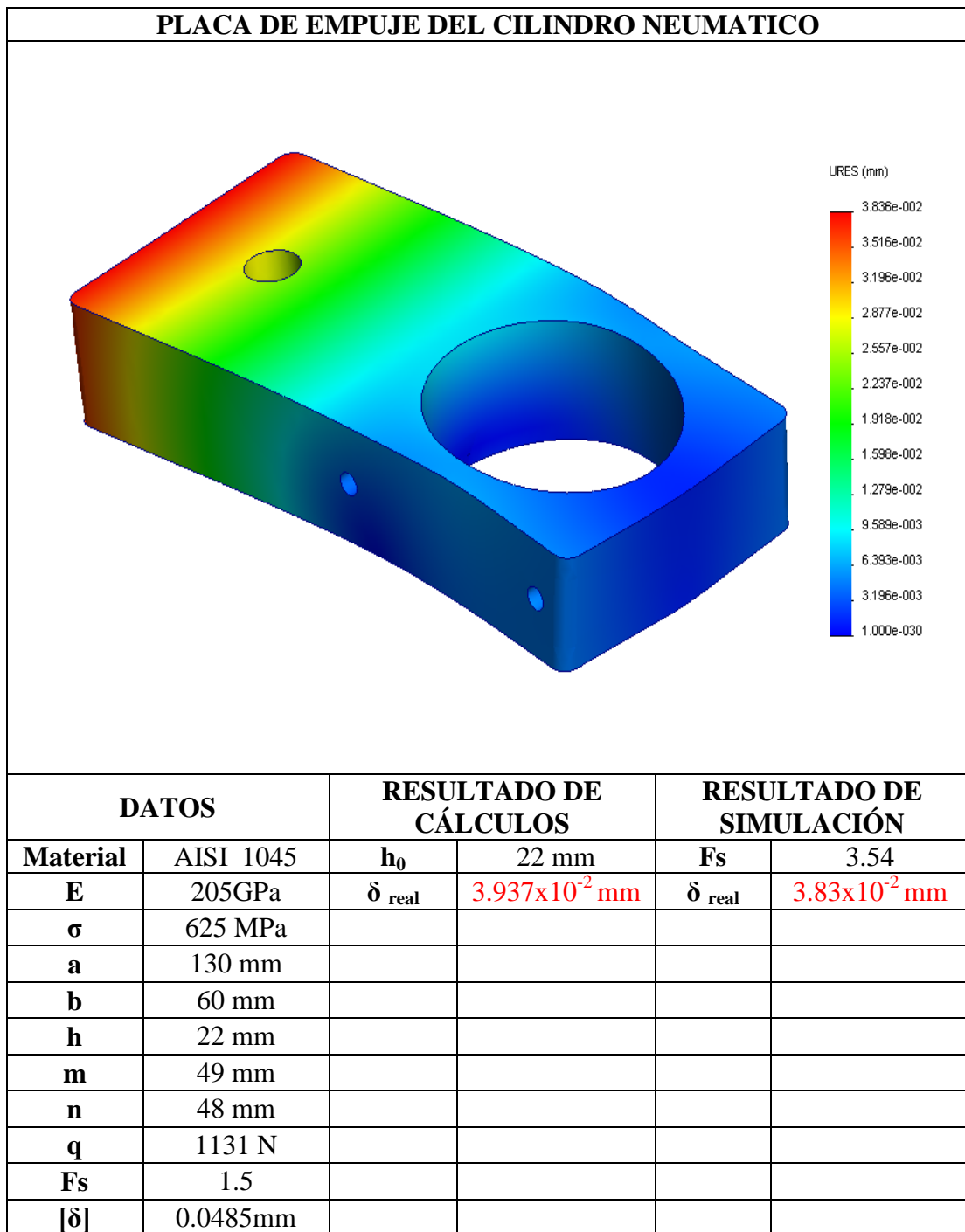
DATOS		RESULTADO DE CÁLCULOS		RESULTADO DE SIMULACIÓN	
Material	AISI 4340	D	42 mm	d	245 mm
E	210 GPa	δ_{real}	0.0891 mm	δ_{real}	0.109 mm
σ	1100 MPa				
τ	880 MPa				
L	840 mm				
D	42 mm				
q	185.71 N				
Fs	1.2				
$\delta_{asumida}$	0.11 mm				

Nota: La deflexión calculada es más pequeña que la obtenida en el software.

3.10.6. Verificación de Cojinetes de Vigas Guías Horizontal

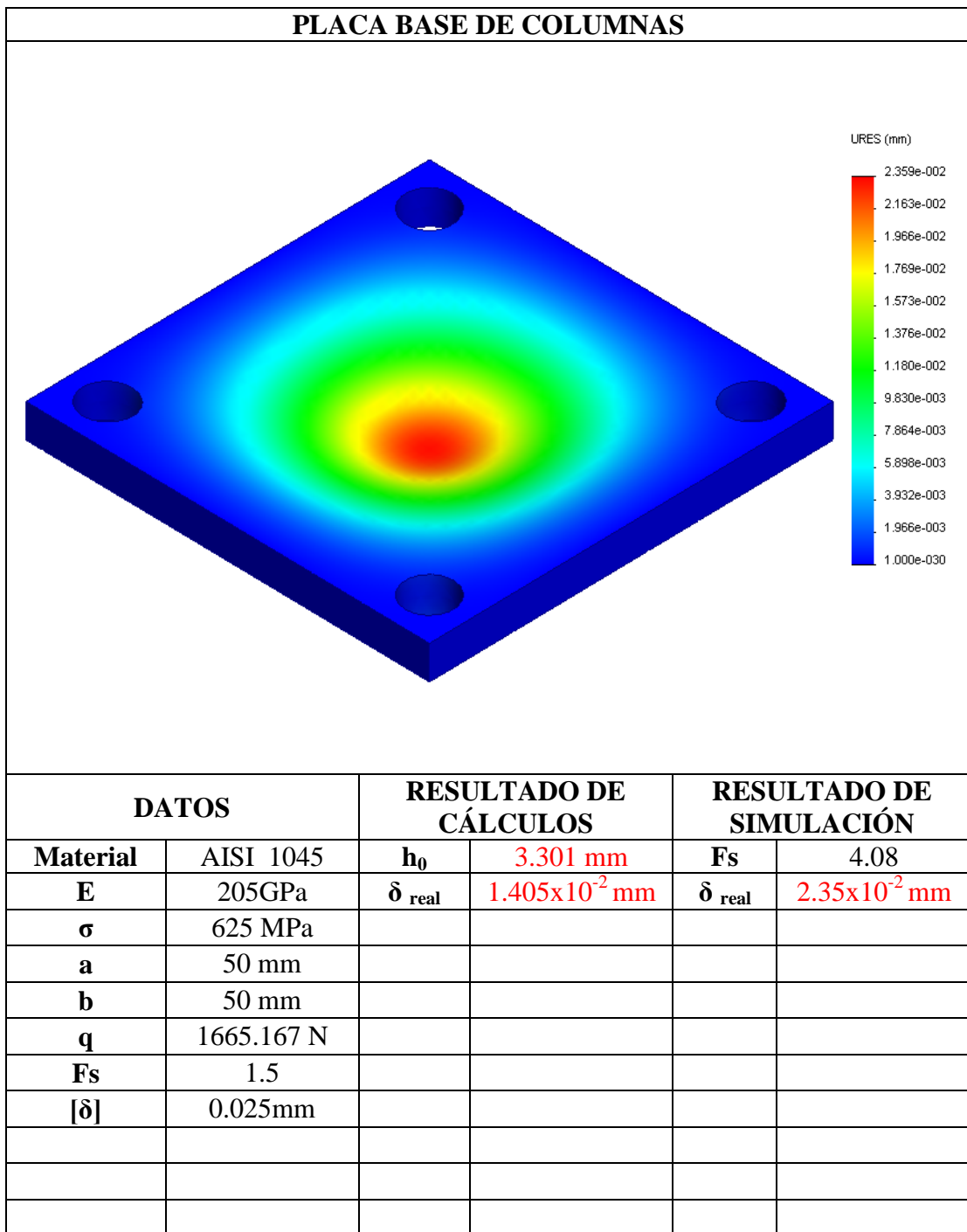


3.10.7. Verificación de Placas de empuje del cilindro neumático



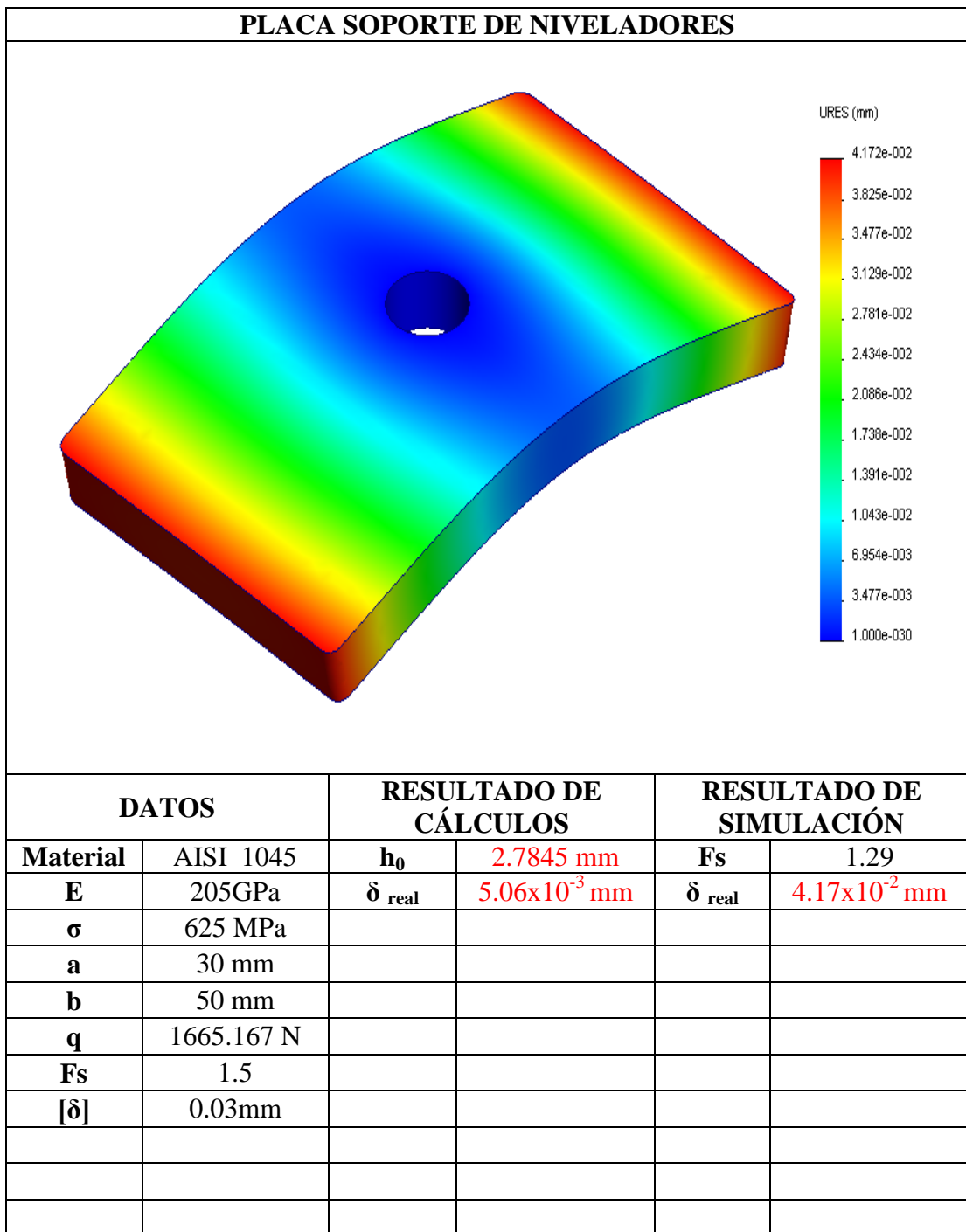
Nota: La deflexión calculada es más pequeña que la obtenida en el software, debido a que al simular se considera los vaciados de los agujeros, caso contrario al calcular se considera a una placa rígida sin vaciados.

3.10.8. Verificación de Placa base de Columnas



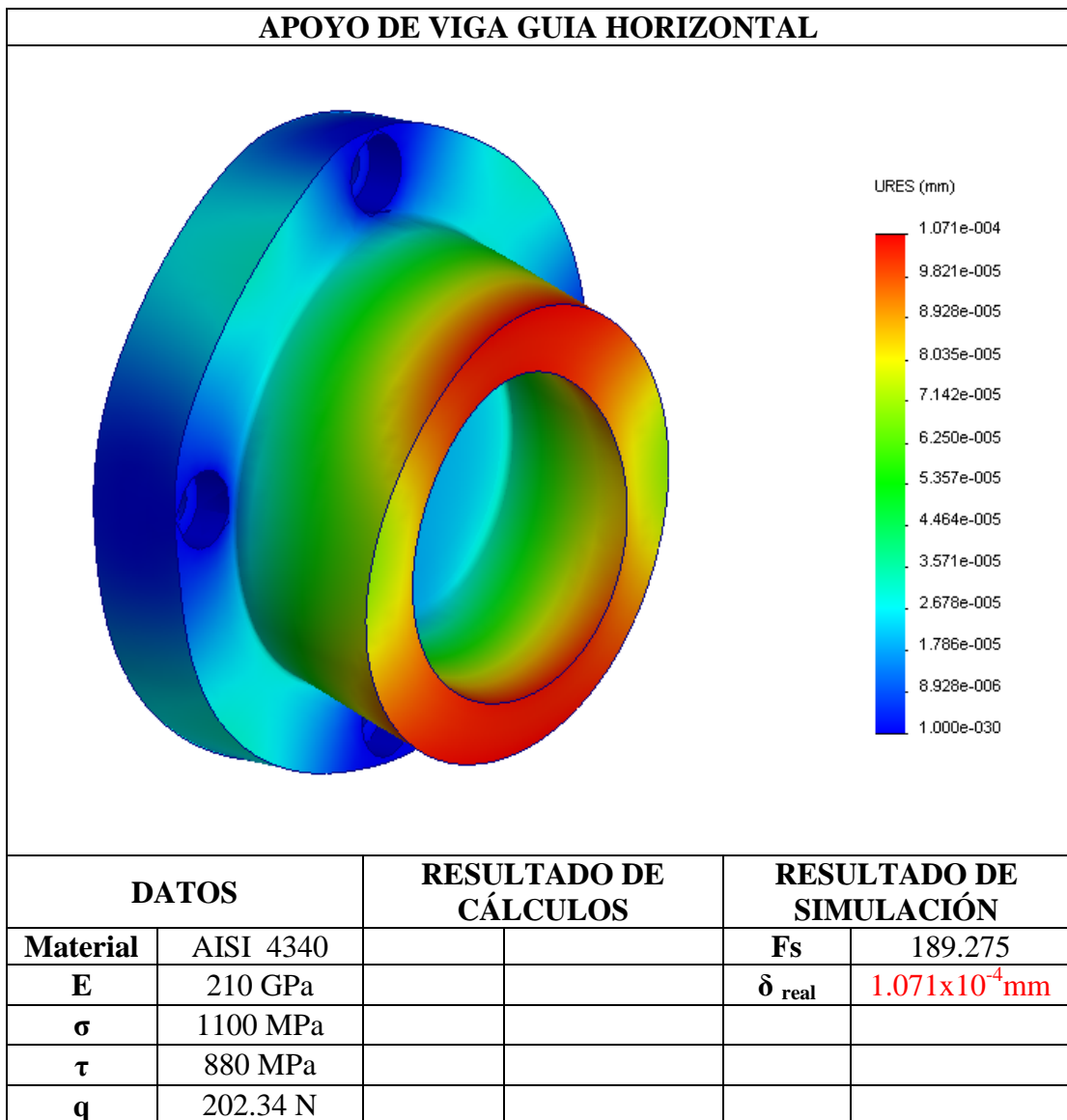
Nota: La deflexión calculada es más pequeña que la obtenida en el software, debido a que al simular se considera los vaciados de los agujeros, caso contrario al calcular se considera a una placa rígida sin vaciados.

3.10.9. Verificación de Placa Soporte de Niveladores



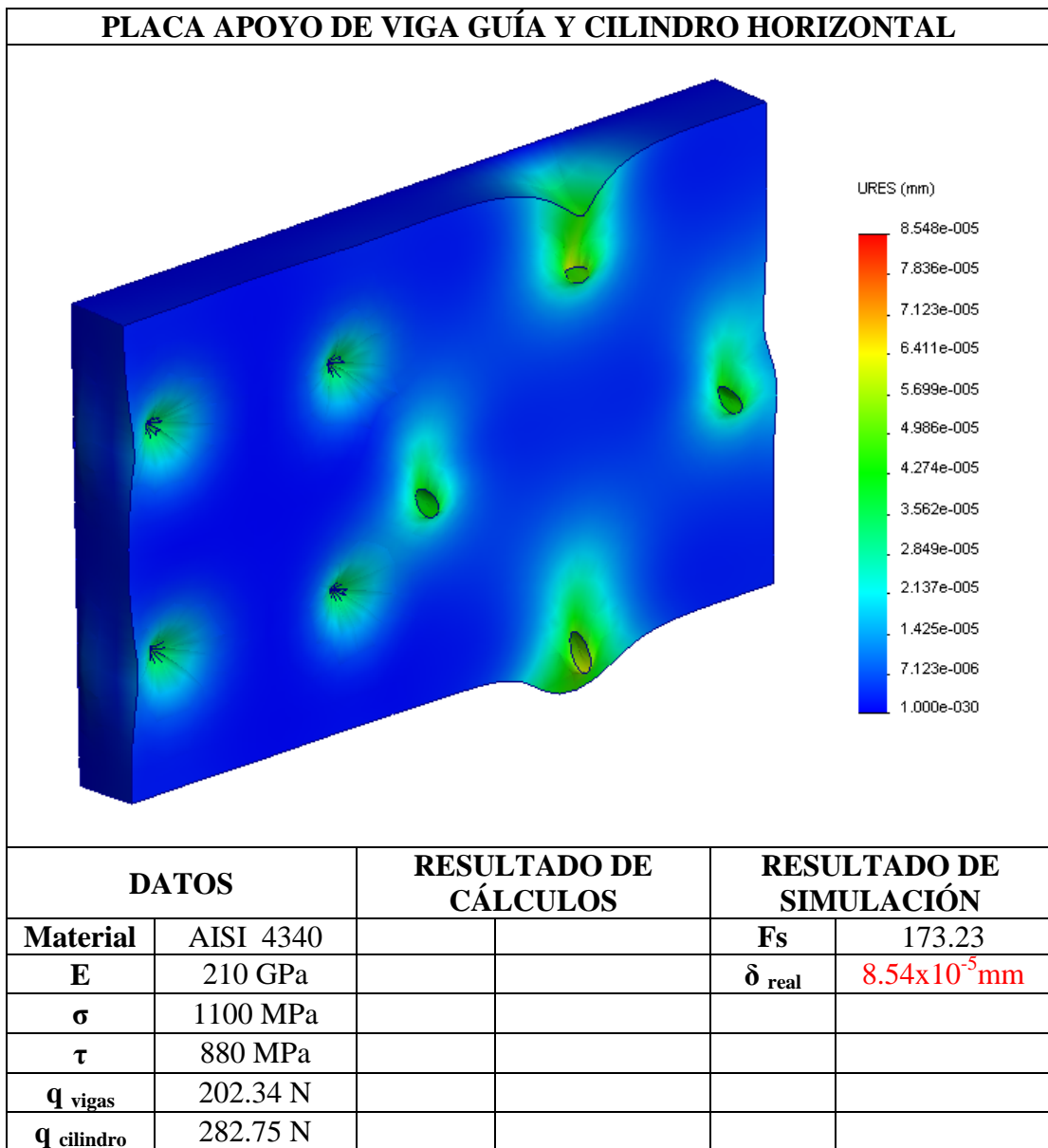
Nota: La deflexión calculada es más pequeña que la obtenida en el software, debido a que al simular se considera los vaciados de los agujeros, caso contrario al calcular se considera a una placa rígida sin vaciados.

3.10.10. Verificación de Apoyo de Viga Guía Horizontal



Nota: Este elemento fue simulado y comprobado su resistencia a la deflexión aplicando una carga real en el software, debido a su forma los cálculos resultan muy complejos.

3.10.11. Verificación de Placa Apoyo de Viga Guía y Cilindro Horizontal



Nota: Este elemento fue simulado y comprobado su resistencia a la deflexión aplicando una carga real en el software, debido a su forma los cálculos resultan muy complejos.

CONCLUSIONES

- Al término del estudio se concluyó que si es factible transportar las veinte y cuatro botellas de una manera óptima y segura, considerando que las fuerzas que actúan no sobrepasan los esfuerzos máximos de resistencia de cada uno de los materiales.
- Por medio del software de ingeniería se llegó a comprobar que presenta un margen de error promedio entre los resultados de los cálculos teóricos y los simulados que oscila entre el 20-30%. Los resultados obtenidos en los cálculos teóricos son menores a los simulados debido a las condiciones físicas que adoptamos en la simulación de cada elemento, esto es, en la parte teórica consideramos como un elemento rígido (ideal) mientras que en el software considera todas las características físicas y geométricas del elemento.
- Considerando un rango de tiempo que oscila entre 2 y 5 segundos por cada movimiento que debe realizar el mecanismo, se determina que el ciclo por cada jaba empacada dura 30 segundos llegando así a cumplir una producción de 120 jabas empacadas por cada hora de trabajo.
- Gracias al avance tecnológico de los sistemas CAD en ingeniería, podemos simular y visualizar los movimientos en cada etapa del proceso de nuestro mecanismo permitiéndonos anticipar a la posible causa de averías que puede producirse.
- Mediante el uso de catálogos de fabricantes se logró seleccionar de una manera ágil y precisa los diversos elementos normalizados empleados en nuestro mecanismo, llegando así a una optimización del tiempo y recurso en la selección del mismo.

RECOMENDACIONES

- Para llegar a ser competitivo día a día, debemos actualizar nuestro conocimiento en el uso de software de ingeniería llegando a comparar los resultados de cálculos teóricos y tendencias de errores que puede darse.
- No exceder las especificaciones que nos da el fabricante al usar los elementos normalizados, pues podemos ocasionar daños de dichos elementos por la mala manipulación.
- Verificar por varios métodos los diferentes resultados obtenidos e interpretar las causa de la variación de los resultados.
- Seleccionar un factor de seguridad adecuado el cual contenga las cargas que no consideramos al diseñar cada elemento, con esto estamos salvaguardando la vida de nuestra maquina al sobrecargarla o someterla a otros aspectos que no tomamos en cuenta.
- Saber que material es el más adecuado para cada tipo de trabajo, en este aspecto es primordial pedir asesoramiento a personas con experiencia o consultar en un catalogo.

BIBLIOGRAFIA

a) TEXTOS

- Diseño de elementos de maquinas, V.M.FAIREs, 1era edición
- Resistencia de Materiales, TIMOSHENKO, Tomo I
- Resistencia de materiales, TIMOSHENKO, Tomo II
- Manual del Ingeniero Mecánico; EUGENE A. AVALLONE; 9na edición ;McGraw Hill;Tomo I
- Diseño de estructuras metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, editorial Paraninfos
- Análisis de estructuras indeterminadas, J.STERLING KINNEY
- Diseño de ingeniería mecánica; SHIGLEY; 8ma edición.
- Diseño de ingeniería mecánica; SHIGLEY; 7ma edición
- Neumática, Serrano Nicolás, Editorial Parafino, 2da edición
- Física para Pre-politécnico; M.ALMEIDA; 2da Edición
- Manual Diseño; AISC
- Chaudhry, H. (1987), Applied Hydraulic Transients 2nd Ed., van Nostrand Reinhold
- Mecánica de materiales; BEER.J; 3era edición

b) CATALOGOS

- Cervecería Nacional
- www.festo.com.ec/cilinfros/
- www.dipacmanta.com
- www.monroeengineering.com/levelingmounts/levelingmounts/levelingmounts-snaplock-stud-style
- Catalogo de Lubricante Shell, 2008
- www.krones.com

c) TESIS

- Universidad Politécnica Salesiana; Facultad de Ingenierías; Carrera de Ingeniería Mecánica; Tesis de Ingeniería; Tema: Diseño de silos cuadrados con chapa de pared trapecial para almacenamiento de productos granulados y pulvirímetros mediante una hoja de cálculo; Autores: Calle L. Luis F y Rodríguez H. Freddy F; 142 pág; 2010

- Universidad Politécnica Salesiana; Facultad de Ingenierías; Carrera de Ingeniería Mecánica; Tesis de Ingeniería; Tema: Diseño y Simulación de un desalinizador de agua de mar con capacidad de producción de 400 litros diarios mediante energía eólica; Autores: Landeta T. Jorge.A y Mayorga M. Mario A; 142 pág; 2010

d) DIRECCIONES ELECTRONICAS

- www.es.wikipedia.org/wiki/Proyecto
- www.monografias.com/trabajos38/traccion-en-metales/Image10628.gif
- www.es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_Poisson
- www.emc.uji.es/d/mecapedia/coeficiente_de_Poisson.htm
- www.gmap.mecanica.ufrgs.br/html/sumulas/mec098/download/placas.html
- www.construaprende.com/Apuntes/01/A1pag03.php
- <http://materias.fi.uba.ar/6712M/CojDeDeslTeorico>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Viscosidad>
- www.esab.es/es/sp/education/procesos-migmag-gmaw.cfm
- www.prosermet.com.ar/sitio/fotos/productos/ampl/99.jpg
- www.casalam.com.mx/maquinasparasoldar-antorchas-binzel-MIG-GMAW.html
- www.sunarc.com.ar
- www.gig.etsii.upm.es/gigcom/temas_di2/roscas/tipos_tornillos.html
- www.es.wikipedia.org/wiki/Presi%C3%B3n
- www.uclm.es/profesorado/porraysoriano/elementos/Tema11.pdf
- www.aprendizaje.com.mx/Curso/Proceso2/roscas.htm
- www.euskalnet.net/j.m.f.b./neumatica
- www.sapiensman.com/neumatica/neumatica1.htm
- <http://en.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>
- www.the-art-of-perfect-order.com/es-es
- http://es.wikipedia.org/wiki/Peso_espec%C3%ADfico
- <http://www.deacero.com/Content/Products/Files/DisenoMuertosAnclaje>
- www.ayrful.com.ar/aire_comprimido.htm
- www.ecotecnia.org/dimensio/acero/acero.htm
- www.sapiensman.com/ESDictionary/docs/d10.htm

ANEXOS

ANEXO 1

PLANOS

ANEXO 2

TABLAS

Tabla No. 1. Modulo de Elasticidad y Coeficiente de Poisson para diferentes materiales

MATERIAL	E (GPa)	μ
Aleaciones de aluminio	68 – 73	0,33
Asbesto-cemento	24	
Bronce	78 – 110	0,36
Fierro fundido	80 – 170	0,25
Concreto	14 – 30	0,1 – 0,15
Cobre	107 – 131	0,34
Vidrio	46 – 73	0,24
Plomo	4,8 – 17	0,44
Acero	200 – 212	0,27
Plásticos		
ABS	1,7	0,33
Nylon	1,4 – 2,75	
Acrilico	6,0	0,33
Polietileno	0,8	0,46
Polistireno	5,0	0,4
PVC rígido	2,4 – 2,75	
Rocas		
Granito	50	0,28
Limestone	55	0,21
Cuarzita	24,0 – 44,8	
Arenisca	2,75 – 4,8	0,28
Schist	6,5 – 18,6	

Fuente. Chaudhry, H. (1987), *Applied Hydraulic Transients 2nd Ed.*, van Nostrand Reinhold

Tabla No. 2. Constantes para el cálculo de placas rectangulares cargadas uniformemente cuyos bordes están apoyados.

$\frac{b}{a} =$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$\alpha =$	0,0443	0,0530	0,0616	0,0697	0,0770	0,0843	0,0906	0,0964
$\beta_1 =$	0,0479	0,0553	0,0626	0,0693	0,0753	0,0812	0,0862	0,0908
$\beta_2 =$	0,0479	0,0494	0,0501	0,0504	0,0506	0,0500	0,0493	0,0486
$\frac{b}{a} =$	1,8	1,9	2,0	3,0	4,0	5,0	∞	
$\alpha =$	0,1017	0,1064	0,1106	0,1336	0,1400	0,1416	0,1422	
$\beta_1 =$	0,0948	0,0985	0,1017	0,1189	0,1235	0,1246	0,1250	
$\beta_2 =$	0,0479	0,0471	0,0464	0,0404	0,0384	0,0375	0,0375	

Fuente. Resistencia de Materiales Timoshenko, Tomo II, Pág. 160.

Tabla No. 3. Constantes para la determinación de deflexiones y momentos flectores máximos en tirantes con carga transversal

u	φ_1	φ_2	ψ_1	ψ_2	ψ_3	u	φ_1	φ_2	ψ_1	ψ_2	ψ_3
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	6,5	0,054	0,197	0,047	0,391	0,139
0,5	0,908	0,976	0,905	0,984	0,972	7,0	0,047	0,175	0,041	0,367	0,121
1,0	0,711	0,909	0,704	0,939	0,894	7,5	0,041	0,156	0,036	0,347	0,106
1,5	0,523	0,817	0,511	0,876	0,788	8,0	0,036	0,141	0,031	0,328	0,093
2,0	0,380	0,715	0,367	0,800	0,673	8,5	0,032	0,127	0,028	0,311	0,083
2,5	0,281	0,617	0,268	0,736	0,563	9,0	0,029	0,115	0,025	0,296	0,074
3,0	0,213	0,529	0,200	0,672	0,467	9,5	0,026	0,105	0,022	0,283	0,066
3,5	0,166	0,453	0,153	0,614	0,386	10,0	0,024	0,096	0,020	0,270	0,060
4,0	0,132	0,388	0,120	0,563	0,320	10,5	0,021	0,088	0,018	0,259	0,054
4,5	0,107	0,335	0,097	0,519	0,267	11,0	0,020	0,081	0,017	0,248	0,050
5,0	0,088	0,291	0,079	0,480	0,224	11,5	0,018	0,075	0,015	0,238	0,045
5,5	0,074	0,254	0,066	0,446	0,189	12,0	0,016	0,069	0,014	0,229	0,042
6,0	0,063	0,223	0,055	0,417	0,162	—	—	—	—	—	—

Fuente. Resistencia de Materiales Timoshenko, Tomo II, Pág. 45.

Tabla No. 4. Propiedades de aceros Estructurales

Designación ASTM	Acero	Formas	Usos	Fy _{min} (Ksi)	Fu _{min} tensión (ksi)
A-36 NOM B-254	Al carbono	Perfiles, barras y placas	Puentes, edificios estructurales en gral. Atornillados, remachados y soldados	36 e < 8" 32 e > 8"	58 – 80
A-529 NOM B-99	Al carbono	Perfiles y placas e < ½"	Igual al A-36	42	60-85
A-441 NOM B-284	Al magnesio, vanadio de alta resistencia y baja aleación	Perfiles, placas y barras e < 8"	Igual al A-36 Tanques	40-50	60-70
A-572 NOM B	Alta resistencia y baja aleación	Perfiles, placas y barras e < 6"	Construcciones atornilladas, remaches. No en puentes soldados cuando Fy > 55 ksi	42-65	60-80
A-242 NOM B-282	Alta resistencia, baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica	Perfiles, placas y barras e < 4"	Construcciones soldadas, atornillada, técnica especial de soldadura	42-50	63-70
A-514	Templados y revenidos	Placas e < 4"	Construcciones soldada especialmente. No se usa si se requiere gran ductilidad	90-100	100-150

Fuente. Diseño Estructuras Metálicas, MCCORMAC, 4ta edición, pág. 16

Tabla No. 5 Longitudes efectivas de Columnas (K)

Las líneas punteadas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor k teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones reales son parecidas a las ideales	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
Simbolos para las condiciones de extremo						

Fuente. McCormac Diseño de estructuras metálicas ASD Pág. 118 Tabla5-1

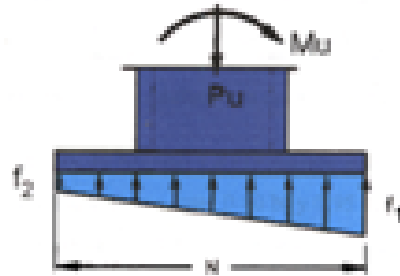
Tabla No. 6 Las longitudes mínimas y empotradas para pernos

Tipo de material del perno	Largo mínimo Empotrado	Distancia mínima empotrada desde los bordes
A307, A36	12d	5d > 4 in (101.6)
A325 , A448	17d	7d > 4in (101.6)

Fuente. <http://www.deacero.com/Content/Products/Files/DisenoMuertosAnclaje>

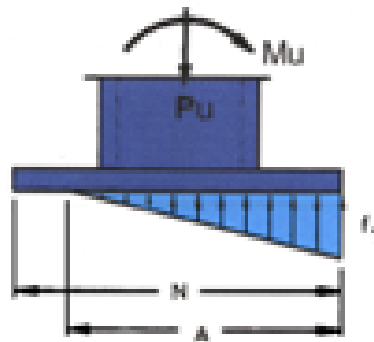
Tabla No. 7 Excentricidades en placas base de columnas

a) Excentricidad baja



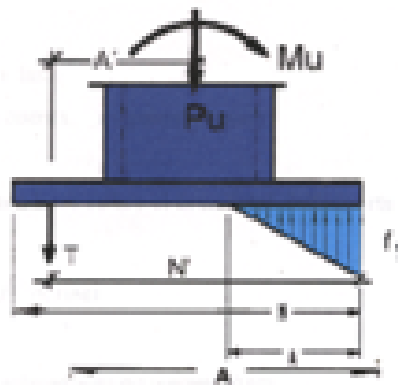
$$e = \frac{M_u}{P_u} \leq \frac{N}{6}$$

b) Excentricidad moderada



$$e = \frac{N}{6} \leq e \leq \frac{N}{2}$$

c) Excentricidad alta



$$e = \frac{N}{2} < e$$

Fuente. <http://www.deacero.com/Content/Products/Files/DisenoMuertosAnclaje>

Tabla N°-8: Valores mínimos sugeridos de película de lubricante h_0

APLICACIÓN	VALOR DE MÍNIMO	AUTOR
Cojinetes pequeños de bronce finamente rectificadas.	$h_0 = 0.00025 \text{ cm}$ o 0.0001 pulg	Karelitz
Cojinetes comerciales revestidos de material anti fricción	$h_0 = 0.00190 \text{ cm}$ o 0.00075 pulg	Karelitz
Para cojinetes de motor diesel de 12 a 26 cm o 5 a 10 pulg y velocidades de 500 a 1200 rpm	$(0.0010 < h_0 < 0.0015) \text{ cm}$ o $(0.0004 < h_0 < 0.0006) \text{ pulg}$	Denison
Siendo D el diámetro del eje o muñón	$h_0 = 0.00025 \cdot D$	Norto
Para cojinetes con metal antifricción a velocidad media de 500 a 1500 rpm en motores y generadores eléctricos.	$h_0 = 0.0019 \text{ cm}$ $h_0 = 0.00075 \text{ pulg}$	Fuller
Para grande ejes con velocidades de 1500 a 3600 rpm con cojinetes anti fricción y lubricados con aceite a presión.	$(0.0076 < h_0 < 0.0127) \text{ cm}$ o $(0.003 < h_0 < 0.005) \text{ pulg}$	Fuller
Para motores de automóvil y aviación, cojinetes con acabado fino de superficie. Siempre y cuando se use filtros para eliminar partículas grandes.	$(0.00025 < h_0 < 0.00050) \text{ cm}$ o $(0.0001 < h_0 < 0.0002) \text{ pulg}$	Fuller

Fuente: Diseño de elementos de Maquinas, V.M.FAIREs, 4ta edición, pag: 405

Tabla N.9. Composición Química del Aire.

Componentes		Concentración Aproximada
Nitrógeno	(N)	78.03 % en volumen
Oxígeno	(O)	20.99 % en volumen
Dióxido de Carbono	(CO ₂)	0.03 % en volumen
Argón	(Ar)	0.94 % en volumen
Neón	(Ne)	0.00123 % en volumen
Helio	(He)	0.0004 % en volumen
Criptón	(Kr)	0.00005 % en volumen
Xenón	(Xe)	0.000006 % en volumen
Hidrógeno	(H)	0.01 % en volumen
Metano	(CH ₄)	0.0002 % en volumen
Oxido Nitroso	(N ₂ O)	0.00005 % en volumen
Vapor de Agua	(H ₂ O)	Variable
Ozono	(O ₃)	Variable
Partícula		Variable

Fuente: www.ayrful.com.ar/aire_comprimido.htm

Tabla N.10. Parámetros a dimensionales de funcionamiento para cojinetes completos con flujo lateral

L/D	ϵ	$\frac{h_0}{c_r}$	S	ϕ	$\frac{r}{c_r} f$	$\frac{q}{rc_r n_s L}$	$\frac{q_s}{q}$	$\frac{\rho c \Delta t_o}{p}$	$\frac{p}{p_{max}}$
∞	0	1,0	∞	(70,92)	∞	π	0	∞	—
	0,1	0,9	0,240	69,10	4,80	3,03	0	19,9	0,826
	0,2	0,8	0,123	67,26	2,57	2,83	0	11,4	0,814
	0,4	0,6	0,0626	61,94	1,52	2,26	0	8,47	0,764
	0,6	0,4	0,0389	54,31	1,20	1,56	0	9,73	0,667
	0,8	0,2	0,021	42,22	0,961	0,750	0	15,9	0,495
	0,9	0,1	0,0115	31,62	0,756	0,411	0	23,1	0,358
	0,97	0,03	—	—	—	—	0	—	—
	1,0	0	0	0	0	0	0	∞	0
	1	0	1,0	∞	(85)	∞	π	0	∞
0,1		0,9	1,33	79,5	26,4	3,37	0,150	106	0,540
0,2		0,8	0,631	74,02	12,8	3,59	0,280	52,1	0,529
0,4		0,6	0,264	63,10	5,79	3,99	0,497	24,3	0,484
0,6		0,4	0,121	50,58	3,22	4,33	0,680	14,2	0,415
0,8		0,2	0,0446	36,24	1,70	4,62	0,842	8,00	0,313
0,9		0,1	0,0188	26,45	1,05	4,74	0,919	5,16	0,247
0,97		0,03	0,00474	15,47	0,514	4,82	0,973	2,61	0,152
1,0		0	0	0	0	—	1,0	0	0
$1/2$		0	1,0	∞	(88,5)	∞	π	0	∞
	0,1	0,9	4,31	81,62	85,6	3,43	0,173	343,0	0,523
	0,2	0,8	2,03	74,94	40,9	3,72	0,318	164,0	0,506
	0,4	0,6	0,779	61,45	17,0	4,29	0,552	68,6	0,441
	0,6	0,4	0,319	48,14	8,10	4,85	0,730	33,0	0,365
	0,8	0,2	0,0923	33,31	3,26	5,41	0,874	13,4	0,267
	0,9	0,1	0,0313	23,66	1,60	5,69	0,939	6,66	0,206
	0,97	0,03	0,00609	13,75	0,610	5,88	0,980	2,56	0,126
	1,0	0	0	0	0	—	1,0	0	0
	$1/4$	0,0	1,0	∞	(89,5)	∞	π	0	∞
0,1		0,9	16,2	82,31	322,0	3,45	0,180	1287,0	0,515
0,2		0,8	7,57	75,18	153,0	3,76	0,330	611,0	0,489
0,4		0,6	2,83	60,86	61,1	4,37	0,567	245,0	0,415
0,6		0,4	1,07	46,72	26,7	4,99	0,746	107,0	0,334
0,8		0,2	0,261	31,04	8,80	5,60	0,884	35,4	0,240
0,9		0,1	0,0736	21,85	3,50	5,91	0,945	14,1	0,180
0,97		0,03	0,0101	12,22	0,922	6,12	0,984	3,73	0,108
1,0		0	0	0	0	—	1,0	0	0

En unidades métricas:

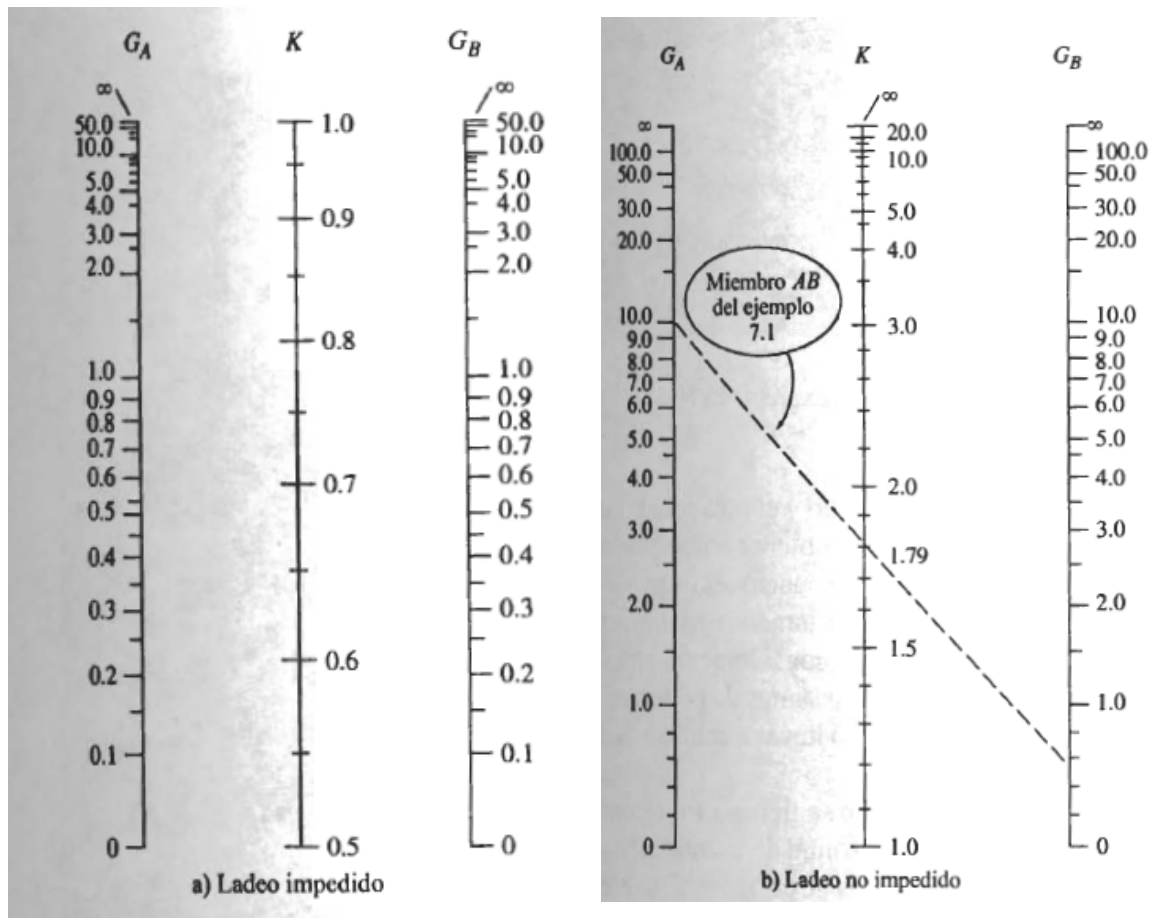
q cm³/seg $\rho \approx 0,83 \times 10^{-3}$ kg/cm³ $c = 17\ 080$ cm·kg/kg·°C $\rho c = 14,17$

En unidades inglesas:

q pulg³/seg $\rho \approx 0,03$ lb/pulg³ $c = 3734$ pulg·lb/lb·°F $\rho c = 112$

Fuente: Diseño de elementos de Maquinas, V.M.FAIREs, 4ta edición, pág.: 771

Tabla N.11. Nomogramas para longitudes efectivas en marcos continuos



Fuente: Diseño de estructuras de acero Método Lrfd, MCCORMAC, 2ta edición, pag:189

Tabla N.12. Factores para miembros unidos rígidamente

Condición en extremo lejano de la trabe	Ladeo impedido, multiplique por:	Ladeo no impedido, multiplique por:
Articulación	1.5	0.5
Empotramiento	2.0	0.67

Fuente: Diseño de estructuras de acero Método Lrfd, MCCORMAC, 2ta edición, pág. 165

Tabla N°-13: Valores sugeridos de relación L/D para cojinetes

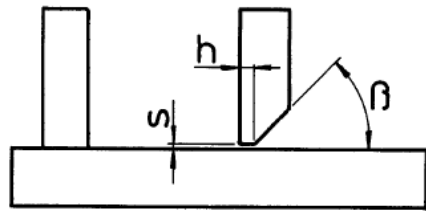
APLICACIÓN	VALOR DE L/D
Turbogeneradores.	0.8 a 1.5
Generadores y motores	1.2 a 2
Ejes y cojinetes de biela manivela en motores gasolina y diesel	0.3 a 0.8
Ejes con cojinetes de auto Alineación	3 a 4
Maquinas herramientas	2 a 4
Ferrocarriles	1.2 a 1.8

Fuente: Diseño de elementos de Maquinas, V.M.FAIREs, 4ta edición, pag: 412

Tabla N°-14: Dimensiones para uniones típicas de soldadura GMAW

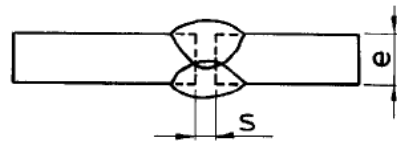
SOLDADURA A TOPE
DE BORDES RECTOS

$s = 2-3 \text{ mm}$
 $\beta = 50^\circ$
 $h = 1,5-3 \text{ mm}$

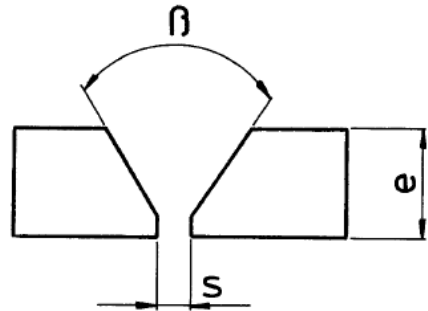


SOLDADURA DE
CHAFLÁN EN "V"

Para $e < 10 \text{ mm}$, $s = \frac{e}{2}$



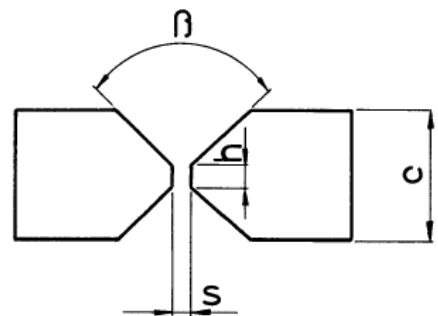
$e = 5-12 \text{ mm}$
 $\beta = 50-60^\circ$
 $s = 1,5-3 \text{ mm}$
 $h = 1,5-3 \text{ mm}$



SOLDADURA DE CHAFLÁN EN "X"

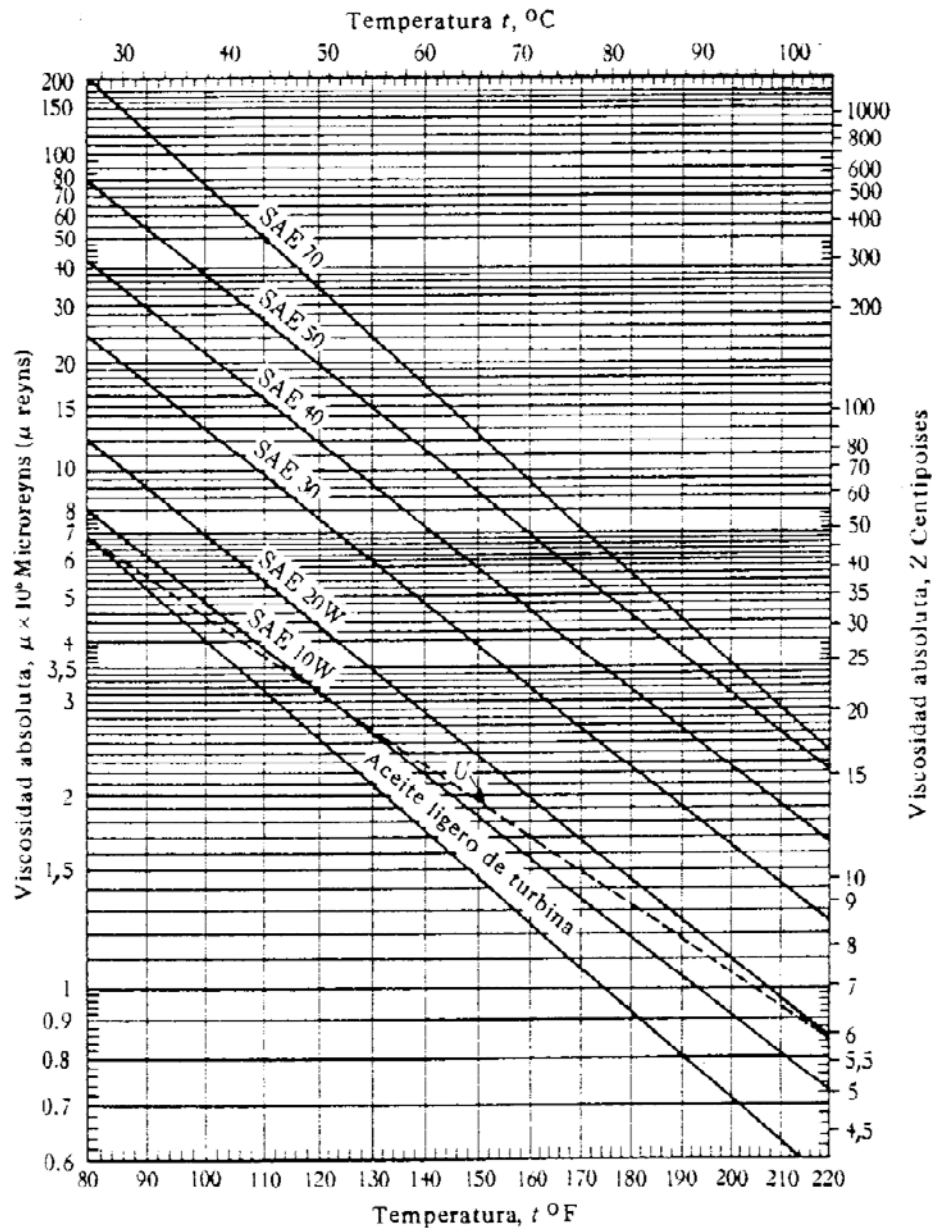
SOLDADURA EN RINCÓN O
ÁNGULO

$e > 12 \text{ mm}$
 $\beta = 50-60^\circ$
 $s = 2-3 \text{ mm}$
 $h = 2-3 \text{ mm}$



Fuente: www.sunarc.com.ar

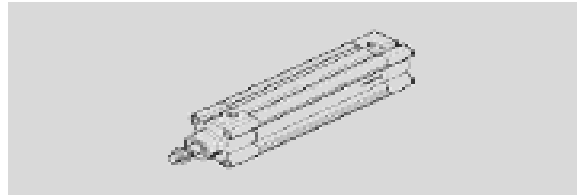
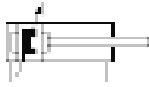
Tabla N°-15 Viscosidades típicas para aceites de cojinetes SAE



Fuente: Diseño de elementos de Maquinas, V.M.FAIREs, 4ta edición, pag: 768

Tabla N°-16 Datos técnicos Cilindro normalizado FESTO DNCB-40-400-PPV-A

Función



Caracter.	Propiedades
Carrera	400 mm
Diámetro del émbolo	40 mm
Rosca del vástago	M12x1,25
Amortiguación	PPV: Amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552 (hasta ahora también VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago Tubo perforado
Detección de la posición	Para detectores de posición
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 - 12 bar
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 - 80 °C
Energía del impacto en las posiciones finales	0,7 J
Carrera de amortiguación	20 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	633 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	754 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	204 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	37 g
Peso básico con carrera de 0 mm	760 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	16 g
Tipo de fijación	con accesorios con rosca interior

Caracter.	Propiedades
Conexión neumática	G1/4
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio recubierto
Información sobre el material de las juntas	TPE-U(PU)
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio

Fuente: www.festo.com.ec/cilinfros/

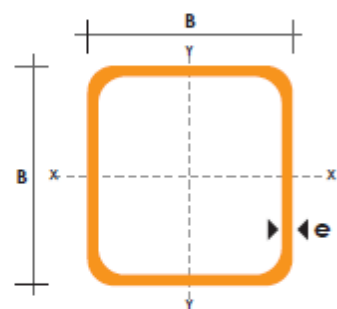
Tabla N°-17 Propiedades típicas de materiales usados en ingeniería

Material	Densidad, kg/m ³	Resistencia última			Fluencia ³		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica, 10 ⁻⁶ /°C	Ductilidad, porcentaje de elongación en 50 mm
		Tensión, MPa	Compresión, ¹ MPa	Cortante, MPa	Tensión, MPa	Cortante, MPa				
Acero										
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145	200	77.2	11.7	21
Alta resistencia-aleación baja										
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450		200	77.2	11.7	17
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345		200	77.2	11.7	21
Templado										
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690		200	77.2	11.7	18
inoxidable, AISI 302										
Laminado en frío	7 920	860			520		190	75	17.3	12
Recocido	7 920	655			260	150	190	75	17.3	50
Acero de refuerzo										
Resistencia media	7 860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7 860	620			415		200	77	11.7	

Fuente: Mecánica de materiales; BEER.J; 3era edición; pag: 747

Tabla N°-18 Especificaciones generales tubo estructural cuadrado DIPAC ASTM A-500

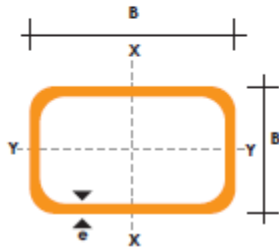
DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPEJOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



Fuente: www.dipacmanta.com

Tabla N°-19 Especificaciones generales tubo estructural rectangular DIPAC ASTM A-500

DIMENSIONES				AREA	EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPEJOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,78	5,11	52,54	21,02	2,15



Fuente: www.dipacmanta.com

Tabla N°-20 Propiedades físicas de los aceros estructurales

Nomenclatura		F _y ⁽³⁾		F _u ⁽⁴⁾	
NMX ¹	ASTM ²	MPa	kg/cm ²	MPa	kg/cm ²
B-254	A36	250	2 530	400 a 550	4 080 a 5 620
B-99	A529	290	2 950	414 a 585	4 220 a 5 975
B-282	A242	290	2 950	435	4 430
		320	3 235	460	4 710
	.	345	3 515	485	4 920
B-284	A572	290	2 950	414	4 220
		345	3 515	450	4 570
		414	4 220	515	5 270
		450	4 570	550	5 620
	A992	345	3 515	450 a 620	4 570 a 6 330
B-177	A53	240	2 460	414	4 220
B-199	A500 ⁽⁵⁾	320	3 235	430	4 360
B-200	A501	250	2 530	400	4 080
	A588	345 ⁽⁶⁾	3 515 ⁽⁶⁾	483 ⁽⁶⁾	4 920 ⁽⁶⁾
	A913	345 a 483 ⁽⁷⁾	3 515 a 4 920 ⁽⁷⁾	448 a 620 ⁽⁷⁾	4 570 a 6 330 ⁽⁷⁾

Fuente: <http://www.ecotecnia.org/dimensio/acero/acero.htm>

Especificaciones

- (1) Norma Mexicana
- (2) American Society for Testing and Materials.
- (3) Valor mínimo garantizado del esfuerzo correspondiente al límite inferior de fluencia del material.
- (4) Esfuerzo mínimo especificado de ruptura en tensión. Cuando se indican dos valores, el segundo es el máximo Admisible.
- (5) ASTM especifica varios grados de acero A500, para tubos circulares y rectangulares.
- (6) Para perfiles estructurales; para placas y barras, ASTM especifica varios valores, que dependen del grueso del material.
- (7) Depende del grado; ASTM especifica grados 50, 60, 65 y 70.

Algunas equivalencias entre unidades de viscosidad

Viscosidad cinemática en centistokes	°E	"S	'R
3	1,12	32,6	31
3,92	1,3	39	36
6,25	1,5	46	41
11,8	2,0	65	58
16,7	2,5	85	74
21,2	3,0	105,8	90,3
25,4	3,5	121,0	106
29,6	4,0	138,5	122
33,4	4,5	159,3	138

MEDIDAS DE LA VISCOSIDAD

1 poise = 1 dina . s/cm² = 0,01019 Kg. s/m²

1 stoke = 1 dina /1 poise= 1 cm² /s² = 0.0001 m²/s

Submúltiplo es el centistoke (sSt), que equivale a la viscosidad del agua a 20°C (exactamente 1,0038 cSt)

Unidades prácticas

(°E) Engler - utilizado en Europa continental.

("S) Saybolt - utilizado en USA

("R) Redwood - utilizado en Gran Bretaña

Equivalencias entre las diferentes unidades

CentiPois (cp) = CentiStokes (cSt) × Densidad

SSU1 = Centistokes (cSt) × 4.55

Grados Engler¹ × 7.45 = Centistokes (cSt)

Segundos Redwood¹ × 0.2469 = Centistokes (cSt)








Fuente: <http://www.sapiensman.com/ESDictionary/docs/d10.htm>

Tabla N°-22 Coeficientes k y k_1 para placas rectangulares y elípticas ($\mu=0.3$)

R/r	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
Caso	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
16	0.287	0.0443	0.487	0.0843	0.610	0.1106	0.713	0.1336	0.741	0.14
17	0.308	0.0138	0.454	0.0240	0.497	0.0277	0.5	0.028	0.5	0.028
18	0.672	0.140	0.768	0.160	0.792	0.165	0.798	0.166	0.8	0.166
19	0.5	0.030	0.670	0.070	0.730	0.101	0.750	0.132	0.750	0.139
20	0.418	0.0209	0.626	0.0582	0.715	0.0987	0.750	0.1276	0.750	
21	0.418	0.0216	0.490	0.0270	0.497	0.0284	0.5	0.0284	0.5	0.0284
22	0.160	0.0221	0.260	0.0421	0.320	0.0553	0.37	0.0668	0.380	0.07
23	0.160	0.0220	0.260	0.0436	0.340	0.0592	0.43	0.0772	0.490	0.0908
24	1.24	0.70	1.92	1.26	2.26	1.58	2.6	1.88	2.78	2.02
25	0.75	0.171	1.34	0.304	1.63	0.379	1.84	0.419	1.9	0.431

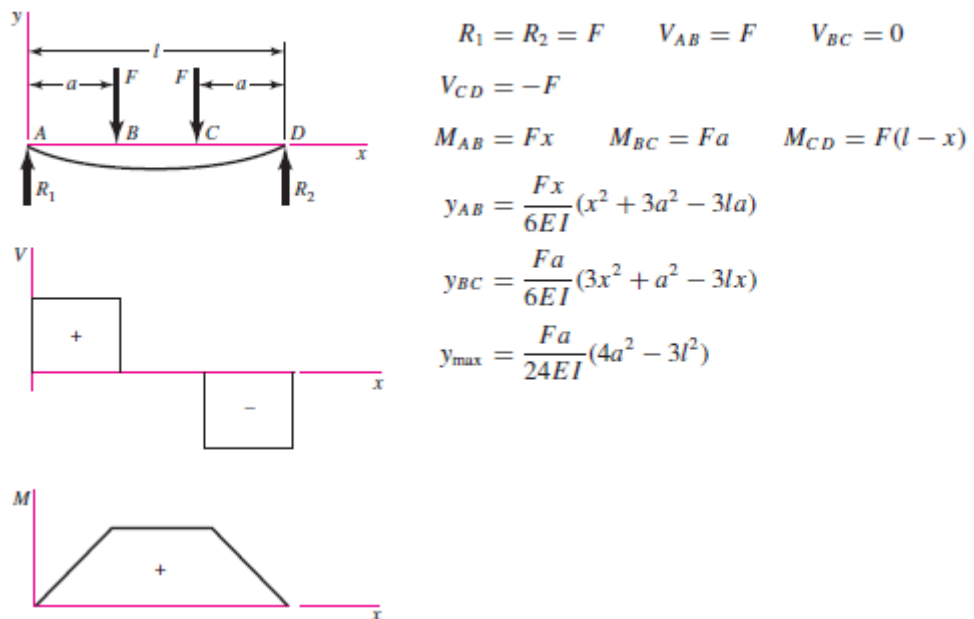
Fuente: Manual del ingeniero mecánico; EUGENE A. AVALLONE; 9na edición; McGrawHill; Tomo I; pag:5-57

Tabla N°-23 Propiedades de pernos métricos

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength, † MPa	Minimum Tensile Strength, † MPa	Minimum Yield Strength, † MPa	Material	Head Marking
4.6	M5-M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5-M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M16-M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

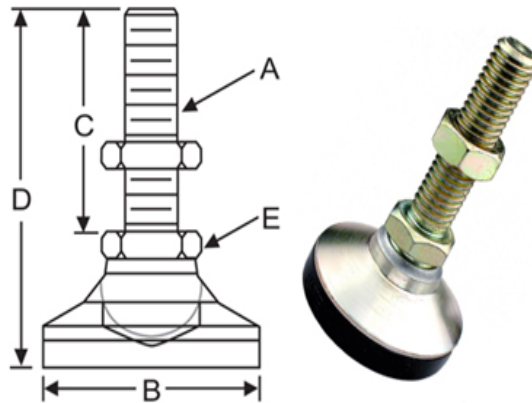
Fuente: Diseño de ingeniería mecánica; SHIGLEY; 8ava edición; pag:420

Tabla N°-24 Deflexión y momentos de una viga simplemente apoyada con dos cargas



Fuente: Diseño de ingeniería mecánica; SHIGLEY; 8ava edición; pag:997

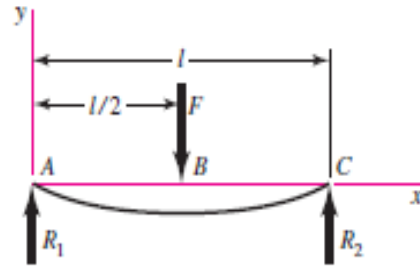
Tabla N°-25 Especificaciones técnicas de los niveladores



Steel Part #	Stainless Steel Part #	Thread (A)	Base Dia. (B)	Thread Length (C)	Total Height (D)	Hex Size (E)	Max Load (Lbs.)
LP-1001	LP-1001SS	1/4-20	1	1 1/4	1 8/9	1/2	750
LP-1002	LP-1002SS	3/8-16	1 1/4	2	2 7/8	5/8	2800
LP-1003	LP-1003SS	1/2-13	1 7/8	2	3 1/8	3/4	3750
LP-1004	LP-1004SS	5/8-11	2 1/2	2	3 1/4	7/8	4500
LP-1005	LP-1005SS	3/4-10	3	2	3 1/2	1 1/16	5550

Fuente: <http://www.monroeengineering.com/levelingmounts/levelingmounts/leveling-mounts-snaplock-stud-style>

Tabla N°-26 Deflexión en una viga simplemente apoyada en sus extremos con una carga en el medio



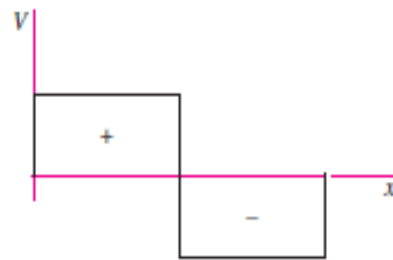
$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$



Fuente: Diseño de ingeniería mecánica; SHIGLEY; 8ava edición; pag: 995

Shell Tonna® V

Aceite de primera calidad para lubricación de guías y correderas



Proteja el medio ambiente.

Disponga del aceite y sus envases de acuerdo a la legislación vigente. No descargar aceite en suelos, desagües o cursos de agua.

Características típicas

	Método de Prueba	Shell Tonna® V 32	Shell Tonna® V 68
Viscosidad cinemática a 40°C, cst	ASTM D 445	32	68
Color	D 1500	1.5	1.5
Punto de inflamación, °C	D 92	190	190
Corrosión de cobre	D 130	1b	1b
Valor de neutralización, TAN C	D 974	0.5	0.5
Stick Slip	D 2877	0.8	0.8
Bijur Filter test		Pasa	Pasa
Prueba de estabilidad térmica		Pasa	Pasa
Prueba de herrumbe	D 665 B	Pasa	Pasa

Las propiedades típicas del producto son actuales a la fecha de publicación de esta ficha técnica. Estas propiedades son determinadas promediando los datos reales del lote suministrado por las plantas de fabricación sobre un período de tiempo. Estos datos típicos no pueden ser garantizados idénticos a los productos en cualquier momento específico. Los datos suministrados en esta publicación son presentados como guía para los usuarios de lubricantes Shell. Consulte a su representante para la información más reciente.

Fuente: Catalogo de Lubricante Shell, 2008

Datos e Información Técnica



Carácter	Propiedades
Producto	Tulipa Estándar
Aplicación	Envases de diferentes tamaños y contornos
Presión de funcionamiento	0.3 – 2.0 bar
Fluido	Aire seco
Peso	190 g
Longitud	185 mm
Capacidad	1500g

KRONES AG
 Böhmerwaldstraße 5
 93073 Neutraubling
 Alemania

Teléfono +49 9401 70-0
 Telefax +49 9401 70-2488
 E-Mail info@krones.com
 Internet www.krones.com



Fuente: www.krones.com