

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE INGRESO PARA RECIPIENTES A LA CAMARA DE SANDBLASTING Y PINTURA DE LA EMPRESA INDUACERO CIA. LTDA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

PÁEZ VILLACÍS GABRIELA ERIKA
erika_paez31@hotmail.com

SANCHEZ ROMERO DANIEL FERNANDO
danny_ferd89@hotmail.com

DIRECTOR: ING. VELASTEGUÍ BENALCAZAR TITO HERNAN
tito.velastegui@epn.edu.ec

Quito, Septiembre 2014

DECLARACIÓN

Nosotros, Gabriela Erika Páez Villacís y Daniel Fernando Sánchez Romero, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Gabriela Erika Páez Villacís

**Daniel Fernando Sánchez
Romero**

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por GABRIELA ERIKA PÁEZ VILLACÍS y DANIEL FERNANDO SÁNCHEZ ROMERO bajo mi supervisión.

Ing. Tito Velasteguí
DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A mi familia que son el eje fundamental de mi vida, y me han apoyado durante de mi formación profesional.

A Juan que ha estado a mi lado y ha sido mi apoyo en el desarrollo de este proyecto.

A el ingeniero Tito Velasteguí por su ayuda con la realización del presente proyecto de titulación.

A mi amigo y compañero de tesis Daniel por el apoyo y dedicación brindado para la realización de este proyecto, además de brindarme su amistad durante toda la carrera.

A mis amigos, con los que he compartido muchos momentos durante la carrera y siempre me han brindado su apoyo.

GABRIELA ERIKA PÁEZ VILLACÍS

A Dios, por a verme dado la vida, la salud, y por estar cada día con mi familia.

A mi padre que ha sido apoyo incondicional en mi vida para lograr todas mis metas, ya que gracias el, y sus consejos me han guiado por un camino mejor.

A mis hermanos, les quedo muy agradecidos por ser mis amigos, y por estar en los buenos y malos momentos.

A mis amigos en especial a Erika por haber compartido toda esta travesía conmigo, por brindarme su amistad, y estar ahí en las buenas y en las malas durante la carrera.

A el ingeniero Velasteguí por su apoyo en la realización de este proyecto.

DANIEL FERNANDO SÁNCHEZ ROMERO

DEDICATORIA

A mi madre Wilma, que ha estado a mi lado siempre, mi amiga incondicional que me ha motivado para conseguir este ascenso en mi vida profesional y en mi desarrollo como ser humano.

A mi padre Carlos que me ha brindado su apoyo incondicional, mi primer maestro y mi ejemplo de perseverancia y dedicación.

A mis hermanos; Lisette y Carlos David, son la luz de mi vida, mis amigos que llenan de alegría y amor mi vida.

Gracias familia son mi fortaleza, este triunfo es nuestro.

GABRIELA ERIKA PÁEZ VILLACÍS

A mi familia: a mi padre Rodrigo, a mi hermanos Johanna, Andrés, y Grace, porque gracias a ellos que he logrado alcanzar mi un sueño más, por ser un apoyo fundamental en mi vida, que han logrado transmitirme la fortaleza y perseverancia que se necesita para llegar a un sueño. Y espero que sea así siempre. Gracias

DANIEL FERNANDO SÁNCHEZ ROMERO

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO I	1
GENERALIDADES	1
1.1. OBJETIVOS	1
1.1.1. OBJETIVO GENERAL	1
1.2. JUSTIFICACIÓN	1
1.3. ANTECEDENTES DEL PROCESO DE SANDBLASTING	2
1.4. DEFINICIÓN DE SANDBLASTING	2
1.5. ABRASIVOS UTILIZADOS EN EL PROCESO DE SANDBLASTING	2
1.5.1. ARENA SÍLICA	2
1.5.2. ESCORIA DE COBRE	3
1.5.2. ÓXIDO DE ALUMINIO	3
1.5.3. CARBURO DE SILICIO	3
1.5.4. GRANALLA DE ACERO	4
1.6. CARACTERÍSTICAS DE LOS ABRASIVOS	4
1.6.1. TAMAÑO	4
1.6.2. FORMA	4
1.6.2.1. Abrasivos metálicos	4
1.6.2.2. Abrasivos no metálicos	5
1.6.3. DUREZA	5
1.6.4. RESISTENCIA AL DESGASTE	5
1.6.5. TENACIDAD	5
1.7. NORMAS DE PREPARACIÓN DE SUPERFICIES	6
1.7.1. GRADOS DE LA SUPERFICIE ANTES DE INICIAR LA LIMPIEZA POR ABRASIVOS METÁLICOS O NO METÁLICOS	6
1.7.1.1. Grado "A"	6
1.7.1.1. Grado "B"	7
1.7.1.1. Grado "C"	7
1.7.1.1. Grado "D"	8

1.7.2. GRADOS DE PREPARACIÓN DE LIMPIEZA POR PROYECCIÓN DE ABRASIVOS	9
1.7.2.1. Grado SA 1	9
1.7.2.2. Grado SA 2	10
1.7.2.3. Grado SA 2 ½	11
1.7.2.4. Grado SA 3	12
1.7.2.5. Grado con abrasivo a metal blanco	14
1.7.2.6. Grado con abrasivo cercano a metal blanco	14
1.7.2.7. Grado con abrasivo comercial	15
1.7.2.8. Grado con abrasivo ráfaga	15
1.8. SISTEMAS DE PINTURA DE TANQUES	16
1.8.1. SELECCIÓN DE PINTURA	16
1.8.2. BUENA PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE	16
1.9. TIPOS DE EXPOSICIÓN DE TANQUES	16
1.9.1. TIPO A	16
1.9.2. TIPO B	17
1.9.3. TIPO C	17
1.9.4. TIPO D	17
1.10. SISTEMA DE TRATAMIENTO DE PINTURAS SEGÚN TIPO DE EXPOSICIÓN	18
1.10.1. SISTEMAS UTILIZADOS PARA EL INTERIOR DE TANQUES	18
1.10.1.1. Sistema de pinturas para la exposición tipo A	18
1.10.1.2. Sistema de pinturas para la exposición tipo B	18
1.10.1.3. Sistema de pinturas para la exposición tipo C	19
1.10.1.4. Sistema de pinturas para la exposición tipo D	19
1.10.2. SISTEMAS UTILIZADOS PARA EL EXTERIOR DE TANQUES	20
1.10.3. CONTROL DE CALIDAD DE SISTEMAS DE PINTURA	21
1.11. APLICACIÓN DE PINTURA	23
1.11.1. INSPECCIÓN PREVIA A LA PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE	24
1.11.2. MEDICIÓN DE CONDICIONES AMBIENTALES	24
1.11.3. LIMPIEZA Y PERFIL DE RUGOSIDAD	25

1.11.4. MEZCLADO DE PINTURA.....	25
1.11.5. DETERMINACIÓN DE ESPESOR DE PELÍCULA DE PINTURA.....	26
1.11.6. CONTINUIDAD DE LA PELÍCULA DE PINTURA.....	26
1.11.7. PRUEBA DE ADHERENCIA DE CAMPO.....	26
CAPÍTULO II	27
MARCO TEÓRICO.....	27
2.1. EJE DE TRANSMISIÓN.....	27
2.1.1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS.....	27
2.1.2. ESFUERZOS UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDOS.....	27
2.1.3. ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN.....	28
2.1.4. ESFUERZOS CORTANTES PARA VIGAS EN FLEXIÓN.....	31
2.1.5. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	33
2.1.6. FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	33
2.1.6.1. Factor de superficie.....	34
2.1.6.2. Factor de tamaño.....	35
2.1.6.3. Factor de carga.....	35
2.1.6.3. Factor de temperatura.....	35
2.1.6.4. Factor de efectos diversos.....	36
2.1.6.5. Factor de concentración de esfuerzos.....	36
2.1.7. DISEÑO DE EJES DE TRANSMISIÓN.....	37
2.1.7.2. Diseño dinámico.....	37
2.2. ELEMENTOS DE SOPORTE.....	39
2.2.1. ANÁLISIS DE CARGAS ESTÁTICAS.....	39
2.2.2. FACTOR DE SEGURIDAD.....	41
2.2.3. DISEÑO DE VIGAS PRISMÁTICAS A FLEXIÓN.....	42
2.3. RODAMIENTOS.....	43
2.3.1. TIPOS DE RODAMIENTOS.....	43
2.3.1.1. Rodamientos axiales.....	43
2.3.1.2. Rodamientos radiales.....	43
2.3.1.3. Rodamientos radiales axiales.....	43

2.3.2. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	43
2.3.2.1. Vida útil de los rodamientos.....	44
2.3.2.2. Esfuerzo durante la rodadura	44
2.4. PERNOS	47
2.4.1. DEFINICIÓN	47
2.4.2. UNIONES ENPERNADAS.....	48
2.4.3. UNIONES ENPERNADAS CON CARGA EXTERNA	50
2.4.4. CARGAS DE FATIGA.....	52
2.5. SELECCIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	55
2.6. PLACAS DE APOYO	56
2.6.1. COLUMNAS DE LONGITUD INTERMEDIA	56
2.6.1. TEORÍA DEL DOBLE MÓDULO.....	58
2.6.2. MÉTODO AISC – ASD 89	59
2.7. METODOLOGÍA DEL DISEÑO.....	60
2.7.1. DEFINICIÓN DE INGENIERÍA CONCURRENTE.....	60
2.7.2. PRINCIPALES ORIENTACIONES DE LA INGENIERÍA CONCURRENTE	61
2.7.3. REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO.....	61
2.7.4. CONSIDERACIONES EN TORNO A LOS REQUERIMIENTOS DE DISEÑO	61
2.7.4.1. Criterios para establecer los requerimientos de un proyecto de diseño	62
2.7.4.1.1. Requerimientos de uso.....	62
2.7.4.1.2. Requerimientos de función.....	63
2.7.4.1.3. Requerimientos estructurales.....	63
2.7.4.1.4. Requerimientos técnico-productivos.....	64
2.7.3. MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE SOLUCIONES	65
CAPÍTULO III	67
PREFACTIBILIDAD DEL DISEÑO	67
3.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	67
3.2. ESTUDIO DE MERCADO	68

3.2.1. FASES DE CONSTRUCCIÓN DE RECIPIENTES EMPRESA INDUACERO	68
3.2.2. DESCRIPCIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE TANQUES	68
3.2.2.1. Corte de láminas.....	69
3.2.2.2. Armado y soldadura del tanque	69
3.2.2.3. Pruebas hidrostáticas del tanque	69
3.2.2.4. Pruebas de inspección	69
3.2.2.5. Limpieza, Pintura y embalaje.....	70
3.2.2. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL	70
3.2.3. REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA	70
3.2.3.1. Facilidad de operación.....	70
3.2.3.2. Mantenibilidad	71
3.2.3.3. Costo	71
3.2.3.4. Seguridad industrial	71
3.3. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	71
3.3.1. DIMENSIONES.....	71
3.3.2. PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN	73
3.3.3. RECURSOS HUMANOS	73
3.4. ESPECIFICACIONES	73
3.4.1. AMBIENTE DE TRABAJO	73
3.4.1.1. Localización de la empresa	73
3.4.1.2. Condiciones de altitud y clima	74
3.4.1.2. Condiciones de trabajo	74
3.4.2. MATERIALES	75
3.4.3. DIMENSIONES.....	75
3.4.5. CAPACIDAD	75
3.4.6. SISTEMA DE OPERACIÓN.....	76
CAPÍTULO IV	77
FACTIBILIDAD DEL DISEÑO	77
4.1. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	77

4.1.1. ALTERNATIVA 1: SISTEMA MANUAL DE INGRESO DE RECIPIENTES.	77
4.1.1.1. Descripción.....	77
4.1.1.2. Ventajas.....	78
4.1.1.3. Desventajas.....	78
4.1.2. ALTERNATIVA 2: SISTEMA SEMI-AUTOMÁTICO DE INGRESO DE RECIPIENTES.....	79
4.1.2.1. Descripción.....	79
4.1.2.2. Ventajas.....	80
4.1.2.3. Desventajas.....	80
4.1.3. ALTERNATIVA 3: SISTEMA AUTOMÁTICO DE INGRESO DE RECIPIENTES.....	81
4.1.3.1. Descripción.....	81
4.1.2.2. Ventajas.....	82
4.1.2.3. Desventajas.....	82
4.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	83
4.2.1. CRITERIOS DE SELECCIÓN.....	83
4.2.1.1. Costo.....	83
4.2.1.2. Disponibilidad.....	84
4.2.1.3. Facilidad de operación.....	84
4.2.1.4. Facilidad de mantenimiento.....	84
4.2.1.5. Seguridad.....	84
4.2.3. PONDERACIÓN DE CRITERIOS.....	84
4.2.4. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	86
4.2.4.1. Conclusión de resultados.....	89
4.3. DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	89
4.3.1. EJE DE TRANSMISIÓN.....	90
4.3.2. ELEMENTOS DE SOPORTE.....	96
4.3.2.1. Diseño y cálculo del eje del posicionador.....	96
4.3.2.1. Diseño y cálculo de los testers.....	103
4.3.2.1.1. Cálculo de perfil de los testers.....	108

4.3.3.2. Diseño y cálculo de la viga puente	109
4.3.3.1. Cálculo de perfil de la viga puente	114
4.3.3. RODAMIENTOS	115
4.3.3.1. Solicitaciones estáticas.....	115
4.3.3.2. Solicitaciones dinámicas.....	116
4.3.3.2. Vida útil de rodamientos	118
4.3.4. PERNOS.....	118
4.3.4.1. Junta posicionador y viga puente	119
4.3.4.1.1. Diseño estático	121
4.3.4.1.2. Diseño dinámico	122
4.3.4.2. Junta viga puente y testeros.....	124
4.3.4.2.1. Diseño estático	125
4.3.4.2.2. Diseño dinámico	126
4.3.5. SELECCIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR.	128
4.3.6. PLACAS DE APOYO.	130
4.4. PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.....	131
4.4.1. PLANOS.	131
4.4.2. HOJAS DE PROCESO.	132
4.5. COSTOS.....	132
4.5.1. COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	132
4.5.2. COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA	134
4.5.3. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS	134
4.5.4. COSTO TOTAL.....	135
CAPÍTULO V	136
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	136
5.1. CONCLUSIONES.	136
5.2. RECOMENDACIONES.	137
BIBLIOGRAFÍA	138
ANEXOS	141

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1: Grado “A”	7
Figura 1. 2: Grado “B”	7
Figura 1. 3: Grado “C”	8
Figura 1. 4: Grado “D”	8
Figura 1. 5: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 1	9
Figura 1. 6: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 1	9
Figura 1. 7: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 1	10
Figura 1. 8: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2	10
Figura 1. 9: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2	10
Figura 1. 10: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2	11
Figura 1. 11: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2 ½	11
Figura 1. 12: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2 ½	12
Figura 1. 13: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2 ½	12
Figura 1. 14: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 3	13
Figura 1. 15: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 3	13
Figura 1. 16: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 3	13
Figura 1. 17: Perfil de anclaje	25
Figura 2. 1: Viga recta en flexión positiva	29
Figura 2. 2: Esfuerzo en flexión de acuerdo con la ecuación 2.3	30
Figura 2. 3: Aislamiento de una sección de una viga	32
Figura 2. 4: Teoría de la energía de la distorsión	40
Figura 2. 5: Nomenclatura para una rosca de tornillo	47
Figura 2. 6: Conexión atornillada cargada a tensión por las fuerzas P	48
Figura 2. 7: Compresión de un elemento de una junta	49
Figura 2. 8: Diagrama de fatiga según Goodman	53

Figura 2. 9: Esfuerzo de Pandeo vs Esbeltez.....	58
Figura 3. 1: Cámara de sandblasting y pintura.....	72
Figura 3. 2: Localización del proyecto	74
Figura 4. 1: Sistema manual de ingreso de recipiente.....	77
Figura 4. 2: Sistema manual general de ingreso de recipientes.....	78
Figura 4. 3: Sistema semi-automático de ingreso de recipientes	79
Figura 4. 4: Sistema semi-automático general de ingreso de recipientes	80
Figura 4. 5: Sistema automático de ingreso de tanques	81
Figura 4. 6: Sistema automático general de ingreso de tanques.....	82
Figura 4. 7: Componentes del sistema de ingreso de tanques.....	90
Figura 4. 8: Eje de transmisión.....	90
Figura 4. 9: Diagrama de cuerpo libre del eje.....	91
Figura 4. 10: Diagrama de fuerzas del eje.....	92
Figura 4. 11: Diagrama de momentos del eje.....	92
Figura 4. 12: Deformación de un eje a flexión	93
Figura 4. 13: Eje de soporte	96
Figura 4. 14: Fuerza actuantes en el eje de soporte	97
Figura 4. 15: Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Z-Y	97
Figura 4. 16: Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Z-X	98
Figura 4. 17: Diagrama de fuerzas del eje en el plano Z-Y	99
Figura 4. 18: Diagrama de momentos del eje en el plano Z-Y	99
Figura 4. 19: Diagrama de fuerzas del eje en el plano Z-X	100
Figura 4. 20: Diagrama de momentos del eje en el plano Z-X	100
Figura 4. 21: Deformación de un eje a flexión	101
Figura 4. 22: Diagrama de cuerpo libre del testero	104
Figura 4. 23: Diagrama de fuerzas del testero	105
Figura 4. 24: Diagrama de momentos del testero	105
Figura 4. 25: Diagrama de cuerpo libre de la viga puente.....	110
Figura 4. 26: Diagrama de fuerzas de la viga puente	111
Figura 4. 27: Diagrama de momentos de la viga puente	111
Figura 4. 28: Diagrama de cuerpo libre del perno	119

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1: Normas de Preparación de Superficies	6
Tabla 1. 2: Tipos de imprimante	15
Tabla 1. 3: Sistema de pinturas para exterior de tanques	20
Tabla 1. 4: Pruebas de control de calidad de pinturas	21
Tabla 2. 1: Factores de acabado de superficies	34
Tabla 2. 2: Efecto de la temperatura	35
Tabla 3. 1: Fases de construcción.....	68
Tabla 4. 1: Priorización de criterios de selección	85
Tabla 4. 2: Ponderación de criterios	86
Tabla 4. 3: Ponderación del criterio de selección: Seguridad.....	86
Tabla 4. 4: Ponderación del criterio de selección: Disponibilidad.....	87
Tabla 4. 5: Ponderación del criterio de selección: Costo.....	87
Tabla 4. 6: Ponderación del criterio de selección: Facilidad de operación	88
Tabla 4. 7: Ponderación del criterio de selección: Facilidad de mantenimiento	88
Tabla 4. 8: Conclusiones de la selección de alternativas	89
Tabla 4. 9: Especificaciones del perfil C.....	109
Tabla 4. 10: Especificaciones del perfil I	115
Tabla 4. 11: Especificaciones del rodamiento	116
Tabla 4. 12: Especificaciones del rodamiento	117
Tabla 4. 13: Costo de materia prima	132
Tabla 4. 14: Costos de mano de obra directa.....	134
Tabla 4. 15: Costos de materiales indirectos.....	134
Tabla 4. 16: Costo total	135

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el diseño de un sistema de ingreso de recipientes a la cámara de sandblasting y pintura para la empresa INDUACERO; empresa dedicada al diseño, construcción y montaje de equipos industriales. El proyecto se encuentra estructurado de la siguiente manera:

Capítulo 1: En este capítulo consta información acerca de los procesos que se van a realizar en la cámara donde se requiere el sistema de ingreso de tanques; este capítulo incluye normas y especificaciones que se requieren en los procesos de sandblasting y pintura.

Capítulo 2: Este capítulo consta de una revisión teórica de los temas que se requiere conocer, además de una recopilación de ecuaciones que intervienen en el diseño del sistema de ingreso de recipientes.

Capítulo 3: Este capítulo contiene la recopilación de información acerca de los requerimientos y de las condiciones de trabajo al que estaría expuesto el sistema de ingreso de recipientes.

Capítulo 4: Este capítulo presenta alternativas de diseño y selección de la alternativa idónea que cumple con los requerimientos planteados para su diseño. Diseño de los elementos que intervienen en el sistema de ingreso de tanques, procesos de construcción que requieren algunos elementos y presupuesto para la construcción del sistema.

Capítulo 5: Este capítulo presenta conclusiones y recomendaciones acerca del presente proyecto.

PRESENTACIÓN

INDUACERO es una empresa que se dedica a diseñar y construir equipos industriales que cumplan con los requisitos y expectativas de sus clientes y los propios de la organización. INDUACERO, estamos comprometidos con la calidad de sus productos y la eficiencia de nuestros procesos, con el fin de garantizar así, la satisfacción de los clientes, el bienestar del personal y la confianza de los socios.

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño de un sistema de ingreso de recipientes con la finalidad de agilizar el proceso de construcción de los mencionados recipientes, de esta manera se garantiza la eficiencia del proceso y disminución de tiempos en la entrega del producto terminado.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de ingreso de recipientes a la cámara de sandblasting y pintura.

1.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Obtener un sistema de ingreso para recipientes a la cámara de sandblasting y pintura que cumpla con los requerimientos establecidos por la empresa.
- Establecer los costos aproximados concernientes a la construcción del sistema mecánico diseñado.

1.2. JUSTIFICACIÓN

INDUACERO, empresa ecuatoriana que se dedica al diseño, construcción y montaje de equipos industriales, en poco tiempo ha conquistado el mercado metalmecánico de la industria en general. Tal es la demanda, que la empresa ha construido recipientes de almacenamiento bajo la norma API 650, de hasta cuatro metros de diámetro y doce metros de largo. Para el ingreso de dichos recipientes a la cámara de sandblasting y pintura, se depende de un método manual mediante puentes grúas que ponen en riesgo la seguridad de los operadores y el funcionamiento de la cámara, puesto que esta tiene paredes metálicas recubiertas internamente por un material aislante que evita su desgaste.

Por tal motivo se ha visto la necesidad de diseñar y construir un sistema de ingreso de recipientes a la cámara utilizando un método semiautomático que facilite la

producción, sistema que sumado a la amplia infraestructura y maquinaria de la empresa, permita fabricar variados equipos para todo proceso industrial.

Este diseño se enfoca en cumplir los requerimientos de INDUACERO, disminuyendo así, costos de producción y mano de obra.

1.3. ANTECEDENTES DEL PROCESO DE SANDBLASTING

Se conoce que el británico Benjamin Tilgman, en el año de 1870, diseñó la primera máquina para el lanzamiento a presión de chorro de abrasivos. Esta máquina ha sido modificada a través del tiempo, pero su principio de funcionamiento es el mismo. En Latinoamérica se utilizó este proceso a partir de la década de los 50, pero la mayoría de los equipos eran importados.

1.4. DEFINICIÓN DE SANDBLASTING

Es un sistema de limpieza que utiliza partículas abrasivas, lanzadas a presión sobre superficies que en su mayoría son metálicas, mediante este método se puede eliminar impurezas superficiales tales como óxidos, grasas, pinturas, entre otros. El resultado de esta limpieza produce una rugosidad determinada; es decir proporciona un perfil de anclaje que permite dar adherencia a recubrimientos anticorrosivos a utilizar.

1.5. ABRASIVOS UTILIZADOS EN EL PROCESO DE SANDBLASTING¹

1.5.1. ARENA SÍLICA

Este abrasivo es de bajo costo, puede ser reutilizado, se lo utiliza para trabajos en exteriores ya que genera mucho polvo debido a su alta fragilidad, además tiene un

¹ Sand Blast y aplicaciones S.A., (2010). Sand Blast. 07/01/2014, de Sand Blast y aplicaciones S.A. Sitio web: <http://www.sandblast.mx/sandblast.html>

alto contenido de sílice por lo que presenta riesgos a la salud por lo que se debe tomar medidas de seguridad antes de su utilización.

1.5.2. ESCORIA DE COBRE

Este abrasivo se obtiene de la fundición del cobre y níquel, es uno de los más utilizados, debido a su capacidad de limpieza y su bajo contenido de sílice. Las partículas son duras y angulares que proporcionan mayor velocidad de impacto y capacidad de corte. Su desventaja es la alta fragilidad lo cual limita su reutilización.

1.5.2. ÓXIDO DE ALUMINIO

Las partículas son angulares, es uno de abrasivos más utilizados debido a su rapidez de limpieza, óptima profundidad de corte, además de su baja fragilidad lo que permite la reutilización de la partículas abrasivas. La velocidad de limpieza garantiza la obtención de un excelente perfil del anclaje.

1.5.3. CARBURO DE SILICIO

Es un abrasivo de alta dureza, cuyas partículas son afiladas; es ideal para superficies que requieren un corte fino y profundo. Este abrasivo puede ser reutilizado ya que al fragmentarse las partículas debido al impacto, éstas no pierden su filo, únicamente reducen su tamaño. El carburo de silicio debido a su alta dureza limpia mucho más rápido que cualquier otro abrasivo.

En el mercado existen diferentes tamaños de partículas, lo que produce una amplia gama de acabados. La desventaja de este abrasivo es el desgaste del equipo, debido a la gran dureza de las partículas.

1.5.4. GRANALLA DE ACERO

Este abrasivo en el mercado se encuentran en dos presentaciones; partículas angulares y esféricas, las partículas esféricas se usan en máquinas granalladoras, su impacto sobre estructuras metálicas ayuda a mejorar la resistencia a fatiga. Las partículas angulares se las utiliza en los equipos de sandblasting, es un abrasivo que permite un perfil de anclaje profundo.

Las desventajas de este abrasivo; es las incrustaciones que se pueden producir en la superficie lo cual genera oxidación en el futuro y el desgaste del equipo debido a su dureza.

1.6. CARACTERÍSTICAS DE LOS ABRASIVOS

1.6.1. TAMAÑO

EL tamaño de las partículas del abrasivo es importante, debido a que, el tamaño de estas partículas determinará el perfil de anclaje en la superficie. Partículas grandes cortarían demasiado profundo, lo que dejará marcas de puntas salidas; consecuencia de esto, son las irregularidades en el recubrimiento, lo que puede iniciar el proceso de corrosión en la superficie. Partículas de tamaño mediano remueven óxido ligero, pintura y escamas delgadas de acero. Partículas pequeñas proporcionan un buen perfil de anclaje y son ideales para materiales de mediana dureza.

1.6.2. FORMA.

1.6.2.1. Abrasivos metálicos

Los abrasivos metálicos según la norma ISO 11.124-1 pueden ser:

- Esféricos: Son partículas, cuya partícula mayor tiene un diámetro no superior al doble de la partícula menor.
- Angulares: Son partículas que tienen caras fracturadas y filos cortantes.

- Cilíndricas: son partículas que tienen bordes afilados con una relación diámetro-longitud 1:1, cortadas de forma que sus caras tengan ángulos rectos.

1.6.2.2. Abrasivos no metálicos

Los abrasivos no metálicos según la norma ISO 11.126-1 pueden ser:

- Esféricas: las partículas predominantes son cilíndricas, que tienen una relación diámetro-longitud 1:1 y que no tienen filos, caras rotas y otros defectos superficiales.
- Angulares: las partículas predominantes son angulares, ya que tienen caras fracturadas, extremos filosos y contienen mínima cantidad de partículas esféricas.

1.6.3. DUREZA

El abrasivo debe tener una dureza mayor a la del material que va a mecanizar con el fin de remover escamas de laminación o recubrimientos superficiales deteriorados, sin sufrir desgastes excesivos en su forma y tamaño.

1.6.4. RESISTENCIA AL DESGASTE

Debido al constante rozamiento de las partículas del abrasivo, es importante la resistencia al desgaste ya que partículas sin esta característica perderían su filo aumentando de esta manera el área de contacto entre las partículas y la superficie, lo cual puede causar un daño dimensional y microestructural a dicha superficie.

1.6.5. TENACIDAD

Los abrasivos deben tener cierta tenacidad para evitar la ruptura bajo la acción del impacto con una superficie, ya que mientras se fracture con mayor facilidad, menos veces puede ser reutilizado.

1.7. NORMAS DE PREPARACIÓN DE SUPERFICIES

A continuación se presenta un cuadro comparativo de las diferentes normas que se aplica en la preparación de superficies. Algunas de estas normas utilizan la comparación visual por medio de probetas o fotografías presentes en la norma.

Tabla 1. 1: Normas de Preparación de Superficies

Norma SIS	Norma Americana	Norma SSPC	Norma Francesa	Norma Inglesa	Norma NACE
SA 3	Metal Blanco	SP 5	DS 3	1 st Quality	NACE 1
SA 2 ½	Metal Cercano a Blanco	SP 10	DS 2.5	2 nd Quality	NACE 2
SA 2	Comercial	SP 6	DS 2	1 rd Quality	NACE 3
SA 1	Ráfaga	SP 7	DS 1		NACE 4

1.7.1. GRADOS DE LA SUPERFICIE ANTES DE INICIAR LA LIMPIEZA POR ABRASIVOS METÁLICOS O NO METÁLICOS²

La Norma Sueca SIS 055900 especifica los siguientes grados iniciales de la superficie en el acero.

1.7.1.1. Grado “A”

La superficie de acero presenta una capa de laminación totalmente intacta y prácticamente sin indicios de corrosión.

² Swedish Standard SIS 05 59 00 (1967), Pictorial Surface Preparation Standards for Painting Steel Surfaces.



Figura 1. 1: Grado "A"

1.7.1.1. Grado "B"

La superficie de acero con principio de corrosión y con ligero desprendimiento de la capa de laminación.



Figura 1. 2: Grado "B"

1.7.1.1. Grado "C"

En la superficie del acero la capa de laminación ha sido eliminada por corrosión y puede desprenderse manualmente pero no se observan cavidades visibles a gran escala.



Figura 1. 3: Grado “C”

1.7.1.1. Grado “D”

En la superficie del acero la capa de laminación ha sido eliminada por corrosión y donde se ha formado gran cantidad de picaduras.

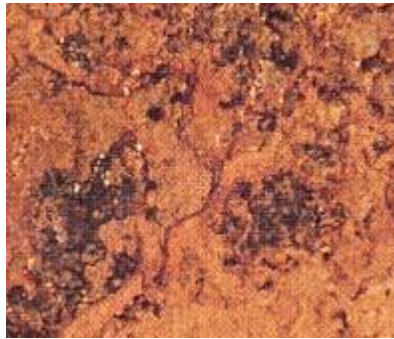


Figura 1. 4: Grado “D”

1.7.2. GRADOS DE PREPARACIÓN DE LIMPIEZA POR PROYECCIÓN DE ABRASIVOS

Según la norma Sueca SIS 055900 tenemos los siguientes grados:

1.7.2.1. Grado SA 1

Se eliminan las capas sueltas de laminación, óxidos y partículas extrañas sueltas.



Figura 1. 5: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 1



Figura 1. 6: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 1



Figura 1. 7: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 1

1.7.2.2. Grado SA 2

Se elimina casi todas las capas de laminación, óxido y casi todas las partículas extrañas; deberá adquirir entonces un color grisáceo.



Figura 1. 8: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2



Figura 1. 9: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2



Figura 1. 10: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2

1.7.2.3. Grado SA 2 ½

Elimina totalmente las capas de laminación, óxido y partículas extrañas, los restos aparecen como ligeras manchas. Deberá adquirir un tono grisáceo claro.



Figura 1. 11: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2 ½



Figura 1. 12: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2 ½



Figura 1. 13: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 2 ½

1.7.2.4. Grado SA 3.

Se elimina totalmente la capa de laminación, los óxidos y materiales extraños; luego de la eliminación las superficies adquieren un color metálico uniforme.



Figura 1. 14: Grado “B” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 3



Figura 1. 15: Grado “C” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 3



Figura 1. 16: Grado “D” preparada con un nivel de preparación de superficie equivalente a SA 3

Según la norma Americana se tiene los siguientes grados³:

1.7.2.5. Grado con abrasivo a metal blanco

Este grado de limpieza se lleva a cabo cuando se somete una superficie a un material abrasivo a alta presión, este sistema es el más utilizado debido a su alta velocidad, y eficiencia debido a que una vez que es utilizado esta limpieza proporciona una rugosidad conocida como perfil de anclaje, lo que ayuda a la adherencia entre la superficie y el recubrimiento.

Las características del acabado son; superficie de color gris claro metálico uniforme, la superficie queda libre de escamas de laminación, salpicaduras de soldadura y otros materiales.

1.7.2.6. Grado con abrasivo cercano a metal blanco

Este grado de limpieza se lleva a cabo cuando se somete una superficie a un material abrasivo a alta presión, lo que diferencia del grado con abrasivo a metal blanco es que en el 5% de la superficie se puede apreciar vetas o decoloraciones de óxido.

Hay que tomar en cuenta que mientras mayor sea la eliminación inicial de impurezas, más larga será la vida del recubrimiento, este grado de limpieza es utilizado en ambiente de exposición suave y exposición severa.

El recubrimiento a utilizarse se decide por el imprimante, que guarda relación con el estado de la superficie, y de las propiedades de éste depende la adherencia del recubrimiento, a continuación una tabla que presenta diferentes tipos de imprimantes.

³ Steel Structures Painting Council, (1992), Steel structures painting manual supplement, Pittsburgh, Pa, Steel Structures Painting Council.

Tabla 1. 2: Tipos de imprimante

TIPO DE IMPRIMANTE	EXPOSICIÓN SUAVE	EXPOSICIÓN SEVERA
Minio de plomo alquidálico	SSPC-6	SSPC-10
Cloro-caucho	SSPC-6	
Vinílicos	SSPC-10	SSPC-5
Epoxi-poliamida	SSPC-10	SSPC-5
Brea-epoxi	SSPC-6	SSPC-10
Epoxi-amina	SSPC-10	SSPC-5
Zinc-silicatos	SSPC-10	SSPC-5

1.7.2.7. Grado con abrasivo comercial

Este grado de limpieza se lleva a cabo cuando se somete una superficie a un material abrasivo a alta presión, lo que diferencia del grado con abrasivo a metal blanco es que el grado de limpieza es 2/3, del grado anteriormente mencionado.

1.7.2.8. Grado con abrasivo ráfaga

Este grado de limpieza se lleva a cabo cuando se somete una superficie a un material abrasivo a alta presión, es el mismo trabajo que el abrasivo a metal blanco. En éste se retiran todas las manchas sueltas, pero no las escamas de laminación y óxido firmemente adherido.

1.8. SISTEMAS DE PINTURA DE TANQUES

La pintura de tanques se lo realiza para reparación de los revestimientos protectores. Los recubrimientos pueden deteriorarse por muchos factores; entre ellos tenemos, la exposición al sol y el clima en general, existen elementos muy importantes que intervienen en la pintura de tanques de almacenamiento, los cuales se describen a continuación.

1.8.1. SELECCIÓN DE PINTURA

Los productos comúnmente usados para pintar tanques, son recubrimientos de base acrílica o formulaciones elastoméricas. Las pinturas de acrílico proporcionan un secado rápido, son más duraderas y se obtiene una excelente adhesión; mientras que la pintura elastomérica proporciona un excelente acabado exterior y es altamente resistente a los rayos del sol, la lluvia y cambios de temperatura y humedad.

1.8.2. BUENA PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE

La buena adherencia de la pintura depende de una superficie libre de cualquier agente externo; es decir tiene que tener un perfil de anclaje proporcionado por el proceso de Sandblasting, anteriormente descrito.

1.9. TIPOS DE EXPOSICIÓN DE TANQUES⁴

1.9.1. TIPO A

Este tipo corresponde a recipientes que tienen como elementos de inmersión los siguientes fluidos:

⁴ INGEMECÁNICA, (2006), Tratamiento y Pintura de las Superficies Metálicas. 23/01/2014, de INGEMECÁNICA Sitio web: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn20.html#seccion4>

- Agua Potable.
- Agua Desmineralizadas.
- Soluciones Alcalinas
- Hidrocarburos.

1.9.2. TIPO B

Este tipo corresponde a recipientes que tienen como elementos de inmersión los siguientes fluidos:

- Soluciones ácidas.
- Aguas residuales.
- Lodos cuyo PH se encuentra entre los valores 2 y 10.

1.9.3. TIPO C

Este tipo corresponde a recipientes sometidos a alta temperatura, valores comprendidos entre 120°C y 600°C, en el interior o el exterior; sin presencia de humedad.

1.9.4. TIPO D

Este tipo corresponde a recipientes sometidos a temperaturas hasta 100°C, con presencia de humedad.

1.10. SISTEMA DE TRATAMIENTO DE PINTURAS SEGÚN TIPO DE EXPOSICIÓN⁵

El sistema de pinturas va acorde con el tipo de exposición que se somete el recipiente.

1.10.1. SISTEMAS UTILIZADOS PARA EL INTERIOR DE TANQUES

1.10.1.1. Sistema de pinturas para la exposición tipo A

El tratamiento de pintura será el siguiente:

- Imprimación: epoxi de dos componentes, curada con aminas. Espesor de película seca de 1 x 50µm
- Capa de acabado: epoxi amina sin disolvente .Espesor de película seca de 1 x 300µm

En el caso de agua potable la pintura empleada en la capa de acabado deberá disponer de certificado alimentario.

1.10.1.2. Sistema de pinturas para la exposición tipo B

El tratamiento de pintura será:

- Imprimación: Epoxi poliamina/fenólica. Espesor de película seca 1 x 100µm.
- Capa intermedia: Epoxi poliamina/felónica de capa gruesa. Espesor de película seca: 1 x 100µm.
- Capa de acabado: Epoxi poliamina/fenólica de capa gruesa. Espesor de película seca: 1 x 100µm.

⁵ INGEMECÁNICA, (2006), Tratamiento y Pintura de las Superficies Metálicas. 23/01/2014, de INGEMECÁNICA Sitio web: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn20.html#seccion4>

1.10.1.3. Sistema de pinturas para la exposición tipo C

El tratamiento de pintura será:

- Imprimación: Silicato inorgánico de zinc. Espesor de película seca 1 x 75µm.
- Acabado: Revestimiento de silicato, monocomponente de acabado y curado por humedad. Espesor de película seca de 2 x 25µm.

El acabado se aplicará únicamente en zonas sin aislamiento térmico.

En caso de ser necesario y siempre que transcurra mucho tiempo antes de aplicar el acabado, se debe lavar la superficie con agua dulce y cepillos para eliminar el polvo y suciedad adherida y las sales de zinc que se hayan producido.

1.10.1.4. Sistema de pinturas para la exposición tipo D

- Imprimación: Epoxy fenólico de capa gruesa curado con aminas. Espesor de capa gruesa 1 x 100µm.
- Intermedia: Epoxy fenólico de capa gruesa curado con aminas. Espesor de capa gruesa 1 x 100µm.
- Acabado: Epoxy fenólico de capa gruesa curado con aminas. Espesor de capa gruesa 1 x 100µm.

1.10.2. SISTEMAS UTILIZADOS PARA EL EXTERIOR DE TANQUES

Tabla 1. 3: Sistema de pinturas para exterior de tanques⁶

Sistema 1	Sistema #1 epóxico multipropósito de alta resistencia de tres capas de 100 micras con un espesor total de 300 micras.
Sistema 2	Sistema #2 epóxico de 2 capas de 100 micras con un espesor total de 200 micras.
Sistema 3	Sistema de una capa de primer epóxico de 75 micras y dos capas de esmalte de 50 micras cada una con espesor total de 175 micras.
Sistema 4	Sistema de una capa de primer de epoxipoliámida rico en zinc orgánico de 50 micras, una capa intermedia de sellado de epoxipoliámida de 90 micras de espesor y una capa de acabado de poliuretano alifático de 50 micras con un espesor total de 190 micras.
Sistema 5	Sistema de una capa de primer de epoxipoliámida rico en zinc orgánico de 50 micras, una capa intermedia de epóxico de alto contenido de sólidos de 90 micras de espesor y una capa de acabado de poliuretano alifático de 50 micras con un espesor total de 190 micras.

⁶ Laforgia, (1998), "Control de Procedimientos en Pinturas sobre Tanques de Almacenamiento de Combustible", ESPOL, Guayaquil, Ecuador.

1.10.3. CONTROL DE CALIDAD DE SISTEMAS DE PINTURA

La calidad de una pintura parte su fabricación, el producto se debe someter a diversas pruebas para cumplir normas y poder formar parte de una clasificación. Estas pruebas comprenden un extenso número de propiedades a ser examinadas.

A continuación se presenta un cuadro en el que se encuentra las pruebas típicas de control de calidad de pintura:

Tabla 1. 4: Pruebas de control de calidad de pinturas⁷

	Federal Standard 141	ASTM
Viscosidad		
Viscosidad Brookfield	-----	D 2196*
Viscosidad Stormer	-----	D 562
Copa Ford #4	-----	D 1200
Copas Zahn	-----	D 1084
Tubos de Gardner-Holdt	-----	D 1545
Dispersión		
Medidor de Hegman	-----	D1210
Densidad		
Copa de peso / galon	4184.1	D 1475*
Pycnómetro	-----	D 819
Balanza de Westphal	-----	D 819
Hidrómetro	-----	D 819

⁷ Laforgia, (1998), "Control de Procedimientos en Pinturas sobre Tanques de Almacenamiento de Combustible", ESPOL, Guayaquil, Ecuador.

Características de Aplicación		
Uniformidad , Lisura	4494	D2801*
Aplicación con Brocha	4321.1	
Aplicación con Spray	4331.1	
Propiedad de Humedecer	4341.1	D 823*
Reducibilidad y Estabilidad de Dilución	4203.1	
Olor	4401	D 1296*
Características de película		
Tiempo de secado	4061.1	D 1640
Brillo	6101	D 523
Color	4250	D 3134*
Características Físicas de la película		
Flexibilidad - Mandril	6221	D1737*
- Mandril cónico	6222	D 522*
Dureza - Lápiz	-----	D 3363
- Sward Rocker	-----	D 2134
- Idéntica	6212	D 1474
- Durómetro	-----	D 2240
Resistencia a la abrasión		
- Caída de arena	-----	D 968
- Tambor abrasivo	6192	D 1044
Adherencia	6303.1	D 2197

Apariencia en el contenedor		
Condición general	3011.1	D 2090*
Partículas gruesa y odres	4091 , 4092.1	D 185
Formación de odres	3021	D 154
Estabilidad en almacenaje	3022	D 1849*
Composición		
Contenido de volátiles y no volátiles	4041.1	D 2369*
Contenido de pigmentos	4021.1	D 2698*
Contenido de agua	4081	
Resistencia (Desenvolvimiento)		
Inmersión	6011	
Humedad	6071	D 2247
Niebla salina	6061	B 117
Corrosión acelerada (arco abierto)	6151	D 822

1.11. APLICACIÓN DE PINTURA

Las pinturas de alta calidad, como en el las que se aplican en los tanques son más sensibles a errores en la aplicación y pueden fallar, lo que provoca que el material del tanque se esponga al ambiente y se produzca corrosión y en consecuencia el fallo del material; por lo cual es imperativo seguir las instrucciones de preparación, mezclado y aplicación de la pintura.

A continuación se presenta el proceso a seguir para la aplicación de pintura en tanques.

1.11.1. INSPECCIÓN PREVIA A LA PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE

Es importante conocer el estado de la superficie en la cual se va a aplicar la pintura, ya que de esto dependen los procesos a seguir en la preparación de la superficie. La remoción de profundos depósitos de grasa y aceite previo a la limpieza con sandblasting asegura que estos depósitos no vuelvan a redepositarse en las recién limpiadas superficies. Esta consideración tiene particular importancia en el caso que haya reciclaje de partículas abrasivas, ya que estas se pueden contaminar si la superficie posee depósitos de grasa y aceite.

1.11.2. MEDICIÓN DE CONDICIONES AMBIENTALES

La preparación de la superficie y el pintado se debe realizar bajo condiciones ambientales adecuadas de temperatura, humedad y punto de rocío. En el caso de pinturas catalizadas se requiere de un valor mínimo de temperatura; los recubrimientos de zinc requieren de una humedad relativa para alcanzar su eficiencia.

Otras condiciones ambientales como el viento puede afectar las operaciones de pintado, ya que el viento puede arrastrar partículas químicas contaminantes, personas encargadas del trabajo de pintura deben tomar precauciones en caso de que el trabajo de pintura se realice en exteriores.

La temperatura de rocío es muy importante tomar en cuenta al momento de preparar las superficies por medio del proceso de abrasión o sandblasting ya que puede quedar atrapada humedad, favoreciendo al proceso de corrosión y provocar la falla prematura de la pintura. Por lo que se recomienda trabajar a una temperatura superior a los 3°C para evitar este problema.

1.11.3. LIMPIEZA Y PERFIL DE RUGOSIDAD

Como se muestra en la figura, el perfil de rugosidad está definido como el máximo promedio de profundidad entre picos y valles, este perfil se produce por el impacto de partículas abrasivas como producto de la limpieza. La importancia radica en que la rugosidad proporcionada sirve como perfil de anclaje para el sistema de pintura y de esta manera se logra una buena adhesión de la misma.

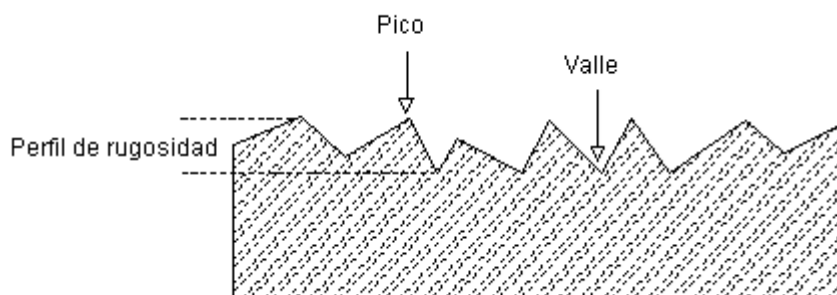


Figura 1. 17: Perfil de anclaje

1.11.4. MEZCLADO DE PINTURA.

Un mezclado inadecuado afectará la habilidad de la pintura de resistir al ambiente. El mezclado debe proporcionar una pintura homogénea libre de grumos, polvos y aglomeraciones de pigmentos en la superficie, se debe tener especial cuidado en el uso de pinturas multi-elementos, de polvos metálicos, imprimantes ricos en zinc, entre otros.

Los diluyentes deben ser correctamente mezclados con la pintura, siguiendo recomendaciones establecidas por el fabricante, la cantidad de diluyente es un parámetro muy importante de controlar ya que el diluyente en exceso reduce el volumen de sólidos contenidos en la pintura.

1.11.5. DETERMINACIÓN DE ESPESOR DE PELÍCULA DE PINTURA

El espesor de película puede tener dos tipos de lecturas; el espesor de película húmeda y de película seca. Las lecturas de espesor de película húmeda se usan para controlar la cantidad de pintura depositada y de esta manera alcanzar el espesor requerido en seco, por lo que este tipo de lectura es considerado una guía; mientras que la lectura de película seca consta en los registros del trabajo.

1.11.6. CONTINUIDAD DE LA PELÍCULA DE PINTURA

Después de la aplicación de todas las capas de pintura, se debe verificar la ausencia de desperfectos en la pintura tales como mellas, raspaduras, burbujas, entre otros. El tipo de prueba utilizado para la determinación de desperfectos se conoce como “de chispa”, la falla es detectada por la formación de una chispa o un sonido generado entre la superficie pintada y el electrodo; es importante utilizar el voltaje que va acorde con el espesor de película determinado, de manera que no muestre falsos desperfectos y evite el daño de la superficie pintada.

1.11.7. PRUEBA DE ADHERENCIA DE CAMPO

Según recomendaciones, es requerido un test de adherencia de la pintura después de su aplicación. Esta prueba se encuentra establecida por la norma ASTM D-3359; esta norma establece una serie de cortes dependiendo el espesor de la película. Estos cortes serán hechos por medio de una herramienta especial en unos casos, la cual permite elaborar una serie de cortes paralelos distanciados de la forma requerida por la norma. Luego sobre estos cortes se aplica firmemente una cinta adhesiva que luego se la retira rápidamente. El estado en que queden los cortes por desprendimientos de la pintura después del retiro de la cinta es comparado con unos gráficos y determina si la pintura pasa o no la prueba.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. EJE DE TRANSMISIÓN

2.1.1. ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Los esfuerzos son fuerzas de cohesión internas que se oponen a las cargas externas. El primer paso en la secuencia de actividades en el diseño es la determinación de cargas a la que está sometido el elemento, y es importante tomar en cuenta que a partir de este paso se derivan los cálculos de los esfuerzo.

2.1.2. ESFUERZOS UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDOS⁸

En el diseño se adopta el supuesto de una distribución uniforme del esfuerzo. En este caso el resultado se llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo bajo estudio. Algunas veces se emplea la palabra simple en lugar de puro o pura para indicar que no hay otros efectos que compliquen el estado. Una barra en tensión es el ejemplo típico; en este caso, una carga de tensión F se aplica mediante pasadores a los extremos de la barra. La suposición de esfuerzo uniforme significa que si se corta la barra en una sección alejada de los extremos y se remueve una parte, se puede reemplazar su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud σA al extremo cortado. Por ello se dice que el esfuerzo σ está uniformemente distribuido y se calcula mediante la ecuación.

⁸ Shigley Joseph,(2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:84

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad [\text{Ec. 2. 1}]$$

- La barra sea recta y de un material homogéneo.
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
- La sección se tome lo suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio abrupto en la sección transversal.

La ecuación 2.1 es válida para la compresión simple, donde normalmente F se considera una cantidad negativa. También, una barra esbelta sometida a compresión falla debido al pandeo, por lo que esta posibilidad debe ser verificada antes de utilizar la ecuación 2.1.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad [\text{Ec. 2. 2}]$$

Se utiliza la ecuación 2.2 para un cuerpo, digamos, un tornilla sometido a cortante, también supone una distribución uniforme del esfuerzo.

2.1.3. ESFUERZOS NORMALES PARA VIGAS EN FLEXIÓN⁹

Las ecuaciones para representar los esfuerzos normales en flexión en vigas rectas se basan en los siguientes supuestos:

- La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes.
- El material es isotrópico y homogéneo.

⁹ Shigley Joseph,(2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:85

- El material cumple con la ley de Hooke.
- Inicialmente la viga es recta, con una sección transversal constante en toda su longitud.
- La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
- Las proporciones de la viga son tales que fallaría ante la flexión, en vez de fallar por aplastamiento, corrugación o pandeo lateral.
- Las secciones transversales de la viga permanecen planas durante la flexión.

En la figura 2.1 se representa una porción de una viga recta sometida al momento flexionante positivo M . El eje x coincide con el eje neutro de la sección y el plano xz , que contiene los ejes neutros de todas las secciones transversales, se llama plano neutro. Los elementos de la viga que coinciden con este plano tienen un esfuerzo cero. La localización del eje neutro con respecto a la sección transversal es coincidente con el eje centroidal de la sección transversal.

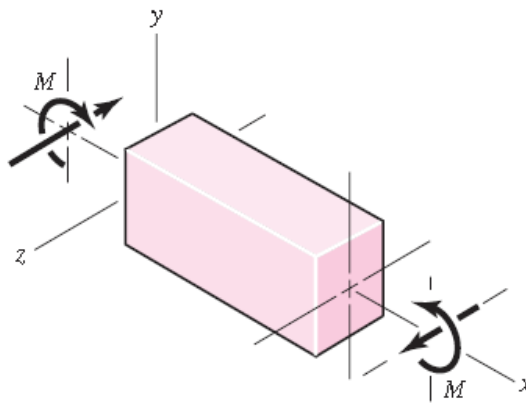


Figura 2. 1: Viga recta en flexión positiva

El esfuerzo en flexión varía linealmente con la distancia desde el eje neutro, y , y está dado por

$$\sigma_x = -\frac{M y}{I} \quad [\text{Ec. 2. 3}]$$

Donde I es el segundo momento de área alrededor del eje z . Esto es

$$I = \int y^2 dA \quad [\text{Ec. 2. 4}]$$

En la figura 2.1 se muestra la distribución de esfuerzo dada por la ecuación 2.12. La magnitud máxima del esfuerzo en flexión ocurrirá donde y tiene la magnitud más grande. Si se designa σ_{max} como la magnitud máxima del esfuerzo en flexión y c como la magnitud máxima de y .

$$\sigma_{max} = \frac{M c}{I} \quad [\text{Ec. 2. 5}]$$

La ecuación 2.12 aun puede usarse para determinar que σ_{max} es tensión o compresión. Dado por la ecuación

$$\sigma_{max} = \frac{M}{Z} \quad [\text{Ec. 2. 6}]$$

Donde $Z = I / c$ se llama módulo de sección.

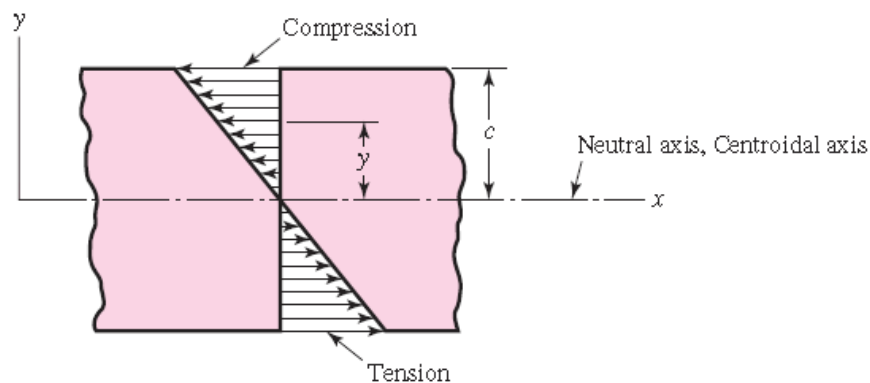


Figura 2. 2: Esfuerzo en flexión de acuerdo con la ecuación 2.3

2.1.4. ESFUERZOS CORTANTES PARA VIGAS EN FLEXIÓN¹⁰

La figura 2.3a ilustra una viga de sección transversal constante sometida a una fuerza cortante V y a un momento flexionante M en x . Debido a la carga externa y a V , la fuerza cortante y el momento flexionante cambian con respecto a x . En $x + dx$ la fuerza cortante y el momento flexionante son $V + dV$ y $M + dM$, respectivamente. Si sólo se considera fuerzas en la dirección x , en la figura 2.7b se muestra la distribución de esfuerzo σ_x debido a los momentos flexionantes. Si dM es positiva, con el momento flexionante en crecimiento, los esfuerzos sobre la cara izquierda. Si posteriormente se aísla el elemento y se realiza un corte $y = y_1$, la fuerza total en la dirección x estará dirigida hacia la izquierda con un valor de:

$$\int_{y_1}^c \frac{dM}{I} y dA \quad [\text{Ec. 2. 7}]$$

Para lograr el equilibrio se requiere una fuerza cortante sobre la cara inferior, que se dirija hacia la derecha. Esta fuerza cortante da lugar a un esfuerzo cortante τ , donde, si se supone uniforme, la fuerza es $\tau b dx$. Por lo tanto

$$\tau b dx = \int_{y_1}^c \frac{dM}{I} y dA \quad [\text{Ec. 2. 8}]$$

¹⁰ Shigley Joseph, (2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:90

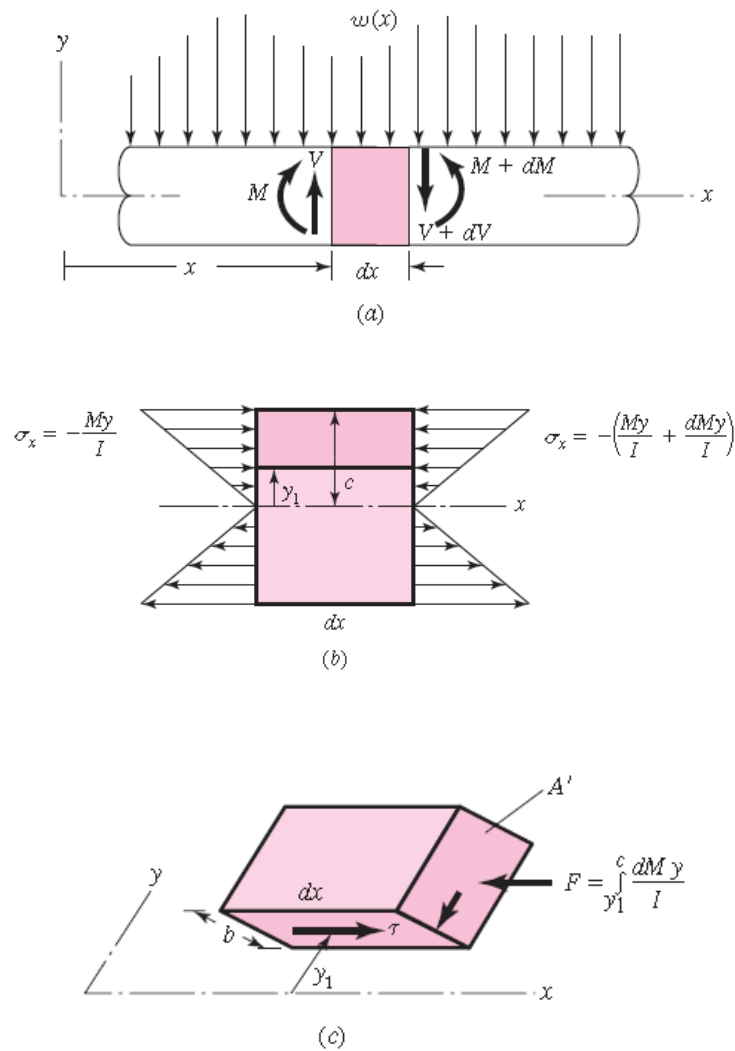


Figura 2. 3: Aislamiento de una sección de una viga

El término dM/I puede sacarse de la integral y $b dx$ suele colocarse en el lado derecho de la ecuación; entonces, de la ecuación $V = dM/dx$, la ecuación 2.8 se convierte en

$$\tau = \frac{V}{Ib} \int_{y_1}^c y dA \quad [\text{Ec. 2. 9}]$$

En esta ecuación, la integral es el primer momento del área A' con respecto al eje neutro. Esta integral se designa comúnmente como Q . Entonces

$$Q = \int_{y_1}^c y dA = y' A' \quad [\text{Ec. 2. 10}]$$

donde, para el área aislada de y_1 a c , y' es la distancia en la dirección y desde el plano neutro hasta el centroide del área A' . Con esto, la ecuación 2.10 puede expresarse como

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad [\text{Ec. 2. 11}]$$

2.1.5. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA¹¹

Analizando datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes se determinó que el límite de resistencia a la fatiga, o de fatiga, puede estar relacionado con la resistencia a la tensión. En el caso de los aceros, la relación es:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \end{cases} \quad [\text{Ec. 2. 12}]$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión, S'_e corresponde a una viga giratoria.

2.1.6. FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA¹²

Existe una clasificación de alguno de los factores que modifican el límite de fatiga, de los cuales cada uno corresponde a un solo efecto. Por lo cual se tiene

¹¹ Shigley Joseph,(2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:274

¹² Shigley Joseph,(2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:274

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad [\text{Ec. 2. 13}]$$

Donde

S_e = límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico.

S'_e = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria.

k_a = factor de superficie.

k_b = factor de tamaño.

k_c = factor de carga.

k_d = factor de temperatura.

k_e = factor de efectos diversos.

2.1.6.1. Factor de superficie

Este factor de modificación depende de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión. Se obtiene mediante la fórmula

$$k_a = a S_{ut}^b \quad [\text{Ec. 2. 14}]$$

Donde a y b se obtienen en la **Tabla 2.1**

Tabla 2. 1: Factores de acabado de superficies

Acabado de superficie	Factor a [MPa]	Exponente b
Esmerilado	1,58	-0,085
Maquinado en frio	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

2.1.6.2. Factor de tamaño

Los resultados en los casos de flexión y torsión se pueden expresar como

$$k_b = \begin{cases} \frac{d^{-0,1133}}{0,3} & \text{in } 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \frac{d^{-0,1133}}{7,62} & \text{mm } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases} \quad [\text{Ec. 2. 15}]$$

En el caso de que se aplique carga axial no existe el efecto de tamaño.

2.1.6.3. Factor de carga

El factor carga está dado por la ecuación

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,89 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases} \quad [\text{Ec. 2. 16}]$$

2.1.6.3. Factor de temperatura

Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opere con altas temperaturas; así que también debe tomarse en cuenta este factor.

Tabla 2. 2: Efecto de la temperatura

Temperatura [°C]	S_T S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000

300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

2.1.6.4. Factor de efectos diversos

Uno de los motivos para emplear este factor, es tomar en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debida a todos los otros efectos.

Los esfuerzos residuales o remanentes pueden servir para mejorar el límite de resistencia a la fatiga, o bien para afectarlo negativamente. El límite de fatiga de piezas formadas a partir de barras o láminas provenientes del estirado o laminación, puede resultar afectado por las llamadas características direccionales de operación. Este factor se define como:

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad [\text{Ec. 2. 17}]$$

2.1.6.5. Factor de concentración de esfuerzos

La existencia de irregularidades o discontinuidades aumenta en parte los esfuerzos teóricos significativamente en la inmediata cercanía de la discontinuidad. Se definió un factor de concentración de esfuerzos; en trabajos de diseño, se determina primero K_t a partir de la configuración de la pieza. A continuación se especifica el material, se halla q y se despeja K_f .

$$K_f = 1 + q K_t - 1 \quad [\text{Ec. 2. 18}]$$

2.1.7. DISEÑO DE EJES DE TRANSMISIÓN¹³

El diseño de ejes consiste en determinar el diámetro correcto para garantizar la resistencia del mismo con las condiciones de carga a las que va a estar sometido.

2.1.7.2. Diseño dinámico

Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad [\text{Ec. 2. 19}]$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \quad [\text{Ec. 2. 20}]$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad [\text{Ec. 2. 21}]$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad [\text{Ec. 2. 22}]$$

¹³ Shigley Joseph,(1991), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:794

Utilizando el subíndice a para señalar la amplitud del esfuerzo alternante y el m para el esfuerzo de punto medio o esfuerzo estable.

Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c , I , J , lo que resulta en

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad [\text{Ec. 2. 23}]$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad [\text{Ec. 2. 24}]$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad [\text{Ec. 2. 25}]$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad [\text{Ec. 2. 26}]$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de vonn Misses para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por

$$\sigma'_a = \left(\sigma_a^2 + 3\tau_a^2 \right)^{1/2} = \left(K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \right)^2 \quad [\text{Ec. 2. 27}]$$

$$\sigma'_m = \left(\sigma_m^2 + 3\tau_m^2 \right)^{1/2} = \left(K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \right)^2 \quad [\text{Ec. 2. 28}]$$

Estos esfuerzos medios y alternantes equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada sobre el diagrama de Goodman modificada, expresada de la siguiente manera

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad [\text{Ec. 2. 29}]$$

2.2. ELEMENTOS DE SOPORTE

2.2.1. ANÁLISIS DE CARGAS ESTÁTICAS

La determinación de las dimensiones de un eje representan menor dificultad cuando solo actúan cargas estáticas. Los esfuerzos en un punto de la superficie de un eje redondo a flexión, axiales y de torsión son:

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad [\text{Ec. 2. 30}]$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T}{\pi d^3} \quad [\text{Ec. 2. 31}]$$

Donde σ_x puede ser aditiva o sustractiva. Utilizando un círculo de Mohr puede demostrarse los dos esfuerzos principales no nulos.

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{2} + \tau_{xy}^2} \quad [\text{Ec. 2. 32}]$$

Estos esfuerzos pueden combinarse para obtener el esfuerzo cortante máximo τ_{max} y el esfuerzo de von Mises σ' . Los resultados son

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_A - \sigma_B}{2} \quad \frac{\sigma_x^2}{2} + \tau_{xy}^2 \quad [\text{Ec. 2. 33}]$$

$$\sigma' = \sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2 \text{ }^{1/2} = \sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2 \text{ }^{1/2} \quad [\text{Ec. 2. 34}]$$

La teoría de la energía de distorsión es llamada teoría de la energía cortante o teoría de Von Mises – Hencky.

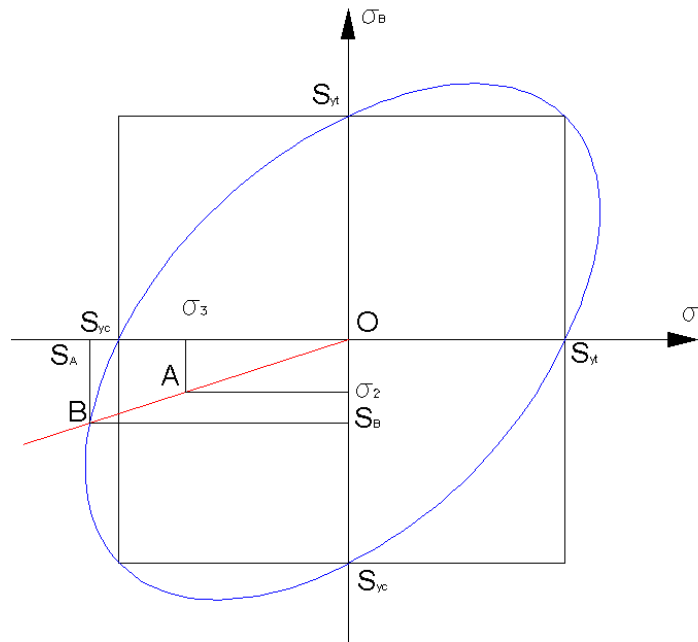


Figura 2. 4: Teoría de la energía de la distorsión

Por geometría se tiene:

$$n = \frac{OB}{OA} = \frac{S_A}{\sigma_3} = \frac{S_B}{\sigma_2} \quad [\text{Ec. 2. 35}]$$

$$S_B = \frac{\sigma_3}{\sigma_2} S_A \quad [\text{Ec. 2. 36}]$$

La ecuación de la elipse se expresa como:

$$S_y^2 = S_A^2 - S_A S_B + S_B^2 \quad [\text{Ec. 2. 37}]$$

Si el análisis o diseño se lo hace en base a la teoría del esfuerzo cortante máximo, entonces el valor admisible de τ_{max} es:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2n} \quad [\text{Ec. 2. 38}]$$

En este caso el esfuerzo de von Mises permisible es

$$\sigma'_{adm} = \frac{S_y}{n} \quad [\text{Ec. 2. 39}]$$

2.2.2. FACTOR DE SEGURIDAD¹⁴

La carga máxima que puede soportar un elemento estructural o un componente de una máquina en condiciones normales de uso es considerablemente más pequeña que la carga última. Esta carga más pequeña se conoce como carga permisible y, en ocasiones, como la carga de trabajo o carga de diseño. Así, solo una fracción de la capacidad última de carga del elemento se utiliza cuando se aplica la carga permisible. El remanente de la capacidad portadora de carga del elemento se mantiene en reserva para asegurar su desempeño seguro.

Por lo cual el factor de seguridad se define como:

$$\text{Factor de seguridad} = n = \frac{\text{carga última}}{\text{carga permisible}} \quad [\text{Ec. 2. 40}]$$

Una definición alterna del factor de seguridad se basa en el uso de esfuerzos

$$\text{Factor de seguridad} = n = \frac{\text{esfuerzo último}}{\text{esfuerzo permisible}} \quad [\text{Ec. 2. 41}]$$

¹⁴ Ferdinand Beer, (2010), "Mecánica de materiales", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:28

2.2.3. DISEÑO DE VIGAS PRISMÁTICAS A FLEXIÓN¹⁵

El diseño de una viga se controla mediante el máximo valor absoluto del momento flector que ocurrirá en la viga. El esfuerzo normal máximo en la viga se encuentra en la superficie de ésta en la sección crítica donde ocurre el momento flector máximo. Se obtiene de la siguiente manera.

$$S = \frac{I}{c} \quad [\text{Ec. 2. 42}]$$

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S} \leq \sigma_{adm} = \frac{S_y}{n} \quad [\text{Ec. 2. 43}]$$

Donde:

S = Módulo elástico de la sección

I = Momento de inercia.

c = Distancia al eje neutro

σ_{max} = Esfuerzo máximo.

σ_{adm} = Esfuerzo admisible.

M = Momento flector.

S_y = Resistencia a la fluencia.

¹⁵ Ferdinand Beer, (2010), "Mecánica de materiales", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:332

2.3. RODAMIENTOS

2.3.1. TIPOS DE RODAMIENTOS¹⁶

Por la capacidad de soportar la carga los rodamientos pueden clasificarse en tres; rodamientos radial, rodamiento axial y rodamiento de carga combinada radial-axial.

2.3.1.1. Rodamientos axiales

Son rodamientos que soportan carga axial, es decir que soportan carga a lo largo del eje de rotación del rodamiento.

2.3.1.2. Rodamientos radiales

Son rodamientos que soportan carga radial dirigida perpendicularmente al eje de rotación del rodamiento.

2.3.1.3. Rodamientos radiales axiales

Son rodamientos que soportan simultáneamente los esfuerzos dirigidos, tanto en dirección radial como axial.

2.3.2. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS¹⁷

Existen varios parámetros que determinan una selección adecuada de los rodamientos y de igual manera esto repercutirá en el correcto funcionamiento de la máquina.

¹⁶ Dobrovolski,(1991), “Elementos de Máquinas”, Ed. MIR, Moscú

¹⁷ Universidad de Castilla - La Mancha, (2010), Rodamientos, 07/03/2014, de Universidad de Castilla - La Mancha Sitio web: <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema10.pdf>

2.3.2.1. Vida útil de los rodamientos

La vida útil se define como el número total de revoluciones que soporta o el número total de horas de trabajo que soporta a una velocidad constante, necesarias para que aparezca el fallo en el funcionamiento.

$$L = \frac{C}{F}^a \times 10^6 \quad [\text{Ec. 2. 44}]$$

Donde:

L = Vida útil obtenida en número de revoluciones.

C = Carga dinámica [kN].

F = Fuerza máxima [kN].

a = Factor de relación para cojinetes de rodillo.

2.3.2.2. Esfuerzo durante la rodadura

Debido a que la superficie de los elementos rodantes en contacto con las pistas es muy pequeña, reducidas cargas en los rodamientos ocasionan esfuerzos o tensiones muy elevadas. Pero gracias a la curvatura de los caminos de rodadura de los elementos rodantes, la superficie de contacto real es mayor que la que en un principio podría preverse.

Cuando el rodamiento está en reposo una carga elevada puede producir una deformación permanente. Cuando se trata de rodamientos solicitados estáticamente, se utiliza la siguiente fórmula:

$$C_0 = f_s \times F_0 \quad [\text{Ec. 2. 45}]$$

Siendo:

C_0 = capacidad de carga estática indicadas en tablas para cada rodamiento.

f_s = coeficiente de esfuerzos estáticos.

F_0 = carga estática equivalente.

El cálculo de la fuerza dinámica equivalente viene dado por la ecuación:

$$F = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad [\text{Ec. 2. 46}]$$

Siendo:

F_r = carga radial.

F_a = carga axial.

X_0 = coeficiente radial del rodamiento.

Y_0 = coeficiente axial del rodamiento.

Un hecho experimental ha probado que si se hacen rodar dos grupos de rodamientos idénticos bajo cargas diferentes C_1 y C_2 , sus vidas N_1 y N_2 son inversamente proporcionales a los cubos de las cargas:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{C_2^3}{C_1^3} \quad [\text{Ec. 2. 47}]$$

El tamaño de un rodamiento se determina para cargas dinámicas con la fórmula:

$$C = \frac{f_L}{f_n f_t} \times F \quad [\text{Ec. 2. 48}]$$

Siendo:

C = capacidad de carga dinámica en ofrecida en catálogo para cada rodamiento.

f_L = coeficiente de esfuerzos dinámicos.

f_n = coeficiente de velocidad; depende únicamente del número de revoluciones.

f_t = coeficiente de temperatura de servicio.

F = carga dinámica equivalente.

El cálculo de la fuerza estática equivalente viene dado por la ecuación:

$$F = X \times F_r + Y \times F_a \quad [\text{Ec. 2. 49}]$$

Siendo:

F_r = carga radial.

F_a = carga axial.

X = coeficiente radial del rodamiento.

Y = coeficiente axial del rodamiento.

Para cuantificar X y Y se usan tablas

2.4. PERNOS

2.4.1. DEFINICIÓN

Son elementos roscados que permite la sujeción de elementos, el perno trabaja a tracción pero los elementos sujetos se encuentran en compresión, formando un cono de compresión.

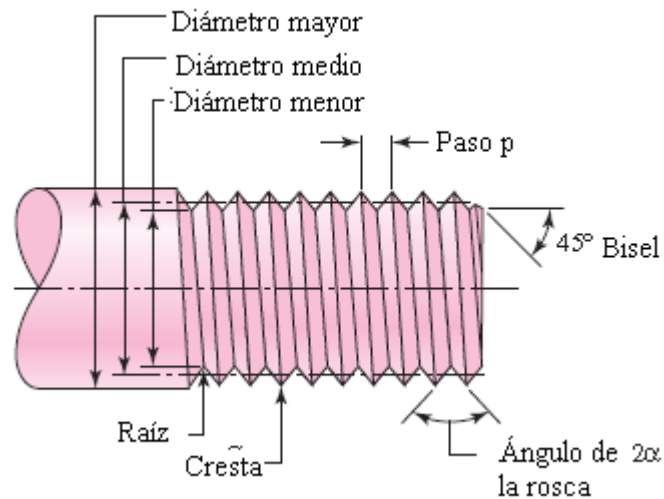


Figura 2. 5: Nomenclatura para una rosca de tornillo

$$A_t = \frac{d_m + d_r}{2}^2 \times \frac{\pi}{4} \quad [\text{Ec. 2. 50}]$$

Siendo:

A_t = área de tracción.

d_m = diámetro medio.

d_r = diámetro de raíz o menor.

2.4.2. UNIONES ENPERNADAS¹⁸

El objeto del perno es aplicar y mantener presión entre las dos o más piezas unidas. Al apretar la tuerca se tensiona el perno y ejerce así la fuerza de sujeción. Tal efecto se llama precarga del perno. En la conexión después de que la tuerca ha sido apretada adecuadamente, sin importar que se ejerza o no la carga externa de tensión P .

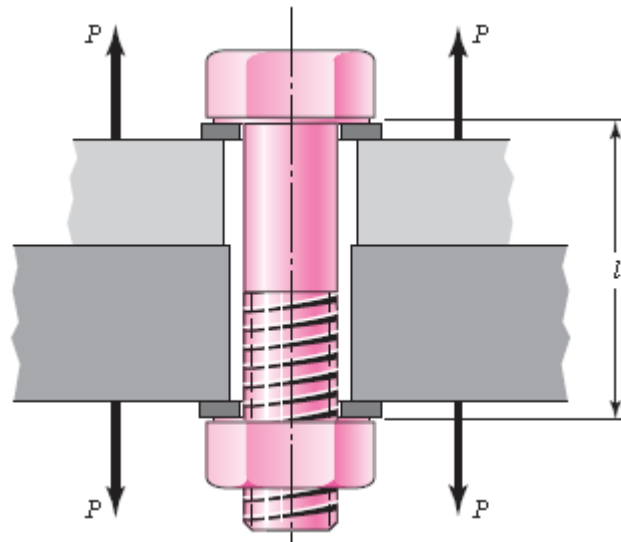


Figura 2. 6: Conexión atornillada cargada a tensión por las fuerzas P

La figura muestra la superficie general del cono utilizado el semiángulo α del cono. Se ha usado un ángulo $\alpha = 45^\circ$. Cuando la carga está restringida a una zona anular de la cara de la arandela, el ángulo apropiado es más pequeño. El alargamiento de un elemento del cono de espesor dx sometido a una fuerza de tensión P está definido por la ecuación:

$$d\delta = \frac{P dx}{EA} \quad [\text{Ec. 2. 51}]$$

¹⁸ Shigley Joseph, (2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:410

Siendo

dx = variación del agarre total de la piezas que han de sujetarse.

A = área transversal.

E = módulo de elasticidad.

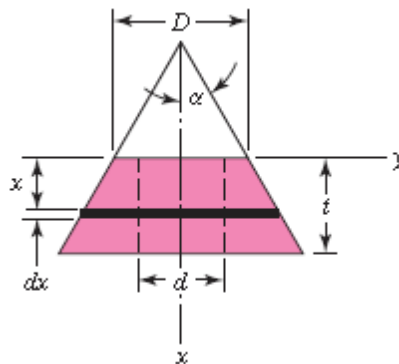


Figura 2. 7: Compresión de un elemento de una junta

El área del elemento vale

$$A = \pi \left(x \tan \alpha + \frac{D + d}{2} \right) \left(x \tan \alpha + \frac{D - d}{2} \right) \quad [\text{Ec. 2. 52}]$$

En consecuencia, la constante elástica o rigidez de este tronco de cono es

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{L n \frac{2t \tan \alpha + D - d}{2t \tan \alpha + D + d} \frac{D + d}{D - d}} \quad [\text{Ec. 2. 53}]$$

Para un caso particular, en el cual se tenga un mismo material y la misma geometría, la constante de rigidez se obtiene mediante la fórmula:

$$k_m = \frac{k}{2}$$

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 L n 5 \frac{l + 0.5d}{l + 2.5d}} \quad [\text{Ec. 2. 54}]$$

2.4.3. UNIONES ENPERNADAS CON CARGA EXTERNA¹⁹

La fuerza de sujeción se la denomina precarga F_i , ha sido establecida correctamente en el apriete de la tuerca antes de que se le aplique P . La nomenclatura es:

F_i = precarga o fuerza de sujeción.

P = carga de tensión externa.

P_b = parte de P tomada por el perno.

P_m = parte de P tomada por los elementos de la junta.

$F_b = P_b + F_i$ = carga total en el perno.

$F_m = P_m - F_i$ = carga total en los elementos.

La elongación producida por la carga P se relaciona con la rigidez de los elementos unidos por medio de la ecuación:

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} = \frac{P_m}{k_m} \quad [\text{Ec. 2. 55}]$$

Siendo:

k_m = constante de rigidez de los elementos.

k_b = constante de rigidez del perno.

¹⁹ Shigley Joseph,(2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:421

$$P_b = P_m \frac{k_b}{k_m}$$

Puesto que $P = P_b + P_m$ entonces

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} \quad [\text{Ec. 2. 56}]$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad [\text{Ec. 2. 57}]$$

La carga del perno resultante es:

$$F_b = P_b + F_i = C \times P + F_i \quad ; \quad F_m < 0 \quad [\text{Ec. 2. 58}]$$

La carga resultante en los elementos unidos es:

$$F_m = P_m + F_i = 1 - C \times P - F_i \quad ; \quad F_m < 0 \quad [\text{Ec. 2. 59}]$$

Se recomienda, que para cargas estáticas como cargas de fatiga, se usen los siguientes valores de precarga

$$F_i = \begin{array}{ll} 0.75F_p & \text{para conexiones reutilizables} \\ 0.90F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{array}$$

Donde F_p es la carga límite obtenida de la ecuación:

$$F_p = A_t S_p \quad [\text{Ec. 2. 60}]$$

Cuando no se obtenga valores para carga límite, un valor aproximado es: $S_p = 0.85 S_y$

El factor de seguridad para pernos con carga estática es:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad [\text{Ec. 2. 61}]$$

2.4.4. CARGAS DE FATIGA²⁰

El tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de uniones o juntas con pernos, es uno en el cual la carga aplicada exteriormente fluctúa entre cero y una fuerza máxima.

$$F_{max} = F_b$$

$$F_{min} = F_i$$

La componente alternante del esfuerzo del perno es:

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{k_b}{k_b + k_m} \frac{P}{2A_t} = \frac{CP}{2A_t} \quad [\text{Ec. 2. 62}]$$

²⁰ Shigley Joseph, (2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, México, Pag:429

El esfuerzo medio es igual al componente alternante más el esfuerzo mínimo, se tiene:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad [\text{Ec. 2. 63}]$$

Como se muestra en la figura 2.8; la distancia AC representa la falla, y la distancia AB, seguridad.

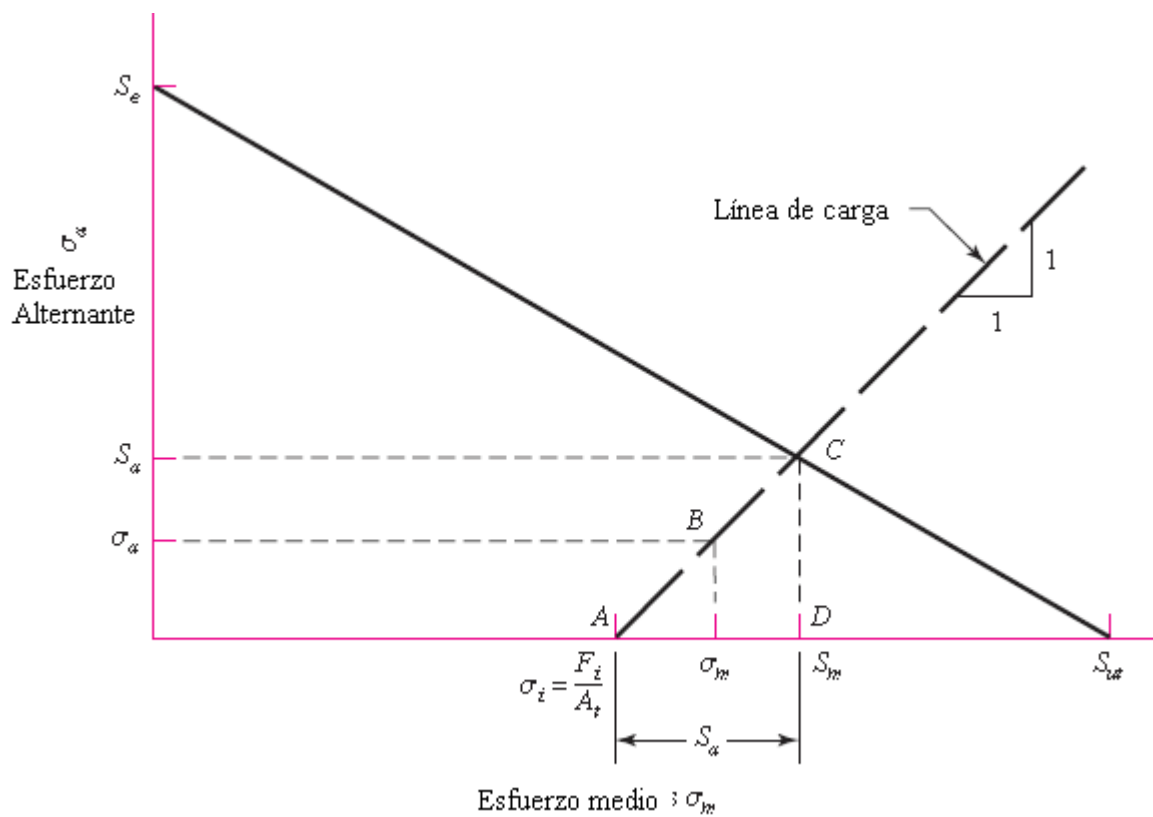


Figura 2. 8: Diagrama de fatiga según Goodman

El factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman es:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad [\text{Ec. 2. 64}]$$

$$S_a = S_m - \frac{F_i}{A_t} \quad [\text{Ec. 2. 65}]$$

La ecuación para la línea de Goodman modificada es:

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e} \right) \quad [\text{Ec. 2. 66}]$$

Reemplazando la ecuación 2.66 en la ecuación 2.65, se obtiene:

$$S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}} \quad [\text{Ec. 2. 67}]$$

Se obtiene el factor de seguridad para cargas a fatiga

$$n = \frac{2 A_t \times S_{ut} - F_i}{C \times P \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)} \quad [\text{Ec. 2. 68}]$$

El límite de resistencia a la fatiga para un elemento sometido a esfuerzos axiales está dado por:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_e \quad [\text{Ec. 2. 69}]$$

Donde:

$$S'_e = 19.2 + 0.314 S_{ut} \quad [\text{Ec. 2. 70}]$$

Si $S_{ut} \geq 60 \text{ Kpsi}$

2.5. SELECCIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR

En general para determinar la potencia a transmitir se debe determinar el momento de torsión y la velocidad de un eje de rotación. Por conveniencia existen tres formas de relación, expresadas a continuación:

$$P = \frac{2\pi T n}{33000(12)} \quad [\text{Ec. 2. 71}]$$

Siendo:

P = potencia, HP.

T = par de rotación (momento de torsión), lb in.

n = velocidad de rotación del eje, rpm.

F = fuerza en la superficie exterior, lb.

V = velocidad periférica, ft/min.

Si se utilizan en unidades SI, la ecuación básica aplicable es:

$$P = Tw \quad [\text{Ec. 2. 72}]$$

Siendo:

P = potencia, W.

T = par de rotación (momento de torsión), N m.

w = velocidad de rotación del eje, rad/s.

El momento rotacional y de torsión T que corresponde a la potencia en watts, está dado aproximadamente por:

$$T = 9.55 \frac{P}{n} \quad [\text{Ec. 2. 73}]$$

Donde n se expresa en rpm.

2.6. PLACAS DE APOYO

2.6.1. COLUMNAS DE LONGITUD INTERMEDIA²¹

El estudio realizado demuestra que en las columnas esbeltas es aplicable la fórmula de Euler siempre que la esbeltez mecánica sea mayor que el valor para el que el esfuerzo medio alcance el límite de proporcionalidad. En el caso de columnas de acero articuladas en sus extremos, este límite es $L/r \approx 100$ para un límite de proporcionalidad de 200 MPa. La fórmula de Euler no es válida para esbelteces menores.

La definición de columna corta como aquella en la que su longitud no excede diez veces su menor dimensión transversal, hace que el límite superior de la esbeltez mecánica, en columnas cortas de sección rectangular, sea aproximadamente igual a 30.

²¹ Pytel, (2009), "Resistencia de materiales", Ed. Alfaomega, México, pág.: 367.

Para todo efecto práctico, el esfuerzo límite en una columna corta es el del límite de cedencia, de manera que se requiere sumo cuidado para evitar el pandeo cuando alcanza este valor del esfuerzo. La figura 2.12 muestra estas condiciones para un acero con un límite de fluencia de 280 MPa y un límite de proporcionalidad de 200 MPa.

Se han propuesto varios métodos para cubrir la zona entre el límite superior de las columnas cortas y el inferior de las largas. Sin embargo, ninguno de ellos ha sido universalmente aceptado para las columnas intermedias, en parte por su desviación de la relación esfuerzo-deformación cuando los esfuerzos exceden al límite de proporcionalidad, y en parte por la indeterminación de la superposición de los esfuerzos directos y de flexión, al reducir la carga mediante un coeficiente de seguridad, para que los esfuerzos sean inferiores al límite de proporcionalidad. Se han desarrollado varios métodos para el análisis de columnas intermedias

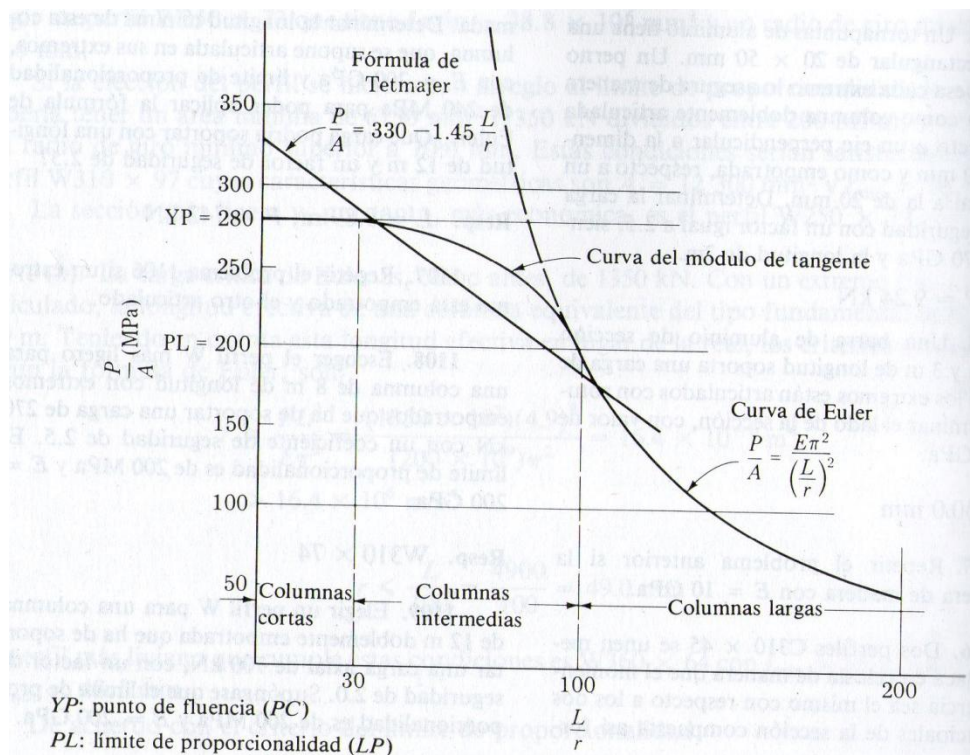


Figura 2. 9: Esfuerzo de Pandeo vs Esbeltez

2.6.1. TEORÍA DEL DOBLE MÓDULO²²

En este método se generaliza la aplicación de la fórmula de Euler, con esfuerzos sobre el límite de proporcionalidad, sustituyendo el módulo elástico constante E por un módulo elástico reducido \bar{E} .

$$\frac{P}{A} = \frac{\bar{E}\pi^2}{L r^2} \quad [\text{Ec. 2. 74}]$$

²² Pytel, (2009), "Resistencia de materiales", Ed. Alfaomega, México, pág.: 368.

2.6.2. MÉTODO AISC – ASD 89²³

El AISC – ASD 89 define el límite entre dos columnas intermedias y largas como el valor de la relación de esbeltez C_C dado por:

$$C_C = \frac{\sqrt{2\pi^2 E}}{\sigma_{PC}} \quad [\text{Ec. 2. 75}]$$

Siendo:

E = módulo de elasticidad.

σ_{PC} = esfuerzo en el punto de cedencia.

Para columnas con longitud efectiva L_e y radio de giro r , el AISC – ASD 89 especifica que para $L_e / r > C_C$, el esfuerzo de trabajo σ_T , está dado por:

$$\sigma_T = \frac{12 \pi^2 E}{23 L_e / r^2} \quad [\text{Ec. 2. 76}]$$

Reemplazando la relación de esbeltez en el esfuerzo de trabajo, se tiene:

$$\sigma_T = 1 - \frac{L_e / r^2}{2C_C^2} \frac{\sigma_{PC}}{FS} \quad [\text{Ec. 2. 77}]$$

²³ Pytel, (2009), “Resistencia de materiales”, Ed. Alfaomega, México, pág.: 370.

Donde el factor de seguridad está dado por:

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{L_e r}{C_c} - \frac{L_e r^3}{8 C_c^3} \quad [\text{Ec. 2. 78}]$$

2.7. METODOLOGÍA DEL DISEÑO²⁴

La nueva perspectiva del diseño que toma en consideración de forma simultánea los requerimientos funcionales y los de fabricación se denomina “Diseño para la fabricación y montaje” y gracias a los resultados obtenidos estos principios se han ido aplicando a otros aspectos. Estos principios, junto con nuevas formas organizativas y nuevas herramientas integradoras, han ido confluyendo en un nuevo concepto que toma el nombre de ingeniería concurrente.

2.7.1. DEFINICIÓN DE INGENIERÍA CONCURRENTE

La ingeniería de diseño y desarrollo de productos y servicios de forma global e integrada donde concurren las siguientes perspectivas:

1. Desde el punto de vista del producto, se toman en consideración tanto la gama que se fabrica y ofrece a la empresa como los requerimientos de las distintas etapas del ciclo de vida y costos de los recursos asociados.
2. Desde el punto de vista de los recursos humanos, colaboran profesionales que actúan de forma colectiva en tareas de asesoramiento y de decisión o de forma individual en tareas de impulsión y gestión, tanto si pertenecen a la empresa como si son externos a ella.
3. Desde el punto de vista de los recursos materiales, concurren nuevas herramientas basadas en tecnologías de la información y de la comunicación sobre una base de datos y de conocimientos cada vez más integrada.

²⁴ Rodriguez, (2008), “Manual de Diseño Industrial”, Ed G. Gili, México.

2.7.2. PRINCIPALES ORIENTACIONES DE LA INGENIERÍA CONCURRENTE

Las orientaciones descritas pueden ser denominadas como:

1. Ingeniería concurrente orientada al producto se refiere a la integración de todos aquellos aspectos que pueden tener incidencia positiva en el producto, especialmente en sus funciones y en la relación entre prestaciones y costo.
2. Ingeniería concurrente orientada al entorno trata precisamente de aquellos aspectos relacionados con el entorno del producto que, a pesar de que con su diseño concurrente adecuado podrían mejorar o eliminarse, no hay incentivos suficientes para implementarlos pues, normalmente, sus efectos inciden fuera de la empresa y normalmente, sus efectos inciden fuera de la empresa y normalmente son soportados por los usuarios.

2.7.3. REQUERIMIENTOS DEL DISEÑO

Son variables que deben cumplir una solución cuantitativa y cualitativa, siendo fijadas previamente por una decisión, por la naturaleza y por requisitos legales, o por cualquier otra disposición que tenga que cumplir el solucionador del problema. Las Variables que limitan las alternativas del solucionador de productos. El término requerimiento es sinónimo de restricción, especificación, consideración variable.

2.7.4. CONSIDERACIONES EN TORNO A LOS REQUERIMIENTOS DE DISEÑO

- Los criterios de precisión de un problema cambian muy poco de problema a problema. El costo de fabricación, la seguridad personal, la confiabilidad, la facilidad de mantenimiento y otros, se aplican en casi todos los casos. Lo que cambia significativamente es la importancia relativa de cada uno de ellos respecto al producto por diseñar.

- Es esencial el propósito de la determinación de los requerimientos. El objeto no es conocer todos los requerimientos, sino darse cuenta de cuáles son aquellos que no se encuentran condicionados para aprovechar esa libertad en la búsqueda de soluciones.
- La formulación de requerimientos ficticios suele hacer que el problema admita soluciones ventajosas, mas no comprobables.

2.7.4.1. Criterios para establecer los requerimientos de un proyecto de diseño

2.7.4.1.1. Requerimientos de uso

Son aquellos que por su contenido se refieren a la interacción directa entre el producto y el usuario, correspondiendo a este rubro los siguientes criterios entre otros:

- Practicidad la funcionalidad en la relación producto-usuario
- Conveniencia Óptimo comportamiento del producto en cuanto a su relación con el usuario
- Seguridad el producto no debe entrañar riesgos para el usuario
- Mantenimiento los cuidados que el usuario deberá brindar o tener con el producto
- Reparación la posibilidad del usuario de obtener refacciones compatibles en el mercado para corregir la anomalía sufrida por el producto.
- Manipulación la adecuada relación producto usuario, en cuanto a su biomecánica
- Antropometría la adecuada relación dimensional entre el producto y el usuario
- Ergonomía la óptima adecuación entre un producto y el usuario en cuanto a los límites de ruido, temperatura, iluminación, fatiga, peso, baricentro, vibración, palancas, etc.

- Percepción la adecuada captación del producto o sus componentes por el usuario.

2.7.4.1.2. Requerimientos de función

Son aquellos que por su contenido se refieren a los principios físico-químico-técnicos de funcionamiento de un producto, correspondiendo a este rubro los siguientes criterios entre otros.

- Mecanismos: Los principios que darán funcionalidad al producto, pudiendo ser mecánicos, eléctricos, de combustión, etc.
- Confiabilidad: La confianza manifestada por él. Usuario en el funcionamiento de un producto.
- Versatilidad: La posibilidad de que el producto o componentes del mismo puedan desempeñar distintas funciones.
- Resistencia: Los esfuerzos a soportar por el producto, sean estos de compresión, tensión o al choque.
- Acabado: Las técnicas específicas para proporcionar una apariencia final exterior a un producto, sus componentes, o partes.

2.7.4.1.3. Requerimientos estructurales

Son aquellos que por su contenido se refieren a los componentes, partes y elementos constitutivos de un producto, correspondiendo a este rubro los siguientes criterios entre otros.

- Número de Componentes: La cantidad de componentes, partes y elementos de que constará el producto.
- Carcasa: El medio de protección de los mecanismos en el producto.
- Unión: El sistema de integración que emplearán los distintos componentes, partes y elementos de un producto para constituirse en unidades coherentes.
- Centro de gravedad: La estabilidad funcional que presenta un producto en su estructuración.

- Estructurabilidad: Las consideraciones de funcionalidad de los distintos componentes, partes y elementos que conforman un producto.

2.7.4.1.4. Requerimientos técnico-productivos

Son aquellos que por su contenido se refieren a los medios y métodos de manufacturar un diseño, correspondiendo a este rubro los siguientes criterios entre otros:

- Bienes de capital: Los útiles, herramientas, máquinas y autómatas que requiere la producción de un producto.
- Mano de obra: El tipo de trabajo humano específico que exige la producción de un producto.
- Modo de producción: La organización del trabajo requerida para la producción de un producto, sea ésta artesanal, manufacturada o industrial.
- Estandarización: La modulación de los elementos por producir para simplificar la producción y/o darles la posibilidad de versatilidad funcional.
- Línea de producción: La secuencia de procesos de transformación que sufrirá el producto durante su producción.
- Materias primas: Las características y especificaciones de los materiales que se emplearán en la producción del producto.
- Tolerancias: Los límites máximo y mínimo que en cuanto a capacidad de los equipos o caracteres de las materias primas permite la planta productiva.
- Control de calidad: Las pruebas de producción que se llevan a cabo en los productos en planta para comprobar su funcionalidad.
- Estiba: La manera peculiar de almacenar o estibar el producto terminado.
- Embalaje: Cualquier medio material destinado a proteger una mercancía en su manejo, almacenaje y transporte, hasta llegar al punto de venta.

2.7.3. MÉTODOS DE EVALUACIÓN DE SOLUCIONES²⁵

En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada despliegue de alternativas, corresponde hacer una evaluación de las mismas que sirva de base para la posterior toma de decisiones. Estas evaluaciones en general no se centran sobre un determinado elemento, sino que se deben ponderar distintos aspectos del sistema en base a criterios que a menudo implican juicios de valor.

Para tomar una decisión siempre deben estar presentes los dos elementos siguientes:

- a) Alternativas. Como mínimo debe de disponerse de dos alternativas (lo más adecuado es entre 3 y 6) cuyas características deben ser diferentes.
- b) Criterios. Hay que establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas, así como también la ponderación relativa entre ellas.

Dado que en todas las soluciones de ingeniería intervienen múltiples aspectos que hay que considerar de forma global, en todos los métodos de evaluación aparece el problema de la ponderación de criterios. Existen numerosos métodos de evaluación que pueden agruparse en:

1. Métodos ordinales. El evaluador clasifica por orden las diferentes soluciones alternativas para cada criterio. El inconveniente de estos métodos consiste en la dificultad de integrar los resultados de los distintos criterios en una evaluación global, ya que no es sensible a las ponderaciones de los criterios.
2. Métodos cardinales. El evaluador debe cuantificar sus juicios en relación a la efectividad de las alternativas y a la importancia de los criterios.

²⁵ Riba, (2002), "Diseño Concurrente", Ed. UPC, España.

Estos métodos facilitan la integración de las evaluaciones parciales en un resultado global, pero a menudo la cuantificación puede resultar arbitraria, especialmente en las etapas iniciales de diseño.

Método ordinal corregido de criterios ponderados

La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas soluciones (especialmente en la etapa de diseño conceptual) basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ello que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

CAPÍTULO III

PREFACTIBILIDAD DEL DISEÑO

3.1. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La empresa INDUACERO ante la creciente demanda de fabricación de tanques para el transporte derivados de petróleo, se ve en la necesidad de reducir tiempos en el proceso de fabricación de dichos tanques. La línea de fabricación consta de diferentes estaciones de trabajo, cada una de ellas provoca retardos y tiempos muertos, el transporte entre cada estación se la realiza por medio de puentes grúas ya que las piezas que constituyen en tanque son de grandes proporciones; el proceso actual dificulta el transporte de tanques a los procesos posteriores, lo que representa incremento en el tiempo de producción, aumento de riesgo para los trabajadores y pérdidas económicas para la empresa.

Ante esto la empresa se ve en la necesidad de introducir un mecanismo que permita agilizar el transporte de los tanques en la cámara de sandblasting y pintura, ya que estas estaciones son las que incurren en mayor dificultad de movilidad de los tanques.

3.2. ESTUDIO DE MERCADO

3.2.1. FASES DE CONSTRUCCIÓN DE RECIPIENTES EMPRESA INDUACERO

Tabla 3. 1: Fases de construcción

Item	Actividad	Duración (días)	% Actividad
1	Contrato	1	0,41
Fase de ingeniería			
2	Reunión de arranque del proyecto	1	0,41
3	Plano general	4	1,64
4	Aprobación de planos generales	8	3,28
5	Elaboración y aprobación de lista de materiales	4	1,64
6	Elaboración de planos de detalle	4	1,64
Control de calidad			
7	Elaboración del ITP	8	3,28
8	Manual de calidad del cliente	127	52,05
Fase de compras			
9	Elaboración de las órdenes de compra	1	0,41
10	Importación de instrumentos	44	18,03
11	Compra de materiales locales	5	2,05
12	Llegada de materiales a la planta	2	0,82
Fase de construcción			
13	Corte de láminas	8	3,28
14	Armado y soldadura del tanque	14	5,74
15	Pruebas hidrostáticas	3	1,23
16	Instalación y pruebas de inspección	5	2,05
17	Limpieza, Pintura y embalaje	5	2,05
Total		244	100,00

3.2.2. DESCRIPCIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE TANQUES

La construcción de recipientes en la empresa INDUACERO consta de diferentes fases que involucran un tiempo de duración. El presente proyecto tiene como objetivo disminuir el tiempo de duración en la fase de construcción de recipientes, a continuación se presentan los diversos procesos en la fase de construcción.

3.2.2.1. Corte de láminas

El proceso de corte de láminas consiste en dar la forma a las diferentes piezas que conforman un tanque, este proceso se lo realiza por medio de una cortadora de plasma; la geometría del corte se encuentra determinado por los planos previamente realizados conforme las exigencias del cliente y bajo la norma API 650.

Este proceso cuenta con dos subprocesos, mencionados a continuación:

- Corte de techo y fondo: Tiene una duración de 2 días y corresponde al 5.71% del proceso de construcción del tanque.
- Corte de cuerpo y accesorios: Tiene una duración de 6 días y corresponde al 17.14% del proceso de construcción del tanque.

3.2.2.2. Armado y soldadura del tanque

Este proceso consiste en el conformado de las diferentes piezas y su correcto montaje y unión de las mismas por medio de soldadura, este proceso tiene una duración de 6 días y corresponde al 40% del proceso de construcción del tanque.

3.2.2.3. Pruebas hidrostáticas del tanque

Esta prueba se la realiza con el objetivo de determinar que no existen fugas y garantizar la resistencia de los tanques para el uso continuo; este proceso tiene una duración de 3 días y corresponde al 8.57% del proceso de construcción del tanque.

3.2.2.4. Pruebas de inspección

En este proceso se realiza una inspección íntegra del tanque, prestando especial atención a las juntas de soldadura para evitar que no exista ningún desperfecto que se pudo haber producido a causa de la prueba anterior; este proceso tiene una duración de 5 días y corresponde al 14.29% del proceso de construcción del tanque.

3.2.2.5. Limpieza, Pintura y embalaje

En este proceso se encuentra involucrada la limpieza por medio de sandblasting, posterior a esto se realiza la pintura del tanque para garantizar la protección superficial del tanque; este proceso tiene una duración de 5 días y corresponde al 14.29% del proceso de construcción del tanque.

3.2.2. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL

INDUACERO cuenta con un sistema de puentes grúas para el transporte de una estación de trabajo a otra, se puede observar que el proceso de limpieza y embalaje, cuenta con una cámara en la cual se realizan los procesos de sandblasting.

El sistema actual de la empresa genera inconvenientes en el transporte de los tanques, lo que provoca un aumento en los tiempos de producción; por otro lado representa un riesgo para los trabajadores que se encuentran involucrados en este proceso.

3.2.3. REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA

INDUACERO ante la necesidad de introducir en su línea de producción un sistema que agilice el transporte de tanques en la cámara de sandblasting y pintura; que cumpla con los estándares de calidad y políticas de la empresa, proporciona ciertos requerimientos que nuestro diseño debe cumplir, los que a continuación se presentan:

3.2.3.1. Facilidad de operación

El sistema de transporte de tanques debe permitir la fácil manipulación de los operarios, sea este sistema automático o semiautomático; el sistema no debe presentar dificultad en su desplazamiento, tampoco dificultad en el acoplamiento del tanque.

3.2.3.2. Mantenibilidad

La empresa al tener un plan de mantenimiento preventivo y correctivo requiere los parámetros de mantenimiento del sistema, incluyendo las partes que puedan presentar un mayor desgaste y la frecuencia de revisión de las mismas. Los componentes del sistema deben ser de fácil accesibilidad para la empresa en el caso que estos fallasen, de esta manera existirá un ahorro económico ya que el sistema no quedará inutilizado por un largo periodo de tiempo.

3.2.3.3. Costo

El costo del sistema fue establecido por la empresa en un valor alrededor de \$ 7000, el costo cubre la obtención de los materiales, mano de obra, elementos para la fabricación y montaje del sistema.

3.2.3.4. Seguridad industrial

El sistema de transporte de tanques debe cumplir con normas de seguridad e higiene industrial, para no provocar el deterioro de la salud de los operarios de este sistema.

3.3. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

3.3.1. DIMENSIONES

El diseño de nuestro sistema de ingreso de tanques a la cámara de sandblasting y pintura tiene limitaciones y restricciones que se encuentran relacionadas con la capacidad física de la cámara; es decir las dimensiones de la misma.

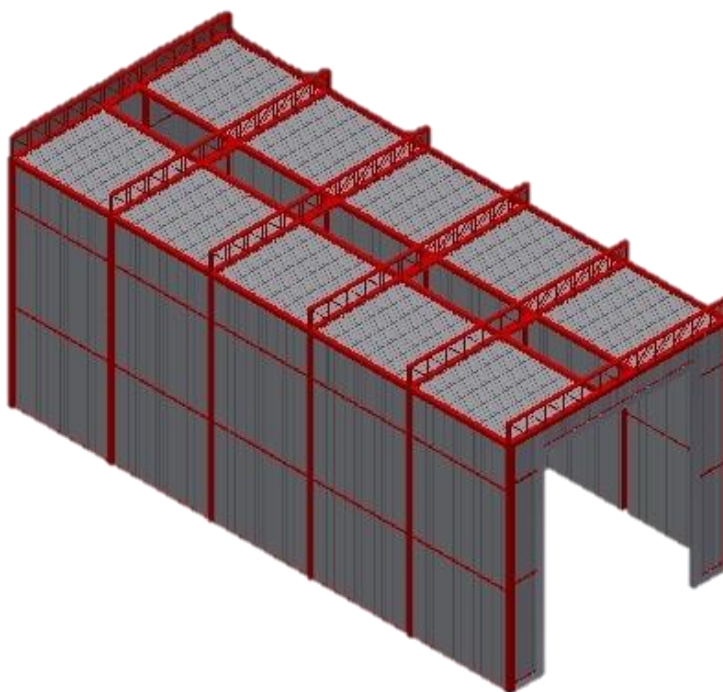


Figura 3. 1: Cámara de sandblasting y pintura

La cámara de sandblasting tiene las siguientes medidas:

Ancho = 7m

Largo = 14 m

Alto = 7m

Otro parámetro importante es las especificaciones del tanque que se fabrica en la línea de producción. Son tanques fabricados bajo la norma API 650, son utilizados para el transporte de derivados de petróleo; su capacidad es de 10 y 15 toneladas con un diámetro de 4 metros y 12 metros de largo.

3.3.2. PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

La empresa dispone de los siguientes equipos para la construcción del sistema:

- Plegadoras.
- Tornos.
- Fresadoras.
- Corte por plasma.
- Cizalladora.

3.3.3. RECURSOS HUMANOS

El taller cuenta con una sección de máquinas herramientas que tiene 10 operarios encargados de la construcción y el montaje de los proyectos de la empresa, cada operario está capacitado para el manejo de las diferentes máquinas que se encuentran en la sección de máquinas herramientas.

3.4. ESPECIFICACIONES

3.4.1. AMBIENTE DE TRABAJO

3.4.1.1. Localización de la empresa

INDUACERO se encuentra ubicado en el cantón Latacunga, provincia de Cotopaxi, Panamericana Sur Km. 4 - Sector Niagara



Figura 3. 2: Localización del proyecto

3.4.1.2. Condiciones de altitud y clima

El cantón Latacunga se encuentra ubicado a 2850 metros sobre el nivel del mar; la temperatura de trabajo se encuentra en un promedio de 12°C y una humedad relativa de 68%, valores que no afecta a los materiales del mecanismo en su funcionamiento.

3.4.1.2. Condiciones de trabajo

El mecanismo será ubicado en el interior de la cámara de sandblasting y pintura; dicha cámara representa una atmósfera abrasiva, razón por la cual el mecanismo debe contar los materiales adecuados para evitar el rápido deterioro, además de un mantenimiento adecuado.

3.4.2. MATERIALES

Los ejes de soporte debido a que soportan cargas a flexión, serán de acero AISI 1018, debido a que tiene una superficie dura y un centro tenaz, además de una buena maquinabilidad, que lo hace un acero adecuado para componentes de maquinaria. Sus principales usos ejes, tornillos, pernos, sujetadores, entre otros.

Los ejes de transmisión serán de acero AISI 6150, debido a que es altamente resistente a la abrasión, además de tener buena resistencia al impacto; estos aceros son comúnmente utilizados para la fabricación de ejes de maquinaria pesada, y debido a que el sistema de ingreso de recipientes soporta una carga elevada, es el material idóneo para la fabricación de los ejes de transmisión.

Los diferentes elementos que componen el sistema de ingreso de recipientes, estarán hechos de acero ASTM A36, ya que tiene una buena resistencia mecánica, además es asequible en nuestro país.

3.4.3. DIMENSIONES

Las dimensiones del sistema de ingreso de recipientes se ve limitado a la cámara de sandblasting y pintura. Posee las siguientes medidas:

- Ancho del espacio disponible: 3 m.
- Alto del espacio disponible: 2 m.
- Largo del espacio disponible: 12m

3.4.5. CAPACIDAD

- El peso máximo que este sistema puede soportar es de 40 Ton.
- Diámetro máximo del tanque es de 4000 mm.

3.4.6. SISTEMA DE OPERACIÓN

- El sistema de desplazamiento puede ser automático o manual; en el caso de un sistema automático el desplazamiento se lo realizará por medio de motores.
- El sistema de acoplamiento a los diferentes diámetros de tanque es manual; se lo realiza por medio el movimiento de los posicionadores.

CAPÍTULO IV

FACTIBILIDAD DEL DISEÑO

4.1. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Se tomarán en cuenta 2 alternativas para el diseño del sistema de ingreso de recipientes.

4.1.1. ALTERNATIVA 1: SISTEMA MANUAL DE INGRESO DE RECIPIENTES.

4.1.1.1. Descripción.

El sistema consta de dos carros, se considera manual ya que el movimiento se lo realiza por medio del empuje proporcionado por los operarios del sistema; para el fácil desplazamiento de los recipientes, el movimiento es transmitido por medio de poleas y cadenas que se encuentran acopladas a llantas inflables de caucho.

La parte superior de los carros consta de un sistema móvil para posicionar diversos diámetros de recipientes.

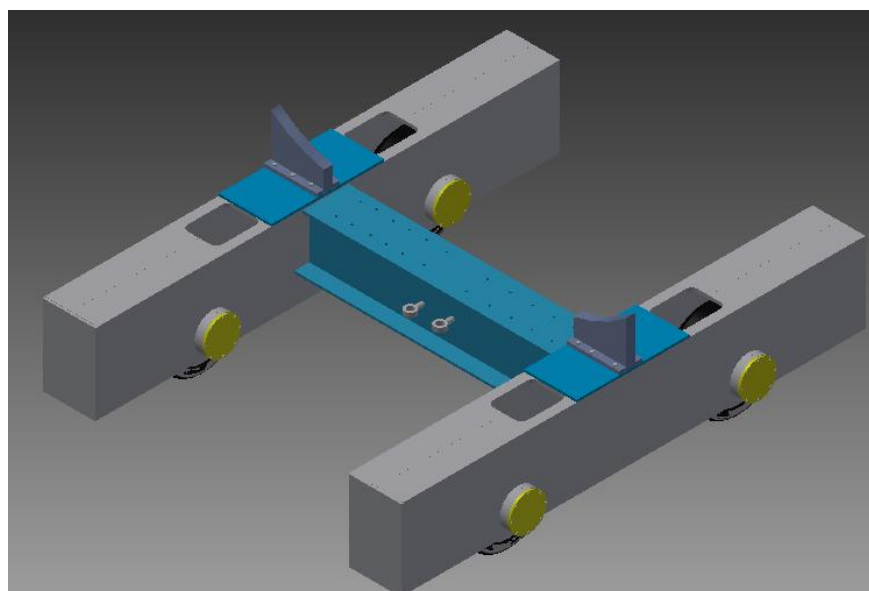


Figura 4. 1: Sistema manual de ingreso de recipiente

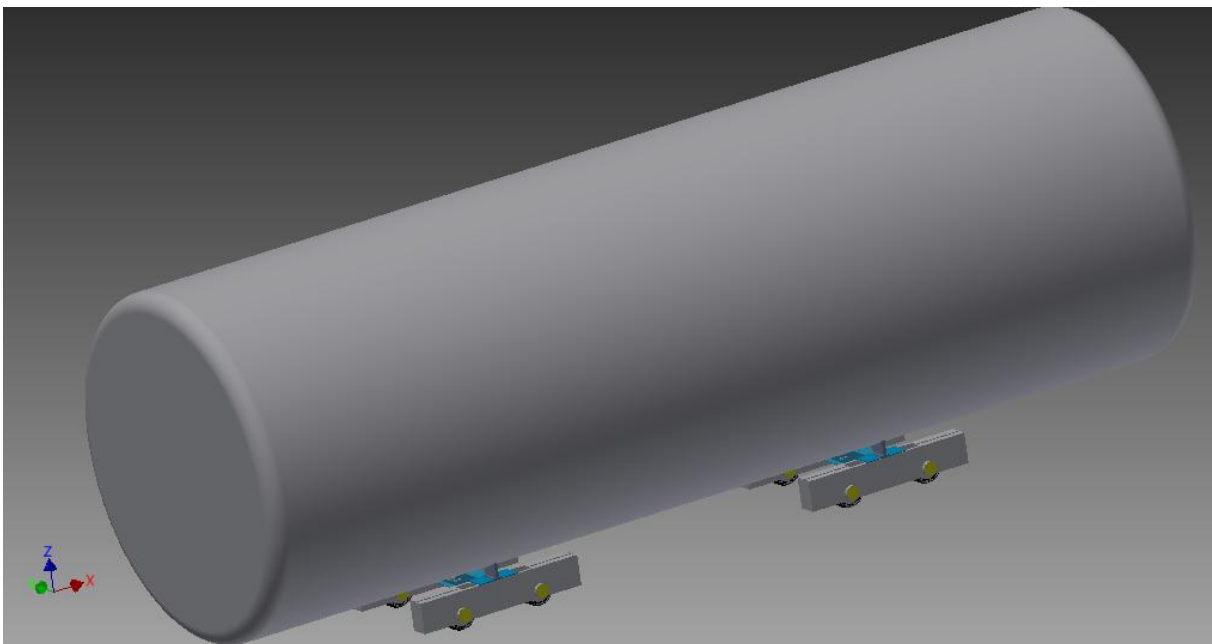


Figura 4. 2: Sistema manual general de ingreso de recipientes

4.1.1.2. Ventajas

- Bajo costo de construcción.
- Disponibilidad de elementos de construcción y repuestos para el mantenimiento del sistema.
- Facilidad de mantenimiento.

4.1.1.3. Desventajas

- La velocidad de desplazamiento depende de los operarios.
- Se debe tomar medidas de seguridad ya que los operarios manipulan los sistemas.
- El movimiento de los recipientes depende únicamente de la dirección que los operarios le den al sistema.
- Dificultad de acoplamiento del recipiente al sistema de ingreso.

4.1.2. ALTERNATIVA 2: SISTEMA SEMI-AUTOMÁTICO DE INGRESO DE RECIPIENTES

4.1.2.1. Descripción

El sistema consta de un riel colocado en el piso en el cual van acoplados dos carros; las ruedas son movidas por motores. La parte superior del carro consta de posicionadores desmontables que permiten variar su posición para acoplarse a distintos diámetros de los recipientes.

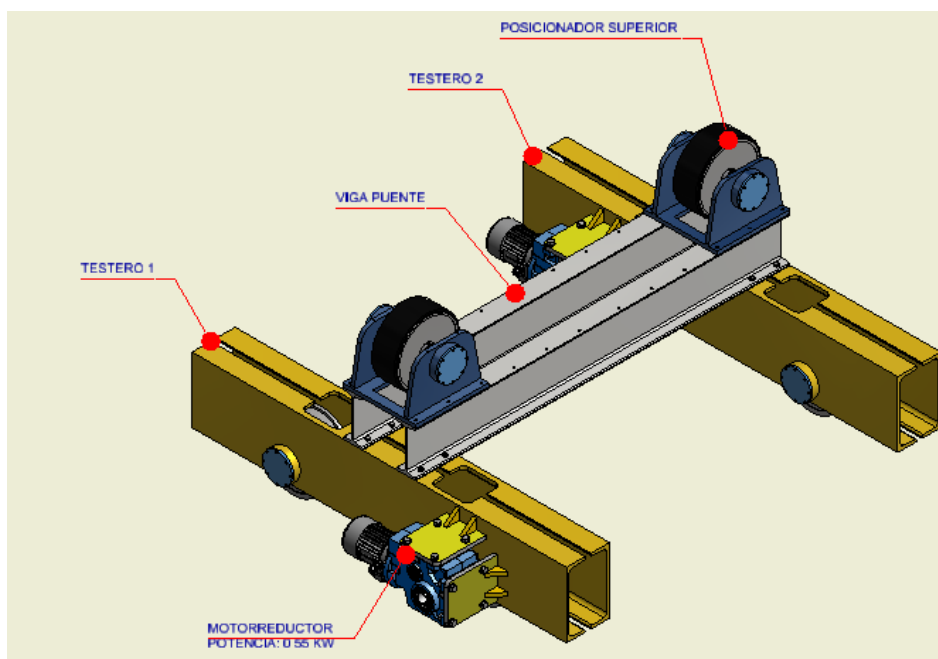


Figura 4. 3: Sistema semi-automático de ingreso de recipientes

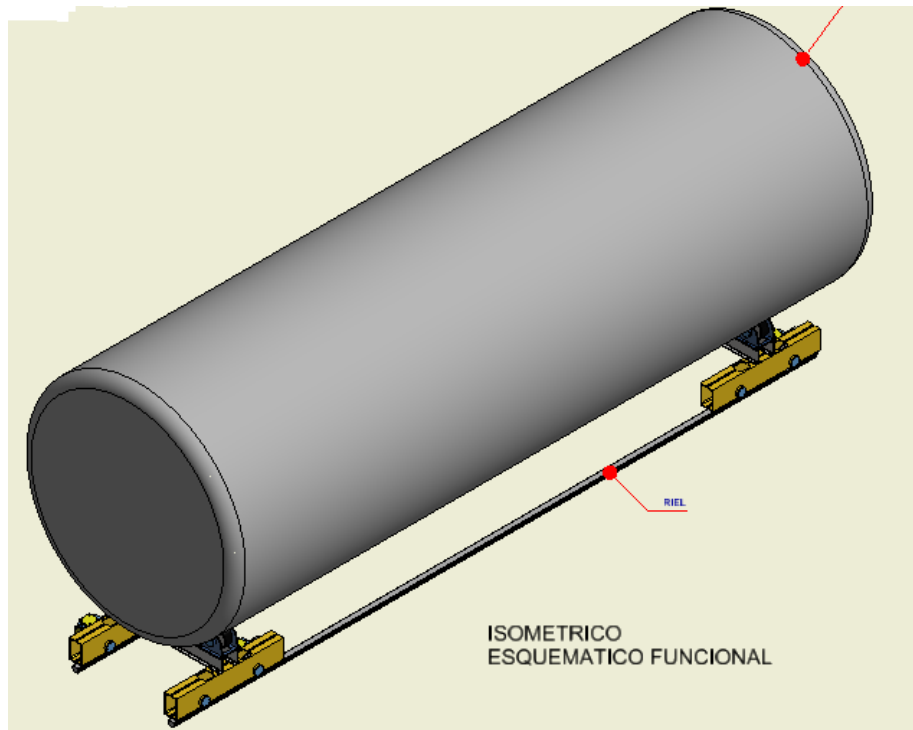


Figura 4. 4: Sistema semi-automático general de ingreso de recipientes

4.1.2.2. Ventajas

- Facilidad de movimiento.
- Disponibilidad de elementos para la construcción y repuestos para su mantenimiento.
- Posicionadores permiten un adecuado acoplamiento al recipiente evitando deterioro de la superficie del mismo.

4.1.2.3. Desventajas

- El sistema es ruidoso.
- El sistema requiere de personal especializado para el mantenimiento de los motores.

4.1.3. ALTERNATIVA 3: SISTEMA AUTOMÁTICO DE INGRESO DE RECIPIENTES

4.1.3.1. Descripción

El sistema consta de dos carros desplazados por medio de motores. El movimiento de los posicionadores es realizado por cilindros hidráulicos automatizados, los posicionadores garantizan la sujeción y el acoplamiento a varios diámetros de recipientes.

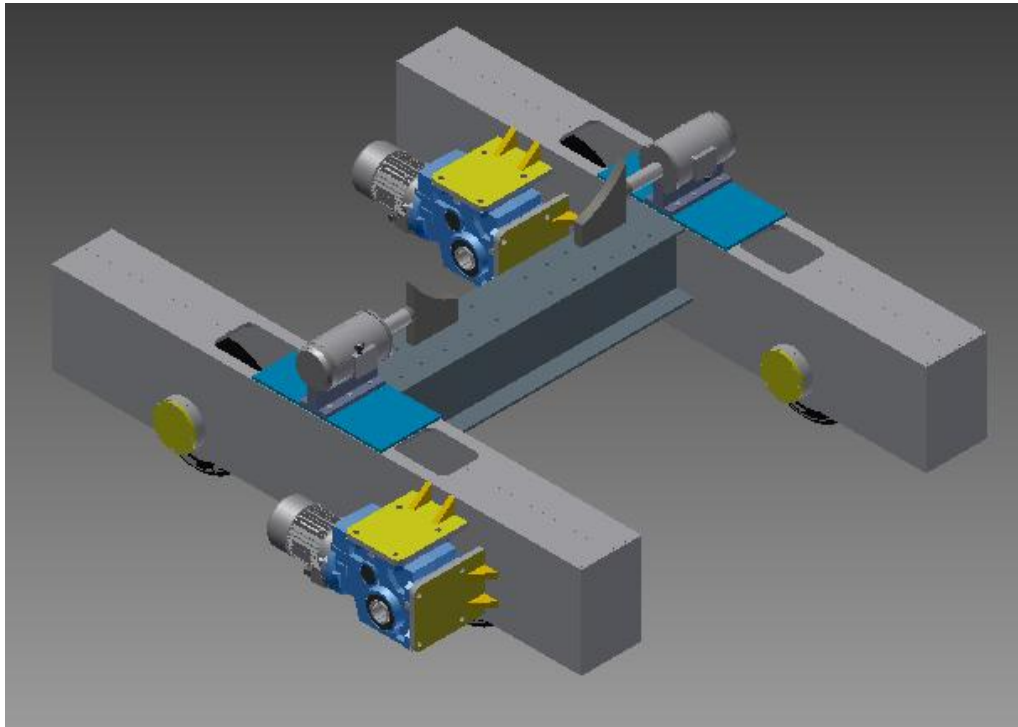


Figura 4. 5: Sistema automático de ingreso de tanques

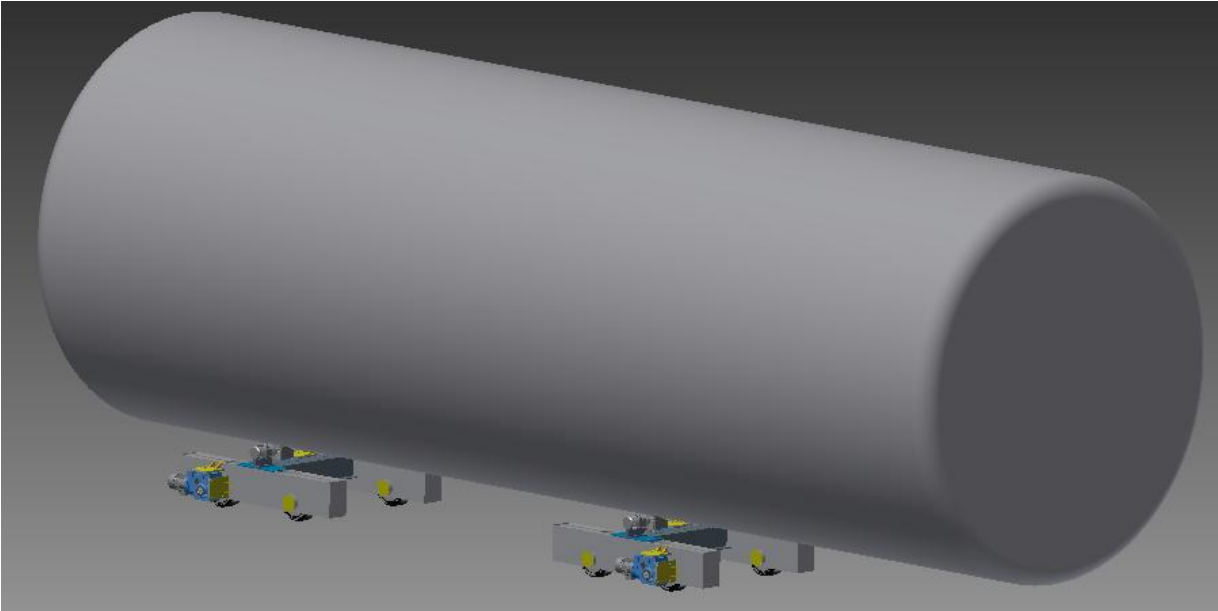


Figura 4. 6: Sistema automático general de ingreso de tanques

4.1.2.2. Ventajas

- Facilidad de movimiento.
- Disponibilidad de elementos para la construcción y repuestos para su mantenimiento.
- Reducción en tiempos en el ingreso de tanques de diferentes diámetros.

4.1.2.3. Desventajas

- El sistema produce vibraciones que pueden desviar el movimiento lineal del sistema.
- El montaje del sistema hidráulico tiene un costo.
- El mantenimiento del sistema hidráulico requiere de personal especializado.

4.2. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

La selección de alternativas se la realizará por medio de una matriz de decisión la cual se maneja por medio de una ponderación numérica que representa el grado de cumplimiento de cada idea planteada para el diseño respecto a los criterios de selección a cumplir por el sistema que se desea construir.

Las ponderaciones son integradas en una calificación global de la idea de diseño. La comparación de las calificaciones globales en un criterio para seleccionar la idea más adecuada, que se adapte a las necesidades requeridas por la empresa para el diseño del sistema de ingreso de recipientes.

4.2.1. CRITERIOS DE SELECCIÓN

Los criterios de selección son las cualidades y condiciones a satisfacer por el sistema de ingreso de recipientes. Su determinación es primordial para el proceso de selección, la determinación de los criterios de selección se basa en la detección de la necesidad de la empresa para la inclusión de un sistema de ingreso de recipientes, además de las especificaciones técnica previas al planteo de las posibles soluciones. Conforme con la información obtenida para el diseño de este sistema hemos determinado los siguientes criterios:

4.2.1.1. Costo.

El costo es importante ya que el objetivo de la inclusión de este sistema es la reducción de tiempo en el proceso de fabricación de recipientes; debe existir un beneficio económico para la empresa por lo que el costo inicial del sistema no debe ser elevado.

4.2.1.2. Disponibilidad.

Los materiales utilizados en la fabricación del sistema de ingreso de recipientes deben obtenerse fácilmente en el mercado nacional, para no incurrir en gastos extras por importaciones de material, además de la disponibilidad de recursos como mano obra y equipos utilizados en la fabricación de este sistema.

4.2.1.3. Facilidad de operación.

El sistema de ingreso de recipientes debe ser de fácil manipulación para los operarios, ya que de esta maneja se agilizaría el proceso productivo.

4.2.1.4. Facilidad de mantenimiento.

El sistema de ingreso de recipientes debe contar con disponibilidad de repuestos y conocimientos de los diferentes elementos que lo conforman para la elaboración de un plan de mantenimiento adecuado.

4.2.1.5. Seguridad.

El sistema no debe presentar riesgo para los operarios ni para personas que se encuentren circundando en la zona de trabajo del sistema.

4.2.3. PONDERACIÓN DE CRITERIOS.

La calificación consiste en tablas donde cada criterio se confronta con los restantes criterios y se asigna valores siguientes:

“1 Si el criterio de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas.

0.5 Si el criterio de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas.

0 Si el criterio de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas.

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) al que se le añaden una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución).”²⁶

Tabla 4. 1: Priorización de criterios de selección

CRITERIOS	COSTO	DISPONIBILIDAD	FACILIDAD DE OPERACIÓN	FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	SEGURIDAD	$\Sigma +1$	PONDERACIÓN
COSTO		0,5	0,5	1	0	3	0,21
DISPONIBILIDAD	0,5		1	1	0	3,5	0,24
FACILIDAD DE OPERACIÓN	0,5	0		0,5	0,5	2	0,14
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	0	0	0,5		0	1,5	0,10
SEGURIDAD	1	1	0,5	1		4,5	0,31
					TOTAL	14,5	1,00

En la tabla se muestra la priorización de los criterios de selección, por lo que la evaluación determina que:

²⁶ Riba, (2002), “Diseño Concurrente, Pág.60

Tabla 4. 2: Ponderación de criterios

CRITERIO	PONDERACIÓN
SEGURIDAD	0,31
DISPONIBILIDAD	0,24
COSTO	0,21
FACILIDAD DE OPERACIÓN	0,14
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	0,10

4.2.4. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.

Las alternativas a evaluar son las siguientes:

Alternativa 1: Sistema manual de ingreso de recipientes.

Alternativa 2: Sistema semi-automático de ingreso de recipientes.

Alternativa 3: Sistema automático de ingreso de recipientes.

La evaluación de los criterios de selección mostrados en la **Tablas 4.3** hasta la **Tabla 4.7**. Mostraron los siguientes resultados

Tabla 4. 3: Ponderación del criterio de selección: Seguridad

SEGURIDAD	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma +1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0,17
ALTERNATIVA 2	1		0,50	2,5	0,42
ALTERNATIVA 3	1	0,50		2,5	0,42
			TOTAL	6	0,58

Tabla 4. 4: Ponderación del criterio de selección: Disponibilidad

DISPONIBILIDAD	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0,50
ALTERNATIVA 2	0		1	2	0,33
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0,17
			TOTAL	6	0,83

Tabla 4. 5: Ponderación del criterio de selección: Costo

COSTO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma+1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0,50
ALTERNATIVA 2	0		1	2	0,33
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0,17
			TOTAL	6	0,83

Tabla 4. 6: Ponderación del criterio de selección: Facilidad de operación

FACILIDAD DE OPERACIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma +1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0,17
ALTERNATIVA 2	1		1	3	0,50
ALTERNATIVA 3	1	0		2	0,33
			TOTAL	6	0,67

Tabla 4. 7: Ponderación del criterio de selección: Facilidad de mantenimiento

FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\Sigma +1$	PONDERACIÓN
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0,50
ALTERNATIVA 2	0		1	2	0,33
ALTERNATIVA 3	0	0		1	0,17
			TOTAL	6	0,83

4.2.4.1. Conclusión de resultados

Tabla 4. 8: Conclusiones de la selección de alternativas

RESULTADOS	COSTO	DISPONIBILIDAD	FACILIDAD DE OPERACIÓN	FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	SEGURIDAD	TOTAL	PRIORIDAD
ALTERNATIVA 1	0,11	0,12	0,02	0,05	0,05	0,35	2
ALTERNATIVA 2	0,07	0,08	0,07	0,03	0,13	0,38	1
ALTERNATIVA 3	0,04	0,04	0,05	0,02	0,09	0,23	3
PONDERACIÓN	0,21	0,24	0,14	0,10	0,31	1,00	

Los resultados muestran que la alternativa 2 que plantea un sistema semi-automático de ingreso de recipientes, cumple con las especificaciones planteadas por la empresa, ya que es la alternativa que está acorde con los criterios de selección planteados.

4.3. DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Una vez seleccionada la alternativa, se procede al diseño de cada una de las piezas que componen el sistema de ingreso de tanques.

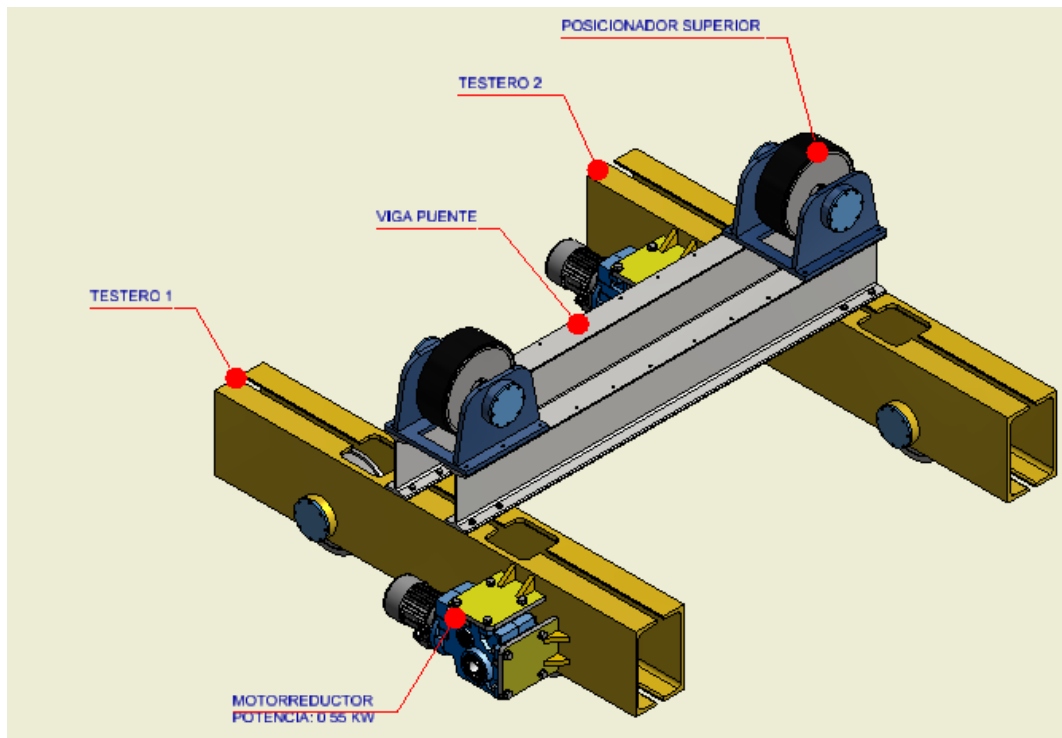


Figura 4. 7: Componentes del sistema de ingreso de tanques

4.3.1. EJE DE TRANSMISIÓN

El eje tiene la función de transmitir el movimiento a las ruedas, frontales y posteriores de los carros que componen el sistema de ingreso de recipientes.

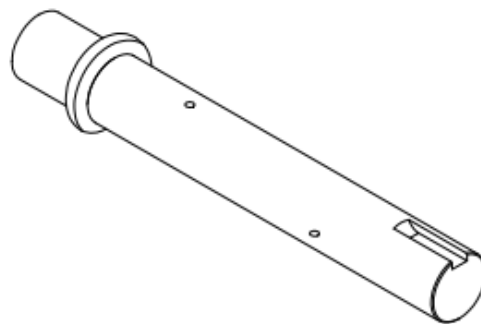


Figura 4. 8: Eje de transmisión

Diagrama de Cuerpo libre de eje.



Figura 4. 9: Diagrama de cuerpo libre del eje

Calculo de las reacciones

DATO:

$$P_1 = 45486,3 \text{ N}$$

$$P_2 = 45486,3 \text{ [N]}$$

Reacciones:

$$y = 0$$

$$0 = R_A + R_B - P_1 - P_2 \text{ N}$$

$$P_1 = P_2$$

Resolviendo se tiene

$$R_A = 45486,3 \text{ N}$$

$$R_B = -45486,3 \text{ [N]}$$

Diagrama de fuerzas

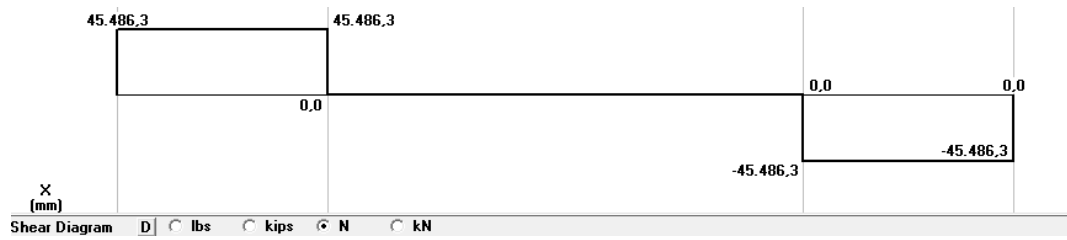


Figura 4. 10: Diagrama de fuerzas del eje

Diagrama de momentos

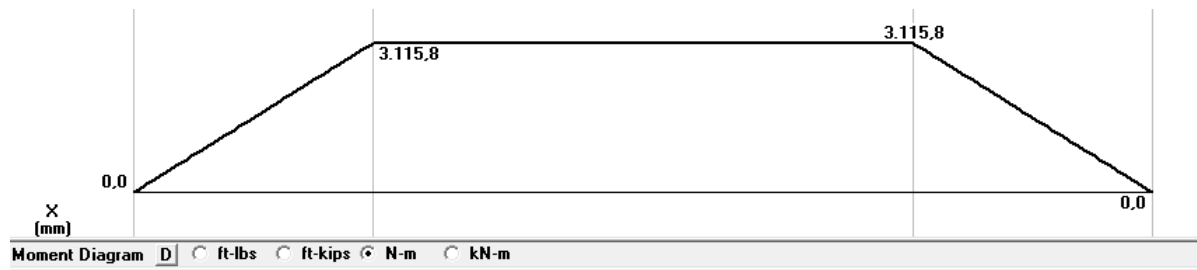


Figura 4. 11: Diagrama de momentos del eje

Determinación de la sección crítica

Momento máximo

$$M = 3115,8 [N m]$$

Determinación del punto crítico

ELEMENTOS ORDINARIOS PARA UNA VIGA A FLEXIÓN

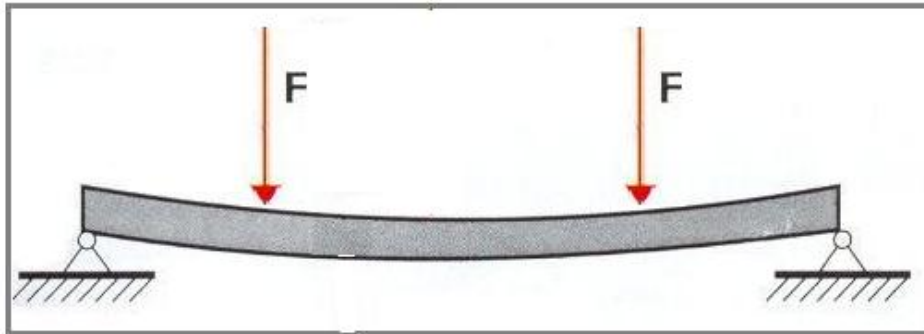


Figura 4. 12: Deformación de un eje a flexión

Cálculos de esfuerzos de la sección crítica

Momento máximo

$$M = 3115,8 \text{ [N m]}$$

Se tiene el esfuerzo de torsión y esfuerzo de flexión Ec 2.30 y Ec 2.31:

$$\tau_{xy} = \frac{16T_m}{\pi d^3} = \frac{16 \times 4083,53}{\pi 0,06^3} = 96,28 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 3115,8 \text{ [N m]}}{\pi 0,06^3} = 146,93 \text{ [MPa]}$$

Se conoce la ecuación **Ec 2.27**

$$\sigma_a = \sigma_a^2 + 3\tau_a^2 \text{ }^{1/2}$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{xmax} = 146,93 [MPa]$$

Se conoce la ecuación **Ec 2.28**

$$\sigma'_m = \sigma_m^2 + 3\tau_m^2 \text{ }^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \tau_{xy} \sqrt{3} = 166,76 [MPa]$$

Determinar la resistencia de la sección crítica (dato acero de transmisión AISI 6150)

Resistencia de un acero AISI 6150

$$S_{ut} = 670 [MPa]$$

Relacionar los esfuerzos principales con resistencias para determinar el parámetro requerido

Se conoce la ecuación **Ec 2.21**

$$S'_e = 0,5 \times 670 = 335 [MPa]$$

Se requiere calcular el valor de S_e y se lo obtiene mediante la ecuación **Ec 2.58**

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_e$$

Se calcula los diferentes factores

Factor de superficie

Se determina con la ecuación **Ec 2.14**

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Los valores a y b se obtienen de la **Tabla 2.1**

$$k_a = 4,51 \cdot 670^{-0,265} = 0,80$$

Factor de tamaño

Para un diámetro de 60 mm con la ecuación **Ec 2.14** se tiene:

$$k_b = \frac{d}{7,62}^{-0,1133} = 0,79$$

Factor de carga

El factor de carga para esfuerzos a flexión se determina con la ecuación **Ec 2.16**

$$k_c = 1$$

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos, en el **Anexo 13**

$$\frac{D}{d} = \frac{66}{60} = 1,1$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{60} = 0,05$$

Se obtiene $K_t = 1,9$

En el **Anexo 13** se obtiene:

$$q = 0,9$$

Utilizando la ecuación **Ec 2.18** se obtiene:

$$K_f = 1 + q \cdot K_t - 1 = 1 + 0,9 \cdot 1,9 - 1 = 1,81$$

Por lo tanto por la ecuación **Ec 2.17** el factor de concentración de esfuerzos es:

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1,81} = 0,55$$

De este modo se obtiene:

$$S_e = 335 \text{ MPa} \times 0,80 \times 0,79 \times 1 \times 0,55 = 116,44 \text{ [MPa]}$$

De acuerdo con la ecuación Ec 2.29:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_{ut}} \frac{\sigma'_a}{\sigma'_m}} = 760,42 [MPa]$$
$$n = \frac{S_m}{\sigma'_m} = \frac{760,42}{146,93} = 5,17$$

Se concluye que con un diámetro de 60 *mm* el eje no fallará

4.3.2. ELEMENTOS DE SOPORTE

4.3.2.1. Diseño y cálculo del eje del posicionador

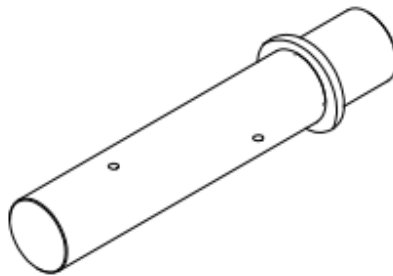


Figura 4. 13: Eje de soporte

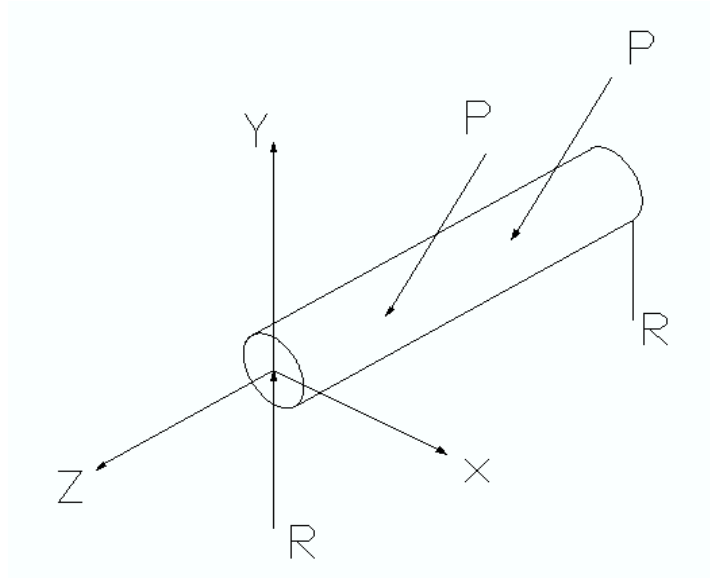


Figura 4. 14: Fuerza actuantes en el eje de soporte

Diagrama de Cuerpo libre de eje

Plano z-y



Figura 4. 15: Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Z-Y

Plano z-x

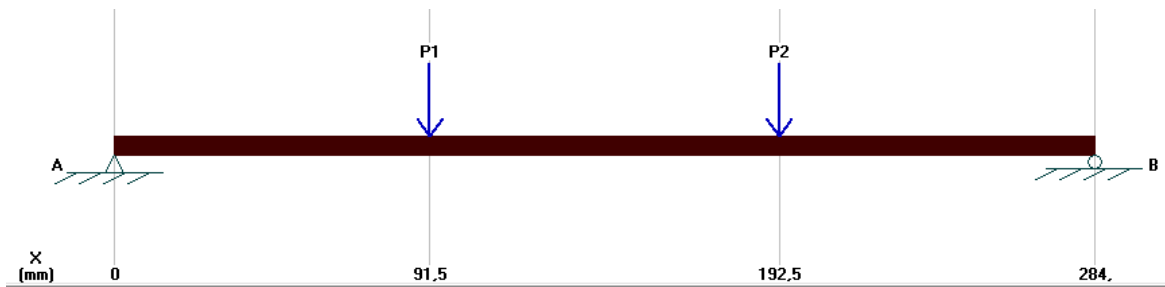


Figura 4. 16: Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Z-X

Calculo de las reacciones

Plano z-y

DATO:

$$P_1 = 45486,3 \text{ N}$$

$$P_2 = 45486,3 \text{ [N]}$$

Reacciones:

$$y = 0$$

$$0 = R_A + R_B - P_1 - P_2 \text{ N}$$

$$P_1 = P_2$$

$$R_A = 45486,3 \text{ N}$$

$$R_B = -45486,3 \text{ [N]}$$

Plano z-x

DATO:

$$P_1 = 18220,9 \text{ N}$$

$$P_2 = 18220,9 \text{ [N]}$$

Reacciones:

$$y = 0$$

$$0 = R_A + R_B - P_1 - P_2 \quad N$$

$$P_1 = P_2$$

$$R_A = 18220,9 \quad N$$

$$R_B = -18220,9 \quad [N]$$

Gráficos de fuerzas cortantes y Momentos flectores

Plano z-y

Diagrama de fuerzas

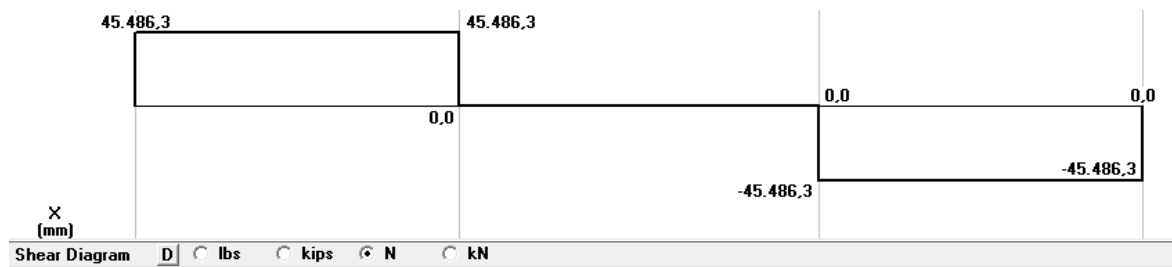


Figura 4. 17: Diagrama de fuerzas del eje en el plano Z-Y

Diagrama de momentos

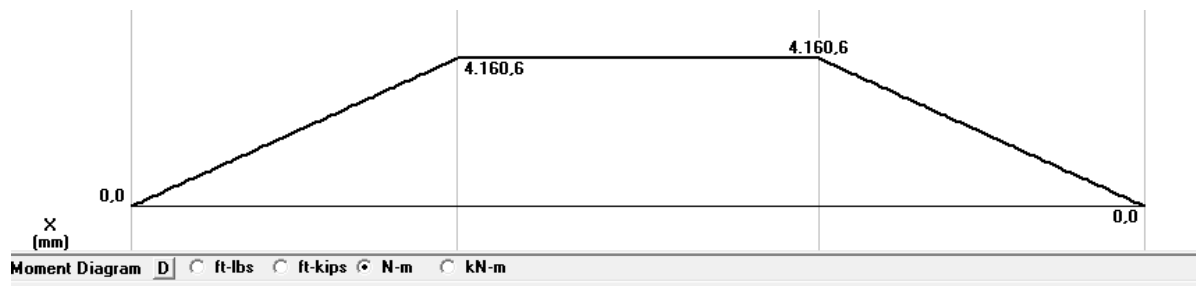


Figura 4. 18: Diagrama de momentos del eje en el plano Z-Y

Plano z-x

Diagrama de fuerzas

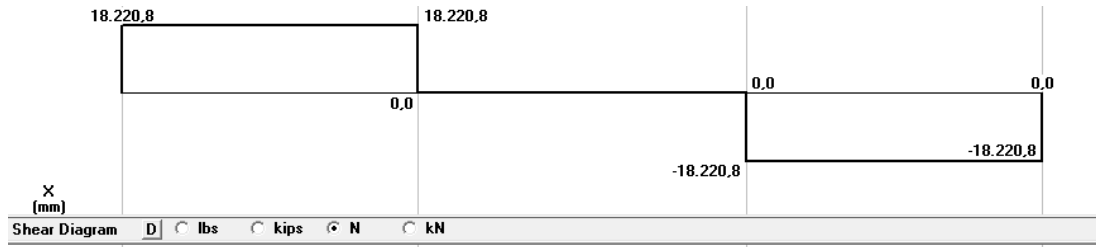


Figura 4. 19: Diagrama de fuerzas del eje en el plano Z-X

Diagrama de momentos

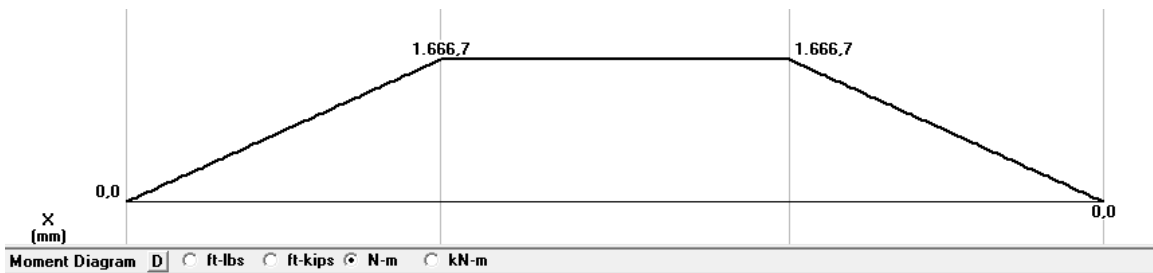


Figura 4. 20: Diagrama de momentos del eje en el plano Z-X

Determinación de la sección crítica

Momento máximo

$$M = 4160,6 [N m]$$

Determinación del punto crítico

ELEMENTOS ORDINARIOS PARA UNA VIGA A FLEXIÓN

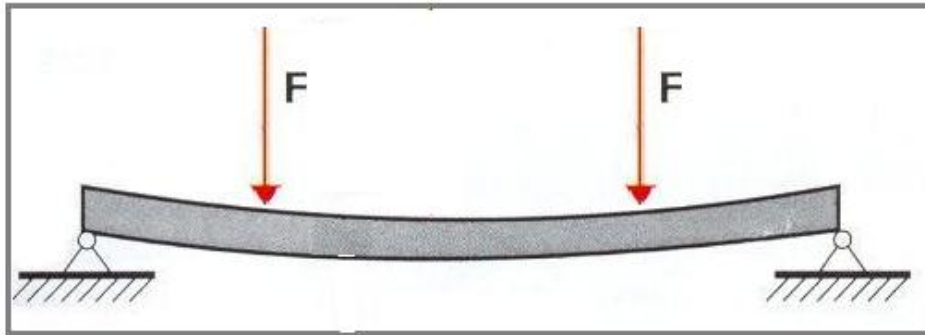


Figura 4. 21: Deformación de un eje a flexión

Cálculos de esfuerzos de la sección crítica

Momento máximo

$$M = 4160,6 \text{ [Nm]}$$

Resistencia a la fluencia, acero AISI 1018

$$S_y = 370 \text{ [MPa]}$$

Se asume un factor de seguridad

$$n = 2,5$$

Utilizando la ecuación Ec 2.30 y Ec 2.31 tenemos:

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 4160,6 \text{ [Nm]}}{\pi d^3} = \frac{42379,52 \text{ [Nm]}}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T_m}{\pi d^3} = \frac{16 \times 0}{\pi d^3} = 0$$

Se conoce la ecuación **Ec 2.32**

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{4} + \tau_{xy}^2}$$

Reemplazando los valores σ_x y τ_{xy} obtenidos anteriormente se determinan los esfuerzos principales

$$\sigma_{A,B} = \frac{21189,76}{d^3} \pm \frac{21189,76}{d^3}$$

Donde queda:

$$\sigma_A = \frac{42379,52}{d^3} = \sigma_1$$

$$\sigma_B = \frac{0}{d^3} = \sigma_3$$

Determinar la resistencia de la sección crítica (dato acero de transmisión AISI 1018)

Se conoce que:

$$S_y = 370 \text{ MPa}$$

Relacionar los esfuerzos principales con resistencias para determinar el parámetro requerido

La teoría de falla que se aplicaría para un diseño estático es la teoría de energía de distorsión, ya que es un material dúctil.

Se conoce la ecuación **Ec 2.37**

$$S_y^2 = S_B^2 - S_A S_B + S_A^2$$

De donde se tiene la ecuación **Ec 2.36**

$$S_B = -\frac{\sigma_3}{\sigma_1} S_A$$

Reemplazando los valores σ_1 y σ_3

$$S_B = -\frac{0}{\frac{42379,52}{d^3}} S_A = 0$$

Entonces se tiene

$$S_y^2 = 0 - S_A \times 0 + S_A^2$$

Se obtiene entonces el valor de S_A

$$S_A = 370 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Utilizando la ecuación **Ec 2.35** tenemos

$$n = \frac{S_A}{\sigma_A} = 2$$

Recuérdese que σ_A está en función de d que es el diámetro del eje a diseñar, entonces tenemos

$$2 = \frac{370 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{\frac{42379,52 \text{ N m}}{d^3}}$$

$$d = 0,600 \text{ m} = 60 \text{ mm}$$

4.3.2.1. Diseño y cálculo de los testeros

Los testeros son carros de translación que mueven la viga principal a lo largo de su recorrido. Además sirven de soporte para los motores que mueven las ruedas frontales y posteriores.

Se conoce que las propiedades del acero A 36:

$$S_y = 200 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ [MPa]}$$

Diagrama de cuerpo libre

$$P_1 = 45486,27 \text{ N}$$

$$P_2 = 45486,27 \text{ [N]}$$

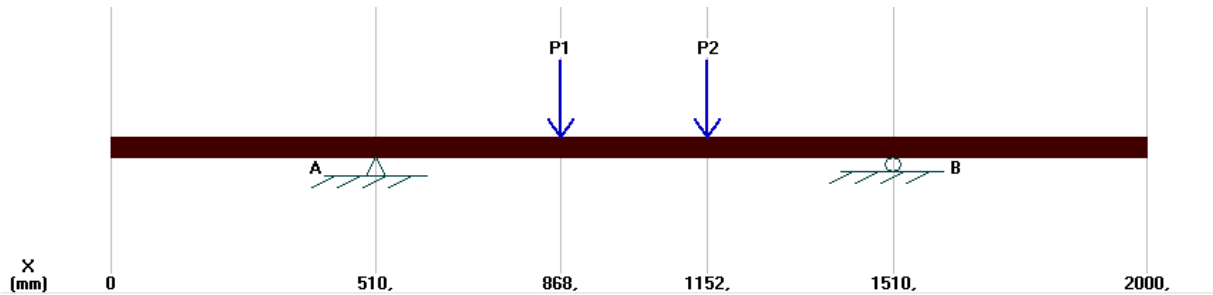


Figura 4. 22: Diagrama de cuerpo libre del testero

Calculo de reacciones

Reacciones:

$$y = 0$$

$$0 = R_A + R_B - P_1 - P_2 \text{ N}$$

$$R_A = 45486,27 \text{ N}$$

$$R_B = -45486,27 \text{ [N]}$$

Diagrama de Fuerzas cortantes y Momentos Flectores

Diagrama de fuerzas

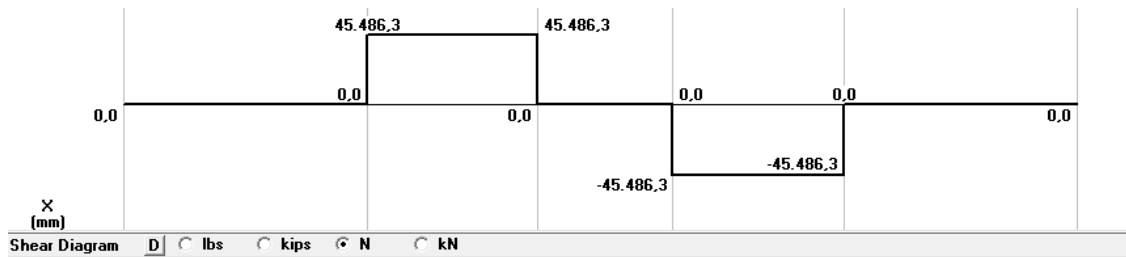


Figura 4. 23: Diagrama de fuerzas del testero

Diagrama de momentos

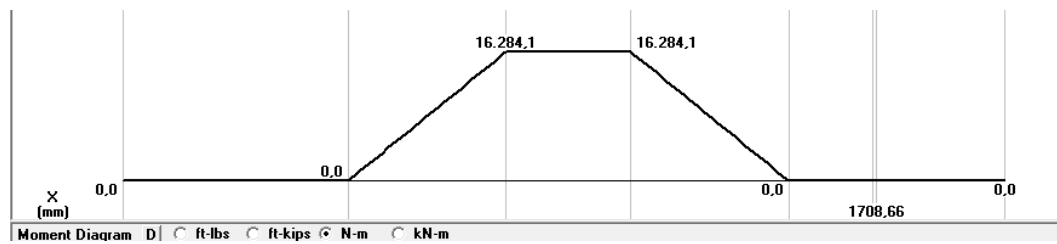


Figura 4. 24: Diagrama de momentos del testero

Momento máximo

$$M = 16284,1 \text{ [N m]}$$

Resistencia a la fluencia, acero A 36

$$S_y = 200 \text{ [MPa]}$$

Se asume un factor de seguridad

$$n = 2$$

Utilizando la ecuación **Ec 2.30** y **Ec 2.31** tenemos:

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 16284,1 \text{ [Nm]}}{\pi d^3} = \frac{165868,48 \text{ [Nm]}}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T_m}{\pi d^3} = \frac{16 \times 0}{\pi d^3} = 0$$

Se conoce la ecuación **Ec 2.32**

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{4} + \tau_{xy}^2}$$

Reemplazando los valores σ_x y τ_{xy} obtenidos anteriormente se determinan los esfuerzos principales

$$\sigma_{A,B} = \frac{82934,24}{d^3} \pm \frac{82934,24}{d^3}$$

Donde queda:

$$\sigma_A = \frac{165868,48}{d^3} = \sigma_1$$

$$\sigma_B = \frac{0}{d^3} = \sigma_3$$

La teoría de falla que se aplicaría para un diseño estático es la teoría de energía de distorsión, ya que es un material dúctil.

Se conoce la ecuación **Ec 2.37**

$$S_y^2 = S_B^2 - S_A S_B + S_A^2$$

De donde se tiene la ecuación **Ec 2.36**

$$S_B = -\frac{\sigma_3}{\sigma_1} S_A$$

Reemplazando los valores σ_1 y σ_3

$$S_B = -\frac{0}{165868,48} S_A = 0$$

Entonces se tiene

$$S_y^2 = 0 - S_A \times 0 + S_A^2$$

Se obtiene entonces el valor de S_A

$$S_A = 200 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

Utilizando la ecuación **Ec 2.35** tenemos

$$n = \frac{S_A}{\sigma_A} = 2$$

Recuérdese que σ_A está en función de d que es el diámetro del eje a diseñar, entonces tenemos

$$1,5 = \frac{200 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{165868,48 \frac{N m}{d^3}}$$

$$d = 0,1183 \text{ m} = 118,37 \text{ mm}$$

4.3.2.1.1. Cálculo de perfil de los testeros

Para los testeros se selecciona un perfil compuesto doble U. Estas soluciones son muy habituales en construcciones metálicas, especialmente en piezas sometidas a fuertes compresiones, ya que la disposición de varios perfiles suele mejorar notablemente las propiedades resistentes de la pieza según su eje débil, comportándose mucho mejor frente a la inestabilidad por pandeo.

Se conoce que el momento flector máximo es:

$$M = 16284,1 \text{ N m}$$

Se determina el módulo elástico por la ecuación Ec 2.42 de sección alrededor del eje $x - x$

$$S_{XX} = \frac{M}{\sigma_x}$$

Se calcula en esfuerzo alrededor del eje x

$$\sigma_x = \frac{165868,48}{d^3} = \frac{165868,48[Nm]}{0,1183 \text{ m}^3}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene

$$S_{XX} = \frac{16284,1 \text{ N m}}{10^8} = 1,63 \times 10^{-4} [m^3]$$

$$S_{XX} = 162,84 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil compuesto doble U

Se conoce que

$$I_{XX \ 2U} = 2 I_{XX \ 1U}$$

$$S_{XX \ 2U} = 2 S_{XX \ 1U}$$

$$S_{XX\ 2U} = 1,63 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Entonces

$$S_{XX\ 1U} = \frac{S_{XX\ 2U}}{2} = \frac{1,63 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{2}$$

$$S_{XX\ 1U} = 8,15 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S_{XX\ 1U} = 81,5 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil

UPN 350 se encuentra especificado en **Anexo 1**

Tabla 4. 9: Especificaciones del perfil C

Descripción	Dimensiones (mm)	
h	350	
b	100	
s	14	
d	16	

4.3.3.2. Diseño y cálculo de la viga puente

La viga puente sirve de soporte para los posicionadores; y es el elemento principal de sujeción del sistema.

Se conoce que las propiedades del acero A 36:

$$S_y = 200 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 440 \text{ [MPa]}$$

Diagrama de cuerpo libre.

$$P_1 = 45486,27 \text{ N}$$

$$P_2 = 45486,27 \text{ [N]}$$



Figura 4. 25: Diagrama de cuerpo libre de la viga puente

Calculo de reacciones

Reacciones:

$$y = 0$$

$$0 = R_A + R_B - P_1 \text{ N}$$

$$R_A = 45486,27 \text{ N}$$

$$R_B = -45486,27 \text{ [N]}$$

Diagrama de Fuerzas cortantes y Momentos Flectores.

Diagrama de fuerzas

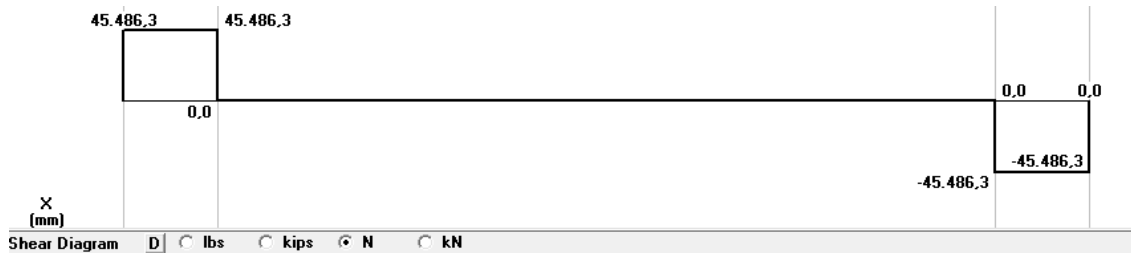


Figura 4. 26: Diagrama de fuerzas de la viga puente

Diagrama de momentos

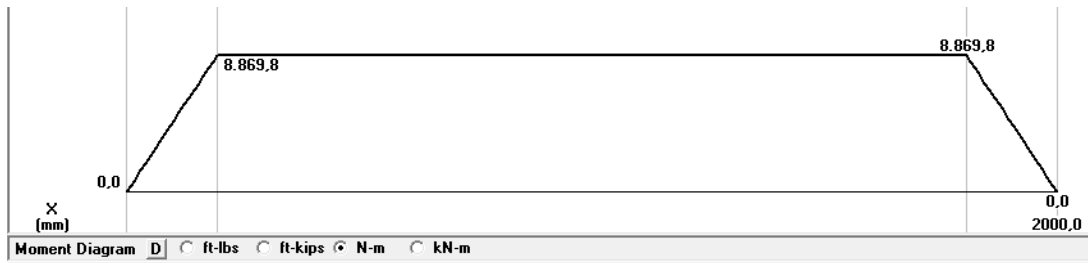


Figura 4. 27: Diagrama de momentos de la viga puente

Momento máximo

$$M = 8869,8 \text{ [N m]}$$

Resistencia a la fluencia, acero A 36

$$S_y = 200 \text{ [MPa]}$$

Se asume un factor de seguridad

$$n = 2$$

Utilizando la ecuación **Ec 2.30** y **Ec 2.31** tenemos

$$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 8869,8 \text{ Nm}}{\pi d^3} = \frac{90347,04 \text{ Nm}}{d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 T_m}{\pi d^3} = \frac{16 \times 0}{\pi d^3} = 0$$

Se conoce la ecuación **Ec 2.32**.

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\frac{\sigma_x^2}{4} + \tau_{xy}^2}$$

Reemplazando los valores σ_x y τ_{xy} obtenidos anteriormente se determinan los esfuerzos principales

$$\sigma_{A,B} = \frac{45173,52}{d^3} \pm \frac{45173,52}{d^3}$$

Donde queda:

$$\sigma_A = \frac{90347,04}{d^3} = \sigma_1$$

$$\sigma_B = \frac{0}{d^3} = \sigma_3$$

La teoría de falla que se aplicaría para un diseño estático es la teoría de energía de distorsión, ya que es un material dúctil.

Se conoce la ecuación **Ec 2.37**.

$$S_y^2 = S_B^2 - S_A S_B + S_A^2$$

De donde se tiene la ecuación **Ec 2.36**.

$$S_B = -\frac{\sigma_3}{\sigma_1} S_A$$

Reemplazando los valores σ_1 y σ_3

$$S_B = -\frac{0}{90347,04} S_A = 0$$

Entonces se tiene

$$S_y^2 = 0 - S_A \times 0 + S_A^2$$

Se obtiene entonces el valor de S_A

$$S_A = 200 \times 10^6 [Pa]$$

Utilizando la ecuación tenemos **Ec 2.35**.

$$n = \frac{S_A}{\sigma_A} = 1,5$$

Recuérdese que σ_A está en función de d que es el diámetro del eje a diseñar, entonces tenemos

$$2 = \frac{200 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}{\frac{90347,04 N m}{d^3}}$$

$$d = 0,0967 m = 96,7 mm$$

4.3.3.1. Cálculo de perfil de la viga puente

Para el puente viga se seleccionó un perfil I ya que presentan un buen comportamiento para la flexión provocada por un momento flector cuya dirección vectorial sea perpendicular al alma central.

Se conoce que el momento flector máximo es:

$$M = 8869,8 \text{ N m}$$

Se determina el módulo elástico de sección con la ecuación **Ec 2.42** alrededor del eje $x - x$

$$S_{xx} = \frac{M}{\sigma_x}$$

Se calcula en esfuerzo alrededor del eje x

$$\sigma_x = \frac{90347,04}{d^3} = \frac{90347,04 \text{ [Nm]}}{0,0967 \text{ m}^3}$$

Reemplazando en la ecuación anterior se obtiene

$$S_{xx} = \frac{8869,8 \text{ N m}}{9,99 \times 10^7} = 8,87 \times 10^{-5} [\text{m}^3]$$

$$S_{xx} = 88,7 \text{ cm}^3$$

Se selecciona un perfil

IPN 240 se encuentra especificado en **Anexo 2**

Tabla 4. 10: Especificaciones del perfil I

Descripción	Dimensiones (mm)	
h	240	
b	106	
e	8,7	
e ₁	13,1	

4.3.3. RODAMIENTOS

4.3.3.1. Solicitaciones estáticas

Se determina la relación entre la fuerza axial y radial para determinar la ecuación a utilizar

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_r = 45486,27 \text{ [N]}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0}{24500} = 0$$

El valor de la carga estática es la siguiente

$$F_0 = F_r = 45486,27 \text{ [N]}$$

Para exigencias normales el coeficiente de esfuerzos estáticos se le asigna un valor de 1,2 se encuentra especificado en **Anexo 3**

$$f_s = 1,2$$

La capacidad de carga estática se obtiene se obtiene por la fórmula **Ec. 2.45**

$$C_0 = f_s \times P_0$$

$$C_0 = 1,2 \times 45486,27$$

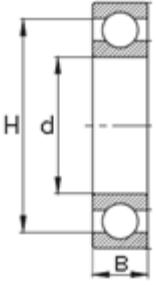
$$C_0 = 54583,52 \quad N = 54,6 \text{ [KN]}$$

El rodamiento que cumple con los parámetros establecidos tiene la siguiente denominación: **FAG 6412**

$$\varnothing = 60\text{mm}$$

Denominación 6313 se encuentra especificada en **Anexo 7**.

Tabla 4. 11: Especificaciones del rodamiento

Descripción	Dimensiones (mm)	
d	60	
D	150	
B	35	

4.3.3.2. Solicitaciones dinámicas

La relación F_a/F_r determina el valor de la carga dinámica equivalente

$$F = F_r$$

$$F_r = 45486,27 \text{ [N]}$$

Para determinar la carga dinámica se utiliza la fórmula **Ec. 2.48**

$$C = \frac{f_L}{f_n f_t} \times F$$

El coeficiente de velocidad se toma de tablas de catálogos en el cálculo de rodamientos se toma un valor de 10 rpm se encuentra especificado en **Anexo 4**.

$$f_n = 1,494$$

El coeficiente de esfuerzos dinámicos depende de las distintas aplicaciones de los rodamientos se encuentra especificado en **Anexo 5**.

$$f_L = 4$$

La temperatura de servicio del rodamiento determina el coeficiente de temperatura, se toma el valor de coeficiente a una temperatura máxima de servicio de 150°C se encuentra especificado en **Anexo 6**.

$$f_t = 1$$

Reemplazando los valores de los coeficientes se tiene:

$$C = \frac{4}{1,494 \times 1} \times 45486,27 [N]$$

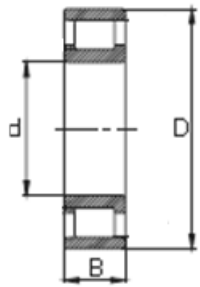
$$C = 121783,85 \text{ N} = 121,8 [kN]$$

El rodamiento que cumple con los parámetros establecidos tiene la siguiente denominación: **FAG NU2212E.TVP2**

$$\varnothing = 60mm$$

Denominación **NU2212E.TVP2** se encuentra especificada en **Anexo 7**.

Tabla 4. 12: Especificaciones del rodamiento

Descripción	Dimensiones (mm)	
d	60	
D	110	
B	28	

4.3.3.2. Vida útil de rodamientos

La vida útil del rodamiento se calcula con la fórmula **Ec. 2.44**

$$L = \frac{C}{F}^a \times 10^6$$

Donde:

$$C = 121,8 \text{ [kN]}$$

$$F = 45,48 \text{ [kN]}$$

$a = 3$ para cojinetes de bolas

$$L = \frac{121,8 \text{ [kN]}^3}{45,48 \text{ [kN]}^3} \times 10^6$$

$$L = 19,2 \times 10^6 \text{ rev} \times \frac{1 \text{ min}}{44,8 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} = 7145 \text{ horas}$$

Con el resultado obtenido se determina que el cambio de rodamientos debe realizarse antes de las 7145 horas de trabajo.

4.3.4. PERNOS

Las juntas empernadas tenemos:

1. Unión de posicionador y viga puente.
2. Unión de viga puente y testers.

Para las juntas 1 y 2 se utilizarán pernos UNC ½”.

Estos pernos corresponden a un acero SAE 8 se encuentra especificado en **Anexo 8**, que tiene las siguientes propiedades:

$$S_p = 130 \text{ kpsi}$$

$$S_{ut} = 150 \text{ kpsi}$$

$$S_y = 120 \text{ kpsi}$$

4.3.4.1. Junta posicionador y viga puente

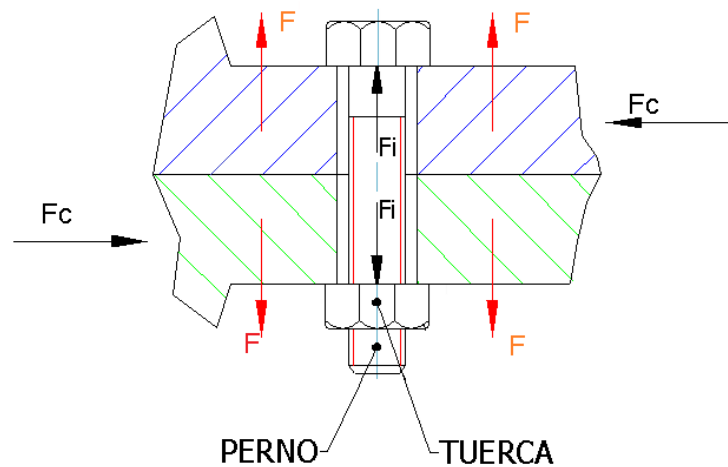


Figura 4. 28: Diagrama de cuerpo libre del perno

$$\text{diámetro del perno} = 0,5'' = 0,0127\text{m}$$

Se tiene el módulo de elasticidad del perno

$$E = 30 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} = 206,93 \times 10^3 [\text{MPa}]$$

El agarre del perno se obtiene por medio del espesor del material sujetado.

$$\rho = 19 \text{ mm} + 9.8 \text{ mm} = 28.8 \text{ mm}$$

Se calcula la constante de rigidez del perno, modificando la ecuación Ec 2.53, se tiene:

$$k_b = \frac{A E}{\rho} = \frac{\pi \cdot 0,5 \text{ pulg}^2 \cdot 30 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2}{4 \cdot 28,8 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}}} = 5,19 \times 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} = 910,16 \times 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

Se calcula la constante de rigidez de los elementos, por medio de la ecuación Ec 2.54, se tiene:

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 L n \cdot 5 \frac{l + 0.5d}{l + 2.5 d}}$$

$$k_m = \frac{\pi \cdot 206,93 \times 10^6 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \cdot 0,0127 \text{m}}{2 L n \cdot 5 \frac{0,0288 \text{ m} + 0.5 \cdot 0,0127 \text{m}}{0,0288 \text{ m} + 2.5 \cdot 0,0127 \text{m}}}$$

$$k_m = 387,39 \times 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

La constante se calcula con la fórmula Ec 2.57

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = 0,70$$

4.3.4.1.1. Diseño estático

La carga externa a la que está sometida la junta atornillada es de 18220,84 [N], la junta consta de 6 pernos por lo que la carga que soporta cada perno es:

$$P = \frac{Q}{\# \text{ Pernos}} = \frac{18220,84 \text{ [N]}}{6}$$

$$P = 3036,0 \text{ N} = 3,04 \text{ [kN]}$$

La precarga debe ser mayor que el valor de CP .

$$CP = 0,7 \times 3,04 = 2,13 \text{ kN}$$

En **Anexo 9**, se encuentra el valor de el área de esfuerzo de tensión

$$A_t = 84,3 \text{ mm}^2 = 8,43 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Obtenemos entonces la carga de prueba según la ecuación **Ec 2.60**

$$F_p = A_t \times S_p$$

$$F_p = 8,43 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \times 89,26 \times 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

$$F_p = 75,25 \text{ [kN]}$$

El valor de la precarga debe estar entre los siguientes valores

$$0.6 F_p \leq F_i \leq 0.9 F_p$$

$$45,15 \text{ kN} \leq F_i \leq 67,73 \text{ kN}$$

Se asigna un valor de precarga de 50 kN.

La carga resultante del perno se determina con la ecuación **Ec 2.58**

$$F_b = 2,13 \text{ kN} + 50 \text{ kN} = 52,13 \text{ kN}$$

Se obtiene el factor de seguridad estático se determina con la ecuación **Ec 2.61**

$$n = \frac{A_t S_y - F_i}{CP}$$

$$n = \frac{8,43 \times 10^{-5} m^2 \times 82,39 \times 10^4 \frac{kN}{m^2} - 50 kN}{2,13 kN}$$

$$n = 9,13$$

4.3.4.1.2. Diseño dinámico

El esfuerzo medio y alternante se obtiene por las fórmulas **Ec 2.62** y **Ec 2.63** respectivamente

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} = \frac{2130 N}{2 \times 8,43 \times 10^{-5} m^2} = 12,63 [MPa]$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = 12,63 \times 10^6 \frac{N}{m^2} + \frac{50000 N}{8,43 \times 10^{-5} m^2} = 605,75 [MPa]$$

El factor de seguridad dinámico se calcula por medio de la ecuación **Ec 2.68**

$$n = \frac{A_t S_{ut} - F_i}{\frac{CP}{2} \frac{S_{ut}}{S_e} + 1}$$

Se requiere calcular el valor de S_e y se lo obtiene mediante la ecuación **Ec 2.69**

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_e$$

Se conoce que para $S_{ut} \leq 200 kpsi$

$$S'_e = 0.5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 514,99 \text{ MPa}$$

Se calcula los diferentes factores

Factor de superficie

Se determina con la ecuación **Ec 2.14**

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Los valores a y b se obtienen de la **Tabla 2.1**

$$k_a = 4,51 \cdot 1029,97^{-0,265} = 0,71$$

Factor de tamaño

Para un diámetro de $\frac{1}{2}$ " con la ecuación **Ec 2.14** se tiene:

$$k_b = \frac{d}{0,3}^{-0,1133} = 0,94$$

Factor de carga

El factor de carga para esfuerzos a flexión se determina con la ecuación **Ec 2.16**

$$k_c = 1$$

$$S_e = 514,99 \text{ MPa} \times 0,71 \times 0,94 \times 1 = 343,7 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad dinámico es:

$$n = \frac{8,43 \times 10^{-5} m^2 \times 1029977 \frac{kN}{m^2} - 50kN}{\frac{2,13 kN}{2} \frac{1029,97 [MPa]}{343,7 [MPa]} + 1}$$

$$n = 8,65$$

4.3.4.2. Junta viga puente y testeros

diámetro del perno = 0,5" = 0,0127m

Se tiene el módulo de elasticidad del perno

$$E = 30 \times 10^6 \frac{lb}{pulg^2} = 206,93 \times 10^3 [MPa]$$

El agarre del perno se obtiene por medio del espesor del material sujetado.

$$\rho = 14 mm + 9.8 mm = 23.8 mm$$

Se calcula la constante de rigidez del perno, modificando la ecuación Ec 2.53, se tiene:

$$k_b = \frac{A E}{\rho} = \frac{\pi \ 0,5 \ pulg^2 \ 30 \times 10^6 \ lb/pulg^2}{4 \ 23,8 \ mm \ \frac{1 \ pulg}{25,4 \ mm}} = 6,28 \times 10^6 \frac{lb}{pulg} = 110,14 \times 10^4 \frac{kN}{m}$$

Se calcula la constante de rigidez de los elementos, por medio de la ecuación Ec 2.54, se tiene:

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 L n \ 5 \frac{l + 0.5d}{l + 2.5d}}$$

$$k_m = \frac{\pi \ 206,93 \times 10^6 \frac{kN}{m^2} \ 0,0127m}{2 L n \ 5 \ \frac{0,0238 m + 0.5 \ 0,0127m}{0,0238 m + 2.5 \ 0,0127m}}$$

$$k_m = 413,49 \times 10^4 \ \frac{kN}{m}$$

La constante se calcula con la fórmula **Ec 2.57**

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = 0.21$$

4.3.4.2.1. Diseño estático

La carga externa a la que está sometida la junta atornillada consta de 6 pernos por lo que la carga que soporta cada perno es:

$$P = \frac{Q}{\# \text{Pernos}} = \frac{18220,84}{4}$$

$$P = 4555,21 \ N = 4,55 \ [kN]$$

La precarga debe ser mayor que el valor de CP .

$$CP = 0,21 \times 4,55 = 0,95 \ kN$$

En **Anexo 9**, se encuentra el valor de el área de esfuerzo de tensión

$$A_t = 84,3 \ mm^2 = 8,43 \times 10^{-5} m^2$$

Obtenemos entonces la carga de prueba se determina con la ecuación **Ec 2.60**

$$F_p = A_t \times S_p$$

$$F_p = 8,43 \times 10^{-5} m^2 \times 89,26 \times 10^4 \frac{kN}{m^2}$$

$$F_p = 75,25 [kN]$$

El valor de la precarga debe estar entre los siguientes valores

$$0.6 F_p \leq F_i \leq 0.9 F_p$$

$$45,15 kN \leq F_i \leq 67,73 kN$$

Se asigna un valor de precarga de 50 kN.

La carga resultante del perno se determina con la **Ec 2.58**

$$F_b = 0.95 kN + 50 kN = 50,95 kN$$

Se obtiene el factor de seguridad estático se determina con la ecuación **Ec 2.61**

$$n = \frac{A_t S_y - F_i}{CP}$$

$$n = \frac{8,43 \times 10^{-5} m^2 \times 82,39 \times 10^4 \frac{kN}{m^2} - 50 kN}{0,95 kN}$$

$$n = 20,47$$

4.3.4.2.2. Diseño dinámico

El esfuerzo medio y alternante se obtiene por las fórmulas **Ec 2.62** y **Ec 2.63** respectivamente

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} = \frac{0,95 kN}{2 \times 8,43 \times 10^{-5} m^2} = 5,63 [MPa]$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = 5634,64 \frac{kN}{m^2} + \frac{50 kN}{8,43 \times 10^{-5} m^2} = 598,75 [MPa]$$

El factor de seguridad dinámico se calcula por medio de la ecuación **Ec 2.68**

$$n = \frac{A_t S_{ut} - F_i}{\frac{CP}{2} \frac{S_{ut}}{S_e} + 1}$$

Se requiere calcular el valor de S_e y se lo obtiene mediante la ecuación **Ec 2.69**

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_e$$

Se conoce que para $S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}$

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 S_{ut} = 514,99 [MPa]$$

Se calcula los diferentes factores

Factor de superficie

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Los valores a y b se obtienen de la **Tabla 2.1**

$$k_a = 4,51 \cdot 1029,97^{-0,265} = 0,71$$

Factor de tamaño

Para un diámetro de $\frac{1}{2}$ " se determina con la ecuación **Ec 2.15**

$$k_b = \frac{d}{0,3}^{-0,1133} = 0,94$$

Factor de carga

El factor de carga para esfuerzos a flexión se determina con la ecuación Ec 2.16

$$k_c = 1$$

$$S_e = 514,99 \text{ MPa} \times 0,71 \times 0,94 \times 1 = 343,7 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad dinámico es:

$$n = \frac{8,43 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \times 1029977 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} - 50 \text{ kN}}{\frac{0,95 \text{ kN}}{2} \frac{1029,97 \text{ [MPa]}}{343,7 \text{ [MPa]}} + 1}$$

$$n = 19,4$$

4.3.5. SELECCIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

La velocidad media de operación del carro se considera:

$$V_2 = 5 \text{ m/min}$$

El eje tiene un diámetro 55 mm entonces tenemos:

$$r_1 = 0,0275 \text{ m}$$

El radio de la rueda a la cual se va a transmitir el movimiento es el siguiente:

$$r_2 = 0,1575 \text{ m}$$

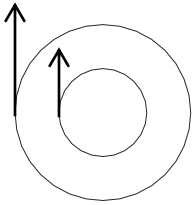
La velocidad angular se considera

$$\omega_1 = \frac{V_1}{r_1}$$

$$\omega_2 = \frac{V_2}{r_2}$$

La velocidad angular de el eje y de la rueda deben ser iguales

$$\omega_1 = \omega_2$$



$$\frac{V_1}{r_1} = \frac{V_2}{r_2}$$

$$V_1 = V_2 \frac{r_1}{r_2}$$

$$V_1 = 5 \text{ m/min} \frac{0,0275}{0,1575}$$

La velocidad lineal del eje es:

$$V_1 = 0,87 \text{ m/min}$$

$$\omega_1 = \frac{V_1}{r_1} = \frac{0,87 \text{ m/min}}{0,0275 \text{ m}} = 31,64 \text{ rad/min}$$

$$\omega_1 = 0,53 \text{ rad/seg}$$

La fuerza normal que soporta la rueda

$$F = 45486,3 \text{ [N]}$$

Se calcula entonces la fuerza de rozamiento de una rueda

$$F_r = \mu \times F = 0,57 \times 45486,3 = 25927,2 \text{ [N]}$$

Se calcula el torque

$$T = F_r \times r_r$$

Donde r_r es el radio de la rueda

$$T = 25927,2 \text{ N} \times 0,1575 \text{ m} = 4083,53 \text{ [Nm]}$$

Utilizando la ecuación **Ec. 2.72** se calcula la potencia del motor

$$P = T \times \omega$$

$$P = 4083,53 \times 0,53 = 2164,27 \text{ [W]}$$

$$P = 3 \text{ Hp}$$

Se selecciona dos motores de 3 HP se encuentra especificado en **Anexo 10**.

4.3.6. PLACAS DE APOYO.

Se conoce los siguientes datos:

$$\sigma = 250 \text{ MPa}$$

$$E = 20000 \text{ MPa}$$

La relación de esbeltez está dada por la ecuación **Ec. 2.75**

$$C_c = \frac{2\pi^2 E}{\sigma_{PC}}$$

$$C_c = \frac{2(20000)\pi^2}{250} = 125,663$$

Se calcula la relación entre longitud efectiva y radio de giro

El radio de giro se obtiene con la siguiente fórmula:

$$r_g = \frac{h_c}{\sqrt{2 \cdot 3}} = 55$$

$$L_c \times h_c = 0,5 \cdot 140 = 70 \text{ mm}$$

Donde L_c corresponde al largo de la columna y h_c es la altura de la sección transversal.

$$r_{el} = \frac{L_c \times h_c}{r_g} = \frac{70}{55} = 12,72$$

Debido a que $r_{el} < C_c$, entonces el factor de seguridad se obtiene mediante la ecuación **Ec. 2.78**

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3 r_{el}}{8 C_c} - \frac{r_{el}^3}{8 C_c^3}$$

$$FS = 1,76$$

4.4. PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.

4.4.1. PLANOS.

Los planos del sistema de ingreso de recipientes se encuentran detallados en el **Anexo 15.**

4.4.2. HOJAS DE PROCESO.

Las hojas de proceso, detallan el proceso de construcción de elementos no normalizados y se encuentran en el **Anexo 14**.

4.5. COSTOS.

Dentro de los costos para el diseño y fabricación del sistema de ingreso para recipientes se encuentran los costos de la materia prima, mano de obra directa, mano de obra indirecta y materiales indirectos.

4.5.1. COSTOS DE MATERIA PRIMA

Los costos se encuentran detallados en la siguiente tabla

Tabla 4. 13: Costo de materia prima

ITEM	DESCRIPCION	CANT.	MATERIAL	PESO/U NID.	PESO TOTAL	PRECIO
1	PRISIONERO Ø3/8"x 5/8"	16	ASME	-	-	\$ 4,80
2	EMPAQUE Ø 160	24	-	-	-	\$ 7,20
3	RETENEDOR Ø 80	24	-	-	-	\$ 7,20
4	GRASERO Ø 1/4"	24	-	-	-	\$ 18,00
5	PERNO HEXAGONAL Ø 1/4"x 3/4"	16	-	-	-	\$ 4,80
6	RODAMIENTO FAG 6412	8	-	-	-	\$ 19,20
7	RODAMIENTO FAG NU2212E.TVP2	16	-	-	-	\$ 14,72
8	EJE Ø 60 L=365	12	AISI 6150	8,93	107,16	\$ 91,09
9	EJE Ø 140 L = 49	8	AISI 1018	7,73	61,84	\$ 52,56
10	CARBON STEEL PLATE 390x260xTHCK.19	8	SA 516 GR 70	15,16	121,28	\$ 103,09

11	CARBON STEEL PLATE 140x140xTHCK. 12 2/3	2	SA 516 GR 71	2,55	5,1	\$	4,34
12	CARBON STEEL PLATE 390x390x THCK. 19	4	SA 516 GR 72	22,75	91	\$	77,35
13	EJE Ø 180 L=39	4	AISI 1018	8,73	34,92	\$	29,68
14	PERNO HEXAGONAL Ø 1/4"x 3/4"	192	AISI 304	-	-	\$	57,60
15	CARBON STEEL PLATE 70x150xTHCK. 10	16	SA 516 GR 70	0,82	13,12	\$	11,15
16	CARBON STEEL PLATE 268x210xTHCK. 10	8	SA 516 GR 71	4,42	35,36	\$	30,06
17	CARBON STEEL PLATE 268x215xTHCK. 10	8	SA 516 GR 72	4,52	36,16	\$	30,74
18	IPN 240	4	AISI 304	72,4	289,6	\$	246,16
19	UPN 350	8	AISI 304	105,52	844,16	\$	717,54
20	CARBON STEEL PLATE 204x324xTHCK. 10	4	SA 516 GR 73	5,19	20,76	\$	17,65
21	CHAVETA	8		-	-	\$	4,00
22	MOTORREDUTOR ORTOGONAL 3HP, 9.7 RPM	4		-	-	\$	6.000,00
23	CARBON STEEL PLATE 180x180xTHCK. 12 2/3	24	SA 516 GR 74	2,55	61,2	\$	52,02
24	EJE Ø 66 L=392	4	AISI 6150	9,59	38,36	\$	32,61
25	EJE Ø 66 L=292	4	AISI 6150	7,14	28,56	\$	24,28
NOTAS:				TOTAL	1602,1	\$	7.657,84
					[kg]		

4.5.2. COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA

Los costos se encuentran detallados en la siguiente tabla, los valores de los tiempos se encuentran especificados en el Anexo 14.

Tabla 4. 14: Costos de mano de obra directa

COSTOS DIRECTOS			
MANO DE OBRA			
DESCRIPCIÓN	NÚMERO DE HORAS	VALOR POR HORA	VALOR TOTAL
Soldadura	8	\$ 9,00	\$ 72,00
Corte con plasma	29	\$ 5,00	\$ 145,00
Plegado	6	\$ 5,00	\$ 30,00
Torneado	16	\$ 6,00	\$ 96,00
Fresado	11	\$ 7,00	\$ 77,00
Taladro	8	\$ 3,00	\$ 24,00
Limado	8	\$ 3,00	\$ 24,00
TOTAL	86	\$ 38,00	\$ 468,00

4.5.3. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Los costos se encuentran detallados en la siguiente tabla.

Tabla 4. 15: Costos de materiales indirectos

COSTOS			
MATERIALES INDIRECTOS			
MATERIALES	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	VALOR TOTAL
Electrodo E7018	50 lb	\$ 0,98	\$ 49,00
Brocas 1/4 "	2	\$ 1,00	\$ 2,00
Brocas 1/2"	2	\$ 1,00	\$ 2,00
Brocas 3/4 "	2	\$ 0,80	\$ 1,60
Brocas 3/8 "	2	\$ 0,80	\$ 1,60
Guaypes	20	\$ 0,15	\$ 3,00
TOTAL		\$ 4,73	\$ 59,20

4.5.4. COSTO TOTAL.

El costo total del sistema de ingreso para recipientes es la suma de los rubros anteriormente detallados

Tabla 4. 16: Costo total

COSTOS TOTALES	
TIPO DE COSTO	COSTO TOTAL
Costos de la materia prima	\$ 7.657,84
Costos de directos de mano de obra	\$ 468,00
Costos de materiales indirectos	\$ 59,20
TOTAL	\$ 8185,04

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES.

- El presente proyecto permitirá optimizar los tiempos de construcción de recipientes lo que permitirá un ahorro económico para la empresa por lo que la inversión está justificada.
- Los materiales de los cuales está compuesto el sistema de ingreso de recipientes fueron seleccionados de acuerdo a las solicitudes mecánicas que se encuentran sometidas cada uno de los elementos.
- El sistema de ingreso de recipientes permitirá un ahorro de espacio físico por lo que los operarios tendrán mayor maniobrabilidad de los equipos, lo cual representa menor riesgo de sufrir un accidente, mejorando de esta manera la seguridad de los operarios de esta estación de trabajo.
- Los perfiles utilizados en los testers se encuentran sobredimensionados respecto a las condiciones establecidas de diseño, esto se realizó debido a que las dimensiones de los motores sobrepasan las dimensiones del perfil que en primera instancia fue seleccionado.
- El sistema de ingreso de tanques consta de dos carros, cuyo movimiento es producido por motores; el cálculo de la potencia se lo realizó tomando en cuenta la utilización de un motor para cada carro; para evitar la descompensación de pesos esa potencia fue dividida para que cada carro se mueva con dos motores.

5.2. RECOMENDACIONES.

- Se recomienda respetar los parámetros de diseño establecidos como el peso del recipiente y diámetro del mismo.
- Se recomienda mantener limpia esta estación de trabajo, ya que al estar en contacto el sistema con partículas abrasivas, éstas pueden deteriorar los elementos que componen el sistema, acelerando la falla de los materiales.
- En cuanto a la fabricación de la máquina se debe respetar las tolerancias en la construcción y en el montaje del sistema.
- Se recomienda incorporar el sistema de ingreso de recipientes al plan de mantenimiento de la empresa, tomando en cuenta elementos como el motor reductor y rodamientos; para prolongar la vida útil.
- Se recomienda que el montaje de el sistema de ingreso de recipientes se lo realice en un terreno plano, para evitar vibraciones que desgasten los elementos del sistema.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS CONSULTADOS.

Ferdinand Beer, (2010), "Mecánica de materiales", Ed. Mc Graw Hill, quinta edición, México

Dobrovolski, (1991), "Elementos de Máquinas", Ed. MIR, Moscú

Pytel, (2009), "Resistencia de materiales", Ed. Alfaomega, cuarta edición, México

Shigley Joseph, (2008), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, octava edición, México.

Shigley Joseph, (1991), "Diseño en ingeniería", Ed. Mc Graw Hill, quinta edición, México.

Riba, (2002), "Diseño Concurrente", Ed. UPC, primera edición, España

Velasteguí, (2011), "Folleto de elementos de máquinas", Ecuador.

BIBLIOGRAFÍA DIGITAL.

INGEMECÁNICA, (2006), Tratamiento y Pintura de las Superficies Metálicas.

23/01/2014, de INGEMECÁNICA Sitio web:

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn20.html#seccion4>

INGEMECÁNICA, (2006), Tratamiento y Pintura de las Superficies Metálicas.

23/01/2014, de INGEMECÁNICA Sitio web:

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn20.html#seccion52>

Parker Steve, (2010), Storage Tank Painting Basics. 20/01/2014, de Ezine articles

Sitio web: <http://ezinearticles.com/?Storage-Tank-Painting-Basics&id=4941399>

REPSA, (2011), Tipos de abrasivos. 08/01/2014, de REPSA Sitio web:
<http://repsasa.com/14-repsa-s-a/118-tipos-de-abrasivos>

Sand Blast y aplicaciones S.A., (2010). Sand Blast. 07/01/2014, de Sand Blast y aplicaciones S.A. Sitio web: <http://www.sandblast.mx/sandblast.html>

UNIANDES, (2006), Tipo de abrasivos. 09/10/2014, de UNIANDES Sitio web:
http://farojas.uniandes.edu.co/sim_rect/Par%C3%A1metros/Tipo%20de%20abrasivo.htm

Universidad de Castilla - La Mancha, (2010), Rodamientos, 07/03/2014, de Universidad de Castilla - La Mancha Sitio web:
<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema10.pdf>

Steel Structures Painting Council, (1992), Steel structures painting manual supplement, Pittsburgh, Pa, Steel Structures Painting Council.

Swedish Standard SIS 05 59 00, (1967), Pictorial Surface Preparation Standards for Painting Steel Surfaces.

TESIS CONSULTADAS.

Cárdenas, (2012), “Diseño y fabricación de los rodillos y malacate para el desplazamiento del puente metálico de vigas continuas sobre el río Cebadas de 60 metros de longitud y procedimiento de lanzamiento”, ESPE, Rumiñahui, Ecuador.

Días, Fuentes, (2012), “Análisis de los esfuerzos en forma analítica y experimental del puente grúa tipo monopuerto con capacidad de 20 toneladas, Instituto Politécnico Nacional, México D.F., México.

Laforgia, (1998), "Control de Procedimientos en Pinturas sobre Tanques de Almacenamiento de Combustible", ESPOL, Guayaquil, Ecuador.

Quesada, (2012), "Diseño y cálculo de grúa para almacén con capacidad para 5 toneladas", Universidad Carlos II, Madrid, España.

ANEXOS

Anexo 1: Perfiles UPN

2.4. PERFILES U NORMAL (UPN) | (UNE 36522:2001)

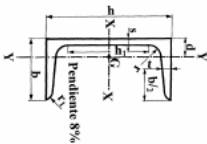


Tabla 2-4 Perfiles U Normal - Medidas Y datos de sección

Designación	Medidas mm							A cm ²	M Kgm	Momento de Inercia cm ⁴		Módulo resistente cm ³		Radio de giro cm		Sx cm ³	sx cm	d cm	Superficie	
	h	b	s=t	t	r ₁	r ₂	h ₁			I _x	I _y	W _x	W _y	i _x	i _y				m ² /m	m ² /m
UPN 80	80	45	6,0	8,0	4,5	4,0	4,6	11,0	8,65	106	19,4	26,5	8,36	3,10	1,33	15,9	6,65	1,45	0,372	35,10
UPN 100	100	50	6,0	8,5	4,5	4,5	6,4	13,5	10,6	206	29,3	41,2	8,49	3,91	1,47	24,5	8,42	1,55	0,372	35,10
UPN 120	120	55	7,0	9,0	4,5	4,5	8,2	17,0	13,4	364	43,2	60,7	11,1	4,62	1,59	36,3	10,0	1,60	0,434	32,52
UPN 140	140	60	7,0	10,0	5,0	5,0	9,8	20,4	16,0	605	62,7	86,4	14,8	5,45	1,75	51,4	11,8	1,75	0,489	30,54
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	5,5	11,5	24,0	18,8	925	85,3	116	18,3	6,21	1,89	66,8	13,3	1,84	0,546	28,98
UPN 180	180	70	8,0	11,0	5,5	5,5	13,3	28,0	22,0	1350	114,0	150	22,4	6,95	2,02	89,6	15,1	1,92	0,611	27,80
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6,0	6,0	15,1	32,2	25,3	1910	148,0	191	27,0	7,70	2,14	114,0	16,8	2,01	0,661	26,15
UPN 220	220	80	9,0	12,5	6,5	6,5	16,7	37,4	29,4	2690	197,0	245	33,6	8,48	2,30	146,0	18,5	2,14	0,718	24,46
UPN 240	240	85	9,5	13,0	6,5	6,5	18,4	42,3	33,2	3600	248,0	300	39,6	9,22	2,42	179,0	20,1	2,23	0,775	23,34
UPN 260	260	90	10,0	14,0	7,0	7,0	20,0	48,3	37,9	4820	317,0	371	47,7	10,90	2,56	221,0	21,8	2,36	0,834	22,00
UPN 280	280	95	10,0	15,0	7,5	7,5	21,6	53,3	41,8	6280	399,0	448	57,2	12,9	2,74	266,0	23,6	2,53	0,890	21,27
UPN 300	300	100	10,0	16,0	8,0	8,0	23,2	58,8	46,2	8030	495,0	535	67,8	14,70	2,90	316,0	25,4	2,70	0,950	20,58
UPN 320	320	100	14,0	17,5	8,75	8,75	23,2	73,8	58,5	10870	597,0	679	80,6	12,1	2,81	413,0	26,3	2,60	0,982	16,50
UPN 350	350	100	14,0	16,0	8,0	8,0	23,2	77,3	60,6	12840	570,0	734	75,0	12,9	2,72	459,0	28,6	2,40	1,047	17,25
UPN 380	380	102	13,5	16,0	8,0	8,0	23,2	80,4	63,1	15760	615,0	829	78,7	14,0	2,77	507,0	31,1	2,38	1,110	17,59
UPN 400	400	110	14,0	18,0	9,0	9,0	23,2	91,5	71,8	20350	846,0	1020	102,0	14,9	3,04	618	32,9	2,65	1,182	16,46

Calidad: S275-JR

Anexo2: Perfiles IPN

2.3. PERFIL I CON ALAS INCLINADAS(UNE 36521:96)

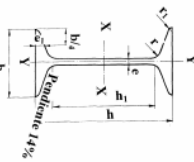


Tabla 2-3 Perfiles I con alas inclinadas - Medidas, masas y datos de sección

Designación	Medidas mm						A cm ²	M kg/m	Momento de Inercia cm ⁴		Módulo resistente cm ³		Radio de giro cm		Sx cm ³	Sy cm ³	Superficie	
	h	b	e=1	e=2	t1	t2			Ix	Iy	Wx	Wy	kx	ky			m ² /m	m ² /t
IPN 80*	80	42	3,9	5,9	2,3	59	7,58	5,96	77,8	6,29	19,5	3,00	3,20	0,91	11,4	6,84	0,031	
IPN 100*	100	50	4,5	6,8	2,7	75	10,6	8,32	171	12,2	34,2	4,88	4,01	1,07	19,9	8,57	0,379	
IPN 120*	120	58	5,1	7,7	3,1	92	14,2	11,2	328	21,5	54,7	7,41	4,81	1,23	31,8	10,3	0,431	39,38
IPN 140*	140	66	5,7	8,6	3,4	109	18,3	14,4	573	35,2	81,9	10,7	5,61	1,40	47,7	12,0	0,512	34,94
IPN 160*	160	74	6,3	9,5	3,8	125	22,8	17,9	935	54,7	117	14,8	6,40	1,55	68,0	13,7	0,575	32,13
IPN 180*	180	82	6,9	10,4	4,1	142	27,9	21,9	1450	81,3	161	19,8	7,20	1,71	93,4	15,5	0,640	29,22
IPN 200*	200	90	7,5	11,3	4,5	159	33,5	26,3	2140	117	214	26,0	8,00	1,87	126	17,2	0,709	27,04
IPN 220*	220	98	8,1	12,2	4,9	175	39,6	31,1	3080	162	278	33,1	8,80	2,02	162	18,9	0,775	24,99
IPN 240*	240	106	8,7	13,1	5,2	192	46,1	36,2	4250	221	354	41,7	9,59	2,20	206	20,6	0,844	23,32
IPN 260*	260	113	9,4	14,1	5,6	208	53,4	41,9	5740	288	442	51,0	10,4	2,32	257	22,3	0,906	21,65
IPN 280*	280	119	10,1	15,2	6,1	225	61,1	48,0	7590	364	542	61,2	11,1	2,45	316	24,0	0,966	20,17
IPN 300*	300	125	10,8	16,2	6,5	241	69,1	54,2	9800	451	653	72,2	11,9	2,56	381	25,7	1,03	19,02
IPN 320*	320	131	11,5	17,3	6,9	257	77,8	61,1	12510	555	782	84,7	12,7	2,67	451	27,4	1,09	17,87
IPN 340	340	137	12,2	18,3	7,3	274	86,8	68,1	15700	674	923	98,4	13,5	2,80	540	29,1	1,15	16,90
IPN 360	360	143	13,0	19,5	7,8	290	97,1	76,2	19810	818	1090	114	14,2	2,90	639	30,7	1,21	15,89
IPN 380	380	149	13,7	20,5	8,2	306	107	84,0	24010	975	1260	131	15,0	3,02	741	32,4	1,27	15,12
IPN 400	400	155	14,4	21,6	8,6	323	118	92,6	29210	1160	1460	149	15,7	3,13	857	34,1	1,33	14,36
IPN 450	450	170	16,2	24,3	9,7	363	147	115	45650	1730	2040	203	17,7	3,43	1200	38,3	1,48	12,83

Anexo 3: Coeficiente de esfuerzos estáticos (Rodamientos)

[Catálogo de la FAG WL 41 520/3 SB, Pág. 30]

Rodamientos solicitados estáticamente

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

siendo

f_s	factor de esfuerzos estáticos	
C_0	capacidad de carga estática	[kN]
P_0	carga estática equivalente	[kN]

El factor de esfuerzos estáticos f_s se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños. En general se pretende conseguir los siguientes valores:

$f_s = 1,5 \dots 2,5$ para exigencias elevadas

$f_s = 1,0 \dots 1,5$ para exigencias normales

$f_s = 0,7 \dots 1,0$ para exigencias reducidas

Los valores recomendados para los rodamientos axiales oscilantes de rodillos y rodamientos de precisión se indican en las tablas.

Anexo 4: Coeficiente de velocidad (Rodamientos)

[Catálogo de la FAG WL 41 520/3 SB, Pág. 34]

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33\frac{1}{2}}{n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

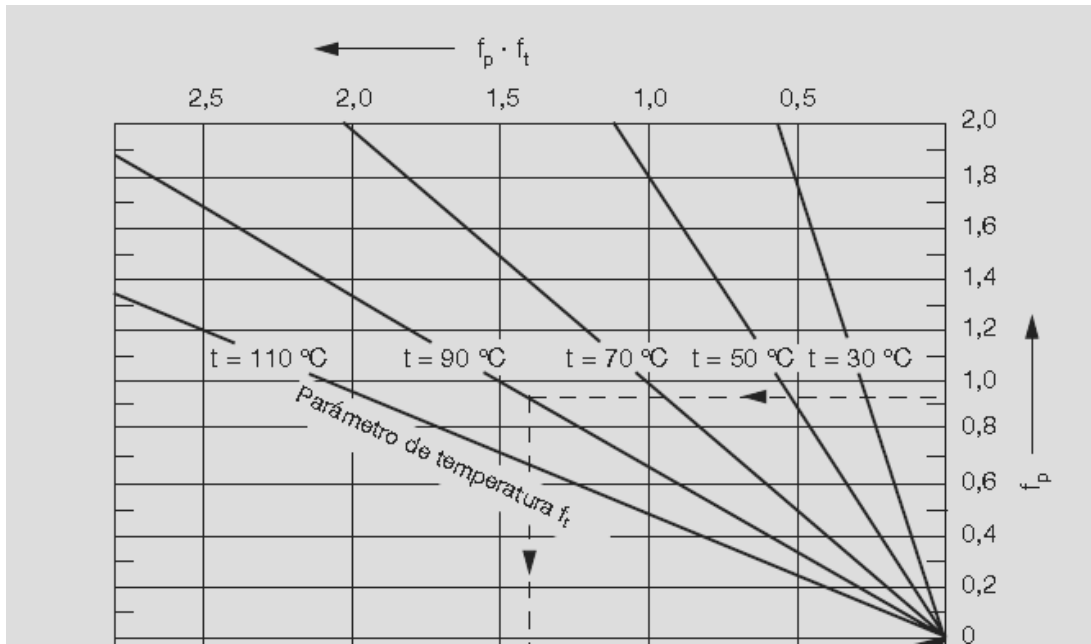
Anexo 5: Coeficiente de esfuerzos dinámicos (Rodamientos)

[Catálogo de la FAG WL 41 520/3 SB, Pág. 38]

Lugar de aplicación	Valor f_d que debe alcanzarse	Valores usuales de cálculo
Máquinas para trabajar la madera		
Husillos de tupis y ejes portacuchillas	3 ... 4	Fuerzas de corte y de accionamiento; velocidad nominal
Rodamiento principal de sierras de bastidor	3,5 ... 4	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Rodamiento de la biela de sierras de bastidor	2,5 ... 3	Fuerzas máxicas; velocidad nominal
Sierras circulares	2 ... 3	Fuerza de corte y accionamiento; velocidad nominal
Transmisiones de maquinaria en general		
Transmisiones universales	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Motoreductores	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Grandes transmisiones estacionarias	3 ... 4,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Manutención		
Cintas transportadoras para extracción a cielo abierto	4,5 ... 5,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Rodillos de cintas transportadoras para extracción a cielo abierto	4,5 ... 5	Peso de la cinta y carga; velocidad de servicio
Rodillos para cintas transportadoras en general	2,5 ... 3,5	Peso de la cinta y carga; velocidad de servicio
Tambores para cinta transportadora	4 ... 4,5	Tiro de la cinta, peso de la cinta y carga; velocidad en servicio
Excavadoras de rotopatas, accionamiento	2,5 ... 3,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Excavadoras de rotopatas, rotopatas	4,5 ... 6	Resistencia a la excavación, peso; velocidad en servicio
Excavadoras de rotopatas, accionamiento de la rueda	4,5 ... 5,5	Potencia nominal; velocidad nominal
Poleas de extracción	4 ... 4,5	Carga en cable; velocidad nominal (según DIN 22 410)
Poleas de cable	2,5 ... 3,5	Carga en cable; velocidad nominal

Anexo 6: Coeficiente de temperatura (Rodamientos)

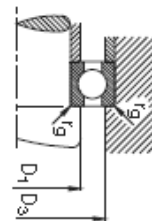
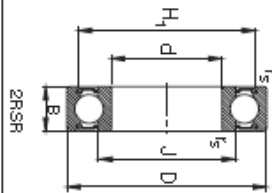
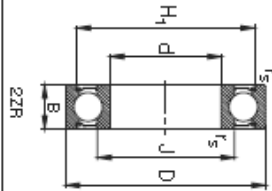
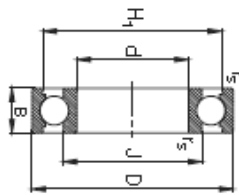
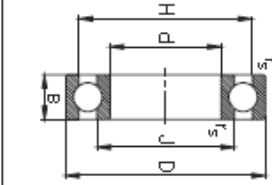
[Catálogo de la FAG WL 41 520/3 SB, Pág. 91]



Anexo 7: Especificación de Rodamientos

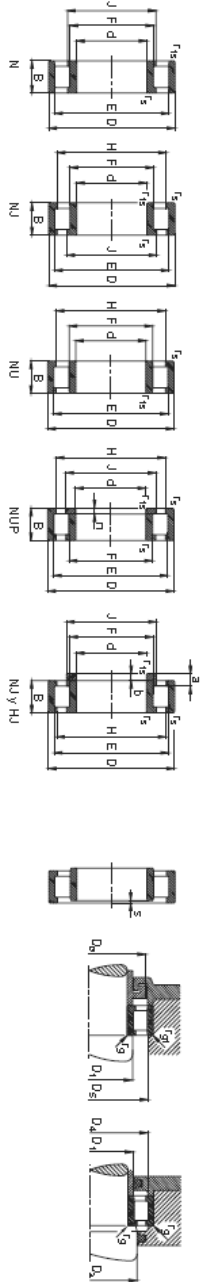
[Catálogo de la FAG WL 41 520/3 SB, Pág. 166]

Rodamientos FAG rígidos de bolas de una hilera











Eje	Dimensiones				Peso			Capacidad de carga	
d	D	B	r _s min	H	H ₁	J	kg	C _{dyn}	C _{stat}
mm				≈	≈	≈		kN	kN
65	100	11	0,6	87,9			0,302	21,2	19,6
65	100	18	1,1	88,8			0,448	30,5	25
65	100	18	1,1	88,8			0,464	30,5	25
65	100	18	1,1	88,8			0,463	30,5	25
65	120	23	1,5	103,1			1	60	41,5
65	120	23	1,5	103,1			1,03	60	41,5
65	120	23	1,5	103,1			1,03	60	41,5
65	140	33	2,1	117,5			2,14	93	60
65	140	33	2,1	117,5			2,18	93	60
65	140	33	2,1	117,5			2,18	93	60
65	160	37	2,1	133,2			3,49	114	76,5

Rodamientos FAG de rodillos cilindricos de una hilera



Eje	Dimensiones		r _s	r _{s1}	r _{s2}	E	F	H	J	n	a	b	s)	Peso		Capacidad de carga C	Velocidad limite	Velocidad de referencia	Denominación Rodamiento FAG	Anillo angular FAG	
	d	D												B	kg						Anillo miento angular
55	25	90	18	1.1	1	80,5	64,5	77,3					2,4	0,45	41,5	50	14000	8000	NU3011HM1		
	25	100	21	1,2	1,1	90	66	83,6	70,8				0,8	0,688	68	56	7000	6700	NJ211E.TVP2	HJ211E	
	25	100	21	1,2	1,1	90	66	83,6	70,8	9,5	6		0,8	0,688	68	56	7000	6700	NJ211E.TVP2	HJ211E	
	25	100	21	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8	3,6			0,8	0,688	68	56	7000	6700	NJ221E.TVP2		
	25	100	25	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8		10	6	1,3	0,812	0,089	98	118	7000	6800	NJ221E.TVP2	HJ221E
	25	100	25	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8			4	1,3	0,796	98	118	7000	6800	NJ221E.TVP2		
	25	100	25	1,5	1,1	90	66	86,6	70,8				1,3	0,828	98	118	7000	6800	NJ221E.TVP2		
	25	120	29	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5		14	9	1,8	1,51	0,194	134	140	5900	6700	NJ311E.TVP2	HJ311E
	25	120	29	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5	5			1,8	1,48	134	140	5900	6700	NJ311E.TVP2		
	25	120	29	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5				1,8	1,54	134	140	5900	6700	NJ311E.TVP2		
	25	120	43	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5		15,6	9	3,3	2,27	0,202	200	228	5900	5300	NJ231E.TVP2	HJ231E
	25	120	43	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5				3,3	2,23	200	228	5900	5300	NJ231E.TVP2		
25	120	43	2	2	106,5	70,5	101,4	77,5				3,3	2,31	200	228	5900	5300	NJ231E.TVP2			
60	20	95	18	1.1	1	85,5	69,5	82,3					3,3	0,478	44	56	13000	7500	NU3012HM1		
	20	110	22	1,5	1,5	100	72	77,5					1,6	0,287	95	104	6300	6300	NJ212E.TVP2		
	20	110	22	1,5	1,5	100	72	77,5		10	6		1,6	0,445	0,108	95	104	6300	6300	NJ212E.TVP2	HJ212E
	20	110	22	1,5	1,5	100	72	77,5		4			1,6	0,2824	95	104	6300	6300	NJ212E.TVP2		
	20	110	22	1,5	1,5	100	72	77,5					1,6	0,509	95	104	6300	6300	NJ212E.TVP2		
	20	110	28	1,5	1,5	100	72	77,5		10	6		1,6	1,1	0,108	129	153	6300	5300	NJ212E.TVP2	HJ212E
	20	110	28	1,5	1,5	100	72	77,5					1,6	1,08	129	153	6300	5300	NJ212E.TVP2		
	20	110	28	1,5	1,5	100	72	77,5		4			1,6	1,12	129	153	6300	5300	NJ212E.TVP2		
	20	130	31	2,1	2,1	115	77	84,3					1,8	1,84	160	166	6000	6300	NJ312E.TVP2	HJ312E	
	20	130	31	2,1	2,1	115	77	84,3		14,5	9		1,8	1,89	160	166	6000	6300	NJ312E.TVP2		
	20	130	31	2,1	2,1	115	77	84,3					1,8	1,85	160	166	6000	6300	NJ312E.TVP2		

Anexo 8: Especificación para pernos y tornillos



SAE Grade No.	Size Range Inclusive, in	Minimum Proof Strength,* kpsi	Minimum Tensile Strength,* kpsi	Minimum Yield Strength,* kpsi	Material	Head Marking
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Low or medium carbon	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Low or medium carbon	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Medium carbon, cold-drawn	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Medium carbon, Q&T	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Low-carbon martensite, Q&T	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Medium-carbon alloy, Q&T	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Medium-carbon alloy, Q&T	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Low-carbon martensite, Q&T	

Anexo 9: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso fino y de paso basto

Nominal Major Diameter d mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p mm	Tensile- Stress Area A_t mm ²	Minor- Diameter Area A_r mm ²	Pitch p mm	Tensile- Stress Area A_t mm ²	Minor- Diameter Area A_r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Anexo 10: Especificación del motoreductor

2,20 kW

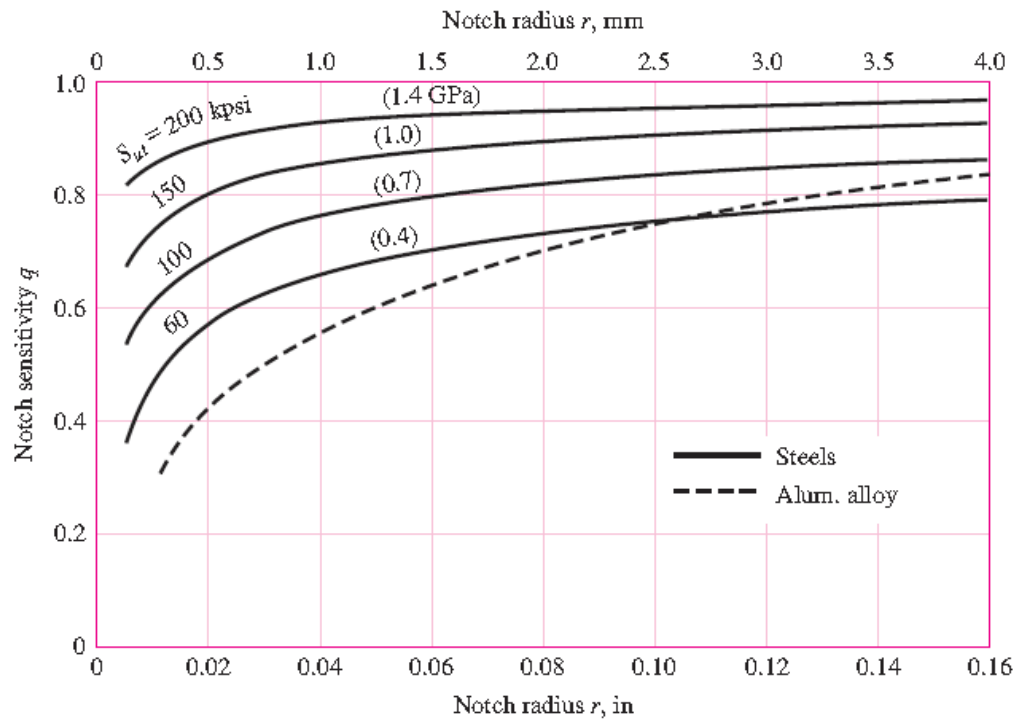
n2 [1/min]	M2 [Nm]	f.s.	i			Fr2 (a) [N]	Fr2 (b) [N]
23,4	810	1,0	59,96	B083	100LA4	18000	6903
22,0	861	1,0	63,74	B083	100LA4	18000	7004
20,2	934	0,9	69,14	B083	100LA4	18000	7137
19,1	988	0,9	73,14	B083	100LA4	18000	7228
26,4	716	2,4	53,02	B103	100LA4	22000	8520
23,9	790	2,2	58,50	B103	100LA4	22000	8760
21,6	876	1,9	64,89	B103	100LA4	22000	9016
20,4	926	1,8	68,58	B103	100LA4	22000	9155
19,2	983	1,7	72,76	B103	100LA4	22000	9304
17,7	1066	1,6	78,92	B103	100LA4	22000	9511
16,7	1130	1,6	83,66	B103	100LA4	22000	9660
15,2	1247	1,4	92,31	B103	100LA4	22000	9913
13,3	1424	1,3	105,44	B103	100LA4	22000	10258
12,2	1551	1,2	114,80	B103	100LA4	22000	10480
11,6	1626	1,1	120,42	B103	100LA4	22000	10604
10,5	1795	1,0	132,87	B103	100LA4	22000	10860
11,7	1615	2,2	119,60	B123	100LA4	30000	14785
10,8	1755	2,0	129,96	B123	100LA4	30000	15071
9,7	1951	1,8	144,43	B123	100LA4	30000	15430
8,7	2164	1,6	160,23	B123	100LA4	30000	15777
7,8	2437	1,4	180,40	B123	100LA4	30000	16162
7,5	2529	2,0	187,24	B143	100LA4	45000	45000

Anexo 11: Especificación de los posicionadores

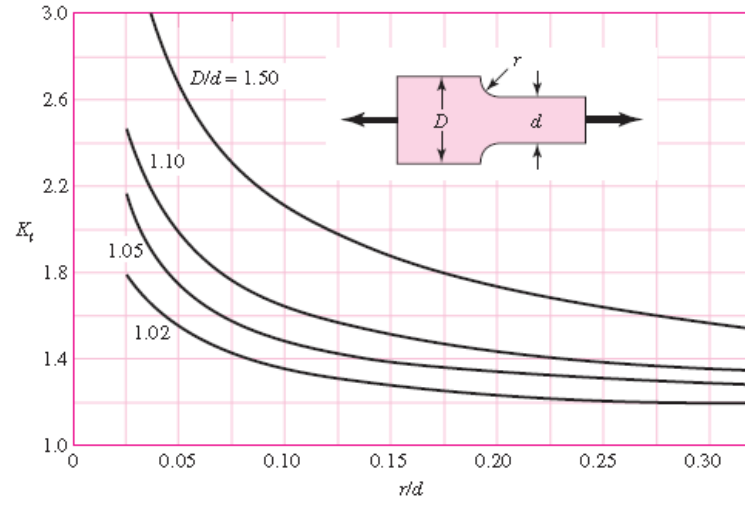
Especificaciones de Posicionador rotatorio convencional para soldadura, YZK

Tipo	Carga útil(kg)	Tamaño adecuado para trabajo (mm)	Especificaciones de rodillos		Velocidad de rodillos (m/h)
			Rodillos de caucho	Rodillos de caucho	
YZK-3	3000	φ250-φ1800	φ200x100	2 x φ194 x 20	6-60
YZK-5	5000	φ250-φ2300	φ250x100	2 x φ240 x 20	6-60
YZK-10	10000	φ320-φ2800	φ300x120	2 x φ290 x 25	6-60
YZK-20	20000	φ500-φ3500	φ350x120	2 x φ340 x 30	6-60
YZK-30	30000	φ600-φ4000	φ350x120	2 x φ340 x 30	6-60
YZK-40	40000	φ600-φ4200	φ400x120	2 x φ390 x 40	6-60
YZK-50	50000	φ750-φ4500	φ400x120	2 x φ390 x 40	6-60
YZK-60	60000	φ750-φ4800	φ450x120	2 x φ440 x 50	6-60
YZK-80	80000	φ850-φ5000	φ500x120	2 x φ490 x 60	6-60
YZK-100	100000	φ1000-φ5500	φ500x120	2 x φ490 x 70	6-60
YZK-160	160000	φ1100-φ6000	-	φ620x220	6-60
YZK-250	250000	φ1200-φ7000	-	φ700x280	6-60
YZK-500	500000	φ1500-φ8000	-	φ850x350	6-60
YZK-630	630000	φ1500-φ9000	-	φ900x380	6-60

Anexo 12: Diagramas de sensibilidad a la muesca



Anexo 13: Diagrama de concentración de esfuerzos



Anexo 14: Planos

Anexo 15: Hojas de procesos