

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
“INGENIERO MECÁNICO”**

TEMA:

**IMPLEMENTACIÓN DEL PROCESO PARA LAVADO DE LAS
PARTES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE
GASOLINA Y DIESEL.**

AUTORES:

**AURELIO PEDRAZA CALISPA Y
PEDRO ESTEBAN PEDRAZA CALISPA**

DIRECTOR

ING. PATRICIO QUITIAQUEZ

QUITO, ENERO 2014

Certifico que el presente trabajo, previo la obtención del título de ingeniero mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Aurelio Pedraza Calispa y Pedro Esteban Pedraza Calispa

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

Atentamente:

Ing. Patricio Quitiaquez.

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN

Nosotros, Aurelio Pedraza Calispa y Pedro Esteban Pedraza Calispa, declaramos bajo juramento que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el presente documento.

A través de la presente declaración, cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad vigente.

Aurelio Pedraza Calispa

Pedro Esteban Pedraza Calispa

DEDICATORIA

El presente trabajo, realizado con mucho esfuerzo, se lo dedicamos a nuestros padres quienes sembraron en nosotros constancia y perseverancia con la cual hemos podido cumplir varias metas con satisfacción.

LOS AUTORES

ESTEBAN

AURELIO

AGRADECIMIENTOS

A nuestra querida Universidad Politécnica Salesiana, nuestro más sincero agradecimiento por darnos la oportunidad, de haber compartido conocimientos y momentos sanos de esparcimiento con nuestros amigos y docentes, por darnos la oportunidad de presentar este proyecto para el desarrollo y el mejoramiento continuo de sus usuarios.

A nuestro director, el Ing. Patricio Quitiaquez , a nuestros amigos y colaboradores docentes de la universidad, quienes nos supieron guiar correctamente compartiendo sus valiosas experiencias para el desarrollo del presente proyecto y su acertada colaboración un infinito gracias

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En la ciudad de Quito y a nivel nacional existen varias Rectificadoras de motores que prestan su servicio de rectificación de partes móviles complementándolos con un proceso de lavado

Los motores de Combustión Interna tienen una durabilidad variable de acuerdo a los trabajos a los que están sometidos y a los diferentes cuidados de mantenimiento preventivo que se generan para mejorar su vida útil.

Es por eso que para recuperar la vida útil del motor es necesario repararlo, pasando por un proceso de rectificación de sus partes móviles y fijas.

Debido a una gran demanda de recuperación de motores y la demora excesiva para el lavado de sus partes es necesario realizar un proceso que mejore los tiempos y la calidad de trabajo.

Además es necesario aclarar que dentro de los procesos de lavado actuales se utilizan químicos que afectan directamente al medio ambiente siendo necesario buscar un químico con menor grado de contaminación y un proceso de limpieza rápido en el cual sea fácil el manejo de los desperdicios.

JUSTIFICACIÓN

La Empresa Rectivalle (Reconstrutora de Motores de Combustión Interna) posee un sistema de lavado manual por inmersión en frío en una cuba, con un desengrasante DT99 proceso en el cual se demora de 6 a 8 horas para lavar las partes de un motor y tiene un alto grado de toxicidad además tampoco posee un dispositivo para levantar o movilizar cargas.

En el siguiente proyecto se realizara el diseño y construcción, de un proceso de lavado por inmersión en líquido caliente, para mejorar los tiempos y calidad de lavado sin que esto afecte en las tolerancias, medidas, composición de los materiales y especialmente controlando la contaminación del medio ambiente.

El tiempo estimado para el lavado y desengrase del motor es de 2 horas agilitando de esta manera el proceso, mejorando los tiempos de producción, disminuyendo desperdicios y aprovechando al máximo las cualidades del desengrasante y del equipo utilizado para lavar.

OBJETIVO GENERAL

Mejorar la calidad de limpieza de partes de motor mediante un proceso de lavado por inmersión en caliente ayudándonos para el cuidado, manipulación de los componentes con un brazo grúa.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Implementar un proceso de lavado por inmersión y un brazo grúa de acuerdo a la teoría de diseño de elementos mecánicos.
- Utilizar un método normalizado para el seleccionar elementos mecánicos que soporten los esfuerzos y temperaturas de trabajo a los que el proceso será sometido además el uso de químicos que no afecten al medio ambiente y a la estructura del dispositivo.
- Realizar el análisis, y comparación de mejoramiento en tiempos y calidad de trabajo luego de utilizar el proceso de lavado.

HIPÓTESIS GENERAL

Rectificadora del Valle al no tener un proceso de lavado definido tiene una gran desventaja frente a otras Rectificadoras en la parte técnica- costos lo que provoca que existan pérdidas considerables de trabajo en la empresa.

Con este proceso de lavado que se está implementando se logrará obtener mejores resultados mayor rapidez y mejoras en nuestra calidad ya que la mayoría de partes son metálicas y específicamente de hierro fundido, se ha logrado determinar de acuerdo a pruebas reales que este proceso también sirve para lavar las partes de aluminio obteniendo la misma calidad sin afectar la estructura y deformación del material. El proceso controlado de temperatura variable (30 – 70°C) ayuda para el aprovechamiento de todas las cualidades que ofrecen los diferentes químicos detergentes que se utilizan para el lavado (ND150).

Con este proceso y gracias a las mejoras de tiempos se lograría obtener mayor seguridad del trabajo realizado, calidad efectiva, y mayores utilidades.

ALCANCE

- Al realizar el estudio los procesos de limpieza se ha elegido el de tanque caliente es un procedimiento común en los talleres de rectificación
- Donde un tanque se llena al nivel especificado con la solución adecuada para el tipo de metal que se va a limpiar.
- Debido a que las soluciones causticas destruyen las partes de aluminio y los cauchos internos de los motores se debe realizar un estudio de los químicos detergentes para obtener mejores resultados de lavado sin afectar las superficies de las partes desengrasadas.
- Antes de sumergir las partes es necesario comprobar si el líquido detergente está caliente es decir a las temperaturas especificadas por el proveedor, en dicho caso es necesario un estudio de temperaturas óptimas a las cuales obtendremos todas las bondades del desengrasante.
- Es necesario realizar un estudio del mantenimiento y operación optima del proceso y los mecanismos construidos.

INTRODUCCIÓN

Dentro de este proyecto se analiza un proceso de lavado para motores de combustión interna, partimos de un tanque para inmersión de motores, el cual tendrá forma rectangular para albergar una mayor cantidad de partes a ser desengrasada, de esta manera generar un buen proceso aprovechando al máximo todas las bondades que los químicos detergentes ofrecen.

Para escoger el diseño del tanque rectangular se va a partir de la experiencia asimilada en otras empresas donde existen problemas de volumen, pesos, deformación en superficies, eliminación de desperdicios en dichos procesos el operador de las maquinas no puede controlar con efectividad la manipulación de los motores lavados.

Por otro lado se complementa el sistema de lavado con un brazo grúa giratoria de columna fija destinada a subir, bajar y desplazar partes de motor en este caso culatas, cigüeñales, blocks, que `por el momento se están manipulando manualmente.

En un primer lugar se ha recopilado información sobre este tipo de grúas en catálogos de diferentes fabricantes, libros sobre aparatos de elevación. Por otra parte se han visitado algunas empresas para observar grúas de este tipo en persona. Después se ha estudiado el funcionamiento, forma constructiva, etc. y se ha pretendido diseñar la grúa que reuniera las mejores características de las soluciones existentes.

El criterio de selección de los componentes y del diseño de la estructura ha sido la sencillez y simplificación de elementos para optimizar tanto la fabricación y el montaje del tanque y la grua.

RESUMEN

En el siguiente proyecto se realizara el diseño y construcción, de un proceso de lavado por inmersión en líquido caliente, para mejorar los tiempos y calidad de lavado sin que esto afecte en las tolerancias, medidas, composición de los materiales y especialmente controlando la contaminación del medio ambiente.

Los motores de Combustión Interna tienen una durabilidad variable de acuerdo a los trabajos a los que están sometidos y a los diferentes cuidados de mantenimiento preventivo que se generan para mejorar su vida útil.

Es por eso que para recuperar la vida útil del motor es necesario repararlo, pasando por un proceso de rectificación de sus partes móviles y fijas.

Debido a una gran demanda de recuperación de motores y la demora excesiva para el lavado de sus partes es necesario realizar un proceso que mejore los tiempos y la calidad de trabajo.

CAPITULO I

En este capítulo se presenta el análisis de los diferentes procesos de limpieza de motores de combustión interna, mediante la ponderación por método de pesos desiguales, involucrando todos los dispositivos y máquinas de limpieza conocidos en el medio automotriz.

También se realiza un estudio básico de materiales para la elaboración del proceso y su estructura, partes principales de la máquina, propiedades de los aceros así como el análisis de alternativas para mecanismos de movimiento, levantamiento de pesos, variación de temperatura generándose como la mejor alternativa el diseño y la construcción del mecanismo y de los componentes adicionales para mejorar el lavado actual.

CAPITULO II

El presente capítulo está enfocado al cálculo y al análisis de los diferentes elementos que conforman la máquina.

Las decisiones fundamentales concernientes a la carga, al trabajo que va a realizar, selección de materiales y entre otros factores que son necesarias para diseñar un mecanismo que no solo sea lo suficientemente resistente para funcionar con eficiencia durante un tiempo razonable, sino que también sea posible de abaratar costos mediante su fabricación.

Se tiene que tomar en cuenta algunos criterios básicos, al momento de diseñar, éstos son:

La resistencia de cada elemento, depende del tratamiento y procesado del materiales.

Para la construcción de los elementos del sistema se utilizan materiales de acero ASTM A-36, por su facilidad de adquisición, bajo costo y buenas propiedades mecánicas.

CAPITULO III

El análisis estructural representativo de la estructura real se lo realiza mediante el programa SAP 2000. En el cual se obtienen resultados que serán utilizados como base para el diseño de la estructura, y dichos resultados son: los momentos flectores en los dos ejes principales de la sección transversal, su fuerza axial.

El software computa el peso propio de los elementos que conforman la estructura, utilizado en el análisis estructural.

Se lleva a cabo un análisis de los diferentes tipos de costos, en los que interviene costos directos, costos indirectos los que intervienen de manera directa en la construcción de la máquina.

Por último es de los anexos que se componen de los planos de la máquina, las tablas, facturas, como una ayuda para un buen análisis de todo lo elaborado en este proyecto.

ABSTRACT.

The following project design and construction of a washing process by immersion in hot liquid, place and time for improving quality wash without affecting the tolerances, dimensions, material composition and especially controlling pollution environment

Internal combustion engines have variable durability according to the jobs that are already under the care of different preventive maintenance that are generated to enhance your life.

That's why to recover the life of the engine repair work is required going through a process of rectifying their mobile and fixed parts.

Due to a high demand for motor recovery and excessive delay for washing parts is needed a process to improve the timeliness and quality of work.

CHAPTER I

This chapter analyzes the different cleaning processes internal combustion engines is presented, using weighting method of unequal weights, involving all devices and machines known automotive cleaning in between.

A basic study material for the preparation of process and structure, main parts of the machine, steel properties and analysis of alternative mechanisms for motion, lifting, generating temperature variation as the best alternative is also performed design and construction of the mechanism and additional components to improve the current wash.

CHAPTER II.

This chapter is focused on the calculation and analysis of the different elements of the machine.

Key decisions related to the load, the work to be performed, materials selection and other factors that are necessary to design a mechanism that is not only

durable enough to function efficiently for a reasonable time, but also possible to cut costs by manufacturing.

You have to take into account some basic criteria when designing, these are: The resistance of each element, depends on the treatment and processing of the materials.

For the construction of the elements of the system materials of ASTM A-36 are used, ease of acquisition, low cost and good mechanical properties.

CHAPTER III.

The representative of the actual structure structural analysis is performed using the SAP 2000 program. Bending moments in the two principal axes of the cross section the axial force: in which results will be used as basis for the design of the structure, and these results are obtained.

The software computes the weight of the elements of the structure used in the structural analysis.

He is carried out an analysis of the different types of costs, in those that intervenes direct costs, indirect costs that are those that don't intervene in a direct way in the construction of the machine.

Lastly he is the annexes that consist of the planes of the machine, charts, invoices, like a help for a good analysis of all that elaborated in this project.

Contenido

CAPÍTULO I	1
GENERALIDADES.....	1
MARCO TEÓRICO.....	1
1. PROCESOS DE LAVADO DE PARTES MECÁNICAS.....	1
1.1.- Lavadoras por chorro pulverizado.	1
1.1.1.- Desengrase en hornos.....	2
1.1.2.- Granallado sin aire.	3
1.1.3.- Chorro con bolillas de vidrio.	4
1.1.4.- Chorro con bicarbonato de sodio.	6
1.1.5.- Limpieza en recipientes calientes (Tanques).	6
1.2. Factores para la selección de las alternativas.	11
1.2.1 Selección de alternativas de estructura de sistema.....	12
1.2.2. Resultado de la elección de alternativas.....	14
1.3. TANQUE.....	15
1.3.1 Clasificación.....	15
1.3.2 Materiales para recipientes a presión.....	18
1.3.3 Propiedades de los materiales para satisfacer las condiciones de servicio.	19
1.3.4 Ejemplo de tanque de lavado.....	21
1.3.5 Normas a utilizar.	23
1.3.6 Ecuaciones para cálculo.	24
1.3.6.1Superficies planas verticales (Paredes rectangulares).....	25
1.3.7 Elección del acero para el tanque	28
1.3.8 Selección del material para fabricar el tanque.	36
1.4. Sistema de automatización del tanque.....	37
1.4.1 Tipos de automatización industrial.	37
1.4.2 Definición de autómatas programables	39
1.4.3 Necesidad de usar los PLC'S.	40
1.4.4 Campos de aplicación de los PLC'S.....	40
1.4.5 Ventajas e inconvenientes de los autómatas programables.	41
1.4.6 Estructura externa de los PLC'S.....	42
1.4.7 RTD. (resistance temperature detector).	44

1.5. Termocuplas y voltaje máximo.	48
1.5.1 Termocuplas.	48
1.5.2 Alambres de extensión.....	49
1.5.3 CPU S7-200	50
1.6 Introducción a las grúas giratorias de columna.	51
1.6.1. Grúas giratorias de columna giratoria.....	51
1.6.2. Grúas giratorias de columna fija.	52
1.6.3 Descripción general de la grúa giratoria de columna fija.....	54
1.6.4 Pesos de Motores para selección del brazo.	55
1.6.4.1 Partes principales de la grúa.	58
1.6.5 Formulas para el diseño del brazo.	60
1.7.0 Sistema de calentamiento del líquido del tanque.	66
1.7.1. Quemadores industriales.	66
1.8.0 Clasificación de los quemadores	67
1.8.1. Quemador atmosférico.-	67
1.8.2. Quemador Circular.	68
1.8.3. Quemadores Radiantes.	70
1.8.4. Resistencias Tipo tubulares para inmersión.....	71
1.8.5. Resistencias Calefactoras para Inmersión.....	72
1.9. Selección del quemador mediante el método de ponderación.....	73
CAPITULO II	75
2.0. Cálculo del tanque.....	75
2.1. Calculo de posición de atezamiento	79
2.1.1 Momento de inercia mínimo del ángulo superior del soporte.	79
2.1.2 Inercia mínima del ángulo inferior del soporte.....	80
2.1.3 Diseño De Placa Y Rigidizadores para el piso	80
2.1.4 Iteración de espesores para cálculo de placas.	82
2.1.5 Coeficiente de Momento	84
2.2 Vigas de soporte para la placa base.	86
2.3 Cálculo grúa pluma giratoria de columna	88
2.3.1 Análisis de los tramos de la estructura	89
2.3.2 Tramo B-C.....	90

2.3.3 Tramo B-C.....	92
2.4 Selección del perfil para la pluma	95
2.4.1.1 Diseño de la columna	97
2.4.1.2 Cálculo de la esbeltez	99
2.4.1.3 Carga máxima que soporta la columna.....	99
2.4.1.4 Esfuerzo permisible a compresión	99
2.4.1.5 Esfuerzo a flexión en la columna	100
2.4.1.6 Esfuerzo a flexo compresión	100
2.4.2 Cálculo del eje de rotación.....	101
2.4.2.1Cálculo del esfuerzo flexionante	102
2.4.2.2 Par de torsión nominal	102
2.4.2.3 Diámetro mínimo del eje	103
2.4.2.4 Análisis del esfuerzo de corte	103
2.4.2.5 Esfuerzo de corte máximo.....	104
2.4.2.6 El factor basado en la resistencia a la cedencia	104
2.4.2.7 El factor basado en la resistencia última	104
2.4.3 Diseño de placa base.....	105
2.4.3.1 El esfuerzo admisible en el hormigón	105
2.4.3.2 Cálculo de la excentricidad de cargas	106
2.4.3.3 Cálculo de la distancia de levantamiento	107
2.4.3.4 Cálculo de fuerza resultante en el perno	107
2.4.3.5 Cálculo de momento en la sección crítica	108
2.4.3.6 Cálculo del espesor de la placa base	108
2.5. Diseño de los pernos de anclaje.....	109
2.5.1 Cálculo del esfuerzo de tracción sobre el perno	110
2.5.2 Cálculo de la carga de tensión admisible del perno	111
2.5.3 Cálculo de la longitud del perno	111
2.6. Sección de cartelas en la base.....	113
2.6.1 Cálculo del momento resistente	114
2.6.2 La tensión de corte	115
2.6.3 La tensión admisible	115
2.7. Cálculo de Pernos para Sujeción de la pluma	117

2.7.1 Distancia entre el centroide y el centro de cada perno	117
2.7.2 Fuerza actuante en cada perno	118
2.7.3 Esfuerzo de corte en cada perno	118
2.7.4 Resistencia de diseño del perno	119
2.8. Cálculo del cable del sistema de elevación	119
2.8.1 Cálculo del diámetro del cable	120
2.8.2 Cálculo del alargamiento del cable	120
2.8.3 Cálculo de la disminución del diámetro del cable.....	121
Coeficiente de Poisson	121
2.9 Soldadura entre placa base y columna.	121
2.9.1 Área de la garganta de la soldadura	122
2.9.2 Fuerza cortante primario	122
2.9.3 Momento de inercia unitario	123
2.9.4 Momento de inercia en la garganta de la soldadura	123
2.9.5 El momento flector	124
2.9.6 Circulo de Mohr	124
2.9.7 Selección de Rodamientos	125
2.9.7.1 Vida del rodamiento.....	126
2.9.8 Carga en los rodamientos	126
2.9.9 Proceso de lavado Seleccionado.	128
CAPÍTULO III	131
3.0 Cálculo y comparación con el Programa SAP 2000	131
3.1 Descripción General	131
3.1.1 Materiales	131
3.2 Análisis de fuerzas actuantes sobre la estructura.....	133
3.3 Análisis del porcentaje de trabajo de los tramos de la estructura	134
3.4 Análisis de la carga axial en la estructura.....	135
3.4.1 Conclusión:	136
3.5 Análisis del momento flector en la estructura	137
3.5.1 Conclusión:	138
3.6 Cálculo y comparación de los esfuerzos en la estructura del tanque	139
3.6.1 Materiales del Tanque	139

3.7 Diseño estructural del tanque.....	140
3.7.1 Análisis del esfuerzo en las placas.....	141
3.7.2 Análisis de la deformación de las placas del tanque.....	142
3.8 Análisis de los rigizadores y vigas de soporte	143
3.8.1 Rigizadores laterales	143
3.9 ANÁLISIS DE COSTOS.....	145
3.9.1 Costos Directos.....	145
3.9.2 Costos de equipos seleccionados.....	148
3.9.3 Costos de maquinado.....	149
3.9.4 Costos Indirectos	152
3.9.5 Costo subtotal de la máquina	153
3.9.6 Costo de diseño de la máquina	154
3.9.7 Precio de la máquina.....	155
Conclusiones y Recomendaciones.....	157
Conclusiones:	157
Recomendaciones:	158
Bibliografía de Textos	159
Bibliografía Web	161
Glosario de Términos	163
Anexo 1.....	165
Planos.....	165
Anexo 2.....	166
Protocolo de Pruebas.....	166
Anexo 3.....	169
Manual de Operación.....	169
y Mantenimiento.....	169
Anexo 4.....	176
Tablas	176
Anexo 5.....	177
Proformas y Facturas	177

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Lavadora a Presión.	2
Figura 2. DC-2A. Horno de secado.	3
Figura 3. Granalladora sin aire.....	4
Figura 4. Cabina de arenado.....	5
Figura 5. Clean surface	6
Figura 6. Tanque para lavado con mesa giratoria máximo 100KG.	8
Figura 7. Tipos de recipientes.	15
Figura 8. Tanque de Alta Capacidad.....	21
Figura 9. Tanque en construcción	21
Figura 10. Tanque con paredes aislantes	22
Figura 11. Tanque y brazo grúa.....	23
Figura 12. Gráfico de Presión en el fondo.....	25
Figura 13. Distribución de fuerza en paredes y centro de presión.	25
Figura 14. Distribución de Presión Hidrostática.	27
Figura 15. Función del PLC	39
Figura 16. Sensor de temperatura pt100.....	44
Figura 17. Sensor de temperatura RTD.....	45
Figura 18. Termocuplas.....	48
Figura 19. Conexiones del display.....	50
Figura 20. Vista general de la grúa.....	51
Figura 21. Modelos de grúas.	52
Figura 22. Grúa giratoria de columna fija con sistema de dos rodamientos.....	52
Figura 23. Grúa giratoria de columna fija de un rodamiento.	53
Figura 24. Motor komatsu 6.600cilindraje, peso 364lbs.....	55
Figura 25. motor caterpillar 3306 diesel 10.500 cilindraje , peso 532,5lbs.	56
Figura 26. Estructura de la grúa.....	58
Figura 27. Mecanismo de Giro	58
Figura 28. Polipasto Fijo.....	59
Figura 29 Deflexión máxima con cargas distribuidas	61
Figura 30 Diagrama de disposición de cargas, pernos de anclaje.....	62
Figura 31 Diagrama de cargas en la placa base.....	64
Figura 32 Diagrama de la cartela en la base.	65
Figura 33 Quemador de Antorcha	67
Figura 34 Quemador Circular	69
Figura 35 Quemador Radiante.....	70
Figura 36. Resistencia de acero inoxidable de 3/8"	71
Figura 37 Copa Sumergible para fuel	72
Figura 38 Tanque para lavado de motores	76
Figura 39 Tabla factor de relación longitud vs altura.....	77
Figura 40 Distribución de presión Hidrostática	79

Figura 41 Esquema del piso con tres rigizadores	82
Figura 42 Coeficiente de Momento.....	84
Figura. 43 Tramos de la estructura.	89
Figura 44 Disposición de cargas plano (X, Y), pluma tramo B-C	90
Figura 45 Disposición de cargas plano (X, Z), pluma tramo B-C.....	90
Figura 46 Fuerza cortante y Momento flector, pluma tramo B-C.....	92
Figura 47 Diagrama de Fuerza cortante en el tramo B-C.....	94
Figura 48 Diagrama de Momento Flector en el tramo B-C.....	95
Figura 49 Especificaciones perfil IPN.....	96
Figura 50 Disposición de cargas, columna	97
Figura. 51 Especificaciones del perfil tubo estructural redondo	98
Figura 52 Disposición de cargas, eje de rotación	101
Figura 53 Diagrama de cargas en la placa base.....	105
Figura 54 Diagrama de disposición de cargas, pernos de anclaje.....	109
Figura 55 Esquema de los Pernos de Anclaje.....	113
Figura 56 Diagrama de la cartela en la base	113
Figura 57 Dimensiones cartela en la base.	116
Figura 58 Diagrama de pernos equidistantes	117
Figura 59 Tensión en el cable de elevación.....	119
Figura 60 Sección del cordón de soldadura de filete, columna y placa base.....	121
Figura 61 Fuerzas actuantes sobre la estructura.....	133
Figura 62 Porcentaje de trabajo de la estructura	134
Figura 63 Valor carga axial de la estructura	135
Figura 64 Diagrama carga axial de la estructura.....	136
Figura 65 Valor momento flector de la estructura	137
Figura 66 Diagrama momento flector de la estructura	138
Figura 67 modelado del tanque.....	140
Figura 68 modelado del tanque isometría	140
Figura. 69 Esfuerzos en las placas del tanque.....	141
Figura 70 Análisis deformación en las placas del tanque.....	142
Figura 71 Deformación placas del tanque isometría	142
Figura 72 Modelado perfiles del tanque isometría	143
Figura 73 Porcentaje de trabajo de los elementos del tanque.....	144

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Características de los Procesos de Lavado.....	9
Tabla 2. Costos de máquinas según proveedores europeos.....	10
Tabla 3. Selección de la Estructura Mediante el Método de Ponderación.....	13
Tabla 4. Aceros y Materiales utilizados para recipientes.....	19
Tabla 5. Selección de Material Para el Tanque.....	36
Tabla 6 Materiales del Sensor de Temperatura.....	47
Tabla 7 Pesos de Motores.....	55
Tabla 8 selección de la grúa.....	56
Tabla 9. Selección de la Estructura Mediante el Método de Ponderación.....	73
Tabla 10 Especificaciones del perfil	96
Tabla 12 Especificaciones del perfil tubo estructural redondo.....	98
Tabla 13 Aplicaciones en maquinaria y vida requerida.....	126
Tabla 13 Costo directo de materiales normalizados (grúa pluma.).....	146
Tabla 14 Costo de materiales directos y normalizados tanque.....	148
Tabla 15 Equipos seleccionados.....	149
Tabla 16 Costos de mecanizado y ensamblaje.....	149
Tabla 17 Costo de materiales indirectos.....	152
Tabla 18 Tiempo de fabricación de materiales indirectos.....	153
Tabla 19 Costo total de la fabricación.....	154
Tabla 20 Costo total de la máquina.....	155
Tabla 21 Precio de la máquina.....	156

CAPÍTULO I

GENERALIDADES.

En este capítulo se presenta el análisis de los diferentes procesos de limpieza de motores de combustión interna, mediante la ponderación por método de pesos desiguales, involucrando todos los dispositivos y máquinas de limpieza conocidos en el medio automotriz.

También se realiza un estudio básico de materiales para la elaboración del proceso y su estructura, partes principales de la máquina, propiedades de los aceros así como el análisis de alternativas para mecanismos de movimiento, levantamiento de pesos, variación de temperatura generándose como la mejor alternativa el diseño y la construcción del mecanismo y de los componentes adicionales para mejorar el lavado actual.

MARCO TEÓRICO

1. PROCESOS DE LAVADO DE PARTES MECÁNICAS.

1.1.- Lavadoras por chorro pulverizado.

Estas máquinas son especialmente diseñadas para el lavado de blocks, tapa de cilindros y partes móviles que componen un motor. Como se puede observar en la figura (1). Posee un tanque giratorio y líquido recirculante a presión con el cual mediante un proceso de chorro a presión desprende los contaminantes de las partes de los motores, trabaja con líquido caliente y frío, una de las cualidades es que puede trabajar con detergentes biodegradables que puedan ser sometidos a temperatura.

Una desventaja que pudimos encontrar al realizar la revisión de la máquina es el volumen para lavado y que la presión de salida del líquido llega solo a las

superficies externas destruyendo empaques, cauchos, materiales distintos al hierro o aluminio, ya que la presión de salida está entre los 8 y 10 bares.

Esta máquina trabaja con gas natural o gas envasado debido a la demanda de partes, se genera una inversión constante de dinero ya que es necesario el cambio de tanques para que siga trabajando en óptimas condiciones.



Fuente: Internet ¹

Figura 1. Lavadora a Presión.

1.1.1.- Desengrase en hornos.²

El Horno de limpieza para partes de motor, limpia las partes grandes que pueden ser sometidas a temperatura. Los modelos de Gas Inerte especialmente fueron desarrollados para corresponder a las necesidades de limpieza de nivel superior en industrias de plástico, fibras textiles y químicos o de pintura, motores, etc.

Las partes sobre una carreta o rack se insertan en el horno para la limpieza. Dependiendo del tipo de polímero o material, el horno opera a una temperatura entre 800-1000 °F. Por pirólisis - descomposición química que se obtiene por caldeo, a veces denominada termólisis - polímero en base de orgánico se

¹ WWW.SAT.IND.B

² Hornos Industriales de pirólisis para mantenimiento y limpieza
www.ayumex.com.

convierte en humo de carbón. El humo pasa por post-hornilla que se opera a 1500 °F para dejar solamente vapor de agua y dióxido de carbono inofensivo sin olor.

Las desventajas que presenta este sistema de descarbonización es que se necesita conocer de cada motor las temperaturas a las cuales las partes complementarias tanto del block, cigüeñal, cabezote tienen un rendimiento eficiente debido a que se ha tenido reporte que al estar sometidas a temperaturas altas llegan a desprenderse provocando trabajos adicionales que tiene que absorber la empresa generando gastos demasiado costosos. En la figura 2 se puede observar un horno de secado y evaporación de aceite.



Fuente: Internet³

Figura 2. DC-2A. Horno de secado.

1.1.2.- Granallado sin aire.⁴

El granallado es una técnica de tratamiento superficial por impacto con el cual se puede lograr un excelente grado de Limpieza y simultáneamente una correcta terminación superficial. El proceso permite remover todo tipo de revestimiento y contaminantes como pintura vieja, laminillas, arenas de fundiciones, etc. De

³ WWW.TEMPCOMEXICO.COM

⁴ www.machinetools.com

Maquinado y Reparación de Motores (GARY LEWIS)2006.

manera más general, el granallado es el bombardeo de partículas abrasivas a alta velocidad (65-110 m/s) que, al impactar con la pieza tratada, produce la remoción de los contaminantes de la superficie. Con esta remoción, se da un perfil de rugosidad que mejora el aspecto visual de la pieza tratada así como también da un anclaje para aplicar cualquier tipo de revestimiento o pinturas.

El proceso de granallado como se observa en la figura (3) es utilizado para:

- Limpieza de piezas de fundición ferrosas y no ferrosas, piezas forjadas, etc.
- Decapado mecánico de alambres, barras, chapas, etc.
- Limpieza y preparación de superficies donde serán aplicados revestidos posteriores (pintura, cauchos, etc.)



Fuente: WINONAVANNORMAN

Figura 3. Granalladora sin aire

1.1.3.- Chorro con bolillas de vidrio.⁵

Chorro de bolas es un proceso similar al chorro de arena. Pequeñas cuentas de vidrio se utilizan como medios de limpieza en lugar de arena. Las perlas de vidrio

⁵ www.abrasivosoptaminerals.com

Maquinado y Reparación de Motores (GARY LEWIS)2006.

se tiran en las superficies a altas velocidades, y explotan al impactar. La acción de pulir la superficie, en lugar de causar abrasión.

Chorro de bolas es la elección perfecta para quitar la pintura de un sustrato delicada, la corrosión de las superficies en 3D, o la eliminación de pavonado en metal causada por la soldadura.

- Consta de un suministro de aire portátil capaz de 120-150 scfm. (Suministrado de pies cúbicos por minuto)
- Explosión de bolas de los medios de comunicación del tanque, las mangueras y boquillas de voladura

Es necesario además disponer de una cabina de arenado que consiste en un espacio estanco con un depósito de carborundum usado y el polvo de vidrio, por una parte, y un extractor de polvo por la otra.

Esta cabina tiene un vidrio a través de la cual se puede observar el proceso y unos guantes con manga que comunican con el exterior a través de los cuales se manipulan las piezas y se dirige el chorro.

En la figura (4) podemos observar una máquina de estas características descritas.



Fuente: Los autores.

Figura 4. Cabina de arenado

1.1.4.- Chorro con bicarbonato de sodio.⁶

Chorro de soda es un proceso donde se limpia la superficie, el óxido se elimina, o revestimientos (de cualquier tipo) se eliminan a partir del sustrato (la superficie debajo del material que se está tratando de eliminar).

En la figura (5) se observa La máquina de chorro de soda avienta un medio de bicarbonato de soda a través del agua o de aire comprimido sobre la superficie que se va a limpiar. Este proceso elimina suavemente el material sin dañar el sustrato y se puede hacer con el sustrato estando mojado o seco.



Fuente: air liquide argentina s.a.

Figura 5. Clean surface

1.1.5.- Limpieza en recipientes calientes (Tanques).⁷

Las soluciones calientes actúan considerablemente más rápido que los otros procesos de limpieza, los tanques operan a temperaturas de 73°C (170°F) o más. Como con las soluciones en frío, las sustancias químicas pueden seleccionarse para metales ferrosos, no ferrosos, o ambos.

⁶ www.elitesandblastingmex.com/sodablasting.html

Maquinado y Reparación de Motores (GARY LEWIS) 2006.

⁷ dspace.ups.edu.ec

Maquinado y Reparación de Motores (GARY LEWIS) 2006.

Estas soluciones son básicas o alcalinas mantenidas aproximadamente a un pH12, y debe cuidarse de colocar en estos tanques solo los materiales correctos, por ejemplo la mayoría de las soluciones ferrosas arruinaran los materiales más suaves. En el caso de duda se debe separar los metales no ferrosos con un imán y seleccionar los productos químicos para cada producto.

Comúnmente se eligen los cáusticos para desengrasar el hierro y acero, y los detergentes para otros metales, incluido el aluminio. Un taller con un solo tanque puede limpiar todas las piezas en detergente en forma segura, pero con mayor eficiencia.

Cuando se eligen las soluciones químicas considerar cuidadosamente los materiales del motor. Por ejemplo si se trabaja con piezas de aleación de aluminio magnesio, los productos más comunes para la industria de la aviación pueden ser los más apropiados que los productos automotrices, los fabricantes de productos químicos ofrecen recomendaciones para trabajos con requerimientos especiales.

Al sumergir ensambles en estas soluciones tales como pistones y bielas, se debe estar alerta porque los residuos acumulados internamente pueden trabar las piezas con movimiento.

Además, al retirarlas del tanque caliente quedan completamente desengrasadas que la corrosión comienza de inmediato, enjuague entonces las partes con agua, séquelas con aire y rocíelas con un inhibidor de corrosión lo más rápidamente posible.

Las partes de goma tales como los apoyos del motor o amortiguadores de vibraciones nunca deberán limpiarse con cáusticos es por eso que el tanque se limita a usar detergentes y químicos de bajo grado de toxicidad y mínima reacción con los elementos de baja dureza.

Se dispone equipos con variaciones en la medida de los tanques para inmersión por ejemplo, muchos talleres pequeños usan tanques calientes sin agitadores o chorros pulverizados.

No obstante, los talleres de producción buscan la velocidad y eficiencia obtenida por el agregado de sistema de agitación de líquido y las partes.

Para conservar la energía se recomienda utilizar paredes dobles para mejorar el aislamiento térmico con esto se logra mantener la maquina sin defectos durante 24h.

En la figura (6) se puede observar un tanque de lavado con tambor rotativo modelo del cual se aprovecha las mayores características para realizar este proyecto el cual permitirá una mayor eficiencia al momento del proceso de lavado de motores de combustión interna.



Fuente: Gravipul.es (tanques de lavado)

Figura 6. Tanque para lavado con mesa giratoria máximo 100KG.

En la tabla 1 se observa las diferentes características de los procesos mencionados de los cuales se escoge el mejor para nuestro estudio y construcción.

ELECCIÓN DEL PROCESO DE LAVADO			
PROCESO	VENTAJAS	DESVENTAJAS	OK
LAVADORA POR CHORRO PULVERIZADO	<p>Tiempo de lavado 2horas.</p> <p>Limpieza con elementos biodegradables</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Capacidad máxima 150kg. • Limpieza superficial • Presión excesiva ruptura de materiales blandos. 	X
DESENGRASE EN HORNOS.	<p>Fácil Manejo de sólidos.</p> <p>Amplia capacidad.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Manejo de temperaturas para diferentes materiales. • Deformaciones excesivas en las superficies y en las partes complementarias de las piezas a ser desengrasadas 	X
GRANALLADO SIN AIRE	<p>Tiempo de limpieza de 10 a 60 min.</p> <p>Mono lavado (1 piezas)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Desprendimiento excesivo de polvo cuando el motor está en funcionamiento. • Deformación mínima en las superficies planas y de fricción continúa. 	X
CHORRO CON BOLILLAS DE VIDRIO	<p>Tiempo de limpieza de 10 a 60 min.</p> <p>Mono lavado (1 piezas)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Desprendimiento excesivo de polvo cuando el motor está en funcionamiento. • Deformación mínima en las superficies planas y de fricción continúa. 	X
CHORRO DE BICARBONATO DE SODIO	<p>Facilidad para desprendimiento de suciedad por presión de aire o agua en contacto con el bicarbonato.</p> <p>Facilidad para manejo de sólidos y residuos o desperdicios.</p>	<ul style="list-style-type: none"> • No es muy utilizado por el medio a nivel del ecuador por el uso de químico en polvo. • Las pistolas de alta presión se deterioran con bastante facilidad. 	X

Fuente: El Autor.

Tabla 1 Características de los Procesos de Lavado

LIMPIEZA EN RECIPIENTES CALIENTES	Amplitud en el volumen de trabajo.		OK
	Facilidad en el manejo de químicos.		
	Se puede lavar partes de motores de todos los tamaños.		
	Los químicos utilizados no dañan los materiales blandos.		
	No deforma las superficies.		
	Cumple con uno de los procesos de Rectificación de Motores que es el distencionar las partes mecánicas antes de rectificarlas.		

Fuente: El Autor.

Continuación tabla 1 Características de los Procesos de Lavado

Referencias y costos de máquinas

Para el análisis de costos se toman valores que rigen en el mercado actual a nivel nacional e internacional, es necesario aclarar que para el proyecto que se está realizando no se puede sobrepasar el valor máximo las maquinas presentadas en la tabla (2).

PROCESO	COSTO	APROBACIÓN
LAVADORA POR CHORRO PULVERIZADO	22.000 dólares	NO
DESENGRASE EN HORNOS.	18.000 dólares	NO
GRANALLADO SIN AIRE	8.000 dólares	NO
CHORRO CON BOLILLAS DE VIDRIO	6.500 dólares	NO
CHORRO DE BICARBONATO DE SODIO	6.500 dólares	NO
LIMPIEZA EN RECIPIENTES CALIENTES	6000 dólares	OK

Fuente: Los autores.

Tabla 2. Costos de máquinas según proveedores europeos.

1.2. Factores para la selección de las alternativas.

Se considera algunos criterios, para así obtener una mejor alternativa que cumpla con los requerimientos que se busca, para solucionar el problema propuesto, se toma en cuenta factores importantes.

Costos de Producción

Es un factor importante en el diseño, debe estar acorde con la realidad económica nacional, se debe tomar en cuenta que el destino del equipo es para talleres de Mecánica.

Facilidad de Montaje y Desmontaje

La facilidad de montaje y desmontaje, considera los tipos de los elementos utilizados, para realizar el proceso requerido, para poner el equipo en servicio; es decir que el equipo esté en perfectas condiciones, para que no tenga problemas en el funcionamiento normal.

Facilidad de Construcción

Se refiere a las posibilidades de construir las partes de la máquina. Este parámetro está directamente relacionado con la disponibilidad de los materiales en el mercado y el tipo de máquinas herramientas que existen en el taller mecánico donde se construye.

Facilidad de Operación

Es importante el tomar en cuenta a las personas que van a operar el prototipo; es decir a los usuarios que van a manipular la máquina.

Producto Terminado.

Este parámetro es de importancia, ya que se debe obtener un acabado superficial aceptable de las partes lavadas.

Mantenimiento

Se debe realizar mantenimiento a cada elemento, para asegurarse que la máquina esté operando normalmente, se toma en cuenta cada qué tiempo tendrá que hacerlo y cuánto significa económicamente.

Capacidad

El equipo debe estar enfocado para usarlo con diferentes tamaños de motores sea este de gasolina o diesel.

1.2.1 Selección de alternativas de estructura de sistema.

Para la selección del sistema, se utiliza el método de pesos desiguales de los factores citados en los puntos 1.2. Se procede a calificar, de acuerdo a la importancia relevante de cada factor en su respectiva alternativa se tiene su puntuación correspondiente, es decir, se califica con un mismo factor, todas las alternativas pero en forma individual cada una de ellas. Se realiza un análisis de ponderación, que se basa en el peso de cada factor, a las que se les designará un valor de (0.1 a 1), para así poder obtener una calificación final apropiada de cada alternativa propuesta. Ver en la tabla 3.

Alt.1= Lavadora por Chorro pulverizado.

Alt.2= Desengrase en Horno.

Alt.3= Granallado sin aire.

Alt.4= Chorro con bolillas de vidrio

Alt.5= Chorro con Bicarbonato de Sodio

Alt.6= Limpieza en Recipientes Calientes.

Para el análisis los valores que se incrementan hasta 1 son mejores pero los que disminuyen generan problemas o dificultades.

Tabla 3. Se indica la selección de la alternativa de estructura del sistema.

Factor	Peso x	ALT. 1	ALT.2	ALT.3	ALT.4	ALT.5	ALT.6	P * (ALT1)	P* (ALT2)	P* (ALT.3)	P* (ALT.4)	P* (ALT.5)	P* (ALT.6)
Costo de Producción	0,7	0,6	0,4	0,8	0,7	0,7	0,9	0,42	0,28	0,56	0,49	0,49	0,63
Facilidad de Montaje y Desmontaje.	0,9	0,9	0,6	0,7	0,8	0,8	0,9	0,81	0,54	0,63	0,72	0,72	0,81
Facilidad de Construcción.	0,8	0,3	0,4	0,8	0,7	0,7	0,8	0,24	0,32	0,64	0,56	0,56	0,64
Facilidad de operación.	0,9	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,9	0,63	0,63	0,54	0,54	0,54	0,81
Producto Terminado	0,9	0,5	0,4	0,9	0,7	0,7	0,8	0,45	0,36	0,81	0,63	0,63	0,72
Mantenimiento	0,9	0,7	0,5	0,5	0,7	0,7	0,9	0,63	0,45	0,45	0,63	0,63	0,81
Capacidad.	1	0,5	0,5	0,4	0,5	0,5	1	0,5	0,5	0,4	0,5	0,5	1
Σ	6,1							3,68	3,08	4,03	4,07	4,07	5,42

Fuente: Análisis de ponderación por método de pesos desiguales.

Tabla 3. Selección de la Estructura Mediante el Método de Ponderación

Criterios para alternativa 1.

$$\frac{\Sigma(X * Alt1)}{\Sigma X} = \frac{3,68}{6,1} = 0,603$$

Criterios para alternativa 2.

$$\frac{\Sigma(X * Alt2)}{\Sigma X} = \frac{3,08}{6,1} = 0,504$$

Criterios para alternativa 3.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt3})}{\sum X} = \frac{4,03}{6,1} = 0,66$$

Criterios para alternativa 4.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt4})}{\sum X} = \frac{4,07}{6,1} = 0,667$$

Criterios para alternativa 5.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt5})}{\sum X} = \frac{4,07}{6,1} = 0,667$$

Criterios para alternativa 6.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt6})}{\sum X} = \frac{5,42}{6,1} = 0,888$$

1.2.2. Resultado de la elección de alternativas.

Al realizar el cuadro de ventajas y desventajas de los diferentes procesos y tomando en consideración el costo y la vida útil de las máquinas herramientas se ha decidido la opción del lavado en tanques calientes mediante inmersión ya que llega a un 88% de efectividad, también se diseñará un brazo grúa para ayudar en el levantamiento de las cargas.

Este sistema de lavado debe cumplir con las exigencias de nuestro cliente como son:

- Mejorar tiempo de lavado
- Disminuir riesgos de accidentes
- Mejorar la calidad de limpieza interna y externa de las partes
- Optimizar el desperdicio de líquido desengrasante.

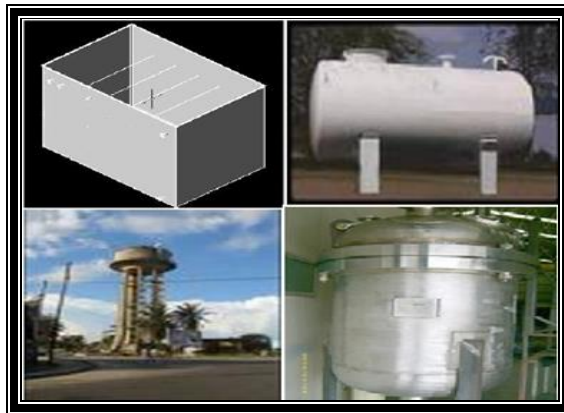
1.3. TANQUE.

1.3.1 Clasificación

Algunos de estos tienen la finalidad de almacenar sustancias que se dirigen o convergen de algún proceso, este tipo de recipientes son llamados en general tanques. Los diferentes tipos de recipientes que existen, se clasifican de la siguiente manera:

Por su uso

Se pueden dividir en recipientes de almacenamiento y en recipientes de procesos. Los primeros nos sirven únicamente para almacenar fluidos a presión y de acuerdo con sus servicios son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc.



Fuente: Diseño y Cálculo de Tanques de Almacenamiento (DYCTANQUES)

Figura 7. Tipos de recipientes.

Por su forma

Los recipientes a presión pueden ser cilíndricos o esféricos. Los primeros son horizontales o verticales y pueden tener en algunos casos, chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según sea el caso.

Los esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento, y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes esféricos a altas presiones.

Puesto que la forma esférica es la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna esta sería la forma más económica para almacenar fluidos a presión sin embargo en la fabricación de estos es mucho más cara a comparación de los recipientes cilíndricos.

Los recipientes más comunes pueden ser clasificados de acuerdo a su geometría como:

a) Recipientes Abiertos.

- Tanques Abiertos.

b) Recipientes Cerrados.

- Tanques cilíndricos verticales, fondo plano.
- Recipientes cilíndricos horizontales y verticales con cabezas formadas.
- Recipientes esféricos

Recipientes abiertos.

Los recipientes abiertos son comúnmente utilizados como tanques igualadores o de oscilación como tinajas para dosificar operaciones donde los materiales pueden ser decantados como: desecadores, reactores químicos, depósitos, etc.

Obviamente estos tipos de recipientes son más que el recipiente cerrado de una misma capacidad y construcción.

La decisión de que un recipiente abierto o cerrado es usado dependerá del fluido a ser manejado y de la operación. Estos recipientes son fabricados de acero, cartón, concreto.

Sin embargo en los procesos industriales son construidos de acero por su bajo costo inicial y fácil fabricación.

Recipientes cerrados.

Fluidos combustibles o tóxicos o gases finos deben ser almacenados en recipientes cerrados.

Sustancias químicas peligrosas, tales como ácidos o sosa cáustica son menos peligrosas si son almacenadas en recipientes cerrados.

Tanque cilíndrico de fondo plano.

El diseño en el tanque cilíndrico vertical operando a la presión atmosférica, es el tanque cilíndrico con un techo cónico y un fondo plano descansando directamente en una cimentación compuesta de arena, grava o piedra triturada. En los casos donde se desea usar una alimentación de gravedad, el tanque es levantado arriba del terreno y el fondo plano debe ser incorporado por columnas y vigas de acero.

Recipientes cilíndricos verticales y horizontales con cabezas formadas.

Son usados cuando la presión de vapor del líquido manejado puede determinar un diseño más resistente. Varios códigos han sido desarrollados o por medio de los esfuerzos del API y el ASME para gobernar el diseño de tales recipientes. Una gran variedad de cabezas formadas son usadas para cerrar los extremos de los recipientes cilíndricos. Las cabezas formadas incluyen la semiesférica, elíptica, toriesférica, cabeza estándar común y toricoidal. Para propósitos especiales de placas planas son usadas para cerrar un recipiente abierto. Sin embargo las cabezas planas son raramente usadas en recipientes grandes.

Recipientes esféricos.

El almacenamiento de grandes volúmenes bajo presiones atmosféricas es normalmente en los recipientes esféricos. Las capacidades y presiones utilizadas varían grandemente. Para los recipientes mayores el rango de capacidad es de 1000 hasta 25000 Psi (70.31 - 1757.75 Kg/cm²).

Recipientes de paredes planas.

Los tanques de paredes planas se utilizan únicamente para presiones hidrostáticas bajas, debido a su forma mecánicamente débil. La cantidad de material requerida para los tanques rectangulares es mayor a la que requieren los tanques cilíndricos de igual capacidad. Sin embargo, a veces se prefiere utilizar dichos tanques por la facilidad de fabricación y buen uso de espacio.

Ventajas de recipientes rectangulares.

1. Gran aprovechamiento del espacio.
2. Rapidez y facilidad de fabricación.
3. Sencillez en su conformación.
4. Mayor estabilidad.

Desventajas de recipientes rectangulares.

1. Debilidad estructural por lo que necesita mayor refuerzo.
2. Solo puede ser implementado para presiones atmosféricas.

1.3.2 Materiales para recipientes a presión.

Acero al carbón.

Es el más disponible y económico de los aceros, recomendables para la mayoría de los recipientes donde no existen altas presiones ni temperaturas.

Aceros de baja aleación.

Como su nombre lo indica, estos aceros contienen bajos porcentajes de elementos de aleación como níquel, cromo, etc. Y en general están fabricados para cumplir condiciones de uso específico. Son un poco más costosos que los aceros al carbón. Por otra parte no se considera que sean resistentes a la corrosión, pero tienen mejor comportamiento en resistencia mecánica para rangos más altos de temperaturas respecto a los aceros al carbón.

Aceros de alta aleación.

Comúnmente llamados aceros inoxidables. Su costo en general es mayor que para los dos anteriores. El contenido de elementos de aleación es mayor, lo que ocasiona que tengan alta resistencia a la corrosión.

En la tabla 4 se puede observar las propiedades de los aceros que se utilizaran en la construcción del tanque.

Rollo - Aceros para recipientes a presión											
Especificación	Composición Química (% Máximo)						Límite Elástico Ksi Min.	Última Tensión Ksi Min.	% de Elong 2" Min.	Rango Dim	Descripción y Uso Final
	C	Mn	P	S	Si	Cb					
ASTM/ASME SA-414-C ⁽³⁾	0.25	0.90	0.035	0.035	0.30	0.20	33	55 - 70	22	1	Recipientes estacionarios de baja e intermedia resistencia.
ASTM/ASME SA-285-C ⁽⁴⁾	0.28	0.90	0.035	0.035	0.40	0.20	30	55 - 75	27	1	
ASTM/ASME SA-515-60 ⁽⁴⁾	0.27	0.90	0.035	0.035	-	0.20	32	60 - 80	25	2	Recipientes media resistencia para servicio de media y alta temperatura.
ASTM/ASME SA-516-60 ⁽⁴⁾	0.27	0.60 - 0.90	0.035	0.035	0.15 - 0.40	0.20	32	60 - 80	25	2	Recipientes media resistencia para servicio de media y baja temperatura.
ASTM/ASME SA-414-G ⁽⁵⁾	0.31	1.35	0.035	0.035	0.30	0.020	45	75 - 95	16	3	Recipientes estacionarios de alta resistencia.
NOM-011-SEDG-1999	0.22	0.50 - 1.00	0.040	0.050	0.30	0.010 - 0.040	50	61	27	3	Cuerpo y tapa recipientes portátiles de alta resistencia.
DOT-178.61-5 Gr. 3.	0.22	0.50 - 1.00	0.040	0.050	0.30	0.010 - 0.040	50	64	27	3	
ASTM/ASME SA-455 ⁽⁴⁾	0.33	0.85 - 1.20	0.035	0.035	0.40	0.020	35	70 - 90	22	3	Recipientes estacionarios de alta resistencia.
ASTM/ASME SA-516-70 ⁽⁴⁾	0.31	0.85 - 1.20	0.035	0.035	0.15 - 0.40	0.020	38	70 - 90	21	3	Recipientes para mediana y baja temperatura.
ASTM/ASME SA-612 ⁽⁴⁾	0.25	1.0 - 1.35	0.035	0.035	0.15 - 0.40	0.020	50	81 - 101	22	3	Recipientes para tanques de F.F.C.C.
AAR TC 128-B ⁽⁴⁾	0.25	1.0 - 1.35	0.035	0.035	0.15 - 0.40	0.020	50	81 - 101	22	3	
ASTM/ASME A-515-70 ⁽⁴⁾	0.31	1.20	0.035	0.035	0.15 - 0.40	0.020	38	70 - 90	21	3	Recipientes para media y alta temperatura.

Fuente: Escuela de ingeniería mecánica y eléctrica UA (tabla de aceros)

Tabla 4. Aceros y Materiales utilizados para recipientes.

1.3.3 Propiedades de los materiales para satisfacer las condiciones de servicio.

Propiedades Mecánicas.

Al considerar las propiedades mecánicas del material es deseable que tenga buena resistencia a la tensión, alto nivel de cedencia, por cierto de alargamiento alto y mínima reducción de área. Con estas propiedades principales se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

Propiedades físicas.

En este tipo de propiedades se buscará que el material deseado tenga coeficiente de dilatación térmica.

Propiedades químicas.

La principal propiedad química que se debe considerar en el material que utilizamos en la fabricación de recipientes a presión es su resistencia a la corrosión. Este factor es de muchísima importancia ya que un material mal

seleccionado causará muchos problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

- Reposición del equipo corroído. Un material que no sea resistente al ataque corrosivo puede corroerse en poco tiempo de servicio .
- Sobre diseño en las dimensiones. Para materiales poco resistentes al ataque corrosivo puede ser necesario dejar un excedente en los espesores dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pegados, de tal forma que encarecen el diseño además de no ser siempre la mejor solución.
- Mantenimiento preventivo. Para proteger los equipos del medio corrosivo es necesario usar pinturas protectoras.
- Paros debido a la corrosión de equipos. Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica las pérdidas en la producción .
- Contaminación o pérdida del producto. Cuando los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la corrosión contaminan el producto , el cual en algunos casos es corrosivo.

Esfuerzos admisibles.

Son los grados de exactitud con los cuales las cargas pueden ser estimadas, la confiabilidad de los esfuerzos estimados para estas cargas, la uniformidad del material, el peligro a la falla ocurre y en otras consideraciones como:

- Esfuerzos locales con concentración de esfuerzos, fatiga y corrosión.

Para materiales que sean sometidos a temperaturas inferiores al rango de termo fluencia los esfuerzos admisibles se pueden considerar con el 25% de la resistencia a la tensión o el 62.5% de la resistencia a la cedencia a la temperatura de operación. Los materiales usados para anclaje en el rango de temperatura de -20 a 400°F (-28.88 a 204.44°C) se considera que es un 20% de la resistencia a la cedencia.

Tanques Horizontales.

En la figura 8 y 9 se muestran ejemplos de tanques rectangulares horizontales.



Fuente: Los autores. (Planta SEDEMI)

Figura 8. Tanque de Alta Capacidad

1.3.4 Ejemplo de tanque de lavado.



Fuente: Los autores (planta SEDEMI)

Figura 9. Tanque en construcción

Existe el estanque rectangular el cual se construye generalmente con la menor altura posible, debido a las fallas que presenta respecto de las concentraciones de esfuerzos que se producen en sus esquinas.

Tiene la ventaja de su facilidad para adaptarse al espacio donde se instalan, (cuadrado, rectangular, en L) especialmente en espacios reducidos ver figura (10).



Fuente: Los autores (empresa reconstructora motorista automotriz)

Figura 10. Tanque con paredes aislantes

Para los requerimientos de este sistema de lavado se han dado diversos requerimientos por parte de los técnicos de la planta, entre ellos:

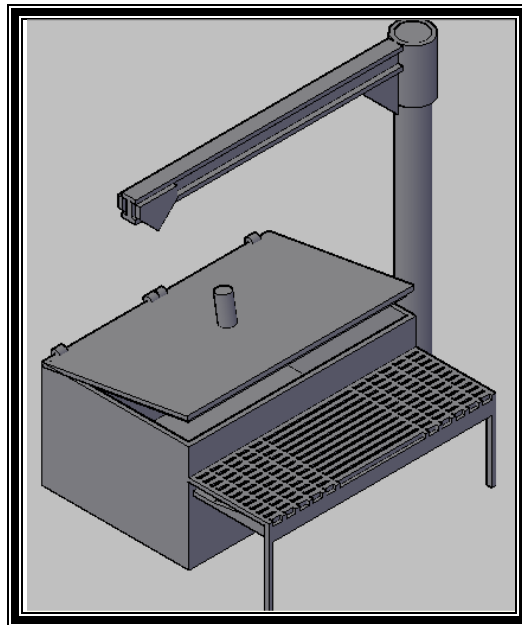
- El tanque deberá tener una capacidad de lavado de motores de 14.0L (litros)

Este tanque deberá ser preferiblemente rectangular, puesto que en experiencias captadas en otras empresas, las partes lavadas son más fáciles de acomodar y manipular, aprovechando al máximo el espacio para lavar más piezas.

- El fondo de acuerdo al tipo de sistema a realizar, deberá tener un fondo fijo y no deberá exceder los 1,70 metros de ancho, que es el espacio libre que posee el área de lavado.
- Cualquier perfil o plancha seleccionada dentro de la construcción deberá poderse adquirir dentro del mercado nacional.
- El diseño tanto de la estructura y del tanque deberá ajustarse a normas internacionales para su construcción.

Una vez expresado los diferentes puntos a considerar, se plantea que el tanque tendrá una forma rectangular con medidas de 1.70x1.60x1 metros para albergar 2,72 m³ y que la estructura deberá mostrar una forma eficiente donde su comportamiento en uno de sus ejes sea tipo estructura.

En la figura (11), se muestra el grafico el cual sirve para el diseño completo del sistema de lavado.



Fuente: Los autores

Figura 11. Tanque y brazo grúa.

1.3.5 Normas a utilizar.

El diseño del tanque rectangular estará regido bajo los buenos criterios de ingeniería mecánica según establece la norma ASME (Sociedad Americana de Ingeniería Mecánica) sección VIII, división 1, para todos los diseños de elemento sometidos a presión interna. El cálculo de espesor de las placas rectangulares se ha tomado como base no una norma, sino la teoría de placas planas contemplada en el texto guía “Resistencia de Materiales” por F.B Seely.

Al espesor finalmente se añade un espesor adicional como margen por corrosión, el cual lo define la misma norma ASME según convenga los intereses y exigencias

del propietario del tanque, este espesor adicionado para nuestro caso es mínimo 3mm.

Dentro del diseño de la estructura metálica se utiliza la teoría planteada por la AISC (Instituto Americano de construcciones de Acero), en su Manual de construcciones de Acero “LOAD & RESISTANCE FACTOR DESIGN”, modelo LFRD, primera edición 1986, en su capítulo A4 (2).

Para preparación de superficies y acabados tanto para el tanque como para la estructura se utilizarán la norma SSPC, el que nos permite aplicar una preparación superficial SSPC-SP 10, equivalente a un metal casi blanco.

Tomando como base la tesis “Diseño de Tanque Normado para Reservorio de Agua con Capacidad de 320 Metros Cúbicos”, ESPOL-2004, del Ingeniero Jorge Luis Loyola Segura, nos referiremos para la selección del material del tanque rectangular a la norma API 650 sección 2, sub.-sección 2.2 con título Placas, el cual sugiere seleccionar entre los aceros A-36 (acero estructural), A-283 grados C y D, A-285 grado C; seleccionando para ello el ASTM A-36, por ser un elemento común en el mercado.

1.3.6 Ecuaciones para cálculo.⁸

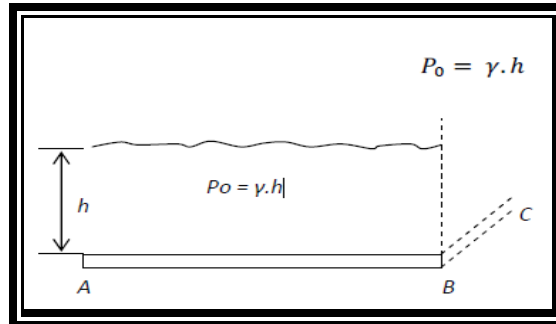
Fuerzas de un fluido en reposo sobre superficies planas.

En esta sección consideramos los efectos de la presión de un fluido, que actúa sobre superficies planas (lisas), en aplicaciones como las ilustradas. En cada caso, el fluido ejerce una fuerza que actúa en forma perpendicular a la superficie de interés. Según la definición fundamental:

$$P = F/A; \text{ y la forma correspondiente } F = P.A$$

⁸ Mecánica de fluidos By Robert L. Mott (Pag.90)

Siendo F = la fuerza distribuida en el fondo del tambor, y entonces podemos decir que:



Fuente: Los autores

Figura 12. Gráfico de Presión en el fondo

Donde:

P = presión

$P = \text{cte}$

h = altura líquido

$h = \text{cte}$

A = área

$F = P \cdot A = \gamma \cdot h$

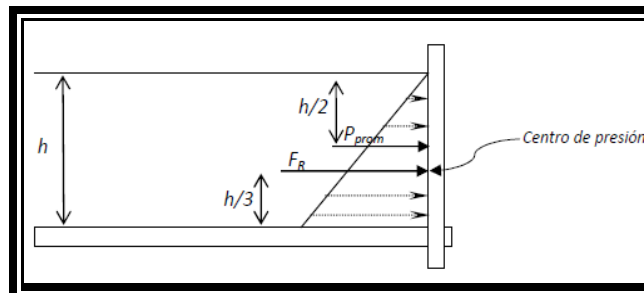
γ = peso específico

$F = P \cdot A = \gamma \cdot h \cdot A$

1.3.6.1 Superficies planas verticales (Paredes rectangulares)

El muro de contención de la figura (13) es un ejemplo clásico de pared rectangular expuesta a una presión que varía desde cero, en la superficie del fluido, a un máximo en el fondo de la pared.

La fuerza real se distribuye sobre toda la pared, pero para el propósito del análisis es deseable determinar la fuerza resultante y el lugar en que actúa, el cual se denomina Centro de presión. Es decir, Si toda la fuerza se concentra en un solo punto.



Fuente: Los autores

Figura 13. Distribución de fuerza en paredes y centro de presión.

En la figura (13) muestra la distribución de la presión sobre el muro de contención vertical. Como lo indica

$$A.P = \gamma . h$$

La presión varía de forma lineal (a manera de una línea recta) con la profundidad del fluido. Entonces la fuerza resultante (Fr) se calcula por medio de:

$$Fr = P_{prom} . A$$

P_{prom}: presión promedio.

A: Área total del muro.

Pero la presión promedio es la que se ejerce en la mitad del muro, y se calcula por medio de:

$$P_{prom} = \gamma s . \frac{h}{2}$$

Entonces:

$$Fr = \gamma s . \frac{h}{2} . A$$

Triángulo de distribución de presión.

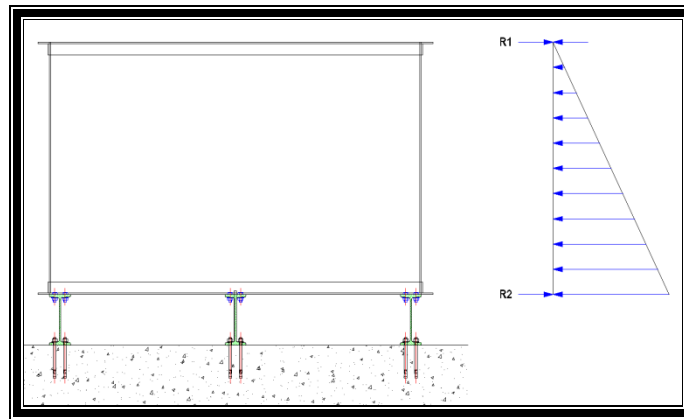
El centro de presión está ubicado en el centroide del triángulo de distribución de presión a un tercio de la distancia desde el fondo de la pared. En este punto se presume actúa la fuerza resultante.

Espesor de placas requeridas.

También puede usarse el espesor (t) para la placa del fondo si está apoyada toda su superficie.

Es necesario para servicio bajo condiciones de corrosión incrementar el espesor (t)⁹. En la figura 14 se observa la distribución de presión en las paredes del tanque.

$$t = 2,45.L. \sqrt{\frac{\alpha.H.0,036.G}{S}} + C.A. \quad (\text{Ec. 3})$$



Fuente: Los autores

Figura 14. Distribución de Presión Hidrostática.

Fórmula para calcular el bastidor de atiesamiento.¹⁰

$$W = \frac{0,036G.H^2}{2} \quad (\text{Ec.4})$$

Momento de inercia en el punto máximo y mínimo requerido.¹¹

$$I \text{ min} = 1,25 \frac{R1.L^3}{E} \quad (\text{Ec.5})$$

⁹ Ecuación para espesores de placas.

API 650 sección 2, sub.-sección 2.2 con título Placas

¹⁰ Ecuación de Distribución de Presión Hidrostática.

¹¹ Mecánica de fluidos By Robert L. Mott (Pag.90)

Resistencia de Materiales Robert L.Mott pág. 85.

Vigas de soporte.¹²

$$l = 2,45.t. \sqrt{\frac{s}{0.036GH}} \quad (\text{Ec.6})$$

Espesor del fondo del tanque.¹³

$$t = \frac{L}{1.254 \sqrt{\frac{s}{0.036GH}}} + \text{C.A.}$$

Factores de diseño para escoger el material del tanque.

- Códigos normas.
- Criterio de la resistencia del material.
- Tipo de material (ductilidad)
- Forma de carga.
- Posible mal uso de la pieza.
- Complejidad del análisis de esfuerzo.
- Medio Ambiente.
- Efecto del tamaño al que a veces se le llama factor de masa.
- Control de calidad.

1.3.7 Elección del acero para el tanque

- Plancha de acero inoxidable 405
- Plancha de acero inoxidable 310S
- Plancha de acero al carbono medio.
- Plancha de acero A36.

¹² Roark, J Raymond; "Formulas for Stress and strain", McGraw-Hill Book Company 1965(incorpora las "FORMULAS DE VOJTASZAK")

¹³ Roark, J Raymond; "Formulas for Stress and strain", McGraw-Hill Book Company 1965(incorpora las "FORMULAS DE VOJTASZAK")

Plancha de Acero Inoxidable 405.¹⁴

El más utilizado de los aceros inoxidable martensíticos es el Tipo 420. En estado recocido (estructura ferrítica), no presenta buen comportamiento frente a la corrosión atmosférica. Esto porque durante la operación de recocido, a una temperatura aproximada de 760 °C, el carbono y el cromo se combinan para formar carburos de cromo, $Cr_{23}C_6$. Cada molécula de carburo de cromo contiene, en peso, aproximadamente 95% de cromo. Considerando el alto tenor de carbono y el bajo tenor de cromo del acero inoxidable 420 (aproximadamente 0,35%C y 12,50% Cr), como todo el carbono precipita como carburo de cromo durante el recocido, esta precipitación retirará de la solución sólida aproximadamente la mitad del cromo disponible. En esta condición el material no resiste a la corrosión y no puede ser considerado propiamente como un acero inoxidable (ya que no tiene un mínimo de 11% de cromo en solución sólida).

Por eso, el acero inoxidable 420, es colocado en servicio por el usuario, solamente después de un tratamiento de temple. Cuando templado, el carbono forma parte de la fase martensítica, no siendo encontrado en la aleación precipitado como carburo de cromo.

La alta dureza y la consecuente resistencia al desgaste, determinan las aplicaciones de este material, utilizado en cuchillería, discos de freno, equipos quirúrgicos, odontológicos y turbinas.

Material.

Acero Inoxidable ASTM A240 Tipo 405

Composición Química

Carbono (C) 0,03% máx.

Manganeso (Mn) 2,00% máx.

¹⁴ www.inoxidable.com/introduccion.htm

Fósforo (P)	0,045% máx.
Azufre (S)	0,030% máx.
Silicio (Si)	1.00% máx.
Cromo (Cr)	16% / 18%
Níquel (Ni)	10% / 14%
Molibdeno (Mo)	2% / 3%
Fierro (Fe)	balance

El acero tipo 316L es una modificación de bajo carbono para minimizar la formación de carburos durante el proceso de soldadura.

Propiedades mecánicas

Resistencia a la tracción	650 N/mm ² (93.8 Ksi).
Alargamiento (L= 5d)	35%
Resistencia al impacto	80 N.m a + 20°C.

Resistencia a la corrosión acuosa

Plancha de Acero Inoxidable tipo 310S.¹⁵

El inoxidable 304 es recomendado para trabajo al aire libre, a temperaturas inferiores a 925 °C en servicios continuos. En las mismas condiciones, el inoxidable 310, con cromo 24/26% y níquel 19/22%, resiste temperaturas de hasta 1150 °C. Es un material clasificado como acero inoxidable refractario.

Grandes aumentos de níquel, llevan a las aleaciones Ni-Cr-Fe, donde el elemento con mayor presencia en el material ya no es el hierro sino el níquel, Estos materiales no son conocidos como aceros inoxidables sino como aleaciones a base de níquel y presentan excelente resistencia a la corrosión en diversos

¹⁵ www.inoxidable.com/introduccion.htm

medios a altas temperaturas. El elevado tenor de níquel da también garantía de una buena resistencia a la corrosión bajo tensión.

Material.

Acero Inoxidable ASTM A240 Tipo 310S

Espesor.

Espesor nominal 1/4 Pulgada (6.00 a 6.35 mm.)

Espesor nominal 3/8 Pulgada (9.50 a 9.53 mm.)

Espesor nominal 1/2 Pulgada (12.70 a 12.73 mm.)

Tamaño

Mínimo 0,3 Pies de ancho x 0,6 Pies de Longitud.

Composición química

Carbono (C)	0.25% máx.
Silicio (Si)	1.50% máx.
Manganeso (Mn)	2.00% máx.
Cromo (Cr)	24.00% / 26.00%
Níquel (Ni)	19.00% / 22.00%

Propiedades mecánicas

Resistencia a la tensión (kg/cm ²)	6400
Elongación en 50.8 m.m. (%)	45
Reducción de área (%)	70
Dureza Brinell	180

Norma de fabricación: ASTM A-285 Grado C.

Plancha acero al carbono medio.¹⁶

Aceros de medio % de carbono (desde SAE 1035 a 1053).

Estos aceros son seleccionados en usos donde se necesitan propiedades mecánicas más elevadas y frecuentemente llevan tratamiento térmico de endurecimiento.

Se utilizan en amplia variedad de piezas sometidas a cargas dinámicas. El contenido de C y Mn, depende de una serie de factores. Por ejemplo, cuando se desea incrementar las propiedades mecánicas, la sección o la templabilidad, normalmente se incrementa el % de C, de Mn o de ambos.

Los de menor % de carbono se utilizan para piezas deformadas en frío, aunque los estampados se encuentran limitados a plaqueados o doblados suaves, y generalmente llevan un recocido o normalizado previo.

Todos estos aceros se pueden aplicar para fabricar piezas forjadas y su selección depende del tamaño y propiedades mecánicas después del tratamiento térmico. Los de mayor % de C, deben ser normalizados después de forjados para mejorar su maquinabilidad.

Son también ampliamente usados para piezas maquinadas, partiendo de barras laminadas.

Dependiendo del nivel de propiedades necesarias, pueden ser o no tratadas térmicamente.

¹⁶ ingemecanica.com/tutorial/semanal/tutorialn101.html
Diseño-y-calculo-de-Tanques-de-Almacenamiento.

Características

Acero medio carbono bajo la norma SAE.

Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales de mediana resistencia.

Observaciones:

Garantía; Solo se garantiza el análisis químico.

Cuando el silicio (Si) es requerido, los siguientes rangos son los más comúnmente usados:

Si = 0.10 máximo Si = 0.10 - 0.20 % Si = 0.15 - 0.35 %

Propiedades y pruebas físicas (Típicas):

Los valores de propiedades físicas son típicas y no se garantizan solo sirven como referencia.

Algunas propiedades de acero AISI 1020 son:

- Densidad → 7860 kg / m³.
- Módulo Young → 207 Gpa.
- Coeficiente dilatación → $11,7 \text{ } ^\circ \text{ c}^{-1} \cdot 10^{-6}$.
- Conductividad térmica → 52 w / m • ° c.
- Calor específico → 500 j / kg • ° k.
- Coeficiente Poisson → 0,3.

Material.

Acero al carbono comercial equivalente a ASTM A-285 Grado C.

Espesor

Desde 3/16 pulg. (4.76 a 5.00 mm), hasta 2 pulg. (50.00 a 50.80 mm)

Tamaño

Mínimo 05 Pies de ancho (1520 mm) x 10 Pies de largo (3040 mm), aprox.

Composición química

Carbono (C)	≤0.280 %
Hierro (Fe)	≥98.75 %
Manganeso (Mn)	≤ 0.90 %
Fósforo (P)	≤ 0.035 %
Azufre (S)	≤ 0.035 %

Propiedades Mecánicas

Resistencia a la tensión (kg/cm ²)	380 - 515 MPa
Limite de fluencia (kg/cm ²)	205 MPa
Elongación al quiebre	27.0 %

Norma de fabricación: ASTM A-285 Grado C.

Acero al carbono estructural ASTM A36.¹⁷

Las aplicaciones comunes del acero estructural A36 es en la construcción, y es moldeado en perfiles y láminas, usadas en edificios e instalaciones industriales; cables para puentes colgantes, atirantados y concreto reforzado; varillas y mallas electrosoldada para el concreto reforzado; láminas plegadas usadas para techos y pisos.

Requerimientos de tensión.

El acero A36 tiene como esfuerzo de fluencia mínimo de 36ksi. Además, es el único acero en espesores mayores a 8 pulgadas, aunque estas placas como excepción, solo están disponibles con esfuerzo mínimo de fluencia mínimo 32ksi. Normalmente, el material de conexión se especifica como A36, sin importar el

¹⁷ www.terniumcentroamerica.com/pdf/.../HT-Placa-A36-CA.pdf

grado de sus propios componentes primarios. El esfuerzo último de tensión de este acero varía de 58ksi a 80 ksi; para cálculos de diseño se utiliza el valor mínimo especificado.

Propiedades

El acero A36, tiene una densidad de 7850 kg/m³ (0.28 lb/in³). El acero A36 en barras, planchas y perfiles estructurales con espesores menores de 8 plg (203,2 mm) tiene un límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi), y un límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi). Las planchas con espesores mayores de 8 plg (203,2 mm) tienen un límite de fluencia mínimo de 220 MPA (32 ksi), y el mismo límite de rotura pero de todos modos se rompe.

Calidad del Acero: Estructural. Según Norma ASTM A36-01.

Composición química

Carbono: 0.25; Manganeso: 1,20 máx. ; Fósforo máx. 0.04; Azufre: 0.05 máx.; Silicio máx. 0.40

Propiedades Mecánicas

(R) Resistencia a la tracción: 400-550 kgf/mm² (40,8 - 56,1)

(F) Límite de fluencia: 250 Mín. kgf/mm². (25,5 mín.)

(%A) % de Alargamiento Lo (longitud calibrada de la probeta de ensayo) = 200 mm: 20 mín.

Soldabilidad

Según la norma ASTM A36/A36M-8, cuando el acero vaya a ser soldado, tiene que ser utilizado un procedimiento de soldado adecuado para el grado de acero y el uso o servicio previsto, por ser de fácil soldabilidad se recomienda utilizar 6010, 6011, 6013, 7018, 7024, 308, 309, 312, 316, ER70S-6, ER70S-3, E71T-1.

En la tabla 5 se muestra la selección del acero mediante un análisis de ponderación.

1.3.8 Selección del material para fabricar el tanque.

Factor	Peso x	ALT. 1	ALT.2	ALT.3	ALT.4	P * (ALT1)	P* (ALT2)	P* (ALT.3)	P* (ALT.4)
Códigos normas.	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Criterio de la resistencia del material.	0,8	0,7	0,7	0,8	0,9	0,56	0,56	0,64	0,72
Tipo de material (ductilidad)	0,8	0,5	0,7	0,8	1	0,4	0,56	0,64	0,8
Forma de carga (estática, repetida, impacto)	0,9	0,8	0,7	0,8	0,9	0,72	0,63	0,72	0,81
Posible mal uso de la pieza (Factor seguridad)	0,9	0,7	0,7	0,9	0,9	0,63	0,63	0,81	0,81
Complejidad del análisis de esfuerzo.	0,8	0,6	0,7	0,8	1	0,48	0,56	0,64	0,8
Espesor de los materiales	1	0,8	0,8	0,9	1	0,8	0,8	0,9	1
Σ	6,2					4,59	4,74	5,35	5,94

Fuente: Análisis de ponderación por método de pesos desiguales.

Tabla 5. Selección de Material Para el Tanque.

Criterios para alternativa 1.

$$\frac{\Sigma(X * Alt1)}{\Sigma X} = \frac{4,59}{6,2} = 0,740^{18}$$

¹⁸ Análisis de ponderación ADMII Cap. 5

Criterios para alternativa 2.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt2})}{\sum X} = \frac{4,74}{6,2} = 0,764$$

Criterios para alternativa 3.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt3})}{\sum X} = \frac{5,35}{6,2} = 0,86$$

Criterios para alternativa 4.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt4})}{\sum X} = \frac{5,94}{6,2} = 0,958$$

Conclusión.

De acuerdo al análisis de ponderación se define que el material a usarse para la construcción del tanque es la alternativa 4 ya que cumple con el 95% de aceptación en sus propiedades además es el acero que se puede encontrar con mayor facilidad en el mercado y un complemento para la elección es el costo.

1.4. Sistema de automatización del tanque

Automatización industrial con plc's

1.4.1 Tipos de automatización industrial.

Existen cinco formas de automatizar en la industria moderna:

- El Control Automático de Procesos
- El Procesamiento Electrónico de Datos
- La Automatización Fija
- La Automatización Programada
- La Automatización Flexible

Se deberá analizar cada una de ellas a fin de decidir correctamente el esquema más adecuado a utilizarse en el presente proyecto.

El Control Automático de Procesos.

Se refiere usualmente al manejo de procesos caracterizados de diversos tipos de cambios (generalmente químicos y físicos); un ejemplo de esto podría ser el proceso de refinación de petróleo.

El Proceso Electrónico de Datos.

Frecuentemente es relacionado con los sistemas de información, centros de cómputo, etc. Sin embargo en la actualidad también se considera dentro de esto la obtención, análisis y registros de datos a través de interfaces y computadores.

La automatización Fija.

Es aquella asociada al empleo de sistemas lógicos tales como: los sistemas de relevadores y compuertas lógicas; sin embargo estos sistemas se han ido flexibilizando al introducir algunos elementos de programación como en el caso de los PLC's o Controladores Lógicos Programables. La automatización fija se utiliza cuando el volumen de producción es muy alto, y por tanto se puede justificar económicamente el alto costo del diseño de equipo especializado para procesar el producto, con un rendimiento alto y tasas de producción elevadas.

La automatización programable.

La automatización programable se emplea cuando el volumen de producción es relativamente bajo y hay una diversidad de producción a obtener. En este caso el equipo de producción es diseñado para adaptarse a las variaciones de configuración del producto; esta adaptación se realiza por medio de un programa (Software).

La automatización flexible.

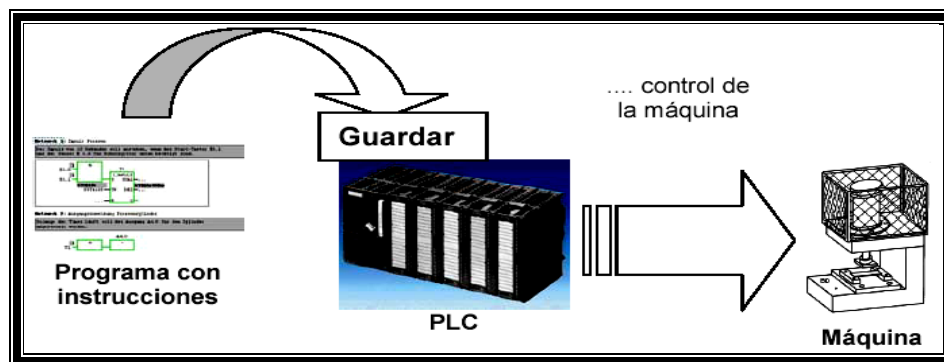
Por su parte la automatización flexible es más adecuada para un rango de producción medio. Estos sistemas flexibles poseen características de la automatización fija y de la automatización programada. Los sistemas flexibles normalmente están constituidos por una serie de estaciones de trabajo

interconectados entre sí por sistemas de almacenamiento y manipulación de materiales, controlados en su conjunto por una computadora.

1.4.2 Definición de autómata programable

Se entiende por Controlador Lógico Programable (PLC), o autómata programable, a toda máquina electrónica diseñada para controlar en tiempo real y en medio industrial procesos secuenciales. Su manejo y programación puede ser realizada por personal eléctrico o electrónico sin conocimientos informáticos. Realiza funciones lógicas: series, paralelos, temporizaciones, conteos y otras más potentes como cálculos, regulaciones, etc.

La función básica de los autómatas programables es la de reducir el trabajo del usuario, ya que al realizar el programa, la relación entre las señales de entrada que se tienen que cumplir para activar cada salida, implica menor trabajo que al utilizar elementos tradicionales (como relés auxiliares, de enclavamiento, temporizadores, contadores...) ya que los que el PLC controla son internos. El autómata programable es un aparato electrónico programable por un usuario programador y destinado a gobernar, dentro de un entorno industrial, máquinas o procesos lógicos secuenciales. En la figura 15, se presenta la función que realiza un PLC.



Fuente: Internet¹⁹

Figura 15. Función del PLC

¹⁹ www.aut.siemens.de.

1.4.3 Necesidad de usar los PLC'S.

Se caracteriza un proceso industrial como una operación o secuencia de operaciones en las que las variables del proceso (sean éstas temperaturas, desplazamientos, tiempos, etc.) están debidamente acotadas para obtener resultados repetibles. La gran mayoría de los procesos industriales requieren algún tipo de coordinación, supervisión o control.

Para llevar más allá la idea de la flexibilidad, se concibió la posibilidad de utilizar una computadora especializada en el tipo de tareas que normalmente se requería de un control de un proceso industrial:

Censado de contactos, actuación de relés y contactores, conteo, temporización, procesamiento de señales continuas (en contraposición a las señales discretas o lógicas), etc. El hecho de utilizar una computadora permite, en la mayoría de los casos cambiar la funcionalidad del control del proceso sin más que cambiar el programa, ya que en general todos los "componentes" necesarios como relés auxiliares, temporizadores, etc., se encuentran ya definidos en el software interno de esta computadora especializada, que ahora es el control del proceso industrial.

1.4.4 Campos de aplicación de los PLC'S

Un autómatas programable puede emplearse en procesos industriales que tengan una o varias de las siguientes necesidades:

- Espacio reducido.
- Procesos de producción periódicamente cambiantes.
- Procesos secuenciales.
- Maquinaria de procesos variables.
- Instalaciones de procesos complejos y amplios.
- Chequeo de programación centralizada de las partes del proceso.
- Maniobra de máquinas.

- Maniobra de instalaciones.
- Señalización y control.

Como se indicó anteriormente, este aspecto se refiere a los autómatas programables industriales, dejando de lado los pequeños autómatas para uso más personal (que se pueden emplear, incluso, para automatizar pequeños procesos en el hogar, como control de la puerta de una cochera o el activado / desactivado de las luces de la casa).

1.4.5 Ventajas e inconvenientes de los autómatas programables.

Entre las principales ventajas se tiene:

- Menor tiempo de elaboración de proyectos.
- Posibilidad de incluir modificaciones sin costo añadido en otros componentes.
- Mínimo espacio de ocupación.
- Menor costo de mano de obra.
- Mantenimiento económico.
- Posibilidad de gobernar varias máquinas con el mismo autómata.
- Menor tiempo de puesta en funcionamiento.
- Si el autómata queda pequeño para el proceso industrial puede seguir siendo de utilidad en otras máquinas o sistemas de producción.

Y entre los inconvenientes:

- Adiestramiento o capacitación de técnicos.
- Costo.

- Actualmente los inconvenientes se han hecho nulos, ya que todas las carreras de ingeniería incluyen la automatización como una de sus asignaturas. En cuanto al costo tampoco hay problema, ya que en el mercado existen autómatas para todas las necesidades y / o aplicaciones y a precios ajustados.

1.4.6 Estructura externa de los PLC'S

Todos los autómatas programables, poseen una de las siguientes estructuras:

- Compacta, en un solo bloque están todos los elementos.
- Modular, puede ser de dos tipos:

Estructura americana, separa las E/S del resto de dispositivos del autómata.

Estructura europea, cada módulo es una función (fuente de alimentación, CPU, E/S, etc.).

Exteriormente se encontrará con cajas que contienen una de estas estructuras, las cuales poseen indicadores y conectores en función del modelo y fabricante. Para el caso de una estructura modular se dispone de la posibilidad de fijar los distintos módulos en bastidores normalizados, para que el conjunto sea compacto y resistente.

Arquitectura básica de los plc's

Los elementos esenciales, que todo autómata programable posee como mínimo, son:

Unidad central de proceso (CPU)

Se encarga de procesar el programa de usuario. Para ello se dispone de diversas zonas de memoria, registros, e instrucciones de programa.

Fuente de alimentación

Es la encargada de convertir la tensión de la red, 110 o 220 [v] de corriente alterna, a baja tensión de corriente continua, normalmente a 24 [v]. Siendo ésta, la tensión de trabajo en los circuitos electrónicos que forma el Autómata.

La memoria

Dentro de la CPU existe un área de memoria, la cual está dividida en:

- Memoria del programa de usuario
- Memoria de la tabla de datos
- Memoria del sistema
- Memoria de almacenamiento. Suele ser de uno de los siguientes tipos: EPROM, EEPROM, o FLASH.
- Cada autómata divide su memoria de esta forma genérica, haciendo subdivisiones específicas según el modelo y fabricante.

Entrada / Salidas

Generalmente se dispone de dos tipos de E/S:

- Digital.
- Analógica.

Interfaces

Todo autómata, salvo casos excepcionales, posee la virtud de poder comunicarse con otros dispositivos, como con una PC o con otro PLC. Lo normal es que posea una Interface de comunicación de entrada/salida serie del tipo o estándar RS-232 / RS-422. A través de esta línea se pueden manejar todas las características internas del autómata, incluido la programación del mismo, y suele emplearse para monitorización del proceso en otro lugar separado.

Equipos o unidades de programación

El autómata debe disponer de alguna forma de programación, la cual se realiza empleando alguno de los siguientes elementos:

- Unidad de programación
- Consola de programación
- PC

Dispositivos periféricos

El autómata programable, en la mayoría de los casos, puede ser ampliable. Las ampliaciones abarcan un gran abanico de posibilidades, que van desde las redes de datos internas (LAN, etc.), módulos auxiliares de E/S, memoria adicional hasta la conexión con otros autómatas del mismo modelo. Cada fabricante facilita las posibilidades de ampliación de sus modelos, los cuales pueden variar incluso entre modelos de la misma serie.

Software para la programación

Los paquetes de software para programación de autómatas convierten un ordenador personal en un equipo de programación específico. Aprovechando sus potentes recursos de interfaz con otros sistemas (impresoras, otros PC) y con el usuario (teclado, monitor), y el bajo precio del hardware debido a la estandarización y generalización de uso de los ordenadores compatibles. Esta opción (PC + software); junto con las consolas, éstas en menor medida, constituye prácticamente la totalidad de equipos de programación utilizados por los programadores de autómatas.

1.4.7 RTD. (resistance temperature detector).

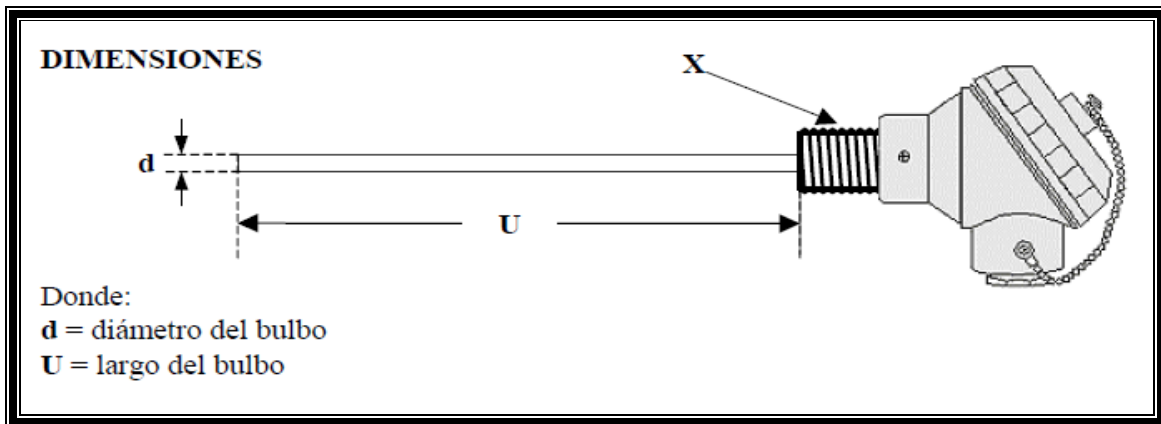


Fuente: Internet ²⁰

Figura 16. Sensor de temperatura pt100

²⁰ www.aut.siemens.de.

Los RTD son sensores de temperatura resistivos ver figura (17). En ellos se aprovecha el efecto que tiene la temperatura en la conducción de los electrones para que, ante un aumento de temperatura, haya un aumento de la resistencia eléctrica que presentan. Ver figura (17)



Fuente: www.wikipedia.com

Figura 17. Sensor de temperatura RTD

Un tipo de RTD son las Pt100 o Pt1000. Estos sensores deben su nombre al hecho de estar fabricados de platino (Pt) y presentar una resistencia de 100ohms o 1000ohms respectivamente a 0°C. Son dispositivos muy lineales en un gran rango de temperaturas, por lo que suele expresarse su variación como:

Donde T° es una temperatura de referencia y R_0 es la resistencia a esa temperatura.

Tolerancias comerciales según norma IEC 751:1995 ²¹

Pt100 Clase A $\pm 0,15$ °C [0 °C] $\pm 0,06$ Ω [0 °C]

Pt100 Clase B $\pm 0,30$ °C [0 °C] $\pm 0,12$ Ω [0 °C]

Ventajas

- Alta precisión, de hasta +/-0.1°C
- Ideal para bajas temperaturas, en industrias alimenticias
- Puede ser extendido fácilmente hasta 30 mts. con cable de cobre común

²¹ Sondas de resistencia de platino (www.ovredal.com.sondas_pt100)

Desventajas

- Un poco más costosas que los termopares
- Trabajan en un rango de temperatura limitado (max. 700°C)
- Frágiles, no utilizables en lugares donde haya mucha vibración

Los dispositivos RTD más comunes están contruidos con una resistencia de platino (Pt), llamadas también PRTD, aunque también se utilizan otros materiales cuyas características se recogen en la tabla siguiente.

Al calentarse un metal habrá una mayor agitación térmica, dispersándose más los electrones y reduciéndose su velocidad media, aumentando la resistencia. A mayor temperatura, mayor agitación, y mayor resistencia.

La variación de la resistencia puede ser expresada de manera polinómica como sigue a continuación. Por lo general, la variación es bastante lineal en márgenes amplios de temperatura.

$$R = R_0 + (1 + \alpha\Delta T)^{22}$$

Donde:

- R_0 es la resistencia a la temperatura de referencia T_0
 - ΔT es la desviación de temperatura respecto a T_0 ($\Delta T = T - T_0$)
 - α es el coeficiente de temperatura del conductor especificado a 0 °C, interesa que sea de gran valor y constante con la temperatura
- Los materiales empleados para la construcción de sensores RTD suelen ser conductores tales como el cobre, el níquel o el platino. Las propiedades de algunos de éstos se muestran en la siguiente tabla(6)

²² HW11: Sample Midterm resistencias

Parámetro	Platino (Pt)	Cobre (Cu)	Níquel (Ni)	Molibdeno (Mo)
Resistividad ($\mu\Omega cm$)	10.6	1.673	6.844	5.7
$\alpha(\Omega / \Omega / K)$	0.00385	0.0043	0.00681	0.003786
$R_0(\Omega)$	25, 50, 100, 200	10	50, 100, 120	100, 200, 500
margen ($^{\circ}C$)	-200 a +850	-200 a +260	-80 a +230	-200 a +200

Fuente: www.winkipedia.com

Tabla 6 Materiales del Sensor de Temperatura.²³

De todos ellos es el platino el que ofrece mejores prestaciones, como:

- alta resistividad... para un mismo valor óhmico, la masa del sensor será menor, por lo que la respuesta será más rápida
- margen de temperatura mayor
- alta linealidad
- sin embargo, su sensibilidad (α) es menor

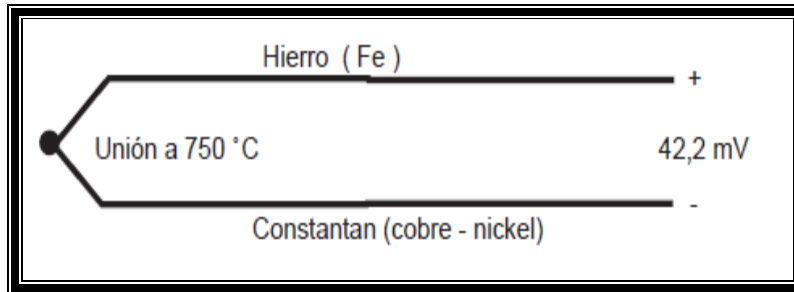
Un sensor muy común es el Pt100 (RTD de platino con $R=100 \Omega$ a $0^{\circ}C$). En la tabla se muestran valores estándar de resistencia a distintas temperaturas para un sensor Pt100 con $\alpha = 0.00385 \Omega / \Omega / K$.

Temperatura ($^{\circ}C$)	0	20	40	60	80	100
Resistencia (Ω)	100	107.79	115.54	123.24	130.87	138.50

²³ Sondas de resistencia de platino (www.ovredal.com.sondas_pt100)

1.5. Termocuplas y voltaje máximo.

1.5.1 Termocuplas.



Fuente: Internet ²⁴

Figura 18. Termocuplas

Consiste en dos metales no similares que genera una corriente en el circuito cuando sus juntas se mantienen diferentes, en la figura 18 se observan los materiales.

La magnitud de esta corriente depende de la clase de metales usados y de las temperaturas de las juntas.

Los alambres para fabricar una termocupla se escogen de acuerdo a lo siguiente:

- Resistencia a la corrosión, oxidación, redacción y cristalización.
- Desarrollo de una F.E.M. relativamente alta, la más grande generada por su termopar comercial es cerca de 50 mili voltios.
- Una relación entre temperatura y F.E.M. de tal manera que el aumento de ésta sea aproximadamente uniforme al aumento de la temperatura.
- Costo

No se puede evitar el deterioro de los termopares a temperaturas altas. Mientras mayores sean éstas y más desfavorables las condiciones de operación será más rápido el daño. Una atmósfera altamente oxidante y reductora, reduce la vida de la termocupla. Esta condición se encuentra con alguna frecuencia y se puede notar

²⁴ www.winkipedia.com

su existencia por el aspecto del alambre de la termocupla. Se forma una gran cantidad de costra (oxidación) que fácilmente se desmorona.

Ventajas

- Económicas y muy robustas,
- Muy fáciles de encontrar en el mercado
- Cubren amplios rangos de temperatura (-180 a 1370°C)

Desventajas

- No tienen una alta precisión (+/- 0.5°C)
- No pueden extenderse a más de 10 o 20m del indicador por las interferencias de corriente y por el costo del cable
- Su vida útil se reduce considerablemente al ser expuestas a altas temperaturas o a atmósferas oxidantes y reductora

1.5.2 Alambres de extensión

Las termocuplas se conectan a los instrumentos de indicación o control localizados lejos del punto de medición por medio de alambres de extensión, preferiblemente del mismo material que el de los alambres de la termocupla.

El extremo soldado representa la “junta caliente” y la “Junta fría” los terminales exteriores del termopar.

La temperatura indicada por el instrumento corresponde a la diferencia de temperatura de dichas juntas. Si la temperatura de la “junta fría” se eleva, el instrumento indicará una disminución de temperatura aun cuando la temperatura en el proceso permanezca constante. Es evidente entonces, que se debe mantener la temperatura de la “junta fría” constante”.

Los cables de extensión son conductores y sus propiedades termoeléctricas son similares a la termocupla correspondiente. Así, los cables de extensión para

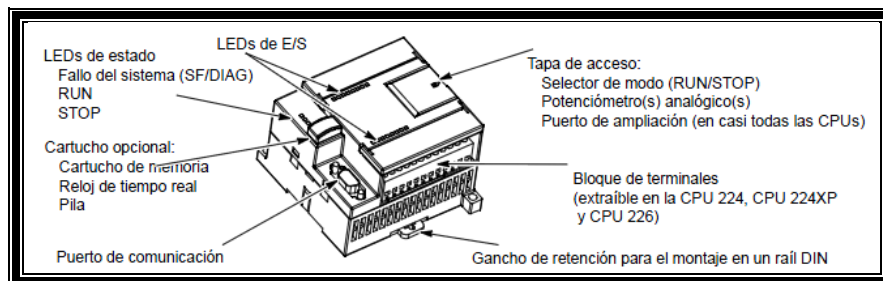
termocuplas J no deben usarse para la termocuplas K. Para las de Pt-Pt-Rh, los alambres de extensión resultan muy caros, por lo que se emplea alambre de cobre como extensión para el Pt-Rh, y alambre de aleación cobre + níquel para el Pt. Estos cables debidamente protegidos deben conectarse a la tierra para evitar la influencia de corrientes de escape en otras instalaciones eléctricas que provoquen errores en la medición.

El coeficiente de resistencia eléctrica debe ser pequeño para los metales que se usen como termopares. Como los mili voltímetros que son los que miden la F.E.M. dependen en su indicación de la corriente que pasa por su bobina es necesario que la resistencia eléctrica de todo el circuito sea lo más constante posible.

1.5.3 CPU S7-200

La CPU S7-200 incorpora en una carcasa compacta un microprocesador, una fuente de alimentación integrada, así como circuitos de entrada y de salida que conforman un potente

Micro-PLC ver figura (19). Tras haber cargado el programa en el S7-200, éste contendrá la lógica necesaria para observar y controlar los aparatos de entrada y salida de la aplicación.



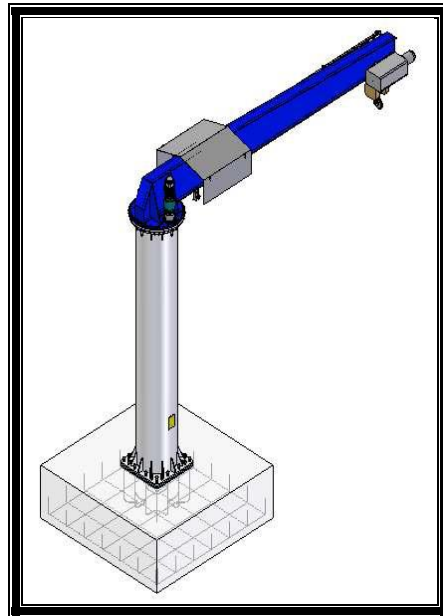
Fuente: Internet²⁵

Figura 19. Conexiones del display

²⁵ www.aut.siemens.de.

1.6 Introducción a las grúas giratorias de columna.

La grúa de estudio se encuentra dentro del grupo de grúas giratorias de columna, a continuación se hace una breve descripción de las diferentes grúas de este tipo. En la figura 20 se muestra un ejemplo de grúa giratoria de 360°.



Fuente: sistema de grúas abus catalogo 1.

Figura 20. Vista general de la grúa

1.6.1. Grúas giratorias de columna giratoria.²⁶

Esta grúa consiste básicamente en una pluma giratoria, solidaria a una columna articulada verticalmente en sus extremos inferior y superior. Su capacidad máxima está alrededor de 1.5 toneladas y su alcance máximo alcanza los 2 metros.

Una limitación importante es la necesidad de ubicar el aparato próximo a una pared para el anclaje superior de la columna, hecho imposibilita el giro completo de la pluma a 270° como máximo ver figura (21). También pueden estar fijas a otra columna, con lo que el giro puede llegar a 300°.

²⁶ www.stindel.com



Fuente: Internet²⁷

Figura 21. Modelos de grúas.

1.6.2. Grúas giratorias de columna fija.

Este tipo de grúa, en la que se encuentra la grúa de estudio, consta de una estructura formada por una pluma anclada a una columna fija mediante unos rodamientos situados a diferentes alturas o uno de gran diámetro situado a una sola altura. Cuando los rodamientos están situados a diferente altura, los elementos deslizantes son unos rodillos situados en la altura inferior los cuales se desplazan sobre el perímetro de la columna figura (22).



Fuente: sistema de grúas abus catalogo 1.²⁸

Figura 22. Grúa giratoria de columna fija con sistema de dos rodamientos

²⁷ www.instindel.com

²⁸ [ABUS GRÚAS, S.L](http://abus-gruas.com)

En el caso de la utilización de un rodamiento de giro este es el encargado de absorber el momento de vuelco y el peso de la pluma y la carga, además de actuar como elemento deslizante.

En los primeros diseños de estas grúas se utilizaba contrapeso para reducir el momento de vuelco, pero hoy en día, la estructura y la cimentación se calculan para absorber todo el par de vuelco.

En cuanto a la forma de fabricación de la estructura, hace unos años se utilizaban celosías remachadas, la tendencia actual en cambio, debido fundamentalmente al coste del proceso de fabricación, es utilizar estructuras viga cajón.

Por otra parte, la columna está fija al suelo debido a un rígido empotramiento a una zapata. Las grúas giratorias de columna fija son autosuficientes y pueden ser impermeabilizadas completamente, esto las convierte en una buena opción para el trabajo al aire libre.

Tiene la ventaja de que al contar con una cimentación propia e independiente puede realizar un giro de 360° de pluma. La carga máxima es de 1 a 10 toneladas y el alcance puede llegar hasta 2 hasta 8 metros, ver figura (23).



Fuente: Internet ²⁹

Figura 23. Grúa giratoria de columna fija de un rodamiento.

²⁹ www.monografias.com

1.6.3 Descripción general de la grúa giratoria de columna fija.

La característica principal de este tipo de grúas es que permiten una rotación de la pluma de 270°. Estas grúas no requieren ningún tipo de soporte adicional, sino una cimentación permanente de un tamaño adecuado.

Parámetro de diseño.

Los parámetros se basan en el pedido de la empresa que requiere un sistema de transporte con una capacidad aproximada de 1000 kg.

Los parámetros adicionales para el diseño, son la variedad y tamaño del sistema, para lo cual se realiza un estudio de campo en el cual se deben obtener los siguientes parámetros:

- Capacidad del sistema es de 1000 [Kg] o 1 [ton].
- Altura del elevador.
- El costo del dispositivo, no debe exceder de los 2500(dos mil quinientos) dólares.
- El ángulo de giro como mínimo es de 180° y como máximo de 270°.
- La máxima altura, no puede exceder de 250mm.
- Posibilidad de automatizar sus movimientos.
- Debe existir facilidad de montaje y mantenimiento.

Para las necesidades requeridas se va a construir un brazo grúa el cual se lo complementará con los cálculos respectivos.

Se tiene que tomar en cuenta algunos criterios básicos, al momento de diseñar, éstos son:

La resistencia de cada elemento, depende del tratamiento y procesado del materiales.

Los elementos de estructura metálica como son: columna, brazos, se tiene en cuenta que solo actúan con carga estática. Esta consideración se realiza debido a que la velocidad de rotación con la carga es muy lenta.

Para la construcción de los elementos del sistema se utilizan materiales de

acero ASTM A-36, por su facilidad de adquisición, bajo costo y buenas propiedades mecánicas.

1.6.4 Pesos de Motores para selección del brazo.

MOTOR	MARCA	PESO
4 cilindros	NISSAN 2.5L	125LBS (56.82KG)
6 cilindros	MERCEDEZ 366A	177LBS (80.45KG)
6 cilindros	KOMATSU	364LBS (165.54KG)
6 cilindros	CATERPILLAR	532,5LBS (242.04KG)

Fuente: Propia (Los Autores)

Tabla 7 Pesos de Motores.

Imágenes del peso real de motores diesel.

Estos son los motores más grandes que manejan actualmente las máquinas pesadas de retroexcavadoras volquetas, buses, cabezales ver figuras (24) y (25).



Fuente: Los autores

Figura 24. Motor komatsu 6.600cilindraje, peso 364lbs



Fuente : Los autores

Figura 25. motor caterpillar 3306 diesel 10.500 cilindraje , peso 532,5lbs.

Selección de la alternativa de estructura del brazo.

En la tabla 8 se observa el análisis de ponderación para escoger el brazo.

Factor	Peso x	ALT. 1	ALT.2	P * (ALT1)	P* (ALT2)
Costo de Producción	0,8	0,6	0,8	0,48	0,64
Facilidad de Montaje y Desmontaje.	0,9	0,9	0,6	0,81	0,54
Facilidad de Construcción.	0,8	0,7	0,7	0,56	0,56
Facilidad de operación.	0,9	0,7	0,4	0,63	0,36
Mantenimiento	0,9	0,7	0,5	0,63	0,45
Capacidad.	0,9	0,9	0,5	0,81	0,45
Σ	5,2			3,92	3

Fuente: Análisis de ponderación por método de pesos desiguales.

Tabla 8 selección de la grúa

Criterios para alternativa 1.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt1})}{\sum X} = \frac{3,92}{5,2} = 0,75$$

Criterios para alternativa 2.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt2})}{\sum X} = \frac{3}{5,2} = 0,57$$

Conclusión.

Al realizar el cuadro de ventajas y desventajas de los diferentes procesos y tomando en consideración el costo y la vida útil de las máquinas herramientas se ha decidido la opción de la grúa giratoria a 180° ya que llega a un 75% de efectividad.

Este sistema de levantamiento de cargas debe cumplir con las exigencias de nuestro cliente como son:

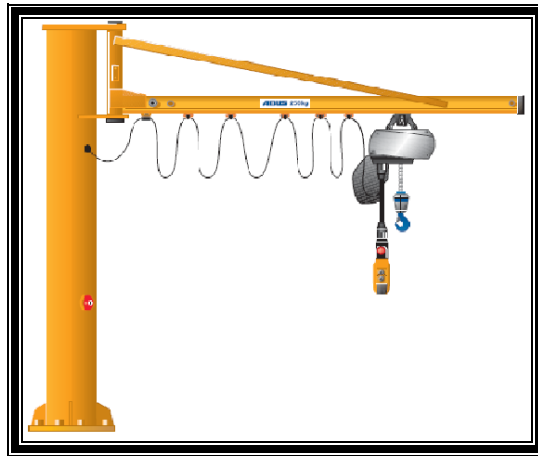
- Mejorar el transporte de las partes lavadas
- Disminuir riesgos de accidentes
- Optimizar tiempos y recursos.
- Disminuir fallas por golpe o deformaciones debido a su manipulación.

Es necesario mencionar que las partes que complementan el brazo giratorio serán seleccionadas mediante catálogos de los fabricantes.

1.6.4.1 Partes principales de la grúa.

Estructura

La estructura de la grúa está dividida en 4 partes principales: la pluma, la columna, cimentación y sistema de anclaje. Ver figura (26) cambiar gráfico actual.



Fuente: sistema de grúas ABUS catalogo 1.

Figura 26. Estructura de la grúa

Mecanismo de giro

El mecanismo de giro está situado en la parte lateral superior de la columna, constituido por el motor-reductor eléctrico, un acoplamiento flexible y un eje de salida que lleva en su parte inferior un piñón cónico que ataca a otro piñón cónico fijo (CONO – CORONA) figura(27).

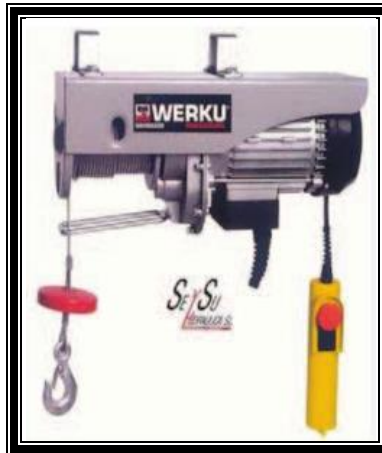


Fuente: THE MC GRAW.HILL COMPANIES.

Figura 27. Mecanismo de Giro

Sistema de elevación

El mecanismo de elevación está compuesto por un polipasto eléctrico ver figura (28). Se han dispuesto al principio y final de la pluma topes para delimitar la carrera del polipasto.



Fuente: Internet ³⁰

Figura 28. Polipasto Fijo

Es un sistema, que permite la elevación o movimiento de cargas, realizando un esfuerzo menor, es seguro y fiable para uso general. Puede funcionar con tiro directo y carga nominal a la máxima velocidad.

Un botón debajo del polipasto, permite los descensos de emergencia, una seguridad suplementaria, en caso de que el aparato se bloquee, el polipasto puede ser suspendido sin dificultad.

Puesto que el polipasto, puede ser utilizado en diversos lugares, ofrece para muchos usuarios una solución interesante desde el punto de vista económico

Ventajas

- Bajo costo
- Funcionamiento simple
- Liviano

³⁰ WWW.INSTINDEL.COM

- Fácil adaptación a la estructura

Desventajas

- Mantenimiento constante
- Se debe proteger al polipasto por medio de una lámina para evitar corrosión

1.6.5 Formulas para el diseño del brazo.³¹

Análisis de cargas ³²

Se analizan las cargas que actúan en la estructura de la máquina.

Carga viva

Las cargas vivas, son cargas no permanentes producidas por materiales o artículos, e inclusive gente en permanente movimiento.

Carga muertas

Son aquellas que se mantienen en constante magnitud y con una posición fija durante la vida útil de la estructura; generalmente la mayor parte de las cargas muertas es el peso propio de la estructura.

Factor de seguridad

El factor de diseño, es la relación que existe entre la carga última y la carga aplicada.

Para aplicaciones similares al dispositivo, se trabaja con un factor estándar de $n=1,2$.

Sin embargo, existen valores de referencia para maquinaria mediana cuyos factores están entre 3 y 5, y se usan factores de hasta 8 y 9 en caso de ascensores.

³¹ Structural Concrete: Theory and Design

³² Manual de Diseño Mecánico de SHIGLEY cuarta edición

Combinación de cargas

$$U=1.2D+1.6L+0.5 (Lr+S+R)$$

Donde

U= Carga Ultima (kg)

D= Carga Muerta (kg)

L=Carga Viva (kg)

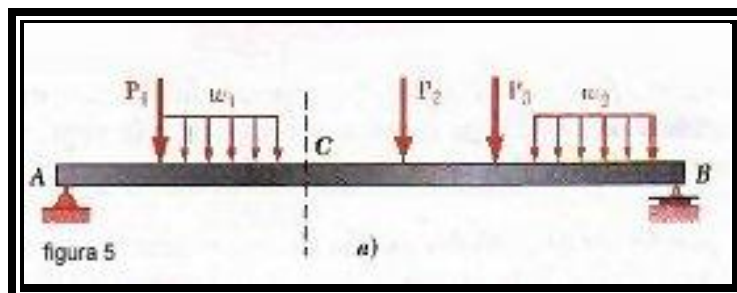
Lr=Carga viva en el techo (kg)

S=Carga de Nieve (kg)

R=Carga Inicial de Agua lluvia o hielo (kg)

Análisis de fuerzas cortantes por tramos.

Considere una viga AB que está sujeta varias cargas concentradas y distribuidas (figura 29). Se busca determinar la fuerza cortante y el momento flector en cualquier punto de la viga. Aunque en el ejemplo la viga está simplemente apoyada, el método se puede aplicar a cualquier tipo de viga estáticamente determinada.



Fuente: es.scribd.com/doc/Fuerza-Cortante-y-Momento-Flector-en-Vigas

Figura 29 Deflexión máxima con cargas distribuidas

Primero se determinan las reacciones en A y en B seleccionando toda la viga como un cuerpo libre, si se escribe $\sum MA=0$; $\sum MB=0$ se obtienen, respectivamente, R_B y R_A .

Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Esfuerzos Máximos de Flexión³³

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \quad (\text{Ec.7})$$

Fuerza cortante³⁴

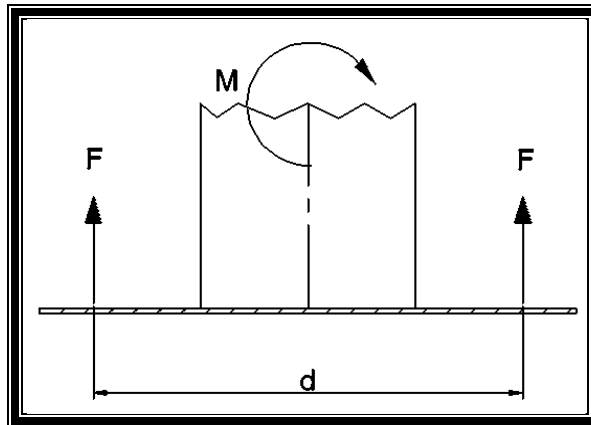
$$V_{\max} = p + q \cdot x_1 \quad (\text{Ec.8})$$

Factor de seguridad³⁵

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \quad (\text{Ec.9})$$

Diseño de los pernos de anclaje

Para el diseño de los pernos de anclaje, se considera el caso crítico con lo cual son elementos sometidos a tracción; por lo tanto se debe averiguar el diámetro del perno, como se muestra en la figura (30).



Fuente: Los Autores

Figura 30 Diagrama de disposición de cargas, pernos de anclaje

³³ RESISTENCIA DE MATERIALES SINGER 4ED

³⁴ RESISTENCIA DE MATERIALES SINGER 4ED

³⁵ RESISTENCIA DE MATERIALES SINGER 4ED

Se realiza, una sumatoria de momentos alrededor de la carga F, que es la resultante de las cargas de apoyo.

$$M=F*d \quad (\text{Ec.10})$$

Donde

F= fuerza correspondiente a los pernos

d= distancia entre pernos

Esfuerzo de tracción sobre el perno³⁶

$$\sigma_t = \frac{F}{\text{Area de los pernos}} \leq F_t = \frac{F_y}{F_s} \quad (\text{Ec. 11})$$

Carga de tensión admisible del perno

$$T=A_g * F_t \quad (\text{Ec.12})$$

Donde

A_g = área del perno

F_t = esfuerzo permisible de tensión

Longitud del perno

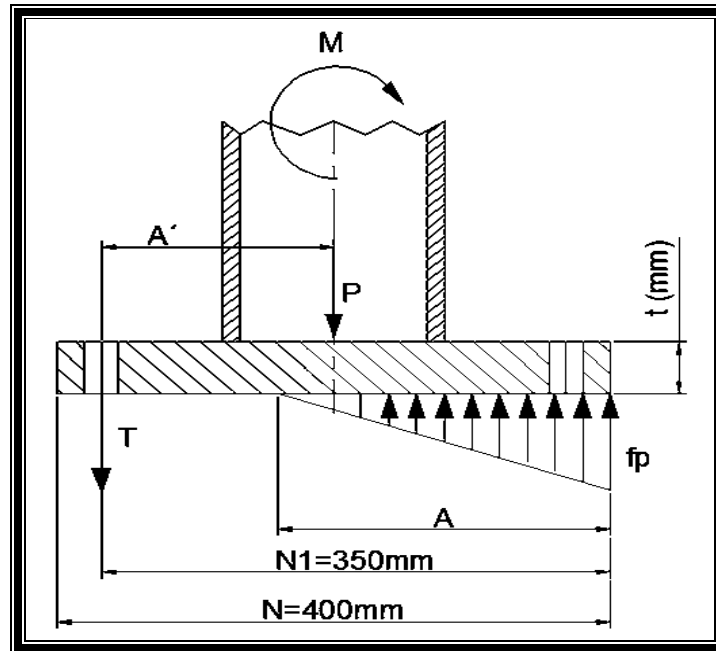
Determinando la longitud de gancho requerida (L_h)

$$L_h = \frac{\frac{T}{2}}{\frac{0.7 * f'_c * d}{1.7}} \quad (\text{Ec. 13})$$

³⁶ By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 26

Diseño de placa base.

Se considera, que la placa actúa sin cartelas de base, para obtener el espesor máximo de placa base a utilizar. La placa base está sometida a una carga axial y un momento, por tanto se debe diseñar, tomando estas dos consideraciones. En la figura (31) se ve las cargas de la placa base.



Fuente: Los autores

Figura 31 Diagrama de cargas en la placa base

Dónde:

M=Momento

P =Fuerza

El esfuerzo admisible en el hormigón³⁷

$$F_p = 0.85 * \phi_c * f_c' * \sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \leq 1.7 * \phi_c * f_c' \quad (\text{Ec. 14})$$

³⁷By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 4.

Donde:

ϕ_c = Factor de resistencia para compresión axial (0.6)

f_c' = Resistencia mínima de compresión del hormigón (3ksi = 20.17MPa)

$\frac{A_2}{A_1}$ = Relación de áreas concreto, placa

Espesor de la placa base

El espesor de la placa base, se determina de la siguiente forma:

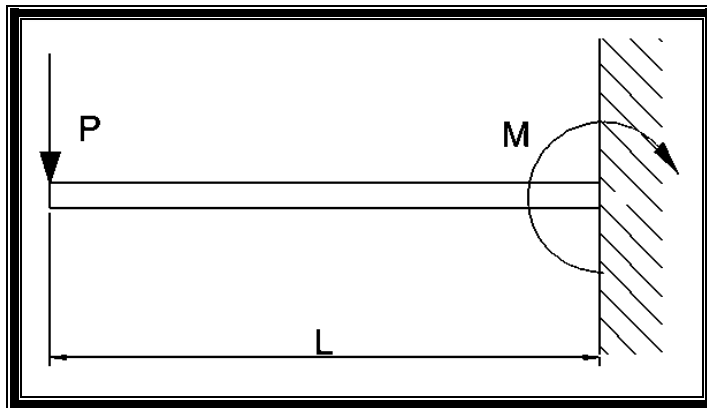
$$t = \sqrt{\frac{6 * M_{pl}}{0.75 * F_y}} \quad (\text{Ec. 15})$$

Donde:

M_{pl} = momento de la sección crítica

Cartelas en la base.

Para la base de un soporte con carga concentrada y descentrada, se puede tomar el esfuerzo que tienen que resistir los anclajes, se calcula como si fuera una viga en voladizo con carga concentrada en el extremo ver figura (32).



Fuente: Loa Autores

Figura 32 Diagrama de la cartela en la base.

Momento flector.

$$M_f = P * L \quad (\text{Ec. 16})$$

Tensión de corte³⁸

$$T_c = \frac{P}{\text{área de acartelamiento}} \leq T_{adm} \quad (\text{Ec. 17})$$

Tensión Admisible.

$$T_{adm} = \frac{S_{yc}}{F_{sc}} \quad (\text{Ec. 18})$$

1.7.0 Sistema de calentamiento del líquido del tanque.

1.7.1. Quemadores industriales.

Un quemador es un dispositivo para quemar líquido, gaseoso o ambos (excepcionalmente también sólido) y producir calor generalmente mediante una llama. Habitualmente va asociado a una caldera o un generador de calor para calentar agua o aire, pero también se usa en procesos industriales para calentar cualquier sustancia.

En función de su tamaño, pueden haber desde uno como un encendedor de cigarrillos para calentar una probeta hasta uno gigantesco capaz de producir 30000 KW o más.

El combustible usado puede ser gaseoso, generalmente gas natural, butano, propano, etc.; líquido, generalmente gasóleo (también fuel) o una combinación de ambos (gas y gasóleo), en cuyo caso se denomina quemador mixto.

³⁸ EMILIO LARRODE, ANTONIO MIRAVETE, Gruas, Reverte- Zaragoza España, 1996, pág. 250-325.

Principio de funcionamiento con combustible líquido.

Una bomba de gasoil se encarga de someter el combustible líquido a una elevada presión que, al introducirlo por un tubo hacia una boquilla con un orificio muy pequeño, hace que salga pulverizado (como un aerosol) y mezclado con aire, que un ventilador se encarga de introducir en el hogar de la combustión.

Es justo en ese momento cuando se produce una ignición para prender una llama, por medio de un electrodo de ignición.

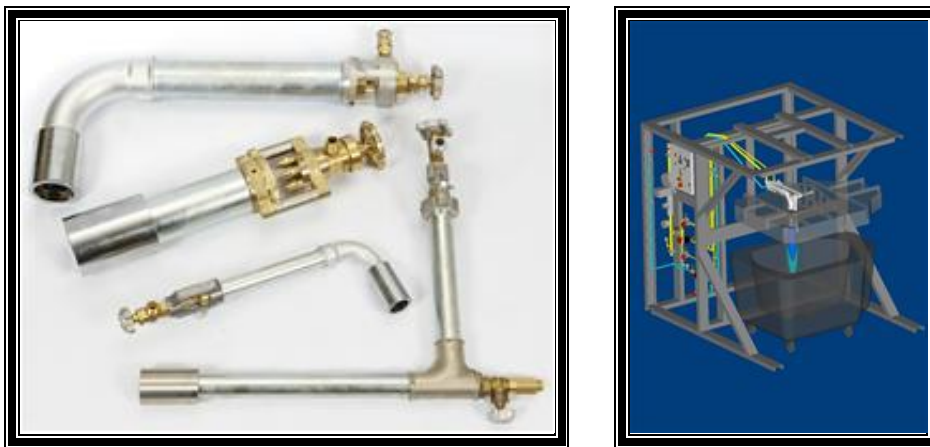
Principio de funcionamiento con combustible gaseoso

En este proceso no es necesario convertir el líquido en gas. Se introduce directamente el gas mezclado con el aire en el hogar y, mediante una chispa, se prende la llama.

En este sistema hay más dispositivos de seguridad porque, al contrario de lo que ocurre con el gasóleo, el gas sí arde en condiciones ambientales. En cambio, en el caso del gasóleo es necesario calentarlo o someterlo a presión para que arda.

1.8.0 Clasificación de los quemadores

1.8.1. Quemador atmosférico.-



Fuente. Quemadores AEM.

Figura 33 Quemador de Antorcha

Los quemadores antorchas HP/AI, HP/ACM y HP/MV AEM son quemadores especialmente diseñados para las aplicaciones industriales ver figura (33).

Características:

- Quemador antorcha HP/AI quemador de aire atmosférico de 5 a 250 kW
- Quemador antorcha ACM quemador de aire comprimido
- Quemador antorcha MV quemador multi-venturi, existe con aire atmosférico y con aire comprimido motor de 300 a 650kW.

Opciones:

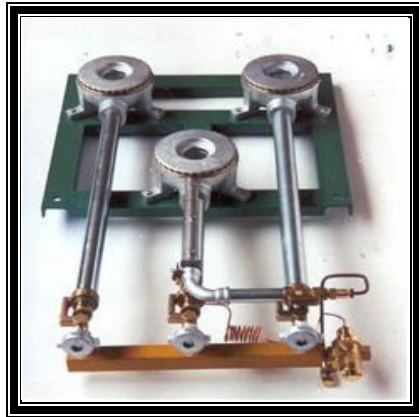
- Sistema de seguridad con la ayuda de elementos termoelectricos para todas las potencias inferiores a 120 kW.
- Control de llama del quemador antorcha por electrodos de ionización o células UV para todas la potencias
- Automatización y regulación
- Bloque de hormigón refractario

Aplicaciones:

- Fraguas
- Hornos para la fusión de metales o de vidrio
- calderos
- Pre-calentamiento antes de soldar

1.8.2. Quemador Circular.

Los quemadores circulares figura (34) AEM están especialmente diseñados para las aplicaciones industriales, principalmente en la industria agroalimentaria.



Fuente. Quemadores AEM.

Figura 34 Quemador Circular

Características

- Quemador circular de aire atmosférico de 10 a 200 kW.
- Diámetro de 80 a 250 mm.
- Aplicaciones hasta 600 kW con tres quemadores asociados a un montaje de 120 ° para un reparto correcto del caldeo.

Opciones

- Sistema de seguridad por elementos termoelectrónicos para todas las potencias inferiores a 120kW.
- Detección de llama automática para todas las potencias y todas las presiones que se utilizan, Automatización y control.
- Adaptado para la renovación de las instalaciones existentes (tanque de acero inoxidable, de cobre, autoclave)

Aplicaciones

- Calentamiento de líquidos en las destilerías, las micro-cervecerías y otras aplicaciones, Fusor de asfalto, calentamiento para tanques en relación con la industria agroalimentaria, autoclaves, Pre-calentamiento de las herramientas de prensa para el forjado de precisión.

1.8.3. Quemadores Radiantes.



Fuente. Quemadores AEM.

Figura 35 Quemador Radiante.

Los quemadores radiantes AEM figura (35) se diseñan para las aplicaciones de caldeo radiante infrarrojo. Estos quemadores son de acero inoxidable y con baldosas de cerámica, funcionan con aire atmosférico o aire soplado según las aplicaciones.

Características

- Quemadores radiantes con diferentes longitudes y con dos anchuras de baldosas de cerámica, de 35 mm, o de 95 mm.
- Alimentación al Gas natural de 20 a 40mbar o al Propano de 30 a 80mbar.

Opciones

- Válvulas de seguridad de gas de baja presión.
- Controladores automáticos de llama por ionización principalmente.
- Automatismo y reguladores.

Aplicaciones

- Quemadores radiantes para sistemas de cocción de producción industrial.
- Precalentamiento de herramientas.
- Varias aplicaciones en el sector de la vidriería/cristalería.

1.8.4. Resistencias Tipo tubulares para inmersión.



Fuente. Resistencias Escoda S.A.

Figura 36. Resistencia de acero inoxidable de 3/8"

Las Resistencias eléctricas son elementos tubulares en cobre niquelado o acero inoxidable AISI 321 de Ø8 mm. ver figura (36).

Características:

Cabezales roscados de latón estampado.

- Caperuzas de protección de poliéster con fibra de vidrio o de acero bicromatizado, con grado de protección contra la humedad IP-40.
- Opcionalmente, todos los modelos con tapón roscado de 1-1/2", 2" y 2-1/2" pueden suministrarse con caja de conexiones de aluminio IP-66.
- Soldadas con aleación de plata para tubo inox. Y con aleación de cobre para tubo de cobre.

Opciones:

- Sistema móvil.
- Autónomo o alimentado por red.

Aplicaciones

Calderas de vapor, Baños María, Recalentamiento de fuel, Termos, Cámaras de aceite, Destilación, Limpieza, Tintes, Radiadores de calor por convección de líquido, Secadores de toalla, Desengrase.

1.8.5. Resistencias Calefactoras para Inmersión.



Fuente. Resistencias Escoda S.A.

Figura 37 Copa Sumergible para fuel

Calefactor eléctrico de Clase I.

- Cabezal estanco con grado de protección contra la humedad IP67(*) en acero colado, excepto modelo C405 en acero inoxidable AISI 316.

(*) La protección IP67 se asegura en la instalación final con los racores y juntas adecuadas en la rosca hembra de 1/2" Gas.

Características

- Elemento calefactor en tubo de acero inox. AISI 321, excepto para modelos C405 en AISI 316L.
- Dos vainas de Øint. 8,5mm para sondas o bulbos de termostatos en el modelo C405.
- Junta de estanqueidad.

Opciones

- Automatismo y regulación
- Adaptable en las instalaciones existentes (Tanques)

Aplicaciones

- Tanques nodriza fuel, Recalentadores fuel, Tanques aceite.

- Bidones fuel y grasas.
- Aceites Pesados, Cubas de fermentación de vinos.
- Calentamiento de líquidos en general.

1.9. Selección del quemador mediante el método de ponderación

Para la selección del quemador se tomará en cuenta los siguientes parámetros.

- Costo de adquisición.
- Facilidad de montaje y desmontaje
- Facilidad de construcción
- Facilidad de operación
- Mantenimiento
- Capacidad

En la tabla 9 se muestra las alternativas y necesidades actuales.

Factor	Peso x	ALT. 1	ALT.2	ALT.3	ALT.4	ALT.5	P * (ALT1)	P* (ALT2)	P* (ALT.3)	P* (ALT.4)	P* (ALT.5)
Costo de Producción	0,8	0,7	0,7	0,4	0,9	0,6	0,56	0,56	0,32	0,72	0,48
Facilidad de Montaje y Desmontaje.	0,9	0,7	0,8	0,5	0,9	0,6	0,63	0,72	0,45	0,82	0,54
Facilidad de Construcción.	0,8	0,5	0,6	0,5	0,9	0,5	0,40	0,48	0,40	0,72	0,40
Facilidad de operación.	0,9	0,7	0,6	0,6	0,8	0,6	0,63	0,54	0,54	0,72	0,54
Mantenimiento	0,9	0,7	0,7	0,5	0,8	0,5	0,63	0,63	0,45	0,72	0,45
Capacidad.	0,9	0,4	0,7	0,4	0,8	0,7	0,36	0,63	0,36	0,72	0,63
Σ	5,2						3,21	3,56	2,56	4,42	3,04

Fuente: Análisis de ponderación por método de pesos desiguales.

Tabla 9. Selección de la Estructura Mediante el Método de Ponderación

Criterios para alternativa 1.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt1})}{\sum X} = \frac{3,21}{5,2} = 0,61$$

Criterios para alternativa 2.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt2})}{\sum X} = \frac{3,56}{5,2} = 0,68$$

Criterios para alternativa 3.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt3})}{\sum X} = \frac{2,56}{5,2} = 0,49$$

Criterios para alternativa 4.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt4})}{\sum X} = \frac{4,42}{5,2} = 0,85$$

Criterios para alternativa 5.

$$\frac{\sum(X * \text{Alt5})}{\sum X} = \frac{3,04}{5,2} = 0,58$$

Conclusión

Al realizar el cuadro de ventajas y desventajas de los diferentes procesos y tomando en consideración el costo y la vida útil de las máquinas herramientas se ha decidido la opción de la Resistencia Tubular para Inmersión ya que llega a un 85% de efectividad.

CAPITULO II

Generalidades.

El presente capítulo está enfocado al cálculo y al análisis de los diferentes elementos que conforman la máquina.

Las decisiones fundamentales concernientes a la carga, al trabajo que va a realizar, selección de materiales y entre otros factores que son necesarias para diseñar un mecanismo que no solo sea lo suficientemente resistente para funcionar con eficiencia durante un tiempo razonable, sino que también sea posible de abaratar costos mediante su fabricación.

Se tiene que tomar en cuenta algunos criterios básicos, al momento de diseñar, éstos son:

La resistencia de cada elemento, depende del tratamiento y procesado del materiales.

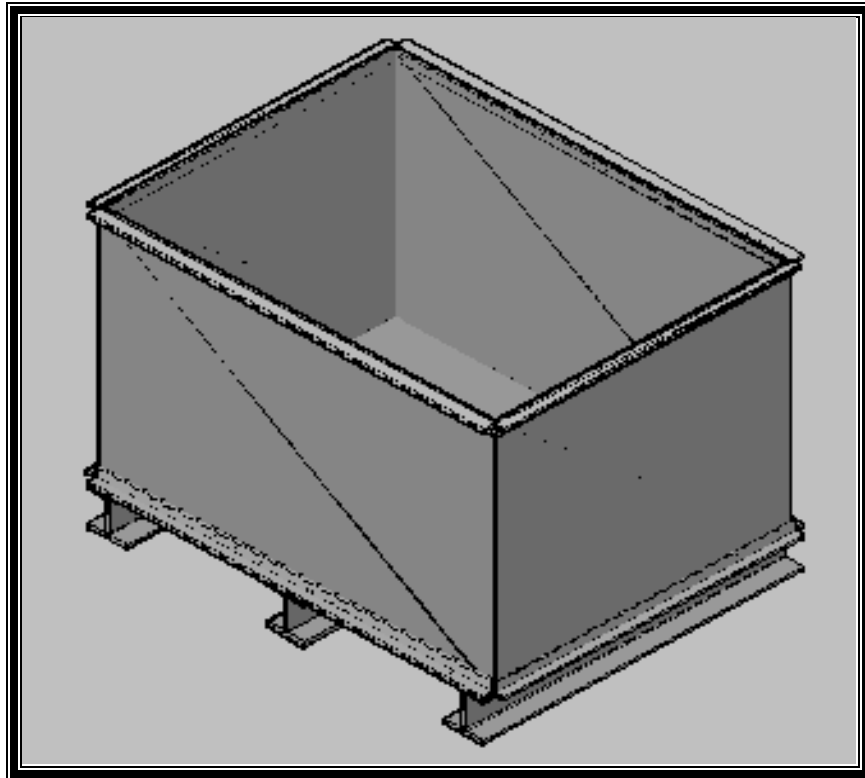
Para la construcción de los elementos del sistema se utilizan materiales de acero ASTM A-36, por su facilidad de adquisición, bajo costo y buenas propiedades mecánicas.

2.0. Cálculo del tanque

Cálculo del tanque rectangular con rigizadores superior e inferior y también para su base ver figura (38).

Espacio a emplear será de $1,92 \text{ m}^3$.

Dicho recipiente se empleará para el lavado de motores.



Fuente: Los autores

Figura 38 Tanque para lavado de motores

Volumen.

$$W = 1,20\text{m} = 42,24\text{in} = 3,52\text{ft}$$

$$L = 1,60\text{m} = 62,99\text{in} = 5,24\text{ft}$$

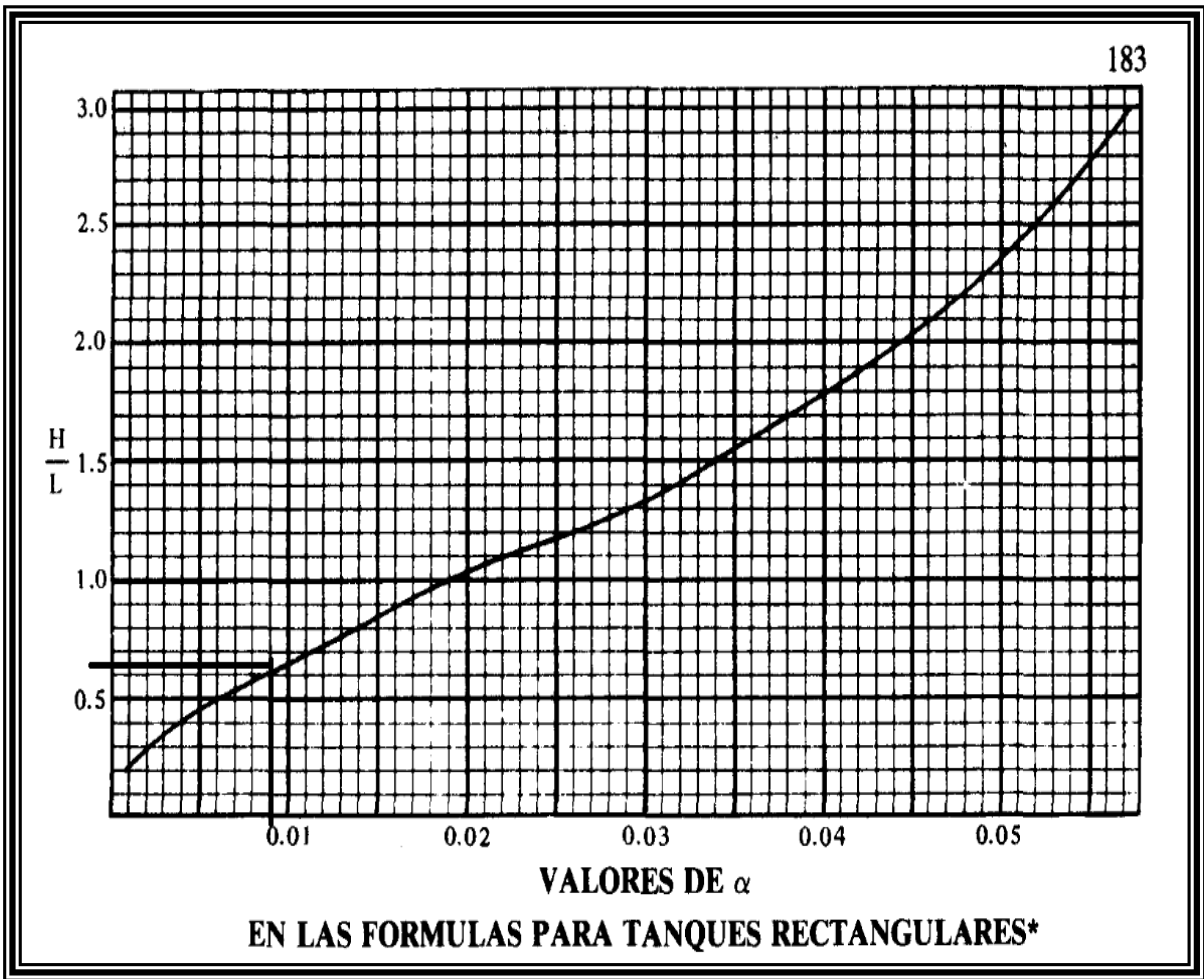
$$H = 1\text{m} = 39,37\text{in} = 3,28\text{ft}$$

$$\mathbf{V=W*L*H}$$

$$V = (1,20*1,60*1)\text{m} = 1,92\text{m}^3 = 1920\text{lt}$$

$$1,92\text{m}^3 = \frac{(39,37\text{pul})^3}{1\text{m}^3} = 117164,8857\text{pul}^3 = 67,803\text{ft}^3$$

En la figura 39 se obtiene el valor del factor de relacionar la altura y la longitud.



Fuente: Roark, J Raymond; "Formulas for Stress and strain"³⁹

Figura 39 Tabla factor de relación longitud vs altura

Donde

α . Factor de relación entre la longitud y la altura del tanque.

$$\alpha = \frac{H}{L} = 0,625 \quad \text{Ver figura (39).Tabla factor } \alpha$$

$$\alpha = 0,0095$$

L= Longitud del recipiente

H= Altura del recipiente

³⁹ Fuente: Roark, J Raymond; "Formulas for Stress and strain", McGraw-Hill Book Company 1965(incorpora las "FORMULAS DE VOJTASZAK")

G= Gravedad específica del líquido

σ_y = Esfuerzo de la placa

$$t = 2,45 * L * \sqrt{\frac{\alpha * H * 0,036 * G}{S}} + CA \quad (\text{Ec. 20})$$

CA= Factor de corrección por oxidación y desgaste de la placa

Norma ASTM VIII

Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor de 0.25 pulg que han de utilizarse para servicio de vapor de agua, agua o aire comprimido, para los cuales indica un margen por corrosión no menor de la sexta parte del espesor de placa calculado. No es necesario que la suma del espesor calculado más el margen por corrosión exceda de 1/4 de pulg. (Norma UCS-25) espesor para el cálculo es de 1/16.

$$t = 2,45 * 62,99 \text{ in} * \sqrt{3,74015 * 10^{-7}} + \frac{1}{16}$$

$$t = 0,09438 + \frac{1}{16}$$

$$t = \frac{2,51}{16} \text{ pul}$$

$$t = 3,98 \text{ mm} = 4 \text{ mm}$$

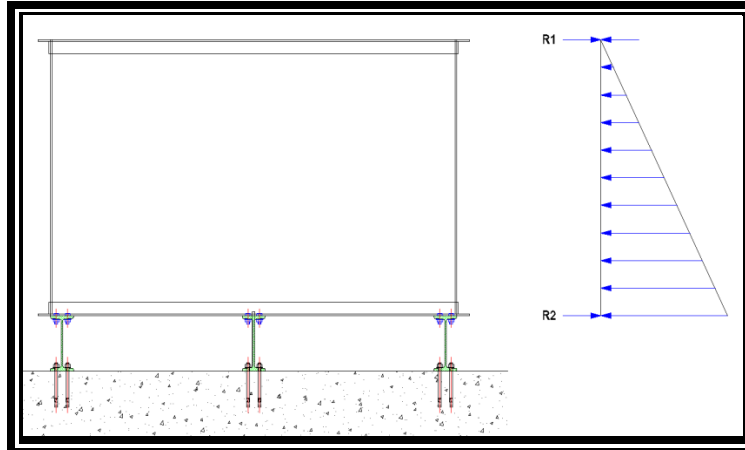
Margen de seguridad de 1.6 a 2.2

$$4 \text{ mm} * 1,6 = 6,37 \text{ mm} = \text{Platina para la pared} = \frac{1}{4} \text{ pul}$$

La plancha más aproximada es la de 6mm

2.1. Cálculo de posición de atezamiento

En la figura 40 se muestra la distribución de fuerzas en la pared del tanque.



Fuente: Los autores

Figura 40 Distribución de presión Hidrostática

2.1.1 Momento de inercia mínimo del ángulo superior del soporte.⁴⁰

$$w = \frac{0,036 * G * H^2}{2} \quad (\text{Ec. 21})$$

$$w = \frac{0,036 * (1) * (39,37)^2}{2}$$

$$w = 27,899 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

$$R1 = 0,3 * w = 3,36 \text{ lbs}$$

$$R2 = 0,7 * w = 19,52 \text{ lbs}$$

Ubicación de atezadores.

$$a = 1 \text{ m} = 39,37 \text{ pulg}$$

$$b = 0,50 \text{ m} = 19,68 \text{ pulg}$$

⁴⁰ Fuente: Roark, J Raymond; "Formulas for Stress and strain", McGraw-Hill Book Company 1965 (incorpora las "FORMULAS DE VOJTASZAK")

$$I_{\min} = 1,25 \frac{(8,36\text{lbs}) * (62,99\text{pul})^3}{(30 * 10^6)}$$

$$I_{\min} = 0,0898\text{in}^4 * \left(\frac{2,54\text{cm}}{1\text{pulg}}\right)^4$$

$$I_{\min} = 3,74\text{cm}^4 = 4,58\text{cm}^4$$

$$\text{Perfil L1} = 1 \frac{1}{2}\text{pulg} * \frac{3}{16}\text{pulg}$$

2.1.2 Inercia mínima del ángulo inferior del soporte.⁴¹

$$I_{\min} = 1,25 \frac{R2 * L^3}{E} \tag{Ec. 22}$$

$$I_{\min} = 1,25 \frac{(19,52\text{lbs}) * (62,99\text{pulg})^3}{(30 * 10^6)}$$

$$I_{\min} = 8,460\text{cm}^4 = 9,47\text{cm}^4$$

$$\text{Perfil L2} = 1 \frac{3}{4}\text{pulg} * \frac{1}{4}\text{pulg}$$

2.1.3 Diseño De Placa Y Rigidizadores para el piso

Diseño De Placa

Para el diseño del fondo del piso, se deberá contar nuevamente con la carga en el fondo. Por tanto el cálculo de carga en el fondo se desarrolla de la siguiente manera:

$$\text{Densidad del acero a } 20^\circ\text{C} = 7874 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La distribución de carga y peso total se encuentra entonces:

⁴¹ Fuente: Roark, J Raymond; "Formulas for Stress and strain", McGraw-Hill Book Company 1965(incorpora las "FORMULAS DE VOJTASZAK")

$$m = \rho \cdot \text{Vol.}$$

Dónde:

m: Es la masa que debemos encontrar

ρ : Es la densidad del hierro fundido, 7874Kg/m³.

Vol.: Es el volumen ya determinado, 1.92m³.

$$m = \rho * V$$

$$m = 7874 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1,92\text{m}^3$$

$$m = 15118,08 \text{ kg}$$

Y la carga por unidad de área (m²) es:

$$w = \frac{m}{\text{Area}} = \frac{m}{L * W}$$

Desarrollando esta última ecuación para obtener la distribución de carga en el fondo, se tiene:

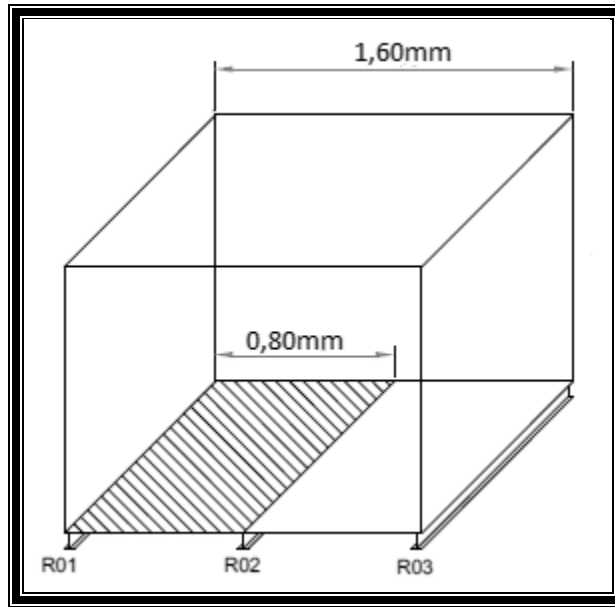
$$w = \frac{15118,08 \text{ kg}}{(1,60 * 1,20)\text{m}^2}$$

$$w = 78,74 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$w = 78,74 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$w = 77243,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$w = 77243,94\text{Pa}$$



Fuente: Los autores

Figura 41 Esquema del piso con tres rigizadores

Luego de colocar el rigizador cambian los valores del lado mayor y lado menor.

$a = 1,20\text{m}$

$b = 0,80\text{m}$

Al colocar un rigizador a 1,20m se transforma en el lado mayor.

Placa con un rigizador en el medio (Placa $1,20\text{m} \times 0,80\text{m}$)

2.1.4 Iteración de espesores para cálculo de placas.

Datos de entrada

a: Lado mayor de placa, 1.20 metros

b: Lado menor de placa, 0.80 metros

w: Carga distribuida en fondo de tanque, 77243.94 Pa

t: Se asume un espesor de placa de tal manera que dentro del cálculo de esfuerzo máximo nos de cómo resultado un esfuerzo próximo o igual al esfuerzo de diseño

(160MPa). Se señala a manera de sugerencia que este cálculo sale a partir de iterar diferentes espesores, por lo que se recomienda desarrollarlos en una hoja electrónica como EXCEL de Microsoft.

$$S = \frac{1}{2} * \frac{a^2}{a^2 + b^2} * \frac{w * b^2}{t^2} \quad (\text{Ec. 23})$$

$$S = \frac{1}{2} * \left(\frac{(1,20\text{m})^2}{(1,20\text{m})^2 + (0,80\text{m})^2} \right) * \left(\frac{77243,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * (0,80\text{m})^2}{(0,006\text{m})^2} \right)$$

0,006m = 6mm se asume por el valor de la placa lateral. En el caso de realizar iteraciones el valor de S no debe sobrepasar 160MPa valor de diseño.

$$S = 0,346153 * 1373225600$$

$$S = 4753473231\text{Pa} = 475,34\text{MPa}$$

Con placa de 0,008m=8mm

$$S = \frac{1}{2} * \left(\frac{(1,20\text{m})^2}{(1,20\text{m})^2 + (0,80\text{m})^2} \right) * \left(\frac{77243,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * (0,80\text{m})^2}{(0,008\text{m})^2} \right)$$

$$S = 270,35\text{MPa}$$

Nota: Por bajo volumen y reconstrucción de motores diesel solo se escoge el volumen sobre 2 de esta manera quedaría.

$$S = \frac{270,35\text{MPa}}{2}$$

$$S = 135,17689\text{MPa}$$

Con placa de 0,0075m=7,5mm

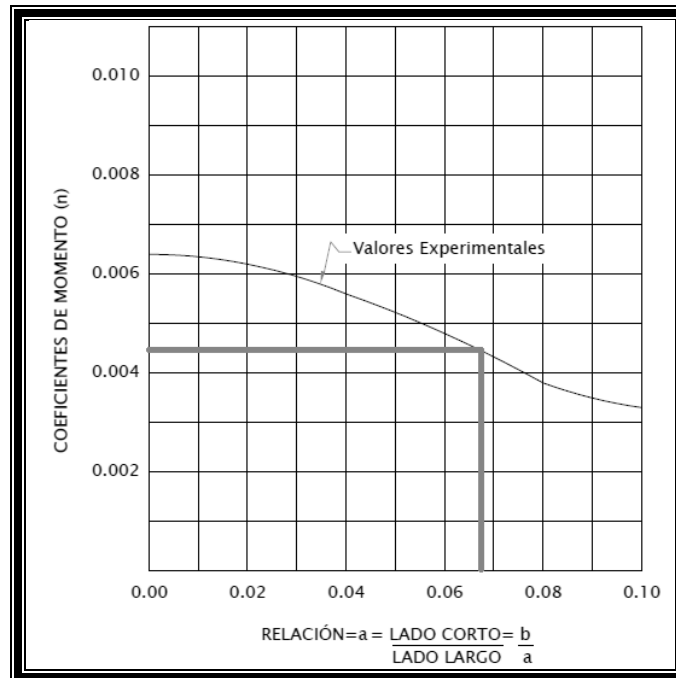
$$S = \frac{1}{2} * \left(\frac{(1,20\text{m})^2}{(1,20\text{m})^2 + (0,80\text{m})^2} \right) * \left(\frac{77243,94 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * (0,80\text{m})^2}{(0,0075\text{m})^2} \right)$$

$$S = 307,60\text{MPa}$$

$$S = \frac{307,60\text{MPa}}{2}$$

$$S = 153,80\text{MPa} = 160\text{MPa}$$

En la figura 42 se muestra la relación de lados para obtener el coeficiente de momento.



Fuente: Los autores

Figura 42 Coeficiente de Momento

2.1.5 Coeficiente de Momento

$$\eta = \frac{0,80\text{m}}{1,20\text{m}}$$

$$\eta = 0,66 = \text{valor tabla } 0,44$$

Aplicando ahora la ecuación para el caso de: “con sus extremos, totalmente empotrados” con los siguientes datos de entrada, se desarrolla lo siguiente:

Datos de entrada

a: Lado mayor de placa, 1.20 metros

b: Lado menor de placa, 0.80 metros

w: Carga distribuida en fondo de tanque, 77243.94 Pa.

n: Valor encontrado de (0.044). Este dato es hallado como se dijo anteriormente a partir del gráfico 42, obteniendo previamente la relación $b/a=0.66$

t: Se asume un espesor de placa de tal manera que dentro del cálculo de esfuerzo máximo de cómo resultado un esfuerzo próximo o igual al esfuerzo de diseño (160MPa). Se señala a manera de sugerencia que este cálculo sale a partir de iterar diferentes espesores, por lo que se recomienda desarrollarlos en una hoja electrónica como EXCEL de Microsoft. Se asume 0.0075 milímetros.

$$S = \frac{6 * \eta * w * b^2}{(0,0075m)^2} \quad (\text{Ec. 24})$$

$$S = \frac{6 * (0,045) * (77243,94) * (0,80m)^2}{(0,0075m)^2}$$

$$S = 237,29\text{MPa}$$

$$S = \frac{237,29\text{MPa}}{2}$$

$$S = 118,64\text{MPa sobredimensión}$$

S con un espesor de placa de 0,0065m

$$S = \frac{6 * (0,045) * (77243,94) * (0,80m)^2}{(0,0065m)^2}$$

$$S = 315,92\text{MPa}$$

$$S = \frac{315,92\text{MPa}}{2}$$

$$S = 157,96\text{MPa} = 160\text{MPa}$$

Espesor final

$$t = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (\text{Ec. 25})$$

$$t = \frac{0,0075\text{m} + 0,0065\text{m}}{2}$$

$$t = 0,007\text{m} = 7\text{mm}$$

2.2 Vigas de soporte para la placa base.

Donde:

L= Longitud del recipiente

H= Altura del recipiente

G= Gravedad específica del líquido

σ_y = Esfuerzo de la placa

Espesor del alma de la viga de soporte.⁴²

Cálculo por resistencia

Material de la viga acero A36

$$\sigma_y = 36\text{Ksi}$$

$$\sigma_u = 58\text{Ksi}$$

Numero de vigas propuesto 3.

$$l = \frac{L}{\text{numero de espacios entre vigas}} = \frac{62,99}{2}$$

$$l = 31,495$$

⁴² Fuente: Roark, J Raymond; "Formulas for Stress and strain", McGraw-Hill Book Company 1965(incorpora las "FORMULAS DE VOJTASZAK")

$$t = \frac{l}{1,254 * \sqrt{\frac{S}{0,036 * G * H}}} \quad (\text{Ec. 26})$$

$$S_y = 36000$$

G= Gravedad específica del hierro fundido

$$G = 7,8$$

H= Altura del tanque

$$t = \frac{31,495}{1,254 * \sqrt{\frac{36000}{0,036 * (7,8) * (39,37/2)}}$$

$$t = \frac{31,495}{101,20}$$

$$t = 0,311 \text{pul} * \frac{25,4 \text{mm}}{1 \text{pul}}$$

$$t = 7,9 \text{mm}$$

IPN 220*98*8,1

61,00kg/m

Cálculo por Δ deflexión

$$\frac{l}{500} < t_{min}$$

$$\Delta = \frac{42,24}{500}$$

$$\Delta = 0,084 < 0,311$$

2.3 Cálculo grúa pluma giratoria de columna

Determinación de las cargas de la estructura.

Para obtener la carga última, se utilizan las ecuaciones (27) y (28). La carga muerta comprende del peso propio del polipasto, motor reductor y accesorios (80kg).

La carga viva, corresponde al peso máximo de un block de motor de combustión interna diesel (motor caterpillar 3306 diesel 10.500 cilindraje , peso 528,5lbs) que tiende a un peso de (240 kg).

La (LRFD) Load Resistance Factor Design, establece una combinación de cargas que permiten estimar una carga última mediante la multiplicación de factores de carga que incrementan la carga.

$$U=1.4*D^{43} \quad (\text{Ec. 27})$$

$$U=1.2D+1.6L+0.5 (Lr+S+R)^{44} \quad (\text{Ec. 28})$$

Donde:

U= Carga Ultima (kg)

D= Carga Muerta 80 (kg)

L=Carga Viva eje 240(kg)

Lr=Carga viva en el techo (kg)

S=Carga de Nieve (kg)

⁴³ Robert L, Mott, P.E, resistencia de materiales aplicada, Prentice-hall hispanoamericana, tercera edición, México DF, pág. 85.

⁴⁴ Robert L, Mott, P.E, resistencia de materiales aplicada, Prentice-hall hispanoamericana, tercera edición, México DF, pág. 86.

R=Carga Inicial de Agua lluvia o hielo (kg)

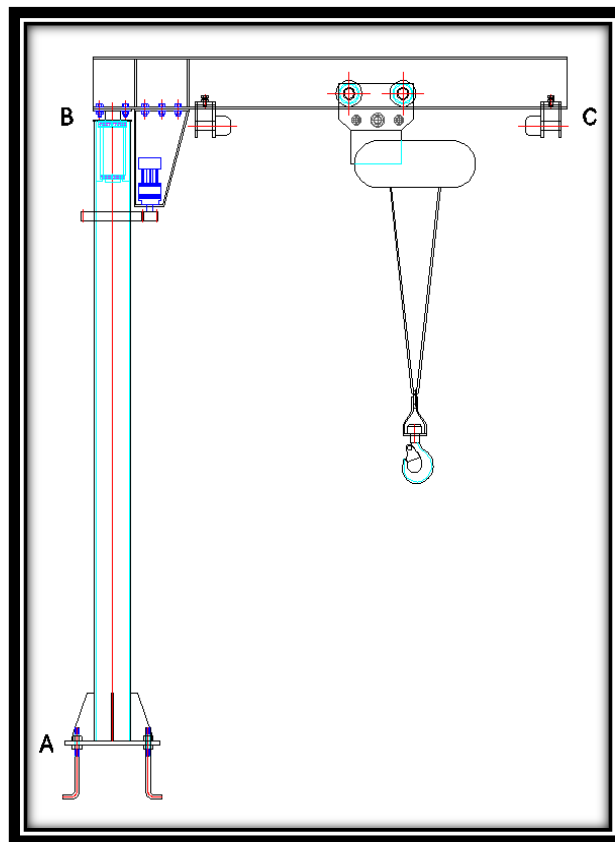
Se reemplaza en la ecuación (27), (28) respectivamente, con lo cual se tiene que la carga última máxima es:

$$U=1.2 (80\text{Kg})+1.6 (240\text{Kg})+0.5 (Lr+S+R)$$

$$U= 480 \text{ Kg} = 500\text{Kg}$$

2.3.1 Análisis de los tramos de la estructura

Para determinar los diagramas de fuerza cortante y momento flector se divide la estructura en tramos para facilitar su análisis ver figura (43).



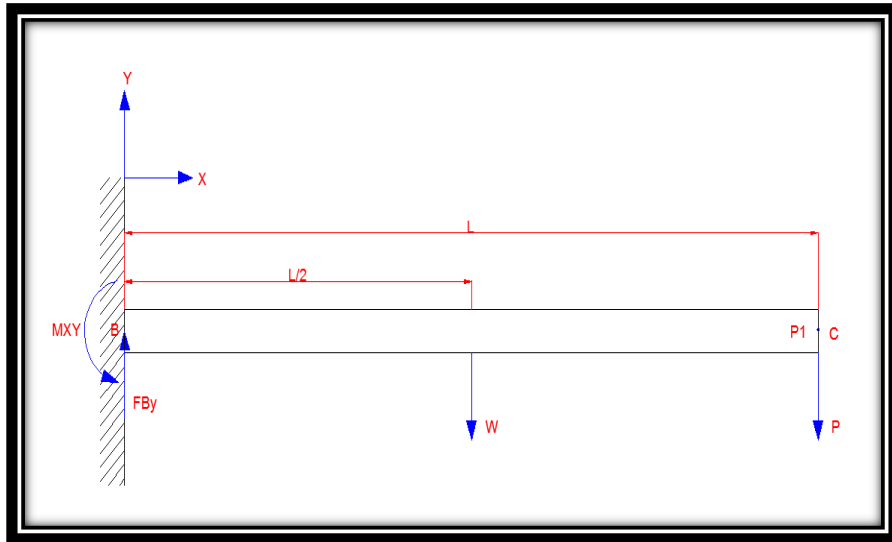
Fuente: Los autores

Figura. 43 Tramos de la estructura.

2.3.2 Tramo B-C

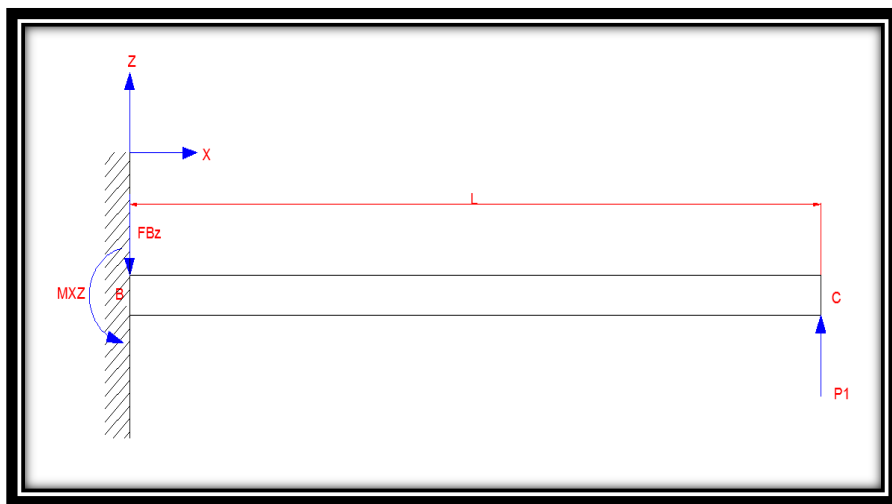
Diseño de la pluma

En las figuras (44), (45) se muestran las reacciones del tramo B-C



Fuente: Los autores

Figura 44 Disposición de cargas plano (X, Y), pluma tramo B-C



Fuente: Los autores

Figura 45 Disposición de cargas plano (X, Z), pluma tramo B-C

P= carga =500Kgf en el plano (X, Y)

P1=50kgf en el plano (X, Z)

L= longitud de la pluma= 2000mm=2m

W= Peso de la pluma en Kg/m = 30.10 Kg/m

Peso total de la pluma= 62.2 kg

$\sum MB = 0$ (Plano x, y)

$$MB - P * L - W * L/2 = 0$$

$$MB - 500Kgf * 2000mm - 62.2 * 1000mm = 0$$

$$MB = 500Kgf * 2000mm + 62.2 * 1000mm = 1062200Kgf * mm = 1062.2Kgf * m$$

$\sum MB = 0$ (Plano x, z)

$$MB - P1 * L = 0$$

$$MB - 50Kgf * 2000mm = 0$$

$$MB = 100000Kgf * mm = 100Kgf * m$$

$$M_R = (M_{xy}^2 + M_{xz}^2)^{1/2}$$

$$M_R = [(1062,2Kgf * m)^2 + (100Kgf * m)^2]^{1/2}$$

$$M_R = 1066,89Kgf * m$$

$$\sum Fy = 0$$

$$FBy - P - W = 0$$

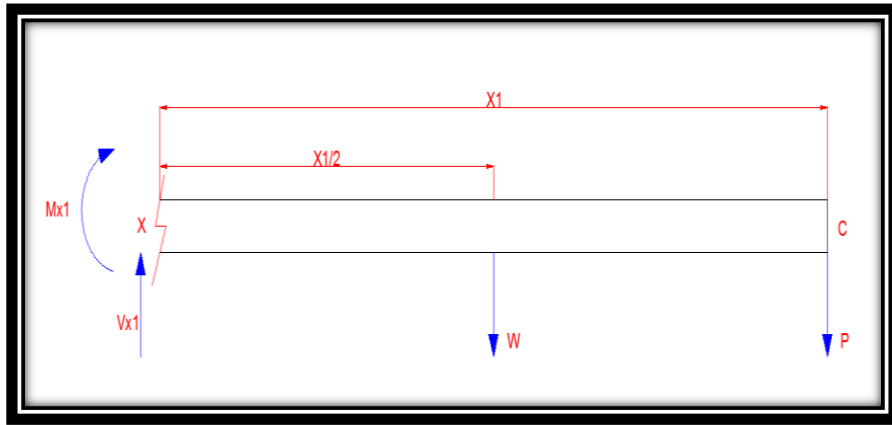
$$FBy = P + W = 500 + 62.2 = 562.2[Kgf]$$

$$\sum F_z = 0$$

$$FB_z - P_1 = 0$$

$$FB_y = P = 50[\text{Kgf}]$$

2.3.3 Tramo B-C



Fuente: Los autores

Figura 46 Fuerza cortante y Momento flector, pluma tramo B-C

$$0 \leq X_1 \leq 2 \text{ (m)}$$

Fuerza Cortante

Plano (x, y)

$$V_{xy1} = P[\text{kgf}] + W[\text{kgf}]$$

$$V_{xy1} = 562.2[\text{kgf}] \quad X_1=0$$

$$V_{xy1} = 562.2[\text{kgf}] \quad X_1=2(\text{m})$$

Plano (x, z)

$$V_{xz1} = P[\text{kgf}] + W[\text{kgf}]$$

$$V_{xz1} = 50[\text{kgf}] \quad X_1=0$$

$$V_{xz1} = 50[\text{kgf}] \quad X_1=2(\text{m})$$

Fuerza cortante resultante

$$V_R = (V_{xy1}^2 + V_{xz1}^2)^{1/2}$$

$$V_R = [(562,2\text{Kgf})^2 + (50\text{Kgf})^2]^{1/2}$$

$$V_R = 564,41\text{Kgf}$$

Momento Flector

Plano (x, y)

$$M_{xy1} = P[\text{kgf}] * X1[\text{m}] + W[\text{kgf}] * X1/2[\text{m}]$$

$$M_{xy1} = 500[\text{kgf}] * X1[\text{m}] + 62.2[\text{kgf}] * X1/2[\text{m}]$$

$$M_{xy1} = 0 [\text{kgf} - \text{m}] \quad X_1=0$$

$$M_{xy1} = 1062.2[\text{kgf} - \text{m}] \quad X_1=2(\text{m})$$

Plano (x, z)

$$M_{xz1} = P1[\text{kgf}] * X1[\text{m}]$$

$$M_{xz1} = 50[\text{kgf}] * X1[\text{m}]$$

$$M_{xz1} = 0 [\text{kgf} - \text{m}] \quad X_1=0$$

$$M_{xz1} = 100[\text{kgf} - \text{m}] \quad X_1=2(\text{m})$$

Momento resultante

$$M_R = (M_{xy1}^2 + M_{xz1}^2)^{1/2} \quad (\text{Ec. 29})$$

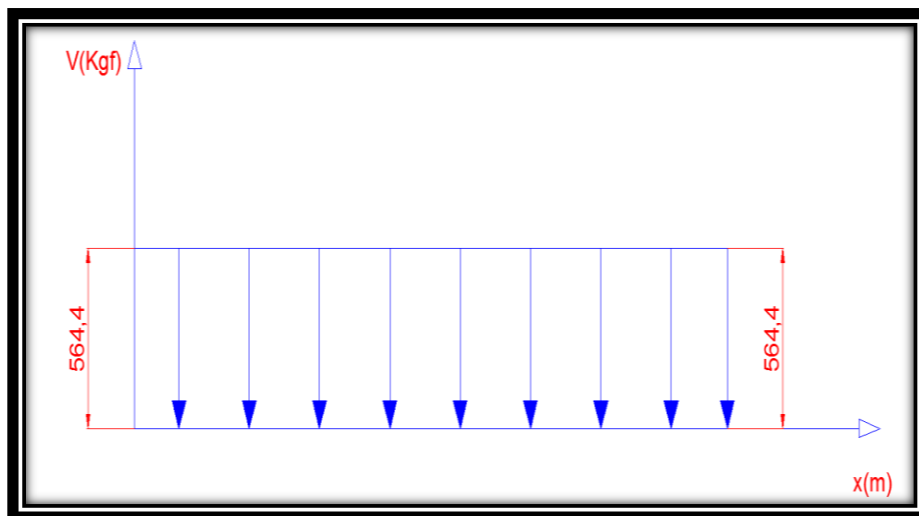
$$M_R = [(1062,2\text{Kgf} \cdot \text{m})^2 + (100\text{Kgf} \cdot \text{m})^2]^{1/2}$$

$$M_R = 1066,89\text{Kgf} \cdot \text{m}$$

Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector en el tramo B-C.

A continuación en la figura (47), (48) se presentan los diagramas de fuerzas cortantes, momento flector.

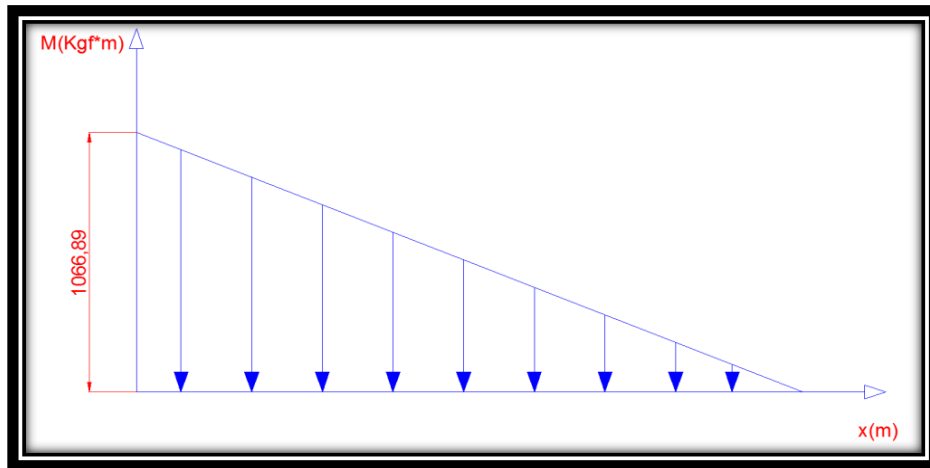
Diagrama de Fuerza Cortante.



Fuente: Los autores

Figura 47 Diagrama de Fuerza cortante en el tramo B-C.

Diagrama de momento flector.



Fuente: Los autores

Figura 48 Diagrama de Momento Flector en el tramo B-C.

2.4 Selección del perfil para la pluma

$$M_{\max} = 1066,89 \text{ Kg}\cdot\text{m} = 92,40 \text{ Klb}\cdot\text{pulg}$$

$$F_b = 0,66 S_y$$

$$F_b = 0,66(36) \text{ Ksi}$$

$$F_b = 23,76 \text{ Ksi}$$

$$f_b = \frac{M_x}{S_x} \quad (Ec.30)$$

$$S_x = \frac{M_x}{f_b}$$

$$S_x = \frac{92,40 \text{ Klb} \cdot \text{pulg}}{23,76 \frac{\text{Klb}}{\text{pulg}^2}}$$

⁴⁵ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 180

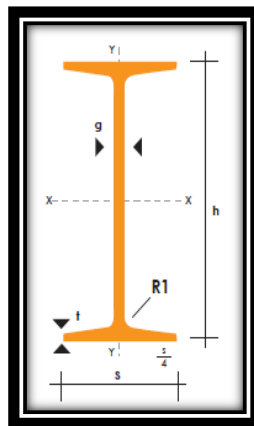
$$S_x = 3.89 \text{ Pulg}^3 = 63.74 \text{ cm}^3$$

Perfil adecuado IPN 140x66

Con un $S_x = 81.90 \text{ cm}^3$

Perfil disponible proporcionado por la empresa IPN 220x98 **ver tabla (10)**

Con un $S_x = 278 \text{ cm}^3$



Fuente: Perfil IPN catalogo DIPAC

Figura 49 Especificaciones perfil IPN

Ref.	Dimensiones		Pesos	Propiedades			
	h	s		w	I _x	I _y	W _x
	mm	mm	Kg/m	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³
IPN 220	220	98	31.1	3060	162	278	33.1

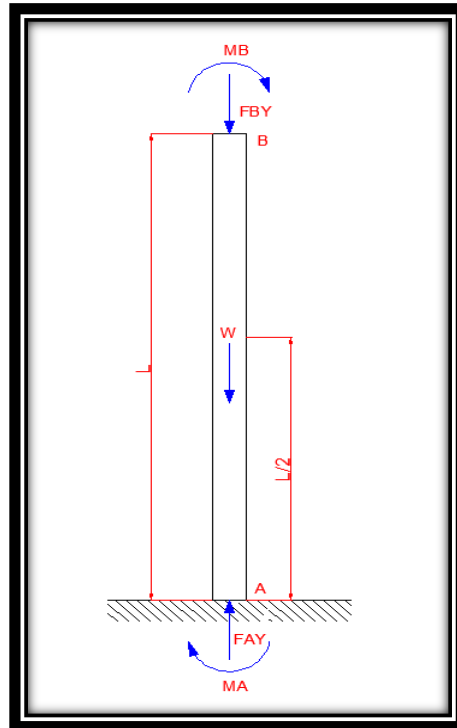
Fuente: Perfil IPN catalogo DIPAC

Tabla 10 Especificaciones del perfil

2.4.1 Tramo A-B de la Columna.

2.4.1.1 Diseño de la columna

En la figura (50) se muestran las reacciones del tramo A-B



Fuente: Los autores

Figura 50 Disposición de cargas, columna

$L =$ Longitud de la columna = 2600mm = 2.6 m

$W =$ Peso del perfil (Tubo estructural redondo 6 pulg) = 22.55 Kg/m

$W = (22.55 \text{ Kg/m} * 2.6\text{m}) = 58.63 \text{ Kg}$

$$\sum MA = 0$$

$$MA - MB = 0$$

$$MA = MB$$

$$MA = 1062.2 \text{Kgf}\cdot\text{m}$$

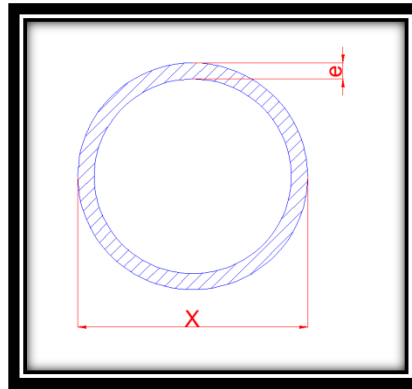
$$\sum F_y = 0$$

$$FA_y = F_{B_y} + W$$

$$FA_y = 562.2 \text{ Kg} + 58.63 \text{ Kg}$$

$$FA_y = 620.83 \text{ Kg}$$

En la figura 51 se muestra tanto el espesor como el diámetro en un tubo cortado y sus propiedades en la tabla 11.



Fuente: Perfil tubo RD catalogo DIPAC

Figura. 51 Especificaciones del perfil tubo estructural redondo

Ref.	Dimensiones			Pesos	Propiedades		
	\varnothing_{ext}	\varnothing_{int}	e	w	A	S	r
	mm	mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ³	cm
TR 6"X6	152.4	146.4	6	22.55	27.6	139.3	5.72

Fuente: Perfil tubo RD catalogo DIPAC

Tabla 11 Especificaciones del perfil tubo estructural redondo

Donde

K= Longitud efectiva de columnas con desplazamiento lateral ⁴⁶

r= Radio de giro =5.72cm

2.4.1.2 Cálculo de la esbeltez

$$\frac{K * l}{r} = \frac{2,1 * 102,36}{2,25} = 95,53 \approx 96 \quad (\text{Ec. 31})$$

Con el valor de

$$\frac{K * l}{r} = 96$$

Se obtiene un valor de Fa del catálogo AISC ⁴⁷

$$Fa = 13.48\text{Ksi} = 13.48 * 10^3 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

2.4.1.3 Carga máxima que soporta la columna

$$P = Fa * A \quad (\text{Ec. 32})$$

$$P = 13,48\text{Ksi} * 5,58\text{pulg}^2 = 75,21 \times 10^3 \text{Lbf}$$

Esta es la carga que actuará sobre la columna la cual es mayor a la carga expuesta.

2.4.1.4 Esfuerzo permisible a compresión

$$fa = \frac{P}{A} \quad (\text{Ec. 33})$$

$$fa = \frac{1365,83\text{Lb}}{5,58\text{pulg}^2}$$

⁴⁶ American Association, Specifications of Steel constructions inc, Manual of Steel constructions, Washington, DC, 1921, tabla C-2.

⁴⁷ American Association, Specifications of Steel constructions inc, Manual of Steel constructions, Washington, DC, 1921, pag. 3-16.

$$f_a = 244,77 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\frac{f_a}{F_a} \leq 0,15 \quad (\text{Ec. 34})$$

$$\frac{244,77 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}}{13,48 * 10^3 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}} \leq 0,15$$

$$0,018 \leq 0,15$$

2.4.1.5 Esfuerzo a flexión en la columna ⁴⁸

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S_x} \quad (\text{Ec. 35})$$

$$f_b = \frac{92001,57 \text{Lb} * \text{pulg}}{8,50 \text{pulg}^3}$$

$$f_b = 10823,71 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$F_b = 0,66(F_y) \quad (\text{Ec. 36})$$

$$F_b = 0,66(248,366 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})$$

$$F_b = 163,92 * 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 23,75 * 10^3 \frac{\text{Lbf}}{\text{pulg}^2}$$

2.4.1.6 Esfuerzo a flexo compresión ⁴⁹

$$\frac{f_b}{F_b} + \frac{f_a}{F_a} \leq 1 \quad (\text{Ec. 37})$$

$$\frac{10823,71 \frac{\text{Lbf}}{\text{pulg}^2}}{23,75 * 10^3 \frac{\text{Lbf}}{\text{pulg}^2}} + 0,018 \leq 1$$

⁴⁸ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 180

⁴⁹ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 182

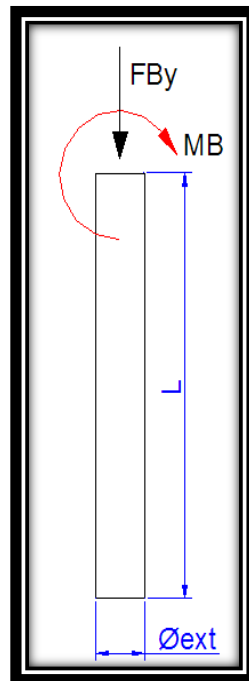
$$0,455 + 0,018 \leq 1$$

$$0,473 \leq 1$$

Con esto se puede verificar que los esfuerzos tanto a flexión como a compresión cumplen con la condición establecida para columnas.

2.4.2 Cálculo del eje de rotación.

En la figura 52 se muestra la disposición de cargas en el eje de rotación.



Fuente: Los autores

Figura 52 Disposición de cargas, eje de rotación

$$F_{By}=562.2\text{Kg}=5509.62\text{ N}$$

$$M=1066.89\text{Kg}\cdot\text{m}=10668.9\text{N}\cdot\text{m}$$

Acero AISI-SAE 1045

$$S_y=310\text{ MPa}$$

$$S_{ut}=565\text{ MPa}$$

$$\text{Ø}_{\text{ext}} = 3 \frac{1}{2} \text{ pulg} = 89 \text{ mm}$$

$$A = \pi * r^2 = \pi * (44.5)^2 = 6221.2 \text{ mm}^2$$

2.4.2.1 Cálculo del esfuerzo flexionante ⁵⁰

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad (\text{Ec. 38})$$

$$c = \frac{D}{2} = \frac{89\text{mm}}{2} = 44.5 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4) \quad (\text{Ec. 40})$$

$$I = \frac{\pi}{64} (89)^4 \text{mm}^4$$

$$I = 3.1 \times 10^6 \text{mm}^4$$

$$\sigma = \frac{(10409.5 \text{ N} - \text{m}) * 44.5\text{mm}}{3.1 \times 10^6 \text{mm}^4} * \frac{10^3 \text{mm}^3}{1\text{m}}$$

$$\sigma = 153 \text{ MPa}$$

2.4.2.2 Par de torsión nominal ⁵¹

$$T_N = \frac{60 * P}{2 * \pi * n} \quad (\text{Ec. 41})$$

$$T_N = \frac{60 * 1492\text{W}}{2 * \pi * 241\text{rpm}} = 59,11\text{N} * \text{m}$$

$$T_P = (59,11\text{N} * \text{m}) * 2 = 118,24\text{N} * \text{m}$$

⁵⁰ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 729

⁵¹ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 732

2.4.2.3 Diámetro mínimo del eje ⁵²

$$d_{\min} = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ec. 42})$$

$$d_{\min} = \left[\frac{32 * 2}{\pi * (5.31 * 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2})} [(10668.9\text{N} * \text{m})^2 + (118.29\text{N} * \text{m})^2]^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d_{\min} = 0.075\text{m} = 75\text{mm}$$

2.4.2.4 Análisis del esfuerzo de corte ⁵³

Considerando la ecuación de fatiga de materiales

$$\tau = \frac{FBy}{A} \quad (\text{Ec. 43})$$

$$\tau = \frac{FBy * 4}{\pi * d^2}$$

$$\tau = \frac{5509.62\text{N} * 4}{\pi * (0.089\text{m})^2}$$

$$\tau = 885628.8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

⁵² Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 733

⁵³ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 737

2.4.2.5 Esfuerzo de corte máximo⁵⁴

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (\text{Ec. 44})$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{1.53 * 10^8}{2}\right)^2 + (885628.8)^2}$$

$$\tau_{\max} = 7.6 * 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

2.4.2.6 El factor basado en la resistencia a la cedencia⁵⁵

$$N = \frac{S_y}{\tau_{\max}} \quad (\text{Ec. 45})$$

$$N = \frac{3.1 * 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{7.6 * 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 4$$

2.4.2.7 El factor basado en la resistencia última⁵⁶

$$N = \frac{S_{ut}}{\tau_{\max}} \quad (\text{Ec. 46})$$

$$N = \frac{5.65 * 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{7.6 * 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 8$$

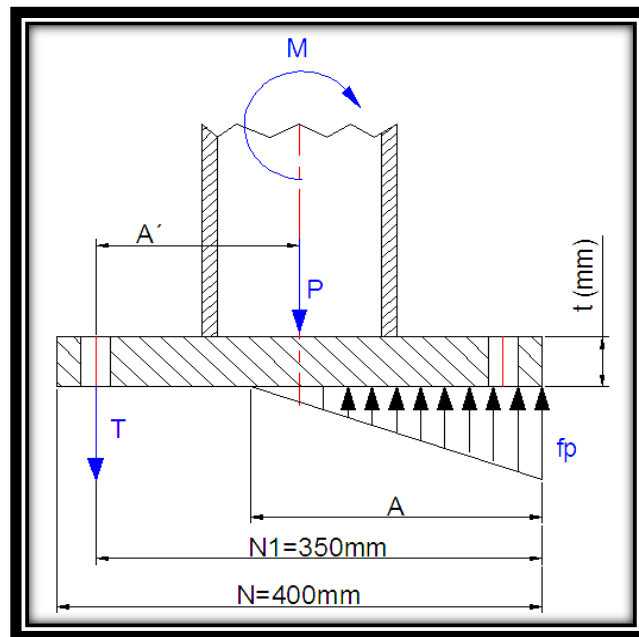
⁵⁴ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 738

⁵⁵ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 741

⁵⁶ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 742

2.4.3 Diseño de placa base.

Se considera, que la placa actúa sin cartelas de base, para obtener el espesor máximo de placa base a utilizar. La placa base está sometida a una carga axial y un momento, por tanto se debe diseñar, tomando estas dos consideraciones. En la figura (53) se ve las cargas de la placa base.



Fuente: Los autores

Figura 53 Diagrama de cargas en la placa base.

Dónde:

\$M\$=Momento 1062.2 [kgf-m]

\$P\$ =Fuerza 620.83 [kgf]

2.4.3.1 El esfuerzo admisible en el hormigón ⁵⁷

$$F_p = 0.85 * \phi_c * f_c' * \sqrt{\frac{A_2}{A_1}} \leq 1.7 * \phi_c * f_c' \quad (\text{Ec.47})$$

⁵⁷By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 4.

Donde:

ϕ_c = Factor de resistencia para compresión axial (0.6)

f_c' = Resistencia mínima de compresión del hormigón (3ksi = 20.17MPa)

$\frac{A_2}{A_1}$ = Relación de áreas concreto, placa

F_p = Esfuerzo admisible

$$F_p = 0.85 * 0.6 * 3\text{Ksi} * \sqrt{4}$$

$$F_p = 3.06\text{Ksi} = 2.16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Debido a que la distancia mínima entre pernos, ya fue obtenida, es de 300mm, se asume que la longitud total de la placa, es de 400mm con una distancia de 50mm entre pernos y el límite de la placa.

2.4.3.2 Cálculo de la excentricidad de cargas ⁵⁸

$$e = \frac{M[\text{Kg} - \text{m}]}{P[\text{Kg}]} \quad (\text{Ec. 48})$$

$$e = \frac{1062.2[\text{Kg} - \text{m}]}{620.83[\text{Kg}]}$$

$$e = 1710.9 \text{ mm}$$

La excentricidad, es mayor que la placa base, por esta razón son muy necesarios lo pernos de anclaje.

$$f' = \frac{F_p * N * N_1}{2} \quad (\text{Ec. 49})$$

Donde

N=longitud de la placa

⁵⁸By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 5.

N1=longitud perno – placa

$$f' = \frac{2.16 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} * 400\text{mm} * 350\text{mm}}{2}$$

$$f' = 151200\text{Kg}$$

2.4.3.3 Cálculo de la distancia de levantamiento ⁵⁹

$$A = \frac{f' \pm \sqrt{(f')^2 - 4 \left(\frac{f_p * B}{6} \right) [P * A' + M]}}{\frac{f_p * B}{3}} \quad (\text{Ec. 50})$$

A' = distancia entre el eje del tubo y el eje del perno

Se reemplaza en la ecuación (50).

$$A = \frac{151200 \pm \sqrt{(151200)^2 - 4 \left(\frac{2160000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} * 0.4\text{m}}{6} \right) [620.8\text{Kg} * 0.15 + 1062\text{Kg} \cdot \text{m}]}}{\frac{2160000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} * 0.4\text{m}}{3}}$$

$$A = 0.008\text{m} = 8\text{mm}$$

2.4.3.4 Cálculo de fuerza resultante en el perno ⁶⁰

$$T = \frac{f_p * A * B}{2} - P \quad (\text{Ec. 51})$$

$$T = \frac{2160000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} * 0.008\text{m} * 0.4\text{m}}{2} - 620.8\text{Kg}$$

$$T = 2835.2\text{Kg}$$

⁵⁹By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 6.

⁶⁰By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 7.

$$T = \frac{2835.2\text{Kg}}{2} = 1417.6\text{Kg}$$

2.4.3.5 Cálculo de momento en la sección crítica ⁶¹

El momento en la sección crítica, que es desde el fin de la placa hasta la mitad de la pared del tubo, se obtiene de la siguiente forma:

$$M_{pl} = \frac{T}{2} \tag{Ec. 52}$$

$$M_{pl} = \frac{1417.6\text{Kg}}{2}$$

$$M_{pl} = 708.9\text{Kg}$$

2.4.3.6 Cálculo del espesor de la placa base ⁶²

El espesor de la placa base, se calcula de la siguiente forma:

$$t = \sqrt{\frac{6 * M_{pl}}{0.75 * F_y}} \tag{Ec. 53} ⁶³$$

Donde:

M_{pl}=momento de la sección crítica

$$t = \sqrt{\frac{6 * 708.9\text{Kg}}{0.75 * 25.36 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}}$$

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

⁶¹By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 8.

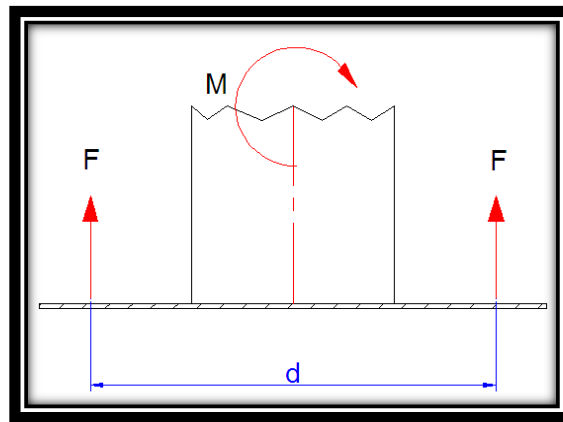
⁶²By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 11.

⁶³By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 14

Realizados los cálculos para determinar el espesor de la placa, se coloca una placa de 14mm espesor, que es de fácil disposición en el mercado

2.5. Diseño de los pernos de anclaje

Para el diseño de los pernos de anclaje, se considera el caso crítico con lo cual son elementos sometidos a tracción; por lo tanto se debe averiguar el diámetro del perno, como se muestra en la figura (54)



Fuente: Los autores

Figura 54 Diagrama de disposición de cargas, pernos de anclaje

Se realiza, una sumatoria de momentos alrededor de la carga F, que es la resultante de las cargas de apoyo.

$$M=F*d$$

Donde

F= fuerza correspondiente a los pernos

d= distancia entre pernos

2.5.1 Cálculo del esfuerzo de tracción sobre el perno ⁶⁴

$$\sigma_t = \frac{F}{\text{Area de los pernos}} \leq F_t = \frac{F_y}{F_s} \quad (\text{Ec. 54})$$

$$\sigma_t = \frac{4F}{\pi * D_p^2} \leq F_t = \frac{F_y}{F_s}$$

$$\sigma_t = \frac{4M}{\pi * d * D_p^2} \leq F_t = \frac{F_y}{F_s}$$

Donde

σ_t = Esfuerzo de tracción sobre el perno

$$D_p = \text{Diámetro del perno} \quad D_p = \sqrt{\frac{4A_{\text{perno}}}{\pi}}$$

M= Momento 1062.2kgf-m =1062200Kg-mm

F_s= Factor de seguridad 2

F_y=36kpsi=25.36 Kg/mm²

Despejando de la ecuación (55), se obtiene: ⁶⁵

$$d \geq \frac{4M * F_s}{\pi * D_p^2 * F_y} \quad (\text{Ec. 55})$$

$$d \geq \frac{4 * 1062200\text{Kg} - \text{mm} * 2}{\pi * D_p^2 * 25.36 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}$$

$$d \geq \frac{106658.9\text{mm}^3}{D_p^2}$$

⁶⁴ By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 26

⁶⁵ By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Column base plates, 1991, pag. 27

Se desea que los pernos, no tengan un diámetro mayor a 3/4pulg (19mm).
Reemplazando en la ecuación (55), se obtiene.

$$d \geq \frac{106658.9\text{mm}^3}{(19\text{mm})^2}$$

$$d \geq 295\text{mm} = 300\text{mm}$$

2.5.2 Cálculo de la carga de tensión admisible del perno ⁶⁶

$$T = A_g * F_t \tag{Ec. 56}$$

Donde

A_g = área del perno

F_t = esfuerzo permisible de tensión; $F_t = 0.33 * F_u$ ($F_u = 58 \text{ klf} = 26.31 \text{ kgf}$, para acero A36).

Remplazando, en la ecuación (56), se obtiene.

$$T = \frac{\pi}{4} D_p^2 * 0.33 F_u$$

$$T = \frac{\pi}{4} (19\text{mm})^2 * 0.33 (40.86 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2})$$

$$T = 3823 \text{ Kgf} = 8.41 \text{ Klb}$$

2.5.3 Cálculo de la longitud del perno ⁶⁷

Determinando la longitud de gancho requerida (L_h)

$$L_h = \frac{\frac{T}{2}}{\frac{0.7 * f'c * d}{1.7}} \tag{Ec. 57}$$

⁶⁶ By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Colunm base plates, 1991, pag. 29

⁶⁷ By John T. DeWolf, Steel desing guide series, Colunm base plates, 1991, pag. 30

Donde

$f'c$ = resistencia de compresión del hormigón, para hormigón estructural: $f'c = 3\text{kpsi}$.

d = diámetro del perno de anclaje, $d=19\text{mm}$ ($3/4\text{in}$)

Se reemplaza en la ecuación (57), se obtiene la longitud del gancho.

$$L_h = \frac{\frac{8.1Klb}{2}}{\frac{0.7 * 3 \frac{Klb}{\text{pulg}^2} * 0.75}{1.7}}$$

$$L_h = 4.25\text{pulg} = 110\text{mm}$$

La AISC recomienda, que para acero A36 la longitud mínima de perno en concreto (h) debe ser:

$$h=12*d$$

$$h=12*(19\text{mm})$$

$$h=228\text{mm}=250\text{mm}$$

La AISC recomienda que para acero A-36, la distancia mínima del límite del concreto al perno (E), sea de:

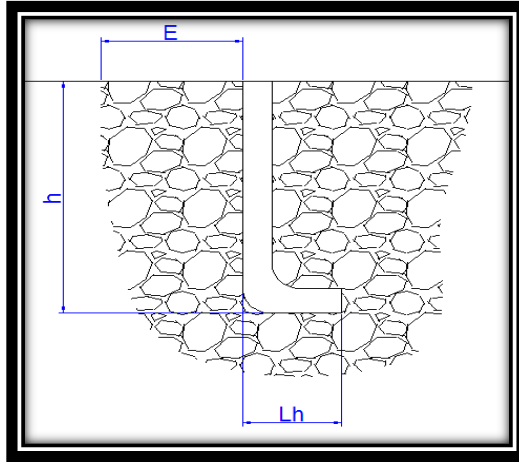
$$5*d \geq 4 \text{ pulg}$$

$$5*(3/4\text{pulg}) \geq 4 \text{ pulg}$$

$$3.75\text{pulg} \geq 4 \text{ pulg}$$

$$5\text{pulg} \geq 4\text{pulg}$$

Una de las varias clases de perno de anclaje, se puede observar en la figura (55)

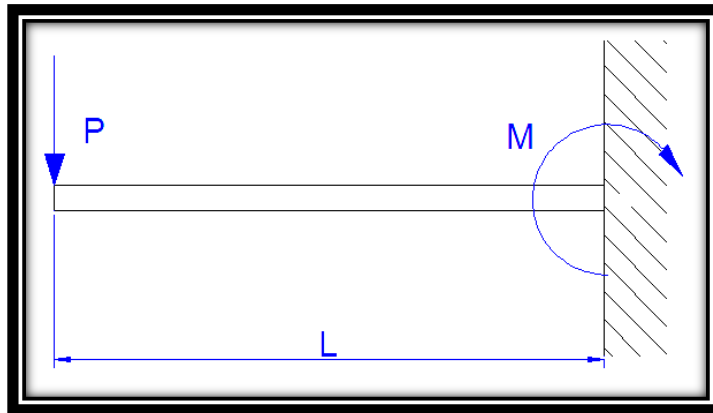


Fuente: los autores

Figura 55 Esquema de los Pernos de Anclaje

2.6. Sección de cartelas en la base

Para la base de un soporte con carga concentrada y descentrada, se puede tomar el esfuerzo que tienen que resistir los anclajes, se calcula como si fuera una viga en voladizo con carga concentrada en el extremo. Ver figura (56).



Fuente: Los autores

Figura 56 Diagrama de la cartela en la base

Se calcula el momento flector.

$$M_f = P * L$$

$$M_f = 620.83 \text{Kg} * 70 \text{mm}$$

$$M_f = 43457.4 \text{Kg} * \text{mm}$$

2.6.1 Cálculo del momento resistente ⁶⁸

Momento resistente S_{xx} , que deben soportar las cartelas, ignorando la resistencia de la placa base:

$$S_{xx} = \frac{M_f}{T_{adm}} \quad (\text{Ec. 58})$$

$$S_{xx} = \frac{M_f}{\frac{F_y}{F_s}}$$

$$S_{xx} = \frac{43457.3 \text{ Kg} - \text{mm}}{\frac{25.36 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}{2}}$$

$$S_{xx} = 3427.23 \text{ mm}^3$$

Este momento resistente S_{xx} , es el que se debe procurar que tengan las cartelas.

Se decide poner cartelas adelante y detrás de la columna, para reducir la altura de las cartelas.

Con una altura de cartelas de 150mm y un espesor de 9mm, se tiene que el módulo resistente de las cartelas, es:

$$S_{xx} = 2 \text{cartelas} * \frac{b * h^2}{6} \geq 3427.23 \text{mm}^3$$

$$S_{xx} = 2 * \frac{9 \text{ mm} * (150 \text{mm})^2}{6} \geq 3427.23 \text{mm}^3$$

⁶⁸ EMILIO LARRODE, ANTONIO MIRAVETE, Gruas, Reverte- Zaragoza España, 1996, pág. 250.

$$S_{xx} = 67500\text{mm}^3 \geq 3427.23\text{mm}^3$$

Para evitar una falla por corte, en donde el momento es cero, pero el cortante no lo es, el fin de la cartela, no puede tener sección cero, por lo que se calcula la sección mínima por corte.

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \leq [\sigma_c] = \frac{F_y}{F_s}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{t * h} \leq [\sigma_c] = \frac{F_y}{F_s}$$

$$h = \frac{F * F_s}{t * F_y} = \frac{620.83\text{Kg} * 2.2}{9\text{mm} * 25.36 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}$$

$$h = 6\text{mm}$$

2.6.2 La tensión de corte ⁶⁹

$$T_c = \frac{P}{\text{area de acartelamiento}} \leq T_{adm} \quad (\text{Ec. 59})$$

$$T_c = \frac{620.83 \text{ Kg}}{(70 * 9)\text{mm}^2} \leq T_{adm}$$

$$T_c = 0.985 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 1.4\text{Ksi} \leq T_{adm}$$

2.6.3 La tensión admisible ⁷⁰

Considerando, que la soldadura se realiza con electrodo E7018, el cual tiene un $S_{ut} = 70\text{ksi}$, y el factor de seguridad para corte es $F_{sc} = 2.2$, se tiene.

$$T_{adm} = \frac{S_{yc}}{F_{sc}} \quad (\text{Ec. 60})$$

⁶⁹ EMILIO LARRODE, ANTONIO MIRAVETE, Guas, Reverte- Zaragoza España, 1996, pág. 253.

⁷⁰ EMILIO LARRODE, ANTONIO MIRAVETE, Guas, Reverte- Zaragoza España, 1996, pág 255.

$$T_{adm} = \frac{0.6 * S_{ut}}{F_{sc}}$$

$$T_{adm} = \frac{0.6 * 70Ksi}{2.2}$$

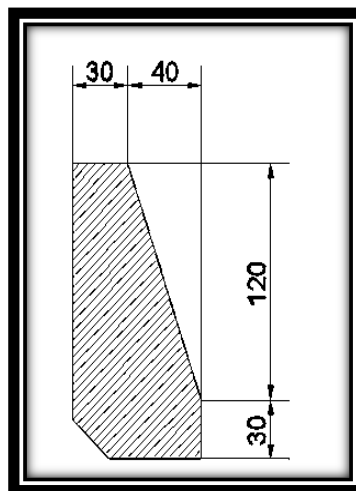
$$T_{adm} = 19Ksi$$

Por lo tanto

$$T_c = 1.4Ksi \leq T_{adm}$$

$$T_c = 1.4Ksi \leq 19Ksi$$

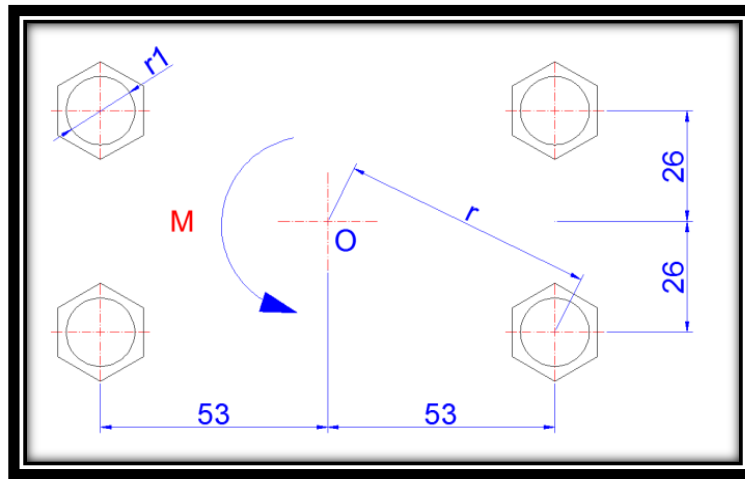
Con lo que se comprueba, que la cartela cumple. Tiene un espesor de 9 mm y una altura de 150mm y una longitud de 70 mm. Pero, considerando que en la parte superior de la cartela donde termina en punta; también puede existir corte, se decide construir una cartela de 9 mm, de la siguiente geometría. Esta nueva geometría garantiza, que la cartela no sufrir corte en la parte superior. Ver en la figura (57)



Fuente: Los autores

Figura 57 Dimensiones cartela en la base.

2.7. Cálculo de Pernos para Sujeción de la pluma



Fuente: Los autores

Figura 58 Diagrama de pernos equidistantes

$$M = 1066,89\text{Kgf} * m = 106689\text{Kgf} * \text{cm}$$

4 pernos (16mm=5/8 pulg), Pernos de alta resistencia A325

(ASTM A325) Tornillos de alta resistencia para conexiones entre elementos de acero estructural ($F_u = R_n = 120 \text{ Ksi} = 8\,440 \text{ kg/cm}^2$ para diámetros de 1.3 a 2.5 cm (1/2 a 1 pulg)).

2.7.1 Distancia entre el centroide y el centro de cada perno ⁷¹

$$r = \sqrt{(X)^2 + (Y)^2}$$

$$r = \sqrt{(53)^2 + (26)^2}$$

$$r = 59\text{mm} = 5.9\text{cm}$$

⁷¹ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 418

2.7.2 Fuerza actuante en cada perno ⁷²

$$F_n'' = \frac{Tr_n}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + \dots} \quad (\text{Ec. 61})$$

Donde:

F_n'' = fuerza actuante en cada uno de los pernos

$$F_n'' = \frac{M * r}{4 * r^2}$$

$$F_n'' = \frac{M}{4 * r}$$

$$F_n'' = \frac{106689 \text{Kgf} * \text{cm}}{4 * (5.9 \text{cm})}$$

$$F_n'' = 4520.7 \text{ kgf}$$

2.7.3 Esfuerzo de corte en cada perno ⁷³

$$\tau = \frac{F''}{A_c} \quad (\text{Ec. 62})$$

$$\tau = \frac{F''}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$\tau = \frac{4520.7 \text{ kgf}}{\frac{\pi * (1.6 \text{cm})^2}{4}}$$

$$\tau = 2248.4 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

⁷² Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 415

⁷³ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 416

2.7.4 Resistencia de diseño del perno ⁷⁴

$$R_d = \phi R_n$$

$$R_d = 0.75 * 120 \text{ ksi}$$

$$R_d = 90 \text{ Ksi} = 6340.92 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Comprobación

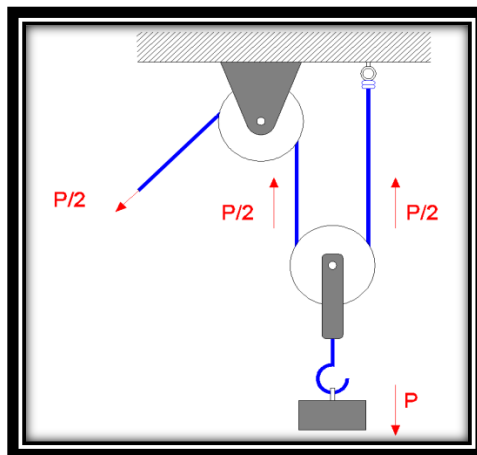
$$R_d > \tau$$

$$6340.92 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} > 2248.4 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se comprueba que los pernos soportan la carga.

2.8. Cálculo del cable del sistema de elevación

En la figura 59 se observa las fuerzas existentes en un sistema de poleas



Fuente: www.mecanismos/mec_polipasto.htm

Figura 59 Tensión en el cable de elevación

$$P = 500 \text{ kg} = 4900 \text{ N}$$

$$P/2 = 2450 \text{ N}$$

$$L = 2.5 \text{ m de longitud}$$

⁷⁴ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 417

σ =Límite elástico del acero es de 250N/mm²

E=Módulo de Young es de 2.10⁵ N/mm²

ν =Coeficiente de Poisson es 0,28.

2.8.1 Cálculo del diámetro del cable ⁷⁵

Con un diámetro de 5mm calcular la tensión a la que trabaja el cable para comprobar que es inferior al límite elástico

$$\sigma = \frac{P/2}{A}$$

$$\sigma = \frac{P/2 * 4}{\pi * d^2}$$

$$\sigma = \frac{2450N * 4}{\pi * (5mm)^2}$$

$$\sigma = 124.77 \frac{N}{mm^2} < 250 \frac{N}{mm^2}$$

2.8.2 Cálculo del alargamiento del cable

Ley de Hooke ⁷⁶

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \tag{Ec. 63}$$

$$\varepsilon = \frac{124.77 \frac{N}{mm^2}}{2 * 10^5 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\varepsilon = 0.00062$$

$$\varepsilon = 0.00062 = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\Delta L}{260cm}$$

$\Delta L = 0.00062 * 260cm = 0.16cm$ se ha alargado el cable.

⁷⁵ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 419

⁷⁶ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 420

2.8.3 Cálculo de la disminución del diámetro del cable

Coefficiente de Poisson ⁷⁷

$$v = -\frac{\varepsilon_T}{\varepsilon_L} \quad (\text{Ec. 64})$$

$$\varepsilon_T = -v * \varepsilon_L$$

$$\varepsilon_T = -0.28 * (0.00062) = 0,000174$$

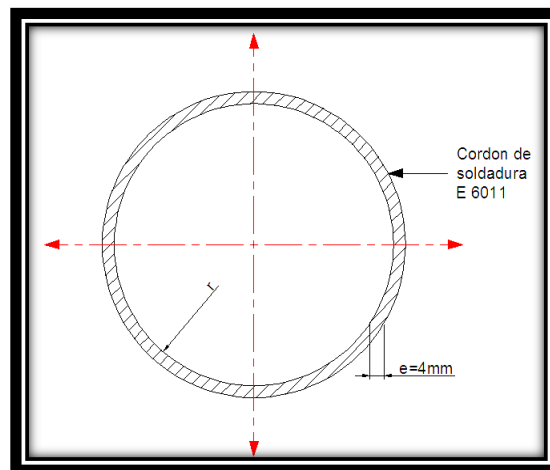
$$\varepsilon_T = 0,000174 = \frac{\Delta d}{d} = \frac{\Delta d}{5\text{mm}}$$

$$\Delta d = 0.000174 * 5\text{mm} = 0.00087\text{mm} \text{ ha disminuido el diámetro del cable}$$

2.9 Soldadura entre placa base y columna.

La sección del cordón de soldadura de filete que se utiliza, se muestra en la figura

(60)



Fuente: Los autores

Figura 60 Sección del cordón de soldadura de filete, columna y placa base.

⁷⁷ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 421

Con el momento flector, se puede obtener una fuerza equivalente:

Fequivalente = $M/h = 408.53$ [Kgf], que realice el mismo efecto que dicho momento.

2.9.1 Área de la garganta de la soldadura ⁷⁸

$$A = 1.414 * \pi * h * r \quad (\text{Ec. 65})$$

Donde:

h=Altura de la sección soldada.

r=Radio

A=Área de la garganta de la soldadura, [mm]

Con la ecuación (65), se obtiene el área total de la garganta de soldadura:

$$A = 1.414 * \pi * 5\text{mm} * 76.2\text{mm}$$

$$A = 1692.48\text{mm}^2$$

2.9.2 Fuerza cortante primario ⁷⁹

$$\tau_1 = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 66})$$

Donde:

A=Área total de la garganta de la soldadura, [mm²]

V=Fuerza cortante, [kgf]

Con la ecuación (66), se obtiene el esfuerzo cortante primario

⁷⁸ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 440

⁷⁹ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 442

$$\tau_1 = \frac{408.53\text{Kg}}{1692.48\text{mm}^2}$$

$$\tau_1 = 0.241 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

2.9.3 Momento de inercia unitario ⁸⁰

$$J = \pi * r^3 \tag{Ec. 67}$$

Donde:

J=Momento de inercia unitario, [mm³]

r=Radio interno, [mm³]

Con la ecuación (67) se determina el momento de inercia unitario

$$J = \pi * (76.2\text{mm})^3$$

$$J = 1389999.96\text{mm}^3$$

2.9.4 Momento de inercia en la garganta de la soldadura ⁸¹

$$I = 0.070 * h * J \tag{Ec. 68}$$

Donde:

h=Tamaño de la junta, [mm]

J=Momento de inercia unitario, [mm³]

Con la ecuación (68), se calcula el momento de inercia basado en la garganta de la soldadura

$$I = 0.070 * 5\text{mm} * 1389999.96\text{mm}^3$$

$$I = 486499.9848\text{mm}^3$$

⁸⁰ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 442

⁸¹ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 443

2.9.5 El momento flector ⁸²

El momento flector produce un esfuerzo normal por flexión en las juntas.

$$\sigma_x = \frac{F}{A} + \frac{M * c}{I} \quad (\text{Ec. 69})$$

$$\sigma_x = \frac{408.53\text{Kg}}{1692.48\text{mm}^2} + \frac{1062200\text{Kg} - \text{mm} * 76.2\text{mm}}{486499.9848\text{mm}^4}$$

$$\sigma_x = 166.61 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

2.9.6 Circulo de Mohr ⁸³

Por medio del círculo de Mohr se obtiene el esfuerzo cortante máximo

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (\text{Ec. 70})$$

Donde:

τ_{\max} =Esfuerzo de corte máximo [kgf/mm²]

σ_x = Esfuerzo normal de flexión [kgf/mm²]

τ_1 = Esfuerzo de corte primario [kgf/mm²]

Una vez que se obtuvo las componentes de esfuerzo σ_x y τ_1 , para la soldadura sometida a flexión, se puede combinarlas, utilizando un diagrama de círculo de Mohr para evaluar los esfuerzos principales.

Por medio del círculo de Mohr, se obtiene el esfuerzo cortante máximo.

Con la ecuación (70), se determina

⁸² Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 445

⁸³ Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Mc Graw Hill, cuarta edición, México, pág. 448

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{166.61 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}{2}\right)^2 + \left(0.23 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}\right)^2}$$

$$\tau_{\max} = 9.1 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Con la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo, se calcula el factor de seguridad con la siguiente relación

$$n = \frac{s_y}{2 * \tau}$$

Se considera un electrodo E6011, cuyo esfuerzo de fluencia es 35,22 [kgf/mm²], y se obtiene el siguiente factor de seguridad

$$n = \frac{35.22 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}{2 * 9.1 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}$$

$$n = 2.5$$

2.9.7 Selección de Rodamientos

El diseño de una disposición de rodamientos exige la selección de un tipo adecuado de rodamiento y la disposición adecuada del tamaño de rodamiento, pero eso no basta.

También hay que considerar otros aspectos: tipo y la cantidad de lubricante, ajuste y juego interno del rodamiento apropiados, forma adecuada de los demás componentes de la disposición.

Cada decisión individual influye en el rendimiento, la fiabilidad y la economía de la disposición de los rodamientos.

2.9.7.1 Vida del rodamiento

Aún en rodamientos que operen bajo condiciones normales, las superficies de las pistas y los elementos rodantes están constantemente sometidos a esfuerzos compresivos repetitivos que causan descascarillado de las superficies en cuestión.

Este descascarillado es producto de la fatiga del metal y causa la falla del rodamiento. La vida efectiva o útil de los rodamientos, se define usualmente en términos del número total de revoluciones, que un rodamiento puede ejecutar antes de que se presente el descascarillado de las pistas o de los elementos rodantes.

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h}			
	~ 4	4 ~ 12	12 ~ 30	30 ~ 60
Máquinas usadas por períodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 		
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 	
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión
24 horas de operación continua, no interrumpible.				

Fuente: Catalogo de rodamientos NTN, CAT. NO.2202-VII/S, pág. A-1

Tabla 12 Aplicaciones en maquinaria y vida requerida

2.9.8 Carga en los rodamientos ⁸⁴

Existe una relación en la que mientras menor sea la carga mayor será la duración y si mayor es la carga menor será la duración.

⁸⁴ Catálogo de rodamientos NTN, CAT. NO.2202-VII/S, pág. A-50

La relación para los cojinetes con contactos de rodadura, entre la carga P y la duración L se determina:

$$\frac{L2}{L1} = \left(\frac{P2}{P1}\right)^k \quad (\text{Ec. 71})$$

El parámetro K se define como capacidad dinámica radial básica de carga o capacidad dinámica específica.

Donde:

k = 3.0 para rodamientos de bolas

k = 3.33 para rodamientos de rodillos

Tiempo de Vida de los Rodamientos ⁸⁵

El procedimiento de cálculo para la capacidad de carga dinámica básica se determina mediante:

$$C = Pd * \left(\frac{h * \text{rpm} * 60}{10^6}\right)^{1/k} \quad (\text{Ec. 72})$$

Donde:

C = capacidad de carga (N)

Pd = carga dada de diseño (N)

h = duración para rodamientos recomendada

rpm = velocidad de giro en revolución por minuto

Con la capacidad de carga, seleccionamos los rodamientos del catálogo ver anexo SKF.

⁸⁵ Catálogo de rodamientos NTN, CAT. NO.2202-VII/S, pág. A-56

2.9.9 Proceso de lavado Seleccionado.

Luego de realizar el análisis mediante el proceso de ponderación y cálculo estructural del proceso de lavado de tanque rectangular y grúa giratoria continuamos con la descripción del proceso de manipulación de partes y para el uso de estos dispositivos.

Proceso de Lavado de Partes de Motores.

I. Propósito:

El presente procedimiento tiene la finalidad de establecer las recomendaciones para el cumplimiento del proceso establecido para el lavado de los motores.

II. Alcance:

Área de División Industrial, Mantenimiento

Responsables: Técnico de Lavado de Motores.

Equipos:

Computador, cámara de fotos, taladros.

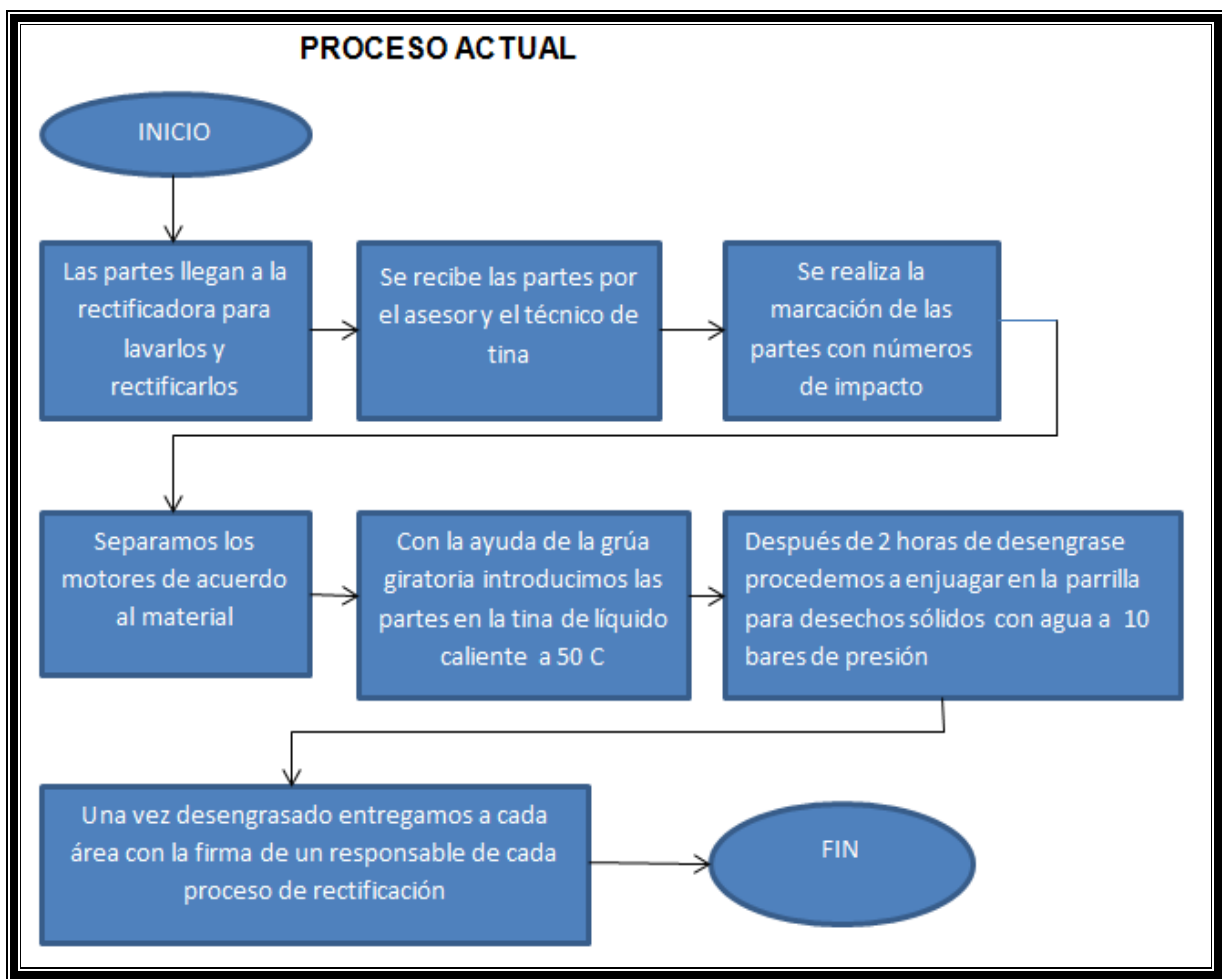
Herramientas e instrumentos:

- Marcadores de tinta permanente
- Números de impacto

III. Actividades.-

- Para dar inicio al buen seguimiento y mantenimiento de las partes a ser lavadas y desengrasadas se coloca un número de impacto o de marcador de tinta para tener buena visibilidad y poder identificarla con mayor facilidad.
- Una vez marcadas las partes se procede a la descarbonización mediante el uso de taladros y cepillos
- Luego con el uso del brazo giratorio se coloca con cuidado las partes a ser desengrasadas en la tina y siempre cuidando que las superficies no se golpeen y se lastimen ya que esto provocaría fallas y costos adicionales en la remano facturación.

- Luego esperar durante dos horas para que el detergente ND150 cumpla con su propósito que es el de limpieza total tanto internamente como externamente.
- Pasadas las dos horas de desengrase se procede a levantar las partes lavadas y colocarlas en la parrilla para el enjuague a presión, con agua fría a 10 bares.
- Debido a que el desengrasante ND 150 también posee la función de lubricante no es necesario lubricar las partes del motor para evitar la oxidación.
- Una vez lavadas y revisadas las partes se direccionaran con la hoja de trabajo a las diferentes áreas de rectificación para ser procesadas.



Proceso de Manejo y manipulación de los dispositivos.

1.- Propósito:

El presente procedimiento tiene la finalidad de establecer las recomendaciones para la operación de las máquinas y dispositivos utilizada en el lavado de Motores de combustión interna.

2.- Alcance:

Área de División Industrial, Mantenimiento

Responsables: Técnico de Lavado de Motores, Jefe de Taller, Mantenimiento.

Equipos:

Tanque de Lavado, Brazo Grúa Giratoria, Bomba de alta presión.

Herramientas e instrumentos:

- Cepillos de cardas
- Taladros
- Espátulas

3.- Actividades.-

- Verificar que los equipos estén correctamente calibrados en especial los calentadores o niquelinas su buen estado para comenzar el trabajo.
- Para los motores de hierro fundido utilizar las cadenas y pernos de sujeción
- Encender y probar los controles de la máquina y del teclé sin carga
- Colocar las partes de hierro fundido separadas de las de aluminio para evitar golpes y deformaciones
- Verificar que las niquelinas estén encendidas y controlar una vez por mes si los dispositivos eléctricos funcionan perfectamente.
- Una vez terminado el tiempo de inmersión y lavado se procede a quitar con agua a presión para quitar el detergente.

CAPÍTULO III

3.0 Cálculo y comparación con el Programa SAP 2000

3.1 Descripción General

El análisis estructural representativo de la estructura real se lo realiza mediante el programa SAP 2000. En el cual se obtienen resultados que serán utilizados como base para el diseño de la estructura, y dichos resultados son: los momentos flectores en los dos ejes principales de la sección transversal, su fuerza axial.

El software computa el peso propio de los elementos que conforman la estructura, utilizado en el análisis estructural.

Cálculo y comparación de los esfuerzos en la estructura de la grúa pluma de columna

Para la operación de la grúa se necesita de una columna y una pluma para la colocación de los dispositivos tales como motor reductor, polipasto, engranajes, rodamientos, ejes, bocines, con los cuales se complementa la estructura para lograr su óptimo funcionamiento.

La grúa pluma giratoria de columna, consta de una columna de perfil tubo estructural redondo de 6 pulgadas con un espesor de 1/4 de pulgada y de una pluma de perfil IPN220, la forma de la grúa es un pórtico en voladizo.

El análisis estructural consistirá en la verificación de los perfiles usados para la estructura comparando los resultados obtenidos en el programa con el esfuerzo a la cedencia del acero $S_y=2536 \text{ kgf/cm}^2$, tanto para la columna y la pluma.

3.1.1 Materiales

Columna

El perfil a usar es un tubo estructural redondo de 6 pulgadas en espesor 1/4 de pulgada fabricado en acero ASTM A-36.

Donde: $S_y=2536 \text{ kgf/cm}^2$.

Pluma

El perfil a usar es un perfil IPN 220 fabricado en acero ASTM A-36.

Donde: $S_y=2536 \text{ kgf/cm}^2$.

Normas de Diseño

Las cargas mínimas de diseño cumplirán las especificaciones de la siguiente norma AISC-LRFD 93 para estructuras metálicas⁸⁶.

Cargas de Diseño

- **Carga muerta (D):** Se considera al peso de todos los elementos que componen la estructura, esto es el peso motor reductor, polipasto, engranajes, rodamientos, ejes, bocines.
- **Carga viva (L):** Es la fuerza distribuida que se genera por la acción del momento producido por la pluma que es de un valor de 1062.41 kgf-m.

Combinaciones de Cargas:

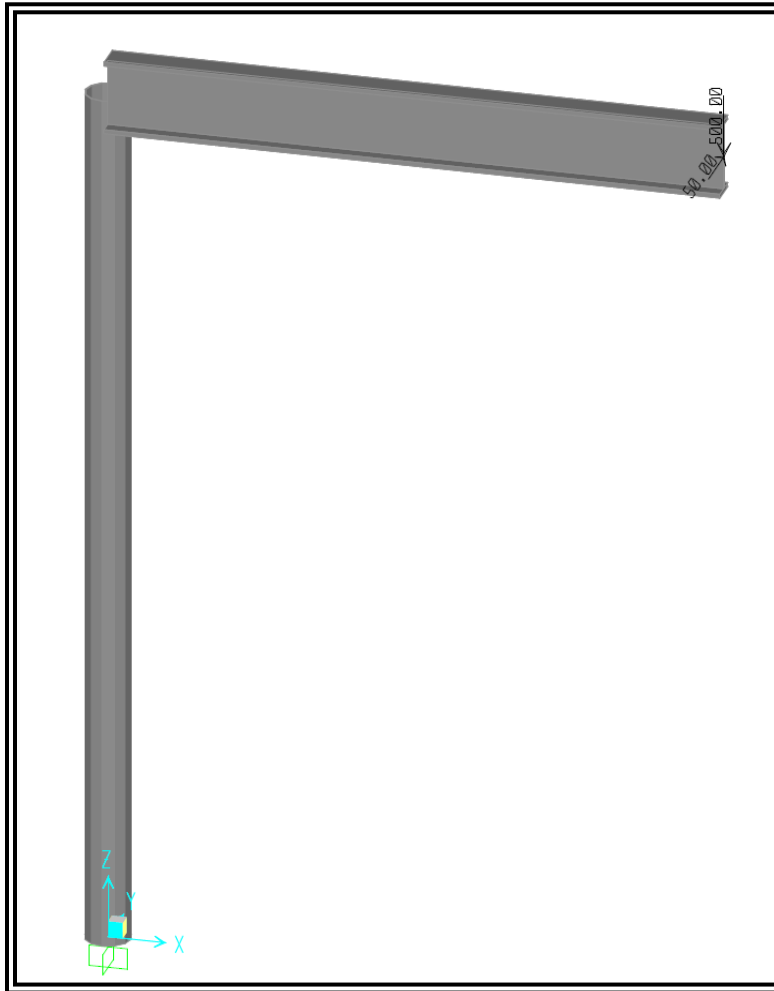
Se consideran las siguientes combinaciones:

- Combinación 1. 1.4D
- Combinación 2. 1.2D + 1.6L

⁸⁶ www.sencamer.gob.ve/sencamer/normas/2897-95.pdf

3.2 Análisis de fuerzas actuantes sobre la estructura

En la figura 61 se observa las fuerzas actuantes sobre la estructura.



Fuente: Los autores

Figura 61 Fuerzas actuantes sobre la estructura

Cargas aplicadas plano (x,y) 500Kgf, plano (x,z) 50Kgf

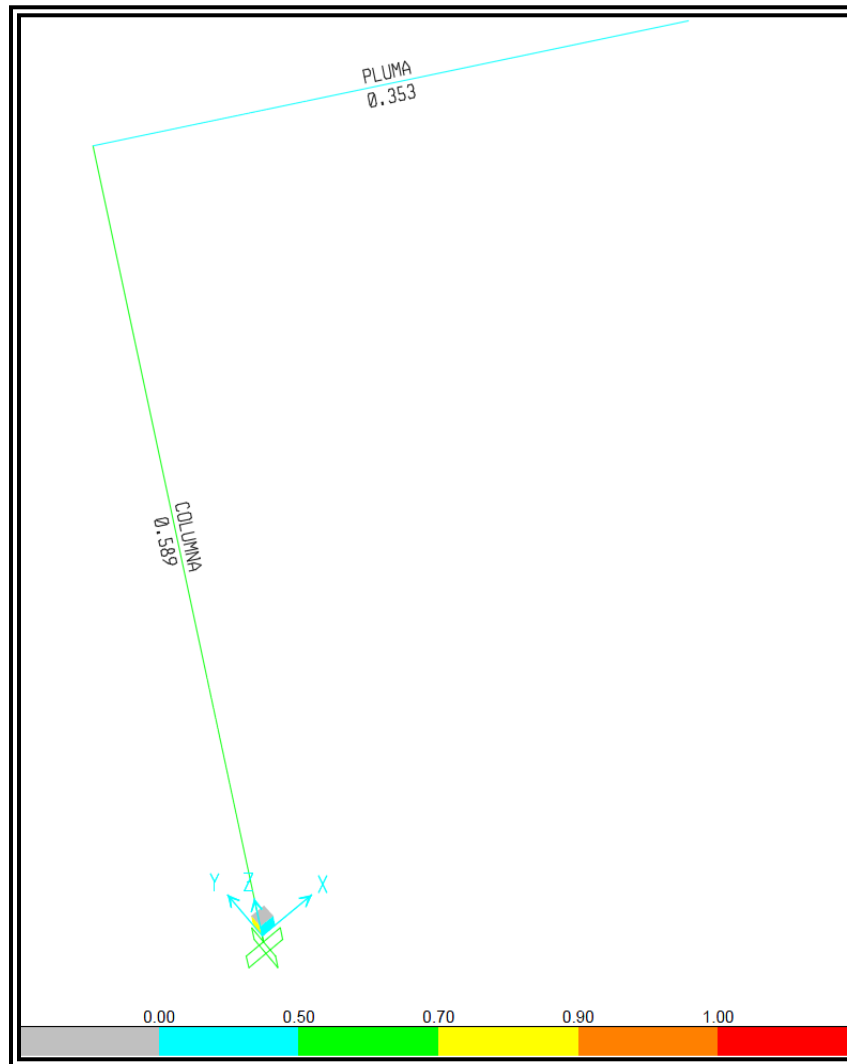
El apoyo para la estructura es del tipo empotrado.

En el gráfico se muestra las etiquetas de los perfiles.

Resultados obtenidos mediante el programa Sap 2000.

3.3 Análisis del porcentaje de trabajo de los tramos de la estructura

En la figura 62 se observa el trabajo realizado por la estructura.



Fuente: Los autores

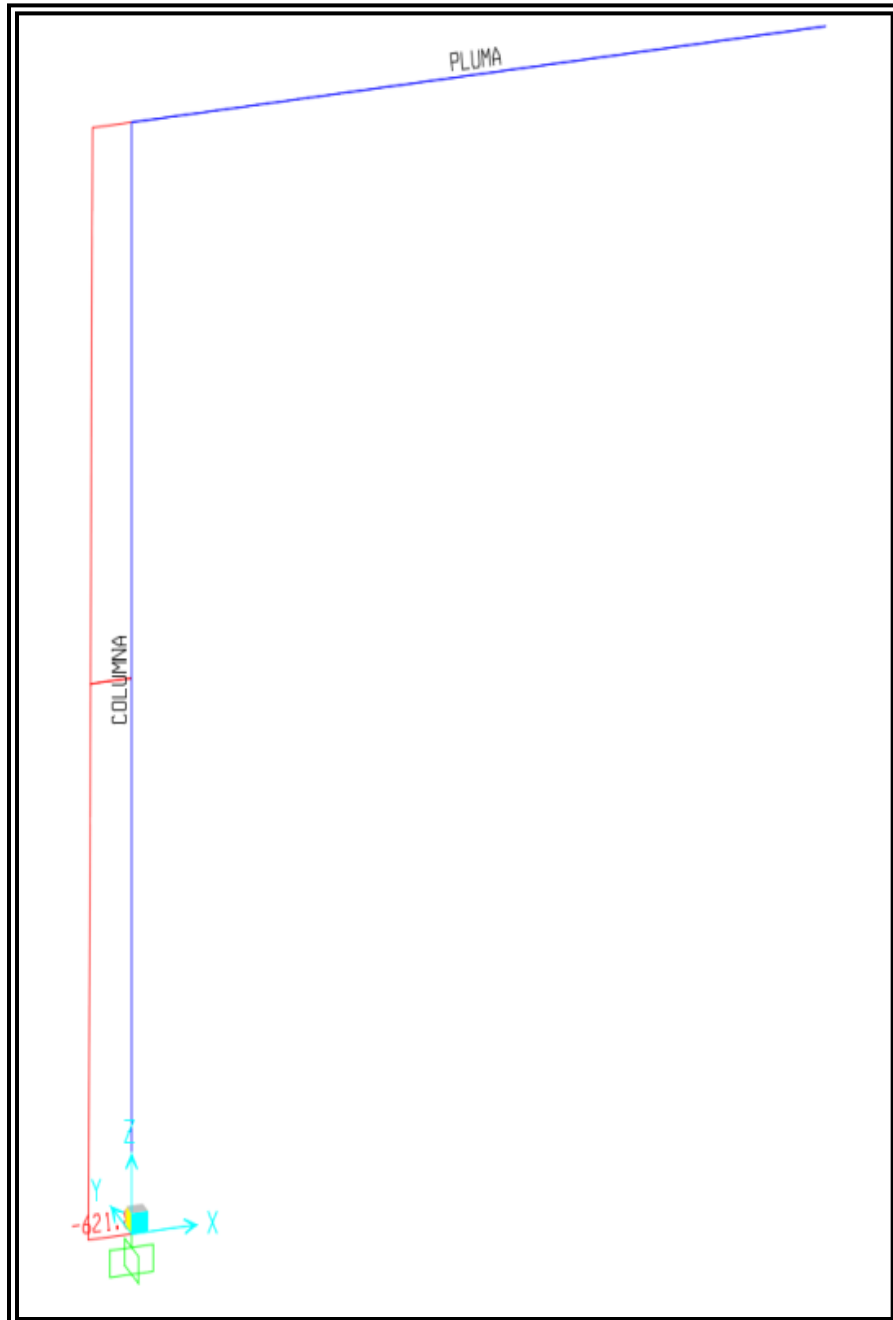
Figura 62 Porcentaje de trabajo de la estructura

3.3.1 Conclusión:

Con los resultados obtenidos se comprueba que cada tramo de la estructura (Grúa pluma de columna) cumple con los parámetros establecidos según las cargas aplicadas, y los valores obtenidos, columna 0.589% y la pluma 0.353% se encuentran en un rango no crítico.

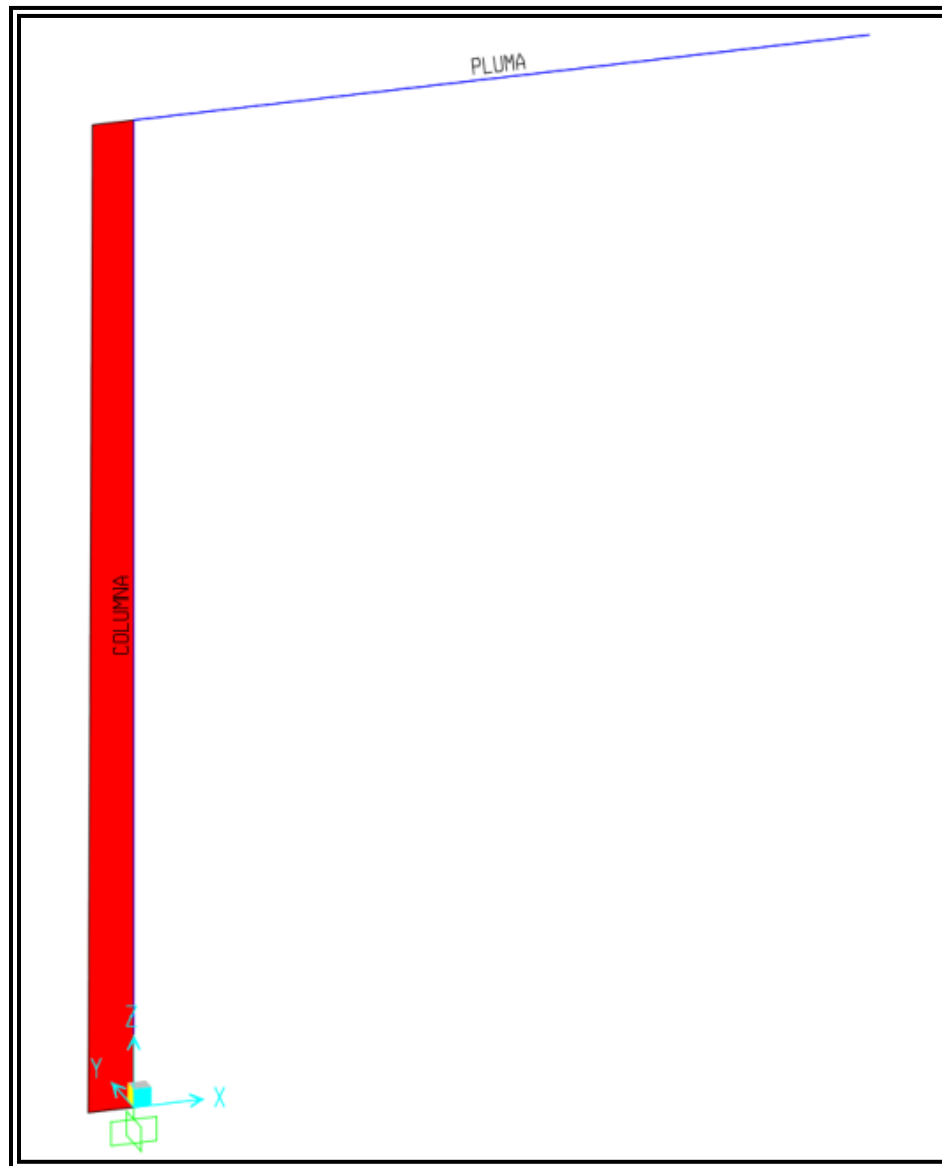
3.4 Análisis de la carga axial en la estructura

En la figura 63 y 64 se representa mediante el sap el valor y el diagrama la carga axial de la estructura.



Fuente: Los autores

Figura 63 Valor carga axial de la estructura



Fuente: Los autores

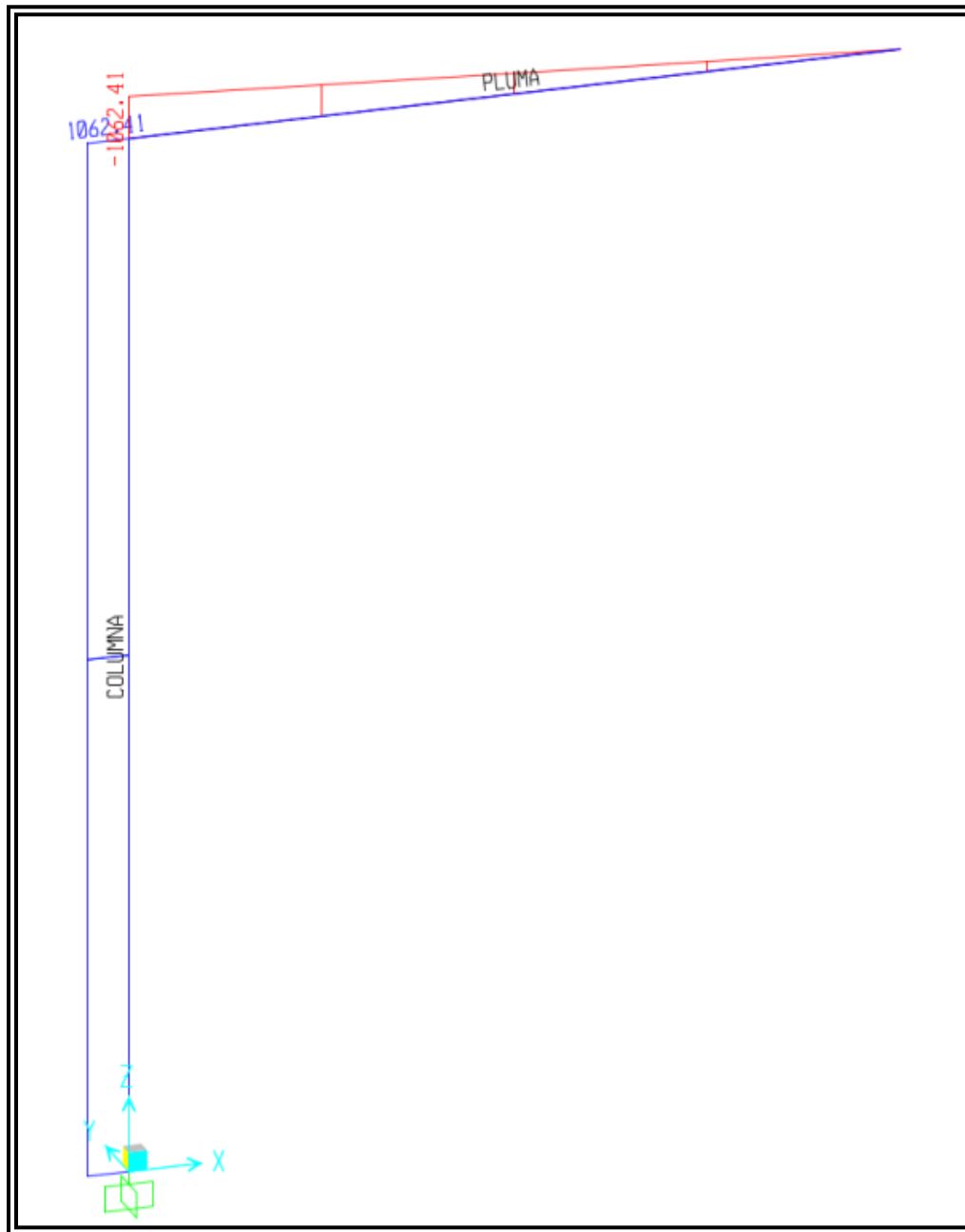
Figura 64 Diagrama carga axial de la estructura

3.4.1 Conclusión:

Con la aplicación de las fuerzas que actúan sobre la estructura se obtuvo una carga axial de 621.3 Kgf la cual se ejerce sobre la columna, la misma que soporta la carga actuante con un 58.9% de esfuerzo de trabajo.

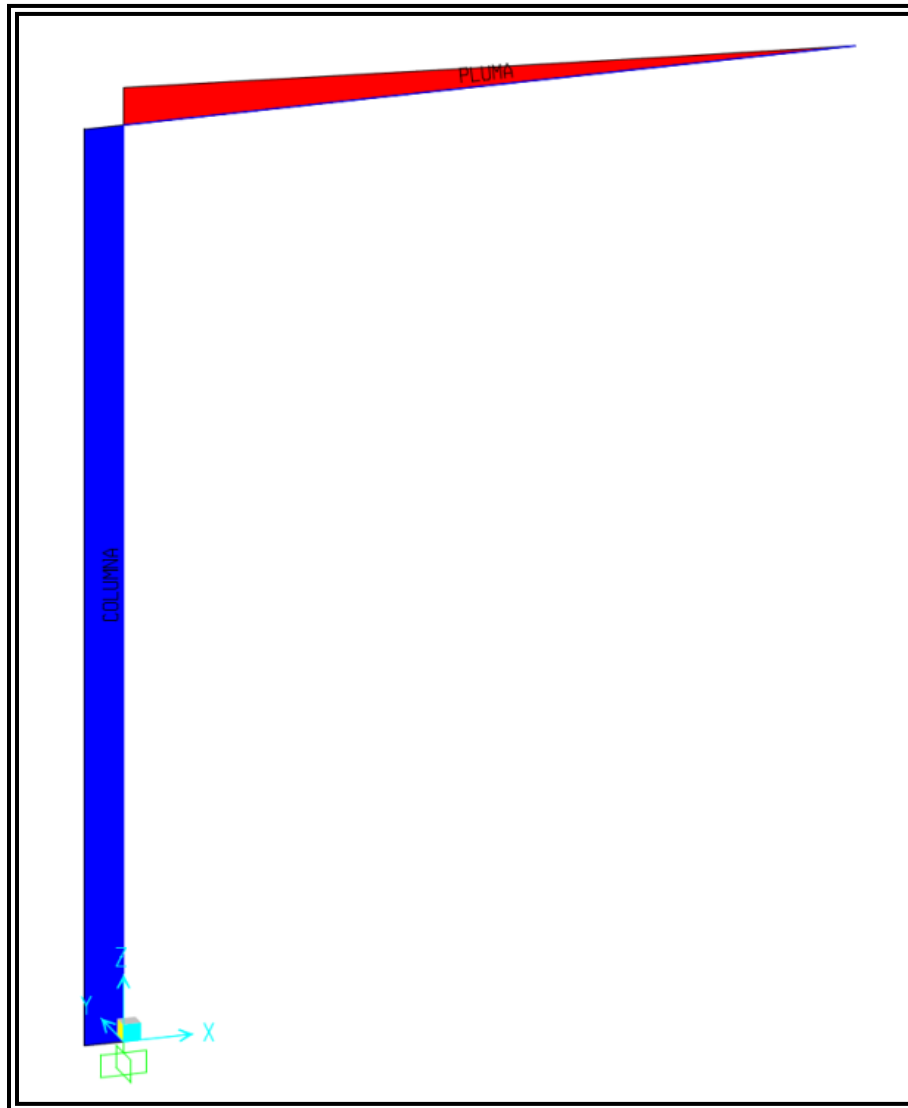
3.5 Análisis del momento flector en la estructura

Los valores y el diagrama del momento flector se representan en la figuras 65y 66.



Fuente: Los autores

Figura 65 Valor momento flector de la estructura



Fuente: Los autores

Figura 66 Diagrama momento flector de la estructura

3.5.1 Conclusión:

El momento flexionante en la pluma crece desde cero de derecha a izquierda hasta alcanzar el momento máximo, el mismo se mantiene constante a lo largo de la columna y tiene un valor de 1062.41 Kg/m.

3.6 Cálculo y comparación de los esfuerzos en la estructura del tanque

Descripción General

El tanque consta de placas laterales, placa base, rigizadores laterales y vigas de soporte para la base.

El análisis estructural consistirá en la verificación de los perfiles usados para la estructura.

3.6.1 Materiales del Tanque

Placas laterales

Las placas a usar tienen unos espesores de 6mm (para las placas laterales) y 8mm (para la placa base), fabricadas en acero ASTM A-36.

Donde: $S_y=2536 \text{ kgf/cm}^2$.

Rigizadores laterales

El perfil a usar es un perfil L 50 con un espesor de 6mm fabricado en acero ASTM A-36.

Donde: $S_y=2536 \text{ kgf/cm}^2$.

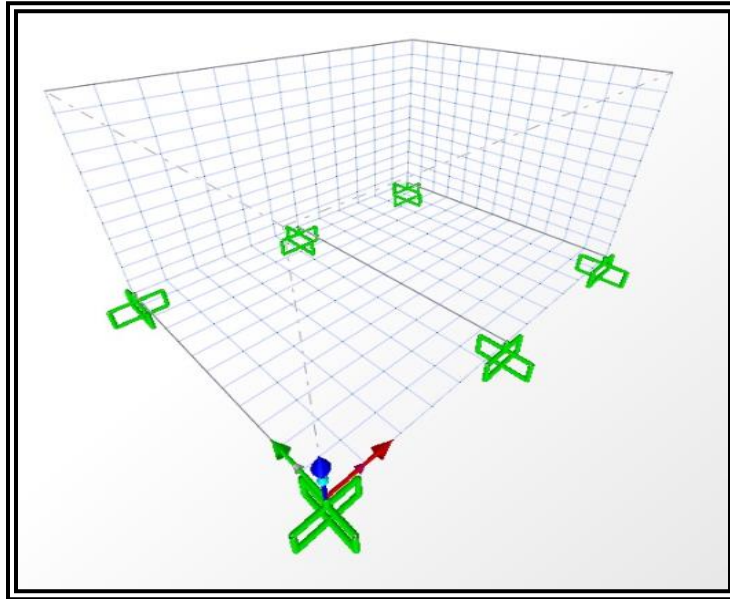
Vigas de soporte para la base

El perfil a usar es un perfil IPN 200 fabricado en acero ASTM A-36.

Donde: $S_y=2536 \text{ kgf/cm}^2$.

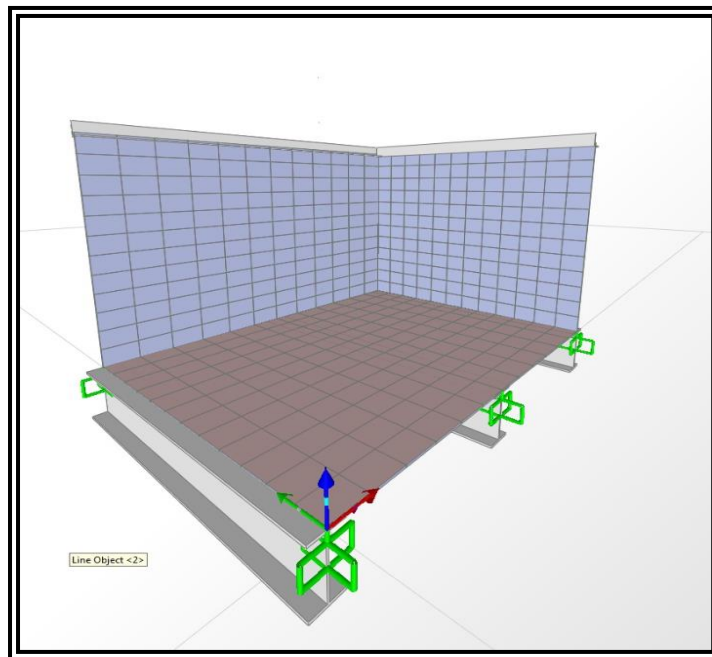
3.7 Diseño estructural del tanque

En las figuras 67y 68 se muestra el modelado normal, en isometría del tanque.



Fuente: Los autores

Figura 67 modelado del tanque



Fuente: Los autores

Figura 68 modelado del tanque isometría

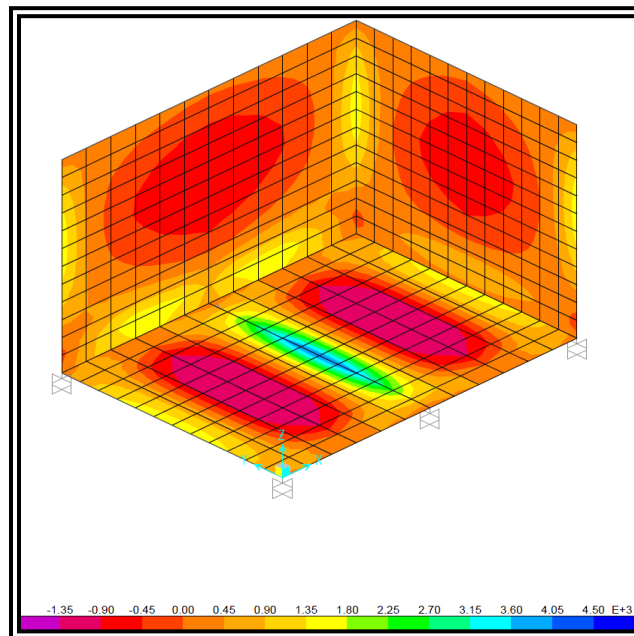
Cargas aplicadas placas laterales 9800 Pas, placa base 77243.94 Pas
El apoyo para la estructura es del tipo empotrado.

Norma utilizada ASTM VIII tanques a presión hidrostática

En el gráfico se muestra las etiquetas de los perfiles.

3.7.1 Análisis del esfuerzo en las placas

En la figura 69 podemos apreciar los esfuerzos de las placas del tanque rectangular.



Fuente: Los autores

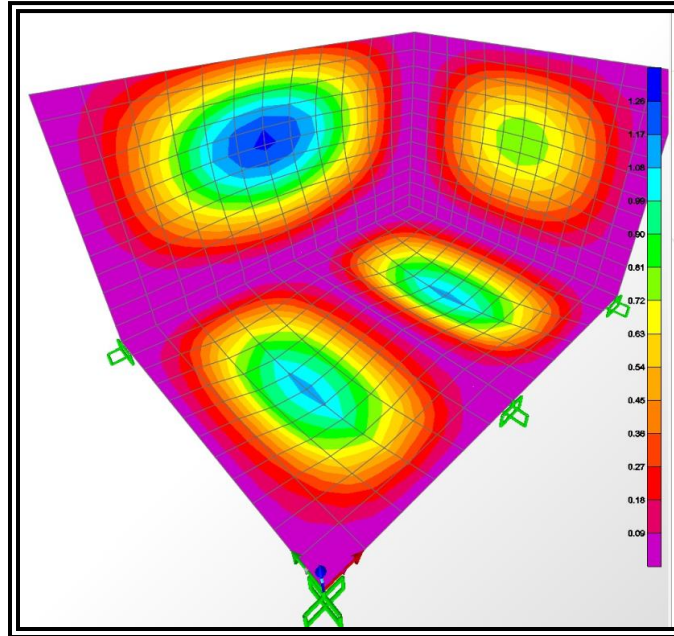
Figura. 69 Esfuerzos en las placas del tanque

Conclusión:

Las placas tienen esfuerzos máximos en la zona central de las mismas donde se produce la deflexión máxima, que si se lo compara con el esfuerzo admisible del acero 2536 kgf/cm²; cumple con el criterio de diseño por esfuerzo admisible, ya que el resultado es menor al valor indicado.

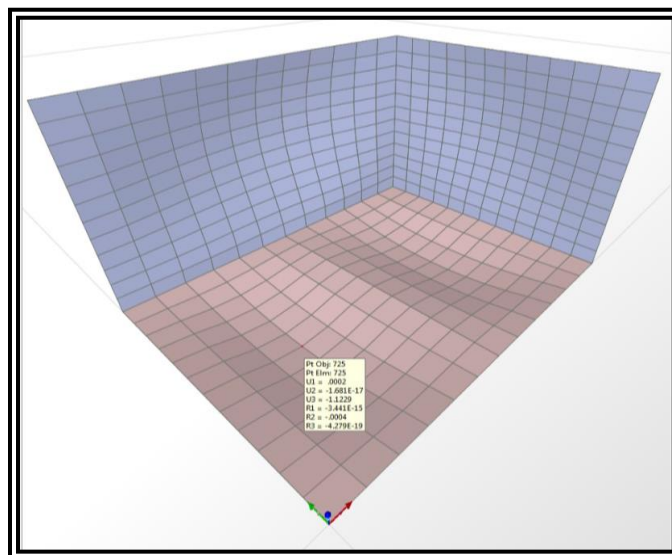
3.7.2 Análisis de la deformación de las placas del tanque

En las figuras 70 y 71 se aprecia un análisis de deformación de tanque.



Fuente: Los autores

Figura 70 Análisis deformación en las placas del tanque



Fuente: Los autores

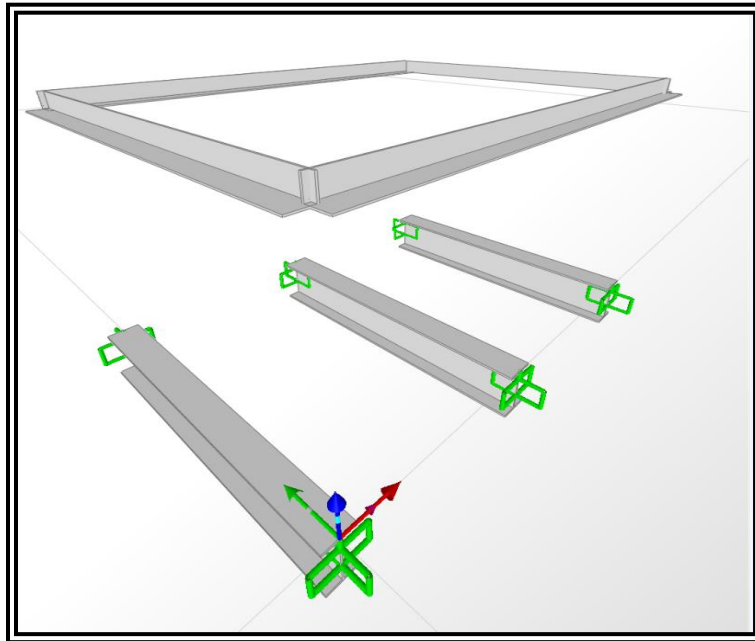
Figura 71 Deformación placas del tanque isometría

Conclusión:

Las placas tienen una deflexión máxima en la zona central de las mismas, se deforman 1.2 cm para lo cual se procederá a la colocación de rigizadores en todo el contorno del tanque tanto en la parte superior como central de las placas lo ayuda a contrarrestar esta deformación.

3.8 Análisis de los rigizadores y vigas de soporte

La modelación de los perfiles la podemos observar en la figura 72.



Fuente: Los autores

Figura 72 Modelado perfiles del tanque isometría

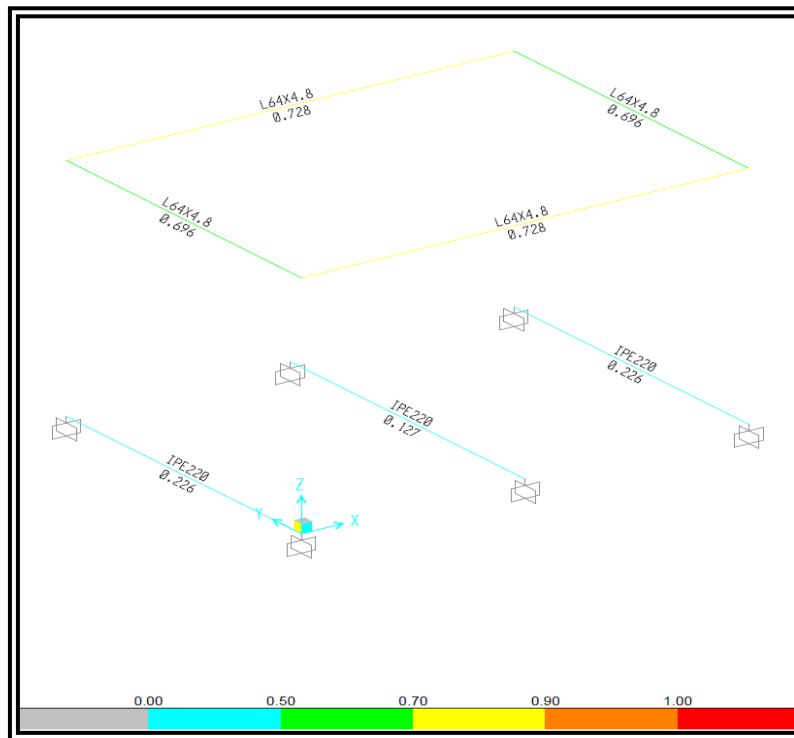
3.8.1 Rigizadores laterales

Perfil L 50 con un espesor de 6mm fabricado en acero ASTM A-36.

Vigas de soporte para la base

IPN 200 fabricado en acero ASTM A-36.

En la figura 73 se muestra los porcentajes de trabajo de los elementos del tanque.



Fuente: Los autores

Figura 73 Porcentaje de trabajo de los elementos del tanque

Conclusión:

Con los resultados obtenidos se comprueba que cada elemento del tanque cumple con los parámetros establecidos según las cargas aplicadas, y los valores obtenidos, rigizadores 0.696%-0.728% respectivamente y vigas soporte 0.226% se encuentran en un rango no crítico de diseño.

3.9 ANÁLISIS DE COSTOS

Generalidades

En este capítulo se determina los costos de la materia prima, insumos y mano de obra necesarios obtenidos mediante el estudio, cálculo y diseño del proyecto los cuales son necesarios para el desarrollo del mismo, y es utilizado para el lavado de las partes de motores de combustión interna de gasolina y diesel.

Este proyecto hace mención el auspicio económico de la totalidad de la materia prima, insumos y mano de obra utilizados para la construcción de la maquina por parte del Ing. Santiago Proaño gerente propietario de la empresa Rectificadora del Valle la cual se dedicada a la reconstrucción de motores de combustión interna y en la cual será implantada la maquina antes mencionada.

3.9.1 Costos Directos

Son aquellos cuya magnitud fluctúa en razón directa o casi directamente proporcional en la construcción de la máquina. Estos costos están constituidos por la materia prima directa, la mano de obra directa, estos a su vez son costos de fabricación, estos se los presenta en las siguientes tablas (13) y (14)

SECCIÓN	LARGO (mm)	ANCHO (mm)	CANT (U)	CANT TOTAL	PESO UNID (Kg)	PESO T (Kg)	NORMA	COSTO (USD)	TOTAL (USD)
TUBO ESTRUCTURAL TUBO RD. 6" x 6	2.600		1	1	58,63	58,63	A36	1,29	75,63
PERFIL PLUMA IPN 220	2.000		1	1	62,20	62,20	A36	1,29	80,24
PLACA ASTM PLE 14mm	400	400	1	1	17,58	17,58	A36	1,29	22,68
PLACA ASTM PLE 10mm	200	90	1	4	1,41	5,65	A36	1,29	1,82
PLACA ASTM PLE 8mm	156	98	1	1	0,96	0,96	A36	1,29	1,24
PLACA ASTM PLE 8mm	202	41	1	4	0,52	2,08	A36	1,29	0,67
PLACA ASTM PLE 8mm	412	198	1	1	5,12	5,12	A36	1,29	6,61
PLACA ASTM PLE 8mm	400	198	1	1	4,97	4,97	A36	1,29	6,416
PLACA ASTM PLE 8mm	250	198	1	1	3,11	3,11	A36	1,29	4,010
PLACA ASTM PLE 8mm	150	198	1	1	1,87	1,87	A36	1,29	2,406
PLACA ASTM PLE 10mm	145	130	1	4	1,48	5,92	A36	1,29	1,909
PLACA ASTM PLE 10mm	90	46	1	4	0,32	1,30	A36	1,29	0,419
PLACA ASTM PLE 6mm	230	385	1	1	4,17	4,17	A36	1,29	5,380

Fuente: Los Autores

Tabla 13 Costo directo de materiales normalizados (grúa pluma.)

ASTM A-325 ANSI B18 PERNO 5/8" x 2"	50		1	10	0,01	0,06	ASTM	0,65	6,500
ASTM A-563 ANSI B18 DH TUERCA 5/8"	13		1	10	0,0004	0,0043	ASTM	0,26	2,600
ASTM F-436 ANSI B18 ARANDELA PLANA 5/8"	3		1	10	0,0001	0,0008	ASTM	0,08	0,800
ASTM A-325 ANSI B18 PERNO 1/2" x 1"	25		1	4	0,001	0,004	ASTM	0,39	1,560
ASTM A-563 ANSI B18 DH TUERCA 1/2"	11		1	4	0,0002	0,0007	ASTM	0,16	0,640
EJE SAE 1018 ø 3/4"	400		1	4	0,88	3,52	A36	1,29	1,135
EJE AISI 1045 x 4"	300		1	1	18,51	18,51	AISI	1,29	23,878
					TOTAL Kg.	195,67		TOTAL USD	246,55

Continuación tabla 13 Costo directo de materiales normalizados (grúa pluma.)

SECCIÓN	LARGO (mm)	ANCHO (mm)	CANT (U)	CANT TOTAL	PESO UNID (Kg)	PESO T (Kg)	NORMA	COSTO (USD)	TOTAL (USD)
PLACA ASTM PLE 6mm	1.600	1.000	1	2	75,36	150,72	A36	1,29	97,214
PLACA ASTM PLE 6mm	1.200	1.000	1	2	56,52	113,04	A36	1,29	72,911
PLACA ASTM PLE 8mm	1.600	1.200	1	1	120,58	120,58	A36	1,29	155,543
PERFIL SOPORTE BASE IPN 200	1.312		1	3	34,37	103,12	A36	1,29	44,343
ATIEZADORES PERFIL L 50x6	1.712		1	4	7,65	30,61	A36	1,4	42,855
ATIEZADORES PERFIL L 50x6	1.312		1	4	5,86	23,46	A36	1,4	32,842
ASTM A-325 ANSI B18PERNO 5/8" x 2"	50		1	12	0,006	0,07	ASTM	0,65	7,800
ASTM A-563 ANSI B18 DH TUERCA 5/8"	13		1	12	0,0004	0,005	ASTM	0,26	3,120
ASTM F-436 ANSI B18 ARANDELA PLANA 5/8"	3		1	12	0,0001	0,001	ASTM	0,39	4,680
					TOTAL Kg.	541,61		TOTAL USD	461,31

Fuente: Los Autores

Tabla 14 Costo de materiales directos y normalizados tanque.

3.9.2 Costos de equipos seleccionados

Son los costos que corresponden a los equipos que se ha seleccionado para el diseño de la máquina, estos se los determina en la siguiente tabla (15)

DESCRIPCIÓN	CANT	VALOR/U (USD/h)	VALOR TOTAL (USD)
POLIPASTO ELÉCTRICO DE CABLE CON CARRO 1TON	1	658,50	658,5
MOTORREDUCTOR 1HP	1	368,00	368
RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 6213-2RS1*	1	8,62	8,62
RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 6013-Z*	1	7,48	7,48
MANO DE OBRA	1	220	220
		COSTO TOTAL	1262,6

Fuente: Los Autores

Tabla 15 Equipos seleccionados.

3.9.3 Costos de maquinado

Es el costo equivalente a la mano de obra directa empleada en las máquinas y equipamiento eléctrico, estos valores se presentan en la tabla (16)

MÁQUINA	TIEMPO EMPLEADO (h)	COSTO NORMAL (USD/h)	COSTO TOTAL (USD)
SOLDADORA MIG	20	2,90	56,55
SOLDADURA PLACA BASE Y COLUMNA	0,5	2,90	1,45
SOLDADURA PLACA BASE ,COLUMNA Y CARTELAS	1,5	2,90	4,35

Fuente: Los Autores

Tabla 16 Costos de mecanizado y ensamblaje.

SOLDADURA EJE DE ROTACIÓN Y PLACA UNIÓN	0,5	2,90	1,45
SOLDADURA CARTELAS Y PLUMA	1,0	2,90	2,9
SOLDADURA ANTIVOLTEO	3,0	2,90	8,7
SOLDADURA RUEDA DENTADA Y COLUMNA	1,0	2,90	2,9
SOLDADURA TOPES	2,0	2,90	5,8
SOLDADURA PAREDES Y PLACA BASE TANQUE	6,0	2,90	17,4
SOLDADURA ATIEZADORES TANQUE	4,0	2,90	11,6
CIZALLA	5	2,80	13,72
CORTE PLACA BASE	0,3	2,80	0,84
CORTE CARTELAS BASE	1,0	2,80	2,8
CORTE CARTELAS PLUMA	1,0	2,80	2,8
CORTE PLACA UNIÓN EJE ROTACIÓN	0,3	2,80	0,84
CORTE PLACAS LATERALES TANQUE	1,0	2,80	2,8
CORTE PLACA BASE TANQUE	0,3	2,80	0,84
CORTE PLACAS TOPES	1,0	2,80	2,8
PLASMA	4	3,10	12,4
CORTE PERFIL IPN 220 PLUMA	1	3,10	3,1

Continuación tabla 16 Costos de mecanizado y ensamblaje.

CORTE TUBO ESTRUCTURAL REDONDO COLUMNA	1	3,10	3,1
CORTE PERFILES IPN BASE TANQUE	2	3,10	6,2
TORNO	5	4,80	24
TORNEADO EJE DE ROTACIÓN	2,0	4,80	9,6
TORNEADO BOCÍN	2,0	4,80	9,6
TORNEADO EJES TOPES	1,0	4,80	4,8
FRESADORA	3	5,10	15,30
FRESADO CARTELAS PLACA BASE	1	5,10	5,10
FRESADO CARTELAS PLUMA	1	5,10	5,10
FRESADO PLACA BASE	0,5	5,10	2,55
FRESADO PLACA UNIÓN EJE DE ROTACIÓN	0,5	5,10	2,55
TALADRO MAGNÉTICO	6	3,20	19,20
PERFORADO PLACA BASE	0,5	3,20	1,60
PERFORADO PLACA UNIÓN EJE DE ROTACIÓN	0,5	3,20	1,60
PERFORADO PLACAS TOPES	1,0	3,20	3,20
PERFORADO PLUMA	1,0	3,20	3,20

Continuación tabla 16 Costos de mecanizado y ensamblaje.

PERFORADO ATIEZADORES INFERIOR TANQUE	1,0	3,20	3,20
PERFORADO VIGAS DE SOPORTE BASE TANQUE	2,0	3,20	6,40
HERRAMIENTA (SIERRA, AMOLADORA)	20	1,85	37,00
ENSAMBLAJE (MONTAJE)	40	2,58	103,20
VARIOS(CORTE, LIMPIEZA, PULIDO, PINTURA)	18	2,00	36,00
TRANSPORTE DE MATERIALES	8	23,50	23,50
		COSTO TOTAL	340,87

Continuación tabla 16 Costos de mecanizado y ensamblaje.

3.9.4 Costos Indirectos

Son aquellos cuya magnitud fluctúa en razón directa o casi directamente proporcional a la construcción de la máquina, estos costos se derivan de los materiales indirectos, mano de obra indirecta y otros costos, producto de pago de servicios básicos, personal administrativo, depreciación de los equipos, entre otros, estos valores se presentan en la tabla (17).

DESCRIPCIÓN	CANT (U)	UNIDAD	COSTO UNIDAD (USD)	COSTO TOTAL (USD)
DISCO DE DESBASTE 114x4.8x22.2	4	U	12,45	49,8
PINTURA FONDO BASE ALQUIDICA UNIPRIMER	1	gl	32,80	32,8

Fuente: Los Autores

Tabla 17 Costo de materiales indirectos.

PINTURA ANTICORROSIVA PROLAC	1	gl	45,60	45,6
REFRIGERANTE DE CORTE SIAMEX	1	lt	11,20	11,2
LIMPIADOR DESOXIDANTE	1	lt	16,50	16,5
ALAMBRE DE SOLDADURA CO ₂ /MIG	5	Kg	180,00	180,00
ELECTRODO E6011	1	Kg	11,20	11,20
			COSTO TOTAL	347,1

Continuación tabla 17 Costo de materiales indirectos.

TIEMPO DE FABRICACIÓN (USD)	FACTOR POR GASTO INDIRECTO	SUBTOTAL
150	3,2	480,00

Fuente: Los Autores

Tabla 18 Tiempo de fabricación de materiales indirectos

3.9.5 Costo subtotal de la máquina

El subtotal de la máquina es la sumatoria de los costos directos y los costos indirectos, a continuación en la tabla (19) se indican estos valores.

RUBRO	COSTO (USD)
TOTAL COSTO DIRECTOS	2311,34
COSTO DE MATERIALES DIRECTOS Y NORMALIZADOS GRÚA PLUMA	246,55
COSTO DE MATERIALES DIRECTOS Y NORMALIZADOS TANQUE	461,31
COSTO DE EQUIPOS	1262,61
COSTO DE MECANIZADO Y MONTAJE	340,87
TOTAL COSTO INDIRECTOS	827,12
COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS	347,12
OTROS COSTOS INDIRECTOS	480,00
SUBTOTAL	3138,46

Fuente: Los Autores

Tabla 19 Costo total de la fabricación.

3.9.6 Costo de diseño de la máquina

El costo es el gasto económico que representa la fabricación de la máquina. El costo de la maquina está formado por el precio de la materia prima, el precio de la mano de obra directa, el precio de la mano de obra indirecta empleada en su producción.

El costo de diseño equivale al 15% del subtotal de la máquina.

$$Cd = (3138,46) * (15/100) = 470,79$$

Utilidad de la máquina

La máquina tiene una utilidad del 20% al subtotal.

$$Um = (3138,46) * (20/100) = 627,8$$

Costo total de la máquina

El total de la máquina es la sumatoria de los costos subtotal, costos de diseño y costo de utilidad, a continuación en la tabla (20) se indican estos valores.

RUBRO	COSTO (USD)
SUB TOTAL DE LA MÁQUINA	3138,46
COSTO DE DISEÑO	470,79
UTILIDAD	627,80
TOTAL	4237,05

Fuente: Los Autores

Tabla 20 Costo total de la máquina.

3.9.7 Precio de la máquina

El precio es la expresión de valor que tiene la máquina, manifestado por lo general en términos monetarios, que el comprador debe pagar al vendedor para lograr el conjunto de beneficios que resultan de tener o usar la máquina, a continuación en la tabla (21) se indican estos valores.

RUBRO	COSTO (USD)
COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA	4237,05
IVA 12%	508,45
TOTAL	4745,50

Fuente: Los Autores

Tabla 21 Precio de la máquina.

El costo de la máquina es necesario debido a que mediante la fabricación e implementación del proceso de lavado se comparara con el presupuesto designado para adquirir máquinas mediante proveedores externos que puedan cumplir con los propósitos solicitados por la empresa, o que al menos cumplan la mayoría de expectativas y necesidades.

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones:

- Se realizó el diseño y la construcción de la máquina basados en los cálculos, los cuales fueron analizados para un correcto dimensionamiento tanto para la máquina como para los aditamentos que se van a emplear, dando lugar a lo propuesto en la presente tesis.
- Mediante la adecuada elección y utilización de los elementos que componen la parte motriz de la maquina se obtendrá una mayor eficiencia al momento de realizar el proceso de lavado, lo cual beneficiara en costos a dicho proceso.
- Con la adecuada elección, manipulación, y optimización de los químicos utilizados para el proceso de lavado, obtendremos una adecuada limpieza de las partes de los motores de combustión interna.
- Al haber construido los dispositivos que ayudan para que el proceso tenga mayores seguridades en el manejo de las partes de los motores se ha disminuido los reclamos y garantías por piezas golpeadas o dañadas.
- Debido a que la empresa Rectificadora del Valle está dentro del proceso de mejora continua ha logrado disminuir tiempos de lavado con la implementación de un proceso controlado y bien definido.

Recomendaciones:

- Es necesario comparar mensualmente la eficiencia del proceso planteado caso contrario se debe realizar mejoras de acuerdo a la necesidad de la empresa
- En el proceso intervienen un tanque de lavado y un brazo giratorio a los cuales es necesario darles un mantenimiento preventivo continuo para evitar que se deterioren
- Al momento de poner en funcionamiento la maquina esperar 40 minutos para que los calentadores industriales, calienten los químicos que son utilizados para el proceso de lavado.
- Se debe dar mantenimiento a cada parte de la maquina en especial a la parte motriz (lubricación de rodamientos, motor reductor, polipasto) la cual cumple un papel primordial al momento de la ejecución del proceso
- Para poder colocar los elementos que componen la parte eléctrica, realizar las adecuaciones necesarias en la máquina con la colaboración de la persona encargada de la instalación eléctrica debido a que se puede tener algún problema en el diseño de la máquina y se debería realizar los cambios en la construcción de la misma.

Bibliografía de Textos

- MOTT, Robert, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 4^{ta} edición, Editorial Pearson, México, 2006.
- R. C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, 6^{ta} edición, Interamericana editores, México, 2006.
- MC. Cormac, *Diseño en Estructuras Metálicas*, 4^{ta} edición, Alfaomega editores, México, 1999.
- POPOV, Egor, *Mecánica de Sólidos*, 2^{da} edición, Interamericana editores, México, 2000.
- SHIGLEY, Jhoseph y MISCHKE, Charles, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6^{ta} edición, Interamericana editores, México, 2002.
- R. C. Hibbeler, *Mecánica de Materiales*, 3^{ra} edición, Interamericana editores, México, 1998.
- ORTIZ, Luis, *Resistencia de Materiales*, 2^{da} edición, Interamericana editores, México, 2002.
- RILEY, William, *Mecánica de Materiales*, 1^{ra} edición, Noriega editores, México, 2001.
- JUVINAL, Robert, *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*, Noriega editores, México, 2002.
- R., Donald, *Ciencia e Ingeniería de los Materiales*, Thompson editores, México, 2004.
- Aluminum Construction Manual, The aluminum Association, second edition, 1972.
- Arsham, H. (1994). *Toma de Decisiones con Periodos de Tiempo Crítico*. Estados Unidos .
- DeWolf, B. J. (1991). *Steel desing guide series, Colum base plates*. Esatdos Unidos .

- DIPAC. (2012). *CATALOGO . MEXICO.*
- EMILIO LARRODE, A. M. (1996). *Gruas, Reverte.* Zaragoza España.
- Grúas, S. d. (2013 ABUS Kransysteme). *ABUS GRÚAS.S.L. MADRID : Kransysteme.*
- JOSEPH, S. (1999). *Diseño en Ingeniería Mecánica.* México: McGraw Hill cuarta edición.
- LEWIS, G. (2006). *Maquinado y Reparacion de Motores.* Mexico: CODESIS.
- NTN. (2012). *Catálogo de Rodamientos .*
- Roark, J. R. (1965). *“FORMULAS DE VOJTASZAK”.* McGraw-Hill Book.
- Robert L, M. P.-h. *Resistencia de materiales aplicada.* México DF: Prentice-hall hispanoamericana.
- SHIGLEY. (2012). *MANUAL DE DISEÑO MECANICO.* MCGRAW-HILL.
- Singer, A. P. (2008). *RESISTENCIA DE MATERIALES.* ALFAMEGA OXFORD.

Bibliografía Web

- www.carellcorp.com/spanishfsbtoolingfinal.html
- www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/2001734/lecciones/tem03/lec2_0.htm
- www.ni.com/pdfmanuals/3713031.pdf
- http://ocw.upm.es/expresion-grafica-en-la-ingenieria/dibujo-industrial-ii/contenidos/Simbolo_de_soldadura.pdf
- http://ocw.upm.es/expresion-grafica-en-la-ingenieria/dibujo-industrial-ii/contenidos/Simbolo_de_soldadura.pdf
- <http://centraltrust.net/ivanbohman/productopdf/ACEROS ESPECIALES- WEB.pdf>
- <http://www.si3ea.gov.co/Portals/0/Gie/Tecnologias/motores.pdf>
- www.sencamer.gob.ve/sencamer/normas/2897-95.pdf
- Hornos, C. d. Ayumex . Estados Unidos : www.ayumex.com.
- Mecánica.com, I. Diseño y Calculo de Tanques de Almacenamiento . html tutorial 101.
- Siemens. (2008). Elementos y dispositivos de automatización. www.aut.siemens.de.
- WWW.SAT.IND.B
- Hornos Industriales de pirólisis para mantenimiento y limpieza www.ayumex.com.
- WWW.TEMPCOMEXICO.COM
- www.machinetools.com
- www.abrasivosoptaminerals.com
- www.elitesandblastingmex.com/sodablasting.html
- API 650 sección 2, sub.-sección 2.2 con título Placas
- www.inoxidable.com/introduccion.htm

- www.terniumcentroamerica.com/pdf/.../HT-Placa-A36-CA.pdf
- Análisis de ponderación ADMII Cap. 5
- Sondeas de resistencia de platino (www.ovredal.com.sondas_pt100)
- www.wikipedia.com
- www.instindel.com
- www.monografias.com
- Programa SAP 2000

Glosario de Términos

- **Elasticidad.**- El acero se acerca más en su comportamiento a la hipótesis de diseño que la mayoría de los materiales, gracias a que sigue la ley de Hooke hasta esfuerzos bastante altos. Los momentos de inercia de una estructura de acero pueden calcularse exactamente, en tanto que los valores obtenidos para una estructura de concreto reforzado son relativamente imprecisos.
- **Ductilidad.**- La ductilidad es la propiedad que tiene un material en soportar grandes deformaciones sin fallar bajo altos esfuerzos de tensión.
- **Tenacidad.**- Los aceros estructurales son tenaces, es decir poseen resistencia y ductilidad. Un miembro de acero cargado hasta que se presentan grandes deformaciones será aún capaz de resistir grandes fuerzas. La propiedad de un material para absorber energía en.
- **Fatiga.**- Otra característica inconveniente del acero es que su resistencia puede reducirse si se somete a un gran número de cambios de magnitud del esfuerzo de tensión.
- **Fractura frágil.**- Bajo ciertas condiciones, el acero puede perder su ductilidad y presentarse una fractura frágil en lugares con concentraciones de esfuerzos. Las cargas que generan fatiga junto con temperaturas muy bajas, agravan la situación.
- **Límite proporcional elástico.**- El mayor esfuerzo para el que todavía es válida la ley de Hooke, o punto más alto de la porción recta del diagrama esfuerzo – deformación.
- **Esfuerzo de fluencia.**- El esfuerzo en el que se presenta un incremento brusco en el alargamiento o deformación sin un incremento correspondiente en el esfuerzo.
- **Deformación elástica.**- La deformación que se presenta antes del esfuerzo de fluencia.
- **Deformación plástica.**- La deformación que se presenta después del esfuerzo de fluencia, sin incremento de esfuerzo.

- **Quemador.-** es un dispositivo para quemar líquido, gaseoso o ambos (excepcionalmente también sólido) y producir calor generalmente mediante una llama.
- **Carga muertas-** Son aquellas que se mantienen en constante magnitud y con una posición fija durante la vida útil de la estructura; generalmente la mayor parte de las cargas muertas es el peso propio de la estructura.
- **Factor de seguridad.-** El factor de diseño, es la relación que existe entre la carga última y la carga aplicada.

Anexo 1

Planos

Anexo 2

Protocolo de Pruebas

PRUEBAS DE CAMPO

EMPRESA:

NOMBRE:

FECHA:

1. VERIFICACION DE LAS MEDIDAS PRINCIPALES

Realizar las medidas principales del tanque y del brazo grua, para comparar con las dimensiones de diseño.

DIMENSIONES PRINCIPALES				
DIMENSION	DISEÑO	MAQUINA	ACEPTACION	
			SI	NO
Largo Total (mm)				
Ancho Total (mm)				
Altura Total (mm)				

2. VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

Verificar el funcionamiento de los componentes que conforman la máquina.

VERIFICACION DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES			
ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		
	BUENO	REGULAR	MALO
Moto reductor			
Polipasto			
Quemadores			
Estructura			

3. TRABAJO DE LA MAQUINA CON LA MATERIA PRIMA REQUERIDA.

Verificar la calidad del trabajo y el tiempo que se emplea para realizar el proceso de lavado de motores.

TRABAJO DE LA MAQUINA				
		CALIDAD DE LAVADO		TIEMPO UTILIZADO
		BUENO	MALO	MINUTOS
LAVADO 1				
LAVADO 2				
LAVADO 3				

Anexo 3

Manual de Operación y Mantenimiento

MANUAL DE MANTENIMIENTO.

Introducción.

El presente manual señala los procedimientos básicos para mantener los dispositivos en buenas condiciones, alargando la duración de los equipo y obteniendo un servicio satisfactorio gracias a los mantenimientos adecuados.

Este manual de instrucciones se suministra para presentar la información básica sobre el funcionamiento y mantenimiento de la máquina

El mantenimiento preventivo y predictivo es el que se selecciona para la máquina Lavadora de motores de Combustión Interna, con los dos mantenimientos se prolongará la vida útil de la misma a si como su correcto funcionamiento.

Mantenimiento preventivo.

Este tipo de mantenimiento surge de la necesidad de rebajar el correctivo y todo lo que representa. Pretende reducir las reparaciones mediante un seguimiento de inspecciones periódicas y la renovación de los elementos dañados, tratando en la mayoría de casos evitar el mantenimiento correctivo.

Características.

Básicamente consiste en planificar revisiones, apoyándose en el conocimiento de la máquina en base a la experiencia y los históricos obtenidos de la misma. Se confecciona un plan de mantenimiento para la máquina, donde se realizarán las acciones necesarias, engrasado, lavado, desmontaje, limpieza, mantenimiento eléctrico etc.

Mantenimiento Predictivo.

Este tipo de mantenimiento se basa en predecir la falla antes de que esta se produzca.

Se trata de conseguir adelantarse a la falla o al momento en que el equipo o elemento deja de trabajar en sus condiciones óptimas. Para conseguir esto se utilizan herramientas y técnicas de monitores de parámetros físicos.

El mantenimiento predictivo consiste en establecer, en primer lugar, un histórico de la relación entre la variable seleccionada y la vida útil del componente.

Esto se logra mediante la toma de lecturas (por ejemplo la vibración de un cojinete o rodamiento) en intervalos periódicos hasta que el componente falle.

Características.

Este mantenimiento es una técnica para pronosticar el futuro de falla del componente de la máquina, de tal forma que dicha componente pueda reemplazarse, con base a un plan elaborado, justo antes de que se produzca la falla.

Así, el tiempo muerto de la máquina Lavadora se minimiza y el tiempo de vida de las componentes de las mismas se maximiza.

Mantenimiento de la máquina.

El mantenimiento de la máquina despulpadora de fruta debe ser un sistema organizativo e informativo que debe estar encaminado a la permanente consecución de los siguientes parámetros.

Optimización de la disponibilidad del equipo productivo.

Disminución de los costos de mantenimiento.

Optimización de los recursos humanos.

Maximización de la vida de la máquina.

Objetivos del mantenimiento.

Evitar, reducir, y en su caso, reparar, las fallas de los elementos que constituyen la máquina Lavadora.

Evitar que el equipo se detenga inútilmente para no afectar la producción, de la misma.

Evitar incidentes y aumentar la seguridad para las personas.

Conservar la máquina lavadora en condiciones seguras y preestablecidas de operación.

Alcanzar o prolongar la vida útil de la máquina.

Mantenimiento para el operador.

En este tipo de mantenimiento se responsabiliza del primer nivel de mantenimiento al operario de la máquina.

El trabajo de mantenimiento delimita hasta donde se debe formar y orientar al personal, para que las intervenciones efectuadas por el sean eficaces.

La norma es especialmente aplicable al mantenimiento de la lubricación, el mantenimiento de la máquina debe seguir un conjunto de reglas y planes.

Mantenimiento de los elementos de la máquina.

El mantenimiento del sistema de alimentación comprende, la lubricación, engrasado de la transmisión de potencia, la limpieza del tanque, limpieza de las boquillas (hornillas), salida de desperdicio.

Para realizar el mantenimiento de este mecanismo se recomienda realizar:

Inspección

Limpieza

Ajustes

Lubricación

Inspección.

Se recomienda una inspección diaria de todo el equipo para encontrar piezas dañadas, fallas leves o imperfecciones en el equipo.

La máquina debe ser monitoreada durante su operación para identificar anomalías durante el proceso y éstas sean corregidas.

Durante la operación, si se identifica que no se está realizando un lavado efectivo de las partes y su respectivo manejo, es señal de que requieren hacer ajustes o reparaciones o en caso extremo recurrir a un chequeo general y detallado de la máquina. Durante la inspección si se encuentran partes rotas, éstas deben ser reemplazadas o reparadas antes de que el problema se agrave y afecte a otros sistemas y se causa de un paro de la máquina.

Limpieza.

Se tienen que realizar un plan de limpieza de los elementos del tanque ya que los desechos sólidos compuesto por polvos, grasas, aceites pueden deteriorar la base y las paredes además pueden saturar los efectos desengrasantes del líquido disminuyendo las propiedades de limpieza.

Se recomienda realizar una limpieza detallada del mecanismo después de cada 4 - 6 meses

Ajustes.

Es indispensable analizar todos los tornillos de la estructura, es posible que debido a vibraciones se aflojen, si es así deben ajustarse.

Lubricación.

Una de las partes más importante del mantenimiento es la lubricación, que se lleva a cabo en los puntos y partes que se encuentran en constante fricción, dentro de los componentes a lubricar y engrasar se encuentran los rodamientos del brazo giratorio.

Cabe mencionar, que después de los trabajos de limpieza realizados a la máquina entera, ésta, debe quedar completamente seca para evitar oxidación en algunos elementos de la máquina, por esta razón, es que dichas partes deben estar siempre cubiertas con una capa de pintura que los proteja, y es recomendable que en un lapso de cada tres meses se realicen trabajos de pintura y en su caso agregar un nuevo recubrimiento.

La lubricación de la máquina y componentes es necesaria para disipar el calor, prevenir el desgaste y reducir la fricción.

Herramienta de mantenimiento.

A continuación se presenta una lista de las herramientas y otros elementos necesarios para realizar el mantenimiento básico de la despulpadora.

Martillo

Mazo de cabeza de plástico

Taladro portátil

Juego de brocas

Sierra manual

Juego de destornilladores

Pinzas

Alicates

Juegos de llaves

Pernos, tuercas y chumaceras más comunes para repuestos

Flexómetro

Multímetro digital

Cepillo de cerdas plásticas

Brochas

Grasa mineral y aceite lubricante

Manual de Funcionamiento

Tanque y brazo giratorio.

- Antes de poner en funcionamiento revisar la energía existente en el circuito para el calentamiento del tanque.
- Revise el nivel del líquido y la temperatura a la cual se encuentra.
- Revise que las salidas de drenaje no tengan goteras o fugas.
- Revise que el sistema eléctrico no tenga problemas o cables sueltos.
- Lubrique el polipasto y la estructura donde se desplaza horizontalmente

Una vez revisados estos ítems ponga en funcionamiento el sistema de calentamiento del tanque, revise que el control marque 60° y los quemadores se apaguen una vez que la temperatura descienda a 58° se vuelva a encender para mantener caliente el líquido.

Utilice el brazo giratorio con las cadenas o correas para levantar las partes a ser lavadas, en el caso de no ser necesario introduzca con cuidado en los recipientes de lavado para partes pequeñas, es necesario q las partes sean marcadas para un mejor reconocimiento en el momento de la distribución a las diferentes áreas de trabajo.

Controle el tiempo de lavado que no sobrepase las 2 horas ya que en los procesos actuales se demoran 8 horas.

Una vez cumplido este tiempo levante las partes lavadas y mantenga durante 5 minutos hasta que el líquido se escurra.

Luego se procede a enjuagar con la bomba de agua a presión.

Una vez realizada esta operación lubrique con aceite limpio las partes críticas o de funcionamiento del motor como ejemplo podemos nombrar la superficie plana, cilindros de block, muñequillas de cigüeñal y árbol de levas.

Debido a la excesiva cantidad de grasas, tierra, aceites, es necesario realizar una pre limpieza o descarbonización para evitar la acumulación excesiva de estos desechos en el fondo del tanque.

Para la limpieza o mantenimiento del tanque es necesario sacar todas las partes lavadas y evacuar mediante nuestro proveedor de desechos líquidos Biofactor y para los desechos más pesados o sólidos Incinerox.

Anexo 4

Tablas

Anexo 5

Proformas y Facturas