

**DISEÑO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS ASOCIADOS A
UNA PLANTA PILOTO DESTILADORA DE ACEITES ESENCIALES**

**MARIO ALEXANDER MALAGÓN VELA
ROQUE QUIROGA VARGAS**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2007**

**DISEÑO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS ASOCIADOS A
UNA PLANTA PILOTO DESTILADORA DE ACEITES ESENCIALES**

**MARIO ALEXANDER MALAGÓN VELA
ROQUE QUIROGA VARGAS**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

**OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA
Ingeniero Mecánico**

Codirectores

**ELENA E. STASHENKO
Ph.D Cromatografía**

**JAIRO RENÉ MARTINEZ
Ph.D Físicoquímica**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2007

DEDICATORIA

A Dios, por la oportunidad, la compañía y el cuidado que me brindo a lo largo de todos estos años para terminar con bien el fruto de mi esfuerzo.

A mi madre Mongui, por todo su sacrificio, todo lo que soy se lo debo a ella.

A mi novia, Rocío, por su inmenso amor, apoyo y por ser siempre mi constante motivación.

A la memoria de mi abuelito Luís Felipe, quien siempre me acompaño desde el cielo.

A mis amigos.

Mario Alexander Malagón Vela

DEDICATORIA

A Dios por brindarme fortaleza y sabiduría.

A mis padres, Adely Vargas y Temistocles Quiroga, por el gran amor que me brindan en todo momento, su colaboración incondicional, su paciencia mostrada a lo largo de mi carrera.

A mis hermanos, Saúl y Bercely por todo el apoyo recibido.

A mi director de proyecto, el Ing. Omar Gálvez Arocha por su orientación profesional, interés y dedicación en el desarrollo del proyecto.

Roque Quiroga Vargas

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por los dones de sabiduría, perdón, fortaleza, entendimiento y paciencia que me ha brindado.

A mi madre, quien con su infinito amor, apoyo incondicional y paciencia ha hecho de mí la persona que soy hoy día.

A Omar Gélvez Arocha, ingeniero mecánico, director del proyecto por su colaboración.

A mi compañero, Roque, por contar conmigo en la realización de este proyecto.

A los ingenieros Rubén Fontecha y Harbey Lizarazo, por su colaboración en la realización de este proyecto.

A los integrantes del centro de investigación de excelencia CENIVAM, por su apoyo y colaboración.

A mis amigos que me animaron y ayudaron siempre que los necesitaba.

Y en general a todas las personas que de una u otra forma colaboraron en la realización de este proyecto.

Mario Alexander Malagón Vela

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por los dones de sabiduría, perdón, fortaleza, entendimiento y paciencia que me ha brindado.

A mis padres por su gran amor, apoyo incondicional y paciencia han hecho de mí la persona que soy hoy día.

A mis hermanos por que siempre estuvieron pendientes.

A Omar Gálvez Arocha, ingeniero mecánico, director de proyecto por su colaboración.

A mi compañero, Mario Malagón, por contar con migo y su gran colaboración en la realización de este proyecto.

A los integrantes del centro de investigación de excelencia CENIVAM, por su apoyo y colaboración, especialmente al compañero Víctor Pérez quien también puso su empeño y tiempo en la realización de este proyecto.

A mis amigos, por ser como mis hermanos brindándome todo su apoyo a lo largo de mi carrera.

Y en general a todas las personas que de una u otra forma colaboraron en la realización de este proyecto.

Roque Quiroga Vargas

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN.....	1
1. GENERALIDADES.....	2
1.1 ACEITES ESENCIALES.....	2
1.2 PROCESO DE DESTILACIÓN.....	2
1.3 MÉTODOS PARA LA OBTENCIÓN DE ACEITES ESENCIALES	3
1.3.1 Destilación con agua (hidrodestilación).	3
1.3.2 Destilación con agua y vapor (vapor húmedo).....	4
1.3.3 Destilación directa con vapor (vapor seco)	5
1.4 COMPONENTES DE UN EQUIPO DE DESTILACIÓN.....	5
1.4.1 El Alambique.....	6
1.4.2 El condensador	7
1.4.3 Separador	7
1.4.4 La caldera generadora del vapor	8
1.5 SERVICIOS ASOCIADOS A UNA PLANTA DESTILADORA DE ACEITES ESENCIALES	8
1.5.1 Energía Eléctrica.....	8
1.5.2 Agua	8
1.5.3 Vapor	9
1.5.4 Gas natural	9

2. SISTEMA DE SUMINISTRO DE VAPOR	11
2.1 GENERACION DE VAPOR	11
2.1.1 Determinación del flujo de vapor.....	13
2.1.1.1 Pruebas llevadas a cabo por Tim Denny	13
2.1.1.2 Adaptación del tiempo de extracción.	14
2.1.1.3 Procedimiento para calcular el flujo másico de vapor	16
2.1.1.4 Datos del proceso.	17
2.1.1.5 Tiempo de calentamiento.....	19
2.1.1.6 Tiempo de extracción.....	21
2.1.1.6.1 Tiempo de extracción para herbáceas muy absorbentes.....	21
2.1.1.6.2 Tiempo de extracción para herbáceas ligeramente absorbentes... ..	22
2.1.2 Selección de la caldera.	24
2.1.2.1 Localización. La ubicación de la caldera en la planta es muy importante, ya que debe tener fácil acceso a los servicios de electricidad, agua y gas, además es conveniente que este instalada lo más cerca posible del destilador, para evitar perdidas de calor en el transporte del vapor por la tubería, pero en un ambiente separado por razones de seguridad.....	26
2.1.3 Selección de los quemadores	27
2.1.3.1.1 Análisis del calor útil.....	28
2.1.3.1.2 Análisis del calor perdido por las paredes.....	33
2.1.3.1.3. Calculo del calor perdido por gases de combustión y capacidad del quemador instalado.....	39
2.1.4 Funcionamiento del quemador atmosférico radial	42
2.1.5 Accesorios para el montaje de los quemadores	44
2.2 DISTRIBUCION DE VAPOR	48
2.2.1 Cabezal de vapor.....	48
2.2.1.1 Diseño del cabezal de vapor.....	48
2.3 TUBERÍA PARA VAPOR [5].....	54

2.3.1 Material de la tubería	56
2.3.2 Dimensionado de la tubería por velocidad	56
2.4 ACCESORIOS.....	59
2.4.1 Accesorios para tuberías	59
2.5 AISLAMIENTO DE LA TUBERIA.....	64
2.6 TRATAMIENTO DE AGUA	65
2.6.1 Control de dureza	66
2.6.2 Control de sílice	72
2.6.3 Alcalinidad.....	72
2.6.4 Gases disueltos.	73
2.6.5 PH.....	74
3. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	75
3.1 CÁLCULO TÉRMICO Y MECÁNICO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	75
3.1.1 Datos operativos	76
3.1.2 Datos derivados de criterio de diseño.....	78
3.1.3 Evaluación de la relación L/G.	79
3.1.4 Calculo del número de unidades de transferencia NTU.....	80
3.2 DETERMINACIÓN Y CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL RELLENO.....	83
3.3 SELECCIÓN DEL VENTILADOR	84
3.3.1 Caída de presión por el relleno	84
3.3.2 Caída de presión por ventanas de aireación.....	86
3.4 ESTRUCTURA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	88
3.5 SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	89

3.5.1 Características de la torre	90
4. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA GRUA MOVIL	92
4.1 FACTORES DE DISEÑO.....	92
4.2 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO	93
4.2.1 Descripción general de las alternativas consideradas	93
4.2.3 Selección de los materiales	96
4.3. PARTES PRINCIPALES DE LA GRÚA MÓVIL.....	97
4.4. DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA GRÚA.....	98
4.5. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS COMPONENTES DE LA GRÚA MÓVIL	99
4.5.1. Pluma.....	99
4.5.2. Mástil.....	100
4.5.3. Puentes.....	101
4.5.4. Zócalo y ruedas.	102
4.6. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA	104
4.6.1. Fuerzas debidas a la Carga móvil.....	104
4.6.1.1. Pluma (viga superior).....	104
4.6.1.2. Puente superior (elemento 2).....	105
4.6.1.3. Mástil (elemento 3)	106
4.6.1.4. Puente inferior (elemento 4).....	108
4.6.1.5. Zócalo (elemento 5)	109
4.6.2. Fuerzas debidas a la carga permanente.....	112
4.6.3. Dimensionamiento de los elementos de la grúa	122
4.6.4. Capacidad de carga de la grúa	141
4.6.5. Normativa aplicable	141

4.7. MANTENIMIENTO DE LA GRÚA	141
4.7.1 Mantenimiento de los accesorios.....	141
4.7.2 Inspección.....	141
4.8 MEDIDAS DE SEGURIDAD	142
4.8.1 Atropamiento/atropello.....	143
4.8.2 Caída o desprendimiento de materiales.....	143
4.8.3 Vuelco / desplome	143
4.8.4 Golpes / choques	143
4.8.5 Contactos eléctricos directos	144
5. COSTOS DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS PARA LA PLANTA DE DESTILACIÓ DE ACEITES	145
5.1 SISTEMA DE SUMINISTRO DE VAPOR	145
5.1.1 Suministro de Tuberías, Accesorios Y Elementos De Control.	146
5.2 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	148
5.3 SISTEMA DE CARGA Y DESCARGA	148
5.4 COSTO TOTAL	149
6. PRUEBAS REALIZADAS CON EL EQUIPO PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES	150
CONCLUSIONES	152
RECOMENDACIONES.....	153
BIBLIOGRAFÍA.....	154
ANEXOS.....	157

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Método de destilación por hidrodestilación	4
Figura 2. Método de destilación agua vapor	4
Figura 3. Método de destilación arrastre con vapor	5
Figura 4. Unidades básicas de un sistema de extracción de aceites esenciales	6
Figura 5. Esquema de la planta destiladora de aceites esenciales.....	123
Figura 6. Caldera Tecnick 6 B.H.P con equipo de alimentación de agua	26
Figura 7. Cuarto de caldera	27
Figura 8. Balance de calor presente en el destilador	28
Figura 9. Balance de calor, para el fondo de la placa del destilador.....	29
Figura 10. Emisividad del CO ₂ , a una atmósfera, en función de la temperatura del gas	31
Figura 11. Emisividad del vapor de agua, a una atmósfera, en función de la temperatura del gas	31
Figura 12. Hogar de los quemadores.....	34
Figura 13. Balance de calor general para el hogar de los quemadores.....	34
Figura 14. Factor de corrección para la emisividad del CO ₂	36
Figura 15. Factor de corrección para la emisividad del H ₂ O	36
Figura 16. Factor de corrección para la mezcla de CO ₂ y vapor de agua.	37
Figura 17. Disposición de los quemadores atmosféricos radiales	41
Figura 18. Esquema de funcionamiento de un quemador atmosférico.	42
Figura 19. Sistema de encendido de los quemadores	44
Figura 20. Elementos del sistema de encendido eléctrico	44
Figura 21. Encendedor electrónico (transformador).....	45
Figura 22. Bujía de encendido	45
Figura 23. Interruptor encendido.....	46

Figura 24. Perilla.....	46
Figura 25. Válvula.....	46
Figura 26. Montaje del regulador de gas	47
Figura 27. Montaje de los quemadores de gas en el destilador.....	47
Figura 28. Cabezal de vapor para una caldera.....	48
Figura 29. Grafica de dimensionamiento de tubería para vapor-velocidad ..	49
Figura 30. Cabezal elipsoidal del cabezal de vapor.....	51
Figura 31. Suministros del cabezal de vapor.....	52
Figura 32. Dimensiones recomendadas del colector de drenaje	53
Figura 33. Colector de condensados del cabezal	53
Figura 34. Placa base.....	54
Figura 35. Cabezal de vapor.....	54
Figura 36. Grafica de dimensionamiento de tubería para vapor – velocidad	57
Figura 37. Montaje de la tubería de vapor	58
Figura 38. Tubería de retorno de condensados.....	61
Figura 39. Regulador de gas de segunda etapa.....	61
Figura 40. Suministros al destilador.....	61
Figura 41. Montaje de los tapones en cabezal de vapor.....	62
Figura 42. Montaje del filtro	63
Figura 43. Manómetro de carátula	63
Figura 44. Montaje termómetro en el destilador.....	63
Figura 45. Montaje del visor de nivel	64
Figura 46. Suavizador de agua para caldera	72
Figura 47. Diagrama entalpía-temperatura para la solución numérica	83
Figura 48. Dimensiones de las ventanas de succión de la torre.....	87
Figura 49. Estructura básica de la torre de enfriamiento	89
Figura 50. Grúa giratoria de columna	94
Figura 51. Grúa pórtico	94
Figura 52. Grúa hidráulica	95
Figura 53. Diseño final de la grúa móvil.....	96

Figura 54. Elementos de la grúa.....	98
Figura 55. Cotas generales de la grúa.....	98
Figura 56. Pluma.....	100
Figura 57. Mástil	100
Figura 58. Puente superior y puentes inferiores	101
Figura 59. Conjunto Zócalo y Ruedas.....	102
Figura 60. Polipasto manual	103
Figura 61. Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la pluma.....	104
Figura 62. Diagrama de cargas de la pluma	105
Figura 63. Diagrama de cargas puente superior.....	105
Figura 64. DCL del mástil	106
Figura 65. Reacciones a calcular (programa)	107
Figura 66. Diagrama de cargas del mástil	108
Figura 67. Diagrama de cargas del puente inferior.....	109
Figura 68. DCL del zócalo	109
Figura 69. Reacciones a calcular (programa)	110
Figura 70. DCL final del zócalo.....	111
Figura 71. Diagrama de cargas del zócalo	111
Figura 72. DCL de la grúa.....	112
Figura 73. DCL de la pluma	113
Figura 74. DCL del pasador B.....	114
Figura 75. Diagrama de cargas de la pluma	114
Figura 76. Diagrama de cargas del puente superior.....	115
Figura 77. DCL del mástil	116
Figura 78. Reacciones a calcular (programa)	116
Figura 79. DCL del pasador D	117
Figura 80. Diagrama de cargas del mástil	119
Figura 81. Diagrama de cargas del puente inferior.....	120
Figura 82. DCL del zócalo	120
Figura 83. Reacciones a calcular (programa)	121

Figura 84. Diagrama de cargas del zócalo	121
Figura 85. Ruedas y su base	130
Figura 86. Polipasto	131
Figura 87. DCL orejas del mástil (parte central).....	132
Figura 88. Oreja de izaje para la carga.....	134
Figura 89. DCL placa base del mástil (carga móvil).....	135
Figura 90. DCL placa base del mástil (carga permanente).....	136
Figura 91. DCL sección placa base	137
Figura 92. DCL junta a cortante simple (carga permanente y móvil)	138
Figura 93. DCL junta a cortante simple (carga permanente y móvil)	139
Figura 94. Elemento para manipular la dirección de la grúa.....	140

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Prueba realizada por Denny con lavanda	14
Tabla 2. Datos del proceso de destilación	18
Tabla 3. Tiempo de Calentamiento	21
Tabla 4. Tiempo de extracción para herbácea muy absorbente	22
Tabla 5. Tiempo de extracción herbácea ligeramente absorbente	23
Tabla 6. Flujo másico requerido de la caldera	24
Tabla 7. Resultado $T_{s,1}$	30
Tabla 8. Resultado cálculos de T_g	33
Tabla 9. Resultado del calor perdido por las paredes.....	38
Tabla 10. Resultado del calor suministrado por los quemadores.....	40
Tabla 11. Características de los quemadores atmosféricos	42
Tabla 12. Especificaciones de tubería cd 40	55
Tabla 13. Lista de Accesorios	60
Tabla 14. Espesor optimo de tuberías	65
Tabla 15. Rango de dureza del agua.....	67
Tabla 16. Cálculos de integración numérica	81
Tabla 17. Rendimiento de rellenos para tipos de torres.....	85
Tabla 18. Condiciones de operación de una torre de enfriamiento PROTON	89
Tabla 19. Fuerzas en los elementos (barras) de la grúa.....	122
Tabla 20. Características tubo de diámetro 4"	124
Tabla 21. Características tubo de diámetro 1,5"	126
Tabla 22. Características tubo de diámetro 3"	130
Tabla 23. Costo de los equipos involucrados en la generación y suministro de vapor.....	145
Tabla 24. Lista de tuberías, accesorios y elementos de control.....	146
Tabla 25. Costo de la torre de enfriamiento.....	148

Tabla 26. Costo del sistema de carga y descarga	148
Tabla 27. Costos totales involucrados en el proyecto.....	149
Tabla 28 Resultado de algunas pruebas realizadas con el equipo de destilación de la planta piloto.	151

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. TIEMPO DE EXTRACCIÓN EN ACEITES SUPERFICIALES.....	157
Anexo B. COTIZACION CALDERA TECNIK	161
Anexo C. AISLANTE.....	167
Anexo D. DATOS TÉCNICOS DE LAS TUBERIAS.....	173
Anexo E. TRAMPA DE VAPOR TERMODINÀMICA.....	176
Anexo F. PRUEBAS PRELIMINARES PARA CÁLCULO DEL FACTOR K_{xa} DEL RELLENO DE LA TORRE DE ENGRAMEIENTO	179
Anexo G. TABLAS DE ENTALPIAS.....	186
Anexo H. FICHA TECNICA DEL EXTRACTOR DE AIRE	189
Anexo I. COTIZACION TORRE DE 20 GPM	192
Anexo J. PRINCIPIOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS ARMADURAS DE LAS MAQUINAS DE ELEVACIÓN.....	195
Anexo K. TENSIONES DE TRABAJO RECOMENDABLES EN KG/CM^2 NORMA DIN 1050	204
Anexo L. RUEDAS O RODACHINES	207
Anexo M. FOTOS DE CONSTRUCCION DE LA GRUA.....	209
Anexo N. PLANOS DISTRIBUIDOR DE VAPOR.....	211
Anexo O. PLANOS DE LA GRUA.....	213
Anexo P. PLANOS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	218

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO SELECCIÓN Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS ASOCIADOS A UNA PLANTA DESTILADORA DE ACEITES ESENCIALES.*

AUTORES:

Mario Alexander Malagón Vela**
Roque Quiroga Vargas

PALABRAS CLAVES:

Aceites esenciales, hidrodestilación, destilación agua/vapor, destilación arrastre con vapor, caldera, diseño, construcción.

DESCRIPCIÓN

El objetivo de este proyecto es el diseño, selección y montaje de los servicios asociados a una planta piloto destiladora para la obtención de aceites esenciales, la cual funciona en el Centro Nacional de Investigaciones para la Agro industrialización de Especies Vegetales, Aromáticas y Medicinales Tropicales, cuyas instalaciones funcionan en la Universidad Industrial de Santander.

La producción de aceites esenciales es una actividad de gran tradición en muchos países y tienen una amplia comercialización en el mercado mundial, dado que la flora nativa, los frutos, las hojas de árboles, he incluso las malezas sirven de materia prima para su elaboración, este mercado se constituye en una importante opción de negocios para nuestro país y una alternativa para el agro Colombiano.

Con el fin de determinar variables necesarias para la construcción de plantas de extracción a nivel industrial, es necesaria la construcción de un equipo de pruebas a nivel de planta piloto que junto con los datos de laboratorio permita obtener unas bases sólidas para el crecimiento de esta industria; siendo este un patrón que servirá para futuras construcciones de equipos de destilación en diferentes regiones de nuestro país ya que según estudios de la producción de aceites esenciales se obtiene una rentabilidad alta buscando iniciar esta nueva industria.

Los equipos diseñados y construidos producto de este proyecto, logran suministrar los servicios de vapor para los métodos de hidrodestilación, destilación agua/vapor y destilación por arrastre con vapor por medio de una caldera y unos quemadores atmosféricos, donde inicialmente se determinó el flujo de vapor requerido para el proceso según la carga de material vegetal y el sistema de enfriamiento del agua en el equipo de condensación por medio de una torre de enfriamiento adicionalmente un sistema de carga y descarga del material vegetal a través de una grúa portátil de operación manual.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Ing. Omar Gelvez Arocha.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN SELECTION AND ASSEMBLY OF THE SERVICES ASSOCIATED TO A PLANT DISTILLER OF OILS ESSENTIALS*

AUTHORS:

Mario Alexander Malagón Vela**
Roque Quiroga Vargas

KEY WORDS:

Essential oils, hydrodistillation, water distillation, steam distillation, still, boiler, design, construction.

DESCRIPTION:

The objective of this project is the design, selection and assembly of the services associated to a plant steer distiller for the obtaining of oils essentials, which works in the National Center of Investigations for the Agriculture industrialization of Tropical Vegetable, Aromatic and Medicinal Species whose facilities work in the Industrial University of Santander.

The production of essential oils is an activity of great tradition in many countries and has a wide commercialization in the world market, due to the native flora, fruits, vegetables, leaves of trees and shrub even serve as raw material for its elaboration, this market is constituted in an important option of thr business for our country and an alternative for the Colombian agriculture.

With the purpose of determining necessary variables for the construction of extraction plants at industrial level, it is necessary the construction of tests equipment at a level pilot plant together with the laboratory data allow obtaining some solid bases for the growth of this industry; It is a pattern that will serve for constructions future of equipments distillation in different regions our country according to studies of the essential oils production is obtained a high profitability looking for to begin in this new industry.

The designed teams and built product of this project, they are able to give the services of vapor for the hydrodistillation methods, water distillation, steam distillation and distillation for haulage with vapor by means of a boiler and some atmospheric burners, Initially the steam mass flow was determined, it required for the process to the load of vegetable material and the system of cooling of the water in the condensation team by means of a tower of shot cooling induced a load system additionally and it discharges of the vegetable material through a portable crane of manual operation.

* Degree Work

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Ing. Omar Gelvez Arocha.

INTRODUCCIÓN

Con el objetivo de contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de atender las necesidades de la comunidad, grupos de investigación y de participar activamente en un proceso de cambio por el progreso y mejor calidad de vida de la misma, se desarrolla este trabajo de grado para dar solución a una necesidad que se presenta en CENIVAM (Centro nacional de investigaciones para la agro industrialización de especies vegetales aromáticas y medicinales tropicales) y que involucra de manera interdisciplinaria las escuelas de Química e Ingeniería Mecánica.

La construcción de la planta piloto para la obtención de los aceites esenciales tiene como propósito fomentar una nueva alternativa económica para el desarrollo del país, debido a que la producción de derivados de plantas medicinales y aromáticas es una actividad de gran tradición en muchos países, pero no en Colombia pues se le ha dado más importancia a cultivos como el café o el banano, los cuales en la medida en que han perdido rentabilidad han afectado la calidad de vida de la población campesina que muchas veces opta por cultivos ilícitos creando nuevos conflictos. Es necesario entonces crear la infraestructura que permita explotar en forma racional esa flora poco conocida que puede hacer grandes aportes a la farmacología, la perfumería o la cosmetología debido a que, los aceites esenciales tienen amplia comercialización en el mercado mundial, sus precios son muy variables y dependen en gran medida de la calidad del aceite, muchos países, desarrollados o no, usan ampliamente las plantas medicinales en sus sistemas de salud, los aceites esenciales se aplican en la industria alimentaria como aromas o saborizantes y, sobre todo, en la industria farmacéutica y de perfumes. Menos conocida pero de igual importancia es su uso como agroquímicos, la mayor parte de los aceites se extraen de vegetales de distintas zonas agro climáticas. La flora nativa, las frutas, las hortalizas, las hojas de

árboles y arbustos e incluso las malezas sirven de materia prima para su elaboración.

Debido a estas razones se fundamenta este proyecto de grado titulado “Diseño, selección y montaje de los servicios asociados a una planta piloto destiladora de aceites esenciales” realizándose la construcción y el montaje de los servicios de generación de vapor, transporte de vapor, tratamiento de agua para la generación de vapor, sistema de enfriamiento y sistema de carga y descarga para un equipo de destilación con capacidad de 50 kg de material vegetal que permite la extracción de aceites esenciales, la cual funcionará en las instalaciones de la UIS y cuyo beneficiario directo es CENIVAM, el cual financió en su totalidad el proyecto, para seguir ampliando la investigación en la obtención de aceites esenciales pero ya desde un campo más industrial y no a escala de laboratorio como se venía realizando.

En el capítulo 1 se presenta una breve descripción de los aceites esenciales, su aplicación, los diferentes métodos de obtención, los elementos básicos de un equipo de destilación y los servicios que se involucran en una planta de destilación.

El capítulo 2 presenta el sistema de suministro de vapor, transporte y tratamiento de agua para la generación de vapor.

En el capítulo 3 se presenta el diseño y selección del sistema de enfriamiento de agua proveniente del condensador.

El capítulo 4 presenta el diseño y construcción del sistema de carga y descarga del equipo de destilación, el cual, consiste en una grúa portátil, la cual se adapta a otras necesidades dentro de la planta.

En el capítulo 5 se presenta el análisis de costos que incluye la construcción y el montaje de los servicios para el proceso de destilación de aceites esenciales.

Finalmente se presenta un capítulo 6 con algunos resultados obtenidos en las pruebas realizadas a la planta piloto, por parte del grupo de investigadores del CENIVAM.

1. GENERALIDADES

1.1 ACEITES ESENCIALES

Los aceites esenciales son una mezcla de componentes volátiles, producto del metabolismo secundario de las plantas. Las esencias son mezclas más o menos complejas en cuya composición entra una porción de hidrocarburos de la serie polimetilénica del grupo de los terpenos que responden la fórmula $(C_5H_8)_n$ (monoterpenos, $n=2$; sesqui terpenos, $n=3$; di terpenos, $n=4$; etc.) junto con otros compuestos casi siempre oxigenados (alcoholes, éteres, ésteres, aldehídos y compuestos fenólicos) que son los que transmiten a los aceites esenciales el aroma que los caracteriza. Se les llama aceites por su apariencia física y consistencia que es bastante parecida a los aceites grasos, pero se distinguen de ellos, porque al dejar caer unas gotas de esencia sobre el papel, éstas se volatilizan fácilmente sin dejar ninguna huella ni mancha grasosa.

Los aceites esenciales se utilizan para dar sabor y aroma al café, el té, los vinos y las bebidas alcohólicas. Son los ingredientes básicos en la industria de los perfumes y se utilizan en jabones, desinfectantes y productos similares. También tienen importancia en medicina, tanto por su sabor como por su efecto calmante del dolor y su valor fisiológico.[21]

1.2 PROCESO DE DESTILACIÓN

La esencia es una sustancia altamente aromática producida por las plantas en células especiales. Se convierte en aceite esencial tras la destilación, que es el principal método para extraer de las plantas los aceites esenciales. La destilación puede ser directa, cuando la planta (raíces, ramas, hojas, pétalos) se coloca en agua que se calienta hasta la ebullición o destilación al vapor, cuando la planta se coloca sobre una rejilla y se calienta el agua por debajo pasando el vapor a

través de ella. El calor y el vapor rompen las células vegetales que contienen aceite esencial y se libera la esencia en forma de vapor que junto con el vapor de agua y a través de un tubo pasa por un condensador donde los vapores se convierten de nuevo en líquidos que se recogen en un recipiente de separación al final del proceso: el vapor se condensa en un destilado acuoso (agua floral o herbal, denominado hidrolato) y la esencia de la planta en un aceite esencial que, por ser más ligero que el agua, asciende a la zona superior del recipiente y puede separarse fácilmente de la parte acuosa.[2]

1.3 MÉTODOS PARA LA OBTENCIÓN DE ACEITES ESENCIALES

Los aceites esenciales se obtienen por uno de los métodos siguientes:

- Destilación en corriente de vapor.
- Extracción con disolventes volátiles.
- Presión a mano o a maquina (aceite de limón).
- Enflorado, proceso en el cual se utiliza grasa como disolvente.
- Extracción con fluidos supercríticos.

En la práctica el productor rural encontrará que el método más adaptado a sus posibilidades es la destilación en corriente de vapor, el cual presenta tres alternativas para ser utilizado, los cuales se describen a continuación:

- Destilación con agua (hidrodestilación).
- Destilación con agua y vapor (vapor húmedo).
- Destilación directa con vapor (vapor seco).

1.3.1 Destilación con agua (hidrodestilación). Las hierbas entran en contacto directo con el agua hirviendo (ver figura 1), es una especie de cocimiento donde el material cargado flota o se sumerge según la densidad. El sistema de calentamiento del agua puede ser, a fuego directo, camisa de vapor o serpentinas cerradas con circulación de vapor.

Este sistema de extracción es particularmente empleado en zonas rurales que no cuentan con instalaciones auxiliares para la generación de vapor. En la hidrodestilación el material siempre debe encontrarse en contacto con el agua. Un factor de especial importancia a considerar es que, si el calentamiento del alambique es de fuego directo, el agua presente en el alambique deberá ser suficiente y permanente para llevar a cabo toda la destilación a fin de evitar el sobrecalentamiento y carbonización del material vegetal, dado que esta situación provoca la formación de olores desagradables en el producto final. El material vegetal en el alambique debe ser mantenido en constante agitación a fin de evitar aglomeraciones o sedimentación del mismo en el fondo del recipiente, lo cual puede provocar su degradación térmica.

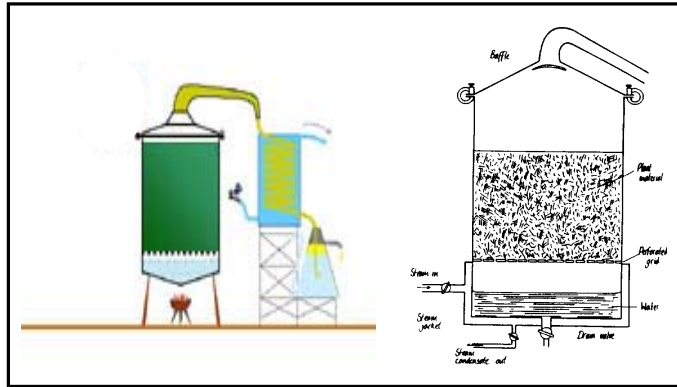
Figura 1 Método de destilación por hidrodestilación



Fuente [20]

1.3.2 Destilación con agua y vapor (vapor húmedo). Las hierbas se colocan sobre un fondo perforado o criba ubicado a cierta distancia del fondo de un tanque llamado retorta. La parte mas baja de esta contiene agua hasta una altura algo menor que el nivel de la criba. El calentamiento se produce con vapor saturado que se provee de una fuente de calor que compone el equipo, el cual fluye mojado y a una baja presión, penetrando a través del material vegetal. (ver figura 2).

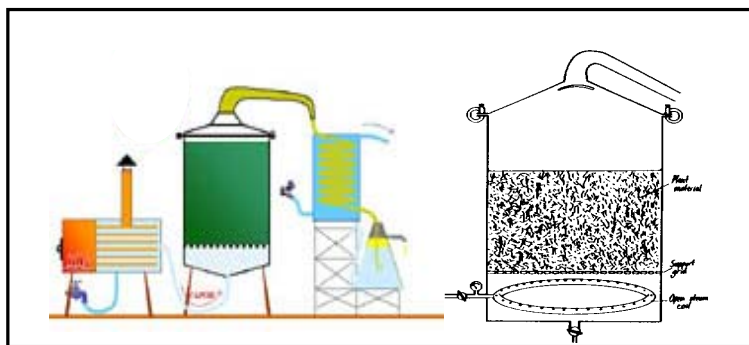
Figura 2. Método de destilación agua vapor



Fuente [22]

1.3.3 Destilación directa con vapor (vapor seco). La destilación directa con vapor, es similar a la destilación con agua y vapor, pero en el fondo de la retorta no hay agua (ver figura 3). El vapor saturado o sobre calentado es provisto por una caldera y a presiones más elevadas que la atmosférica, se inyecta por medio de serpentinas cribadas que están debajo de la carga y se dirige hacia arriba, atravesando la masa vegetal colocada sobre una parrilla interior.

Figura 3. Método de destilación arrastre con vapor



Fuente [22]

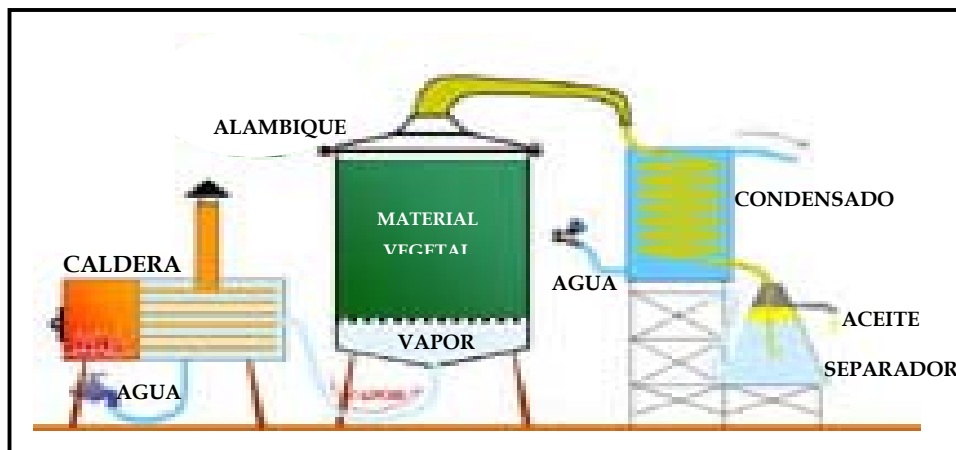
1.4 COMPONENTES DE UN EQUIPO DE DESTILACIÓN

El equipo para destilar debe ser tal que permita la ejecución del método más conveniente sin importar el material vegetal del que se quieran destilar sus

esencias. Un equipo de destilado consta de cuatro elementos básicos: (ver Figura 4).

- ✓ La retorta o alambique propiamente dicho
- ✓ El condensador
- ✓ Separador
- ✓ La caldera generadora del vapor

Figura 4. Unidades básicas de un sistema de extracción de aceites esenciales



Fuente [22]

1.4.1 El Alambique. Es el componente donde se deposita el material a destilar. Consiste en un tanque cilíndrico de un diámetro igual o algo inferior a la altura del mismo, que tiene en la parte superior una tapa que debe ser asegurada y con cierre hermético, saliendo de su centro un tubo llamado "cuello de cisne" que es el conductor del vapor hacia el condensador, este tubo de conexión debe ser amplio de acuerdo a la rapidez de destilación.

El alambique se construye en diversos materiales, cuyo espesor es variable según el trabajo, el material mas utilizado para la fabricación de éste equipo es el acero inoxidable.

1.4.2 El condensador. Se localiza continuo al destilador y es por medio de éste componente donde el vapor y los productos volátiles vuelven a su estado líquido. El condensador más usado es el compuesto por un serpentín que se ubica en un tanque, aunque hay condensadores tubulares que son más eficientes en el trabajo, en el que corre agua fría que entra por la parte inferior y asciende en sentido contrario a los vapores de agua y aceite esencial que circulan por los tubos.

Los tubos que forman este aparato se colocan en forma vertical u horizontal, su forma, longitud y diámetro dependen de la condensación de las esencias que se procesan.

El agua de enfriamiento debe ser potable en lo posible, porque se eliminan así las probables incrustaciones y depósitos, cuando están cargadas con sales. Los mejores tubos son los construidos en acero inoxidable, pues evitan coloraciones indeseables en la esencia obtenida.

1.4.3 Separador. Llamado también frasco florentino, son aquellos dispositivos destinados a realizar la separación de un aceite esencial del vapor de agua condensado que se utilizó para su extracción del material vegetal, su diseño varía dependiendo de la densidad del aceite que se está extrayendo, ya que debido a las características propias de los aceites esenciales, se pueden dividir en dos grandes grupos, “aceites esenciales pesados” y “aceites esenciales ligeros”. Esta división se basa en que los aceites esenciales tienen una densidad muy cercana a la del agua, denominándose “aceites esenciales pesados” a aquellos aceites esenciales cuya densidad es mayor a la densidad del agua y por consiguiente se depositan en la parte inferior del separador. Por lo contrario, los “aceites esenciales ligeros” son aquellos aceites esenciales que tienen una densidad menor a la densidad del agua y que por lo tanto se acumulan en la superficie de la misma.

1.4.4 La caldera generadora del vapor. El generador de vapor es el equipo auxiliar que provee de vapor de agua al equipo de extracción. Un generador de vapor se puede definir como “una serie de dispositivos que aprovechando el poder calorífico de un combustible producen vapor”. La capacidad de un generador de vapor se expresa en Caballos Caldera (CC), y para definir este término, se dice que un generador de vapor tiene una capacidad de un caballo caldera, cuando es capaz de producir 15.65 kg/hr (34.5 lb/hr) de vapor saturado a 100°C, utilizando agua de alimentación a la misma temperatura. Para calderas de gran tamaño también se puede expresar la capacidad en kg/hr de vapor a kcal/hr del vapor.

1.5 SERVICIOS ASOCIADOS A UNA PLANTA DESTILADORA DE ACEITES ESENCIALES

1.5.1 Energía Eléctrica. La planta requiere de electricidad para, el sistema de bombeo de agua del tanque alimentador de la caldera, el sistema de control automático de la misma, el ventilador del quemador, el sistema de encendido de los quemadores de gas natural atmosféricos, el ventilador de la torre de enfriamiento, el sistema de bombeo de la torre de enfriamiento, el sistema de iluminación de la planta física y en la parte de laboratorio para computadores, equipos de secado y sistemas de refrigeración.

1.5.2 Agua. La planta emplea agua para la producción de vapor en la caldera, en el condensador, lavado de los equipos y en las actividades de higiene y aseo de la planta física.

Instalando una torre de enfriamiento para recircular el agua empleada el proceso de condensación, se logra disminuir el requerimiento de esta empleada para tal propósito, esto se debe a que la cantidad de agua empleada en la condensación es recirculada haciéndole un enfriamiento en la torre.

1.5.3 Vapor. El vapor se requiere para el proceso de destilación, este puede ser obtenido por medio de la caldera o por los quemadores instalados en el fondo del alambique.

En el proceso de destilación de los aceites esenciales el vapor requerido, es el necesario para arrastrar los aceites, más el que se condensa en el alambique. En total este requerimiento de vapor para una carga de 50 kg de material vegetal es aproximadamente de 50 kg/hora, para tal propósito se utiliza la caldera.

1.5.4 Gas natural. Es el combustible utilizado por la caldera, los quemadores atmosféricos del destilador. Este es más económico comparado con el ACPM que es otra alternativa, pero el gas produce cantidades muchísimo menores de desechos (humo, hollín, compuestos volátiles tóxicos) que otros combustibles (ACPM, fuel oil, gasolina, leña, carbón, etc.), la utilización masiva de gas natural significa mejorar notablemente la calidad del aire en el ambiente ya que es un combustible limpio y no contaminante.

Las características del gas natural varían algo de un lugar a otro, cuando se quema 1 ft³ de gas natural produce un calor de aproximadamente 1050 Btu (9344 Kcal/m³), para obtener esta combustión se requiere un volumen de aire diez veces superior, la temperatura de ignición del gas natural (metano) esta situada entre los 1100 y los 1200 °F (593 – 649 °C), la llama piloto debe facilitar este calor que es la temperatura mínima para lograr el encendido. Para determinar el gas que se consume por hora en una instalación normal de gas natural se utiliza la siguiente formula:

$$\frac{\text{Capacidad_del_calentador_en_BTU/hora}}{\text{Capacidad_calorifica_del_gas_en_Btu/ft}^3} = \text{ft}^3 / \text{hora} \quad [3]$$

Por ejemplo, la capacidad del quemador o calentador es de 100.000 Btu/hora (25.200 kcal/hora) y el poder calorífico del gas es de 1050 Btu/ft³ (9344 Kcal/m³) por lo tanto el consumo de gas necesario por hora será de:

- $\frac{100.000[Btu/hora]}{1050[Btu/ft^3]} = 95,2[ft^3/hora]$ de gas natural.
- $\frac{25.200[Kcal/hora]}{9344[Kcal/m^3]} = 2,7[m^3/hora]$ de gas natural.

2. SISTEMA DE SUMINISTRO DE VAPOR

La generación de vapor para el proceso de destilación de plantas aromáticas en la obtención de aceites esenciales varía según el método que se quiera utilizar en el destilador diseñado, el cual ofrece la posibilidad de aplicar los tres métodos (Hidrodestilación, destilación agua vapor destilación arrastre con vapor)

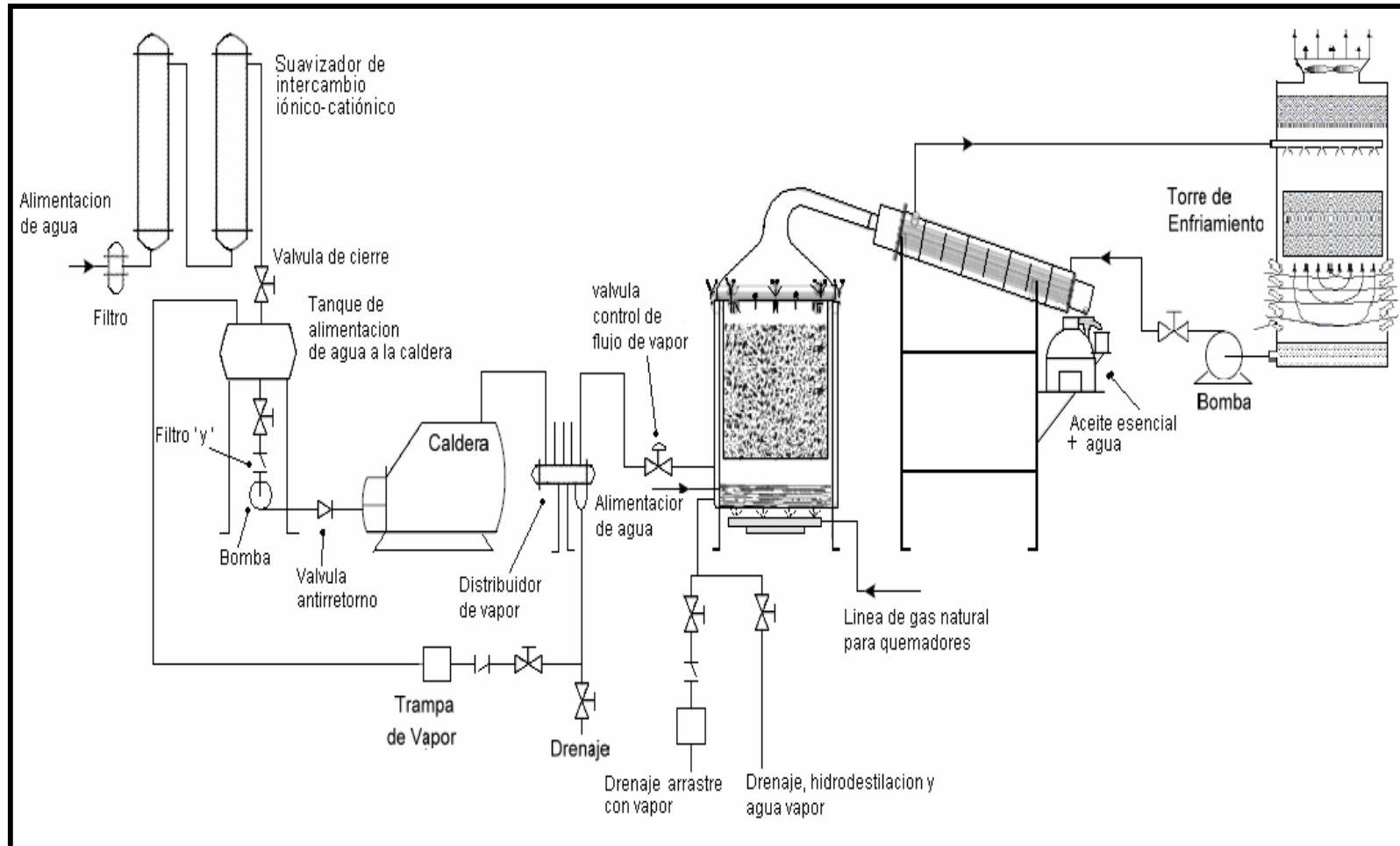
2.1 GENERACION DE VAPOR

Para la generación de vapor en el proceso de destilación, es necesario conocer el flujo masico de vapor que se requiere, el cual depende de la cantidad y tipo de material vegetal a destilar, a continuación se muestra un esquema del proceso de generación de vapor y su aplicación en la planta destiladora.

De acuerdo al método de destilación utilizado, hay dos formas para la generación del vapor, para lo cual se utilizan los siguientes equipos.

- **Caldera:** Es utilizada para el método de destilación arrastre con vapor.
- **Quemadores radiales atmosféricos:** Los cuales se utilizan para los métodos de hidrodestilación y destilación agua vapor.

Figura 5. Esquema de la planta destiladora de aceites esenciales



Fuente: Los autores del proyecto

2.1.1 Determinación del flujo de vapor. Al determinar el vapor que debe ser suministrado para el proceso de destilación se tuvo en cuenta el procedimiento sugerido por TIM DENNY [8], quien llevó a cabo experimentos con plantas de lavanda y menta para la obtención de aceites esenciales, los cuales arrojaron parámetros a seguir para las demás plantas con características similares.

2.1.1.1 Pruebas llevadas a cabo por Tim Denny. En la Tabla 1 se muestra las condiciones a las que se llevó una de las pruebas con lavanda. Estas condiciones junto con los valores obtenidos en dicha prueba (cantidad de agua y aceite recogido a la salida del condensador en un tiempo determinado) se tomaron como valores estándar y sirven como referencia para el cálculo del tiempo de extracción de una herbácea similar a condiciones diferentes (densidad, masa de material vegetal y altura de la carga).

El tiempo total registrado en la Tabla 4 (segunda columna) corresponde al tiempo de extracción. Este tiempo se define como aquel período que va desde el momento en que empieza a producirse aceite esencial hasta el momento en que éste aceite se agota. El tiempo de extracción, T_e para herbáceas muy absorbente como la lavanda, depende de dos parámetros que son únicos de cada herbácea¹. Estos son el *tiempo básico*, t y el *parámetro de incremento de la cantidad de aceite por unidad de altura de la carga*, s . Matemáticamente:

$$T_e = t \cdot \sqrt{1 + \frac{H}{s}}$$

Donde H es la altura de la carga en el destilador.

¹ En el Anexo A se explica con detalle la deducción del tiempo de extracción en función de t y s .

Tabla 1. Prueba realizada por Denny con lavanda

DETALLES DE LA CARGA	Hora a la que se recogió el condensado	Fracción de Agua en ml	Fracción de Aceite en ml	Progreso del aceite producido en ml
No. 978/75	1503	2300	475	
Masa: 301 kg	1505	5805	1005	1480
Área de la sección transversal: 1,026 m ²	1507	5900	545	2025
	1509	5950	253	2278
Flujo másico de vapor: 3,17 kg/min.	1511	6045	144	2422
Densidad de Empacado: 308 kg/m ³	1513	5520	79	2501
	1515	5485	63	2564
	1517	5485	46	2610
	1519	6130	36	2646
Altura de la carga: 0.95 m	1521	6140	27	2673
	1523	6150	17	2690
	1525	6150	12	2702

Fuente: DENNY, Tim. Field distillation for herbaceous oils. Pág. 52.

El tiempo básico, t y el parámetro de incremento de aceite, s , fueron deducidos comparando los tiempos de extracción de dos pruebas T_{e1} y T_{e2} con diferentes alturas H_1 y H_2 :

$$\frac{T_{e1}}{T_{e2}} = \sqrt{\frac{1+(H_1/s)}{1+(H_2/s)}}$$

$$t = T_{e1} \cdot \sqrt{\frac{s}{s+H_1}}$$

2.1.1.2 Adaptación del tiempo de extracción. Partiendo de un proceso de referencia (prueba estándar) se puede adaptar los parámetros que definen el tiempo de extracción a las condiciones de diseño. Estos parámetros se modifican cuando la densidad de referencia es diferente a la densidad de empaque del material vegetal que se quiere procesar.

1) Para el parámetro t la corrección se hace dividiendo el tiempo básico que obtuvo Denny por F_{cd} (factor de corrección por densidad). F_{cd} depende de la masa de material vegetal (M_h), de la densidad de empaque utilizada en las pruebas (ρ_l para la lavanda y ρ_m para la menta), de la altura de la carga (H) y del área transversal a la dirección del flujo de vapor (A). Para el caso de la lavanda F_{cd} se calcula como:

$$F_{cd} = \frac{(A - 0.00664 \cdot (\rho_l \cdot H \cdot A)^{2/3})}{(A - 0.00664 \cdot (M_h)^{2/3})}$$

2) La altura H se modifica multiplicando su valor por la relación de densidades como:

$$H_v = H \cdot \frac{\rho}{\rho_l}$$

Donde H_v es la altura virtual, es decir, la altura de la carga a la densidad de referencia. ρ es la densidad empaque de diseño.

3) El parámetro de *incremento* de aceite esencial, s , se modifica cuando el rendimiento por kilo, R_d [ml de aceite producido / kg de material vegetal] de diseño es diferente del rendimiento por kilo obtenido en las pruebas de Denny, R . El valor de s varía inversamente con el cambio en el rendimiento, es decir:

$$s_c = s \cdot \frac{R}{R_d}$$

Donde s_c es el parámetro corregido y s es el parámetro de referencia.

Los valores de s para la lavanda y la menta se toman como los valores reales sin hacer ninguna modificación, ya que el rendimiento por kilo R depende básicamente de las condiciones de suelo y clima donde se cultive la herbácea.

El tiempo de extracción, T_e a las condiciones de diseño se calcula entonces como:

$$T_e = t_c \cdot \sqrt{1 + \frac{H_v}{s}} \quad \text{Donde } t_c = \frac{t}{F_{cd}}$$

2.1.1.3 Procedimiento para calcular el flujo másico de vapor. Cuando se tiene una masa dada de material vegetal de una herbácea particular, la cantidad en kg de vapor requerido para la extracción de sus aceites esenciales es dependiente de dicha masa.

El flujo de vapor, \dot{m}_v que se debe suministrar al material vegetal queda entonces determinado por el tiempo de proceso (en este caso 1 hora) en que se planea hacer la operación de extracción ya que

$$\dot{m}_v = \frac{M_v}{T_p}$$

M_v es la cantidad de vapor requerido

T_p es el tiempo de proceso.

El tiempo de proceso (T_p) es la suma del tiempo de calentamiento (T_c) y el tiempo de extracción (T_e). El tiempo de calentamiento es el tiempo necesario para llevar el material vegetal y su recipiente contenedor a la temperatura de ebullición de los aceites esenciales que dicho material contenga. Este tiempo depende de la masa

de material vegetal (M_h), de la masa del cartucho (M_s), del flujo másico de vapor (\dot{m}_l para la lavanda y \dot{m}_m para la menta), del poder calorífico de los aceites esenciales de la herbácea (Cp_l para la lavanda y Cp_m para la menta) y del poder calorífico del material de que esta hecho el cartucho (Cp_s). En la siguiente sección se explica con detalle el procedimiento del cálculo del tiempo de calentamiento (T_c).

El tiempo de proceso que se calcula es un tiempo de referencia, T_{pr} que junto con el flujo másico de vapor que el ingeniero Tim Denny utilizó en sus pruebas (\dot{m}_l y \dot{m}_m) permite calcular la masa de vapor requerida (M_v) para procesar lavanda o menta.

Como la masa de vapor requerida (M_v) es constante ya que siempre se va a procesar la misma cantidad de material vegetal (M_h), con un tiempo de proceso, $T_p = 50$ minutos se calcula el flujo másico de vapor (\dot{m}_v) que se requiere para extraer los aceites esenciales de lavanda o menta. El flujo másico que sea mayor entre estas dos herbáceas es el requerido para llevar el proceso de extracción a las condiciones de diseño. Este flujo másico obtenido permitirá seleccionar la caldera.

2.1.1.4 Datos del proceso. Comprenden tanto las propiedades de la herbácea como las del material del cual está construido el cartucho, estos se clasifican en datos de diseño y datos tomados de las pruebas realizadas por Denny. A continuación se hace un listado de cada uno de los datos que se utilizan junto con su nomenclatura.

Datos de Diseño:

- Masa de la herbácea a procesar: M_h [kg]

- Densidad de empacado de la herbácea: ρ [kg/m³]
- Densidad del material del cartucho (acero SAE 304): [kg/m³]
- Calor específico del acero: C_{p_s} [kJ/kg*K]
- Calor latente del vapor: h_{fg} [kJ/kg]
- Diferencia entre la temperatura ambiente y la del vapor: ΔT [°C]
- Tiempo de cambio del cartucho: t_c [min]
- Tiempo de proceso: T_p [min]
- Diámetro interno del cartucho: D_i [m]
- Espesor del cartucho: e [m]
- Masa del fondo y accesorios del cartucho: M_r [kg]

Datos de las pruebas realizadas por Denny:

- Calor específico de la lavanda y menta: C_{p_l} y C_{p_m} [kJ/kg*K]
- Flujo másico de vapor de referencia: \dot{m}_l y \dot{m}_m [kg./min]
- Densidades de empacado de menta y lavanda: ρ_l y ρ_m [kg/m³]
- Tiempo básico de la lavanda y menta: t_l y t_m [min]
- Parámetro de incremento de la lavanda y la menta: s_l y s_m [m]

Tabla 2. Datos del proceso de destilación

Dato	Valor	Observación
M_h	50	Masa de la herbácea a procesar
ρ	200	Densidad de diseño
ρ_l	308	Densidad de la lavanda
ρ_m	276	Densidad de la menta
C_{p_l}	3.347	Calor Específico de la lavanda
C_{p_m}	2.929	Calor Específico de la menta
ρ_s	7900	Densidad del acero SAE 304
C_{p_s}	0.451	Calor específico del acero SAE 304
h_{fg}	2257	Calor latente de vaporización
ΔT	80	Se toma Temperatura Ambiente de 20 °C
T_p	50	Es el tiempo de proceso (minutos)
D_i	0.75	45". Es el mismo de las pruebas de Tim Denny
e	0.003	Calculado para los requerimientos de Presión
\dot{m}_l	3.09	Flujo másico de vapor para la lavanda
\dot{m}_m	3	Flujo másico de vapor para la menta

t_l	9.719	Tiempo básico de la lavanda
t_m	12.09	Tiempo básico de la menta
s_l	0.4095	Parámetro de incremento de la lavanda
s_m	0.468	Parámetro de incremento de la menta
M_r	93	Masa del destilador y accesorios

Fuente: Autores del proyecto

2.1.1.5 Tiempo de calentamiento. El tiempo de calentamiento es el necesario para incrementar la temperatura de la herbácea y el recipiente contenedor (cartucho) hasta la temperatura de trabajo (saturación del vapor).

Aquí se realiza un balance de energía para establecer la masa de vapor requerida para calentar la herbácea y el cartucho, con la masa de vapor calculada y el flujo másico de referencia se calcula el tiempo de calentamiento. Este tiempo se determina de la siguiente manera:

1) Se calcula el área de la sección transversal del cartucho [m²]:

$$A = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}$$

2) Se calcula la altura de la carga [m]:

$$H = \frac{M_h}{\rho \cdot A}$$

3) Se calcula el diámetro externo del cartucho [m]:

$$D_e = D_i + 2 \cdot e$$

4) Se calcula el volumen de la pared del cartucho [m³]:

$$V_w = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D_i^2) \cdot H}{4}$$

5) Se calcula la masa de la pared del cartucho [kg]:

$$M_w = \rho_s \cdot V_w$$

6) Se calcula la masa total del cartucho [kg]:

$$M_s = M_w + M_r$$

7) Se hace un balance de energía para calcular la masa de vapor requerida para calentar el cartucho [kg]:

$$M_{cs} = \frac{M_s \cdot Cp_s \cdot \Delta T}{h_{fg}}$$

8) Se hace un balance de energía para calcular la masa de vapor requerida para calentar la herbácea un ΔT :

a) Para la lavanda:

$$M_c = \frac{M_h \cdot Cp_l \cdot \Delta T}{h_{fg}}$$

b) Para la menta:

$$M_c = \frac{M_h \cdot Cp_m \cdot \Delta T}{h_{fg}}$$

9) Se calcula la masa de vapor total de calentamiento [kg]:

$$M_{ct} = M_{cs} + M_c \quad (\text{lavanda y menta})$$

10) Se calcula el tiempo de calentamiento, T_c [min], con el valor de \dot{m}_l y \dot{m}_m :

$$T_c = M_{ct} / \dot{m}_l \quad \text{Para la lavanda}$$

$$T_c = M_{ct} / \dot{m}_m \quad \text{Para la menta}$$

Los valores obtenidos se muestran en la tabla 3.

Tabla 3. Tiempo de Calentamiento

	A	H	H diseño	D_e	V_w	M_w	M_s	M_{cs}	M_c	M_{ct}	T_c
Lavanda	0.385	0.649	0.65	0.706	0.005 3	42	135	2.15	6	8	6.7
Menta									5.2	7.3	6.3

Fuente: Autores del proyecto

2.1.1.6 Tiempo de extracción. Es el periodo después del calentamiento hasta el momento en el cual termina la destilación. Su calculo depende si la herbácea es muy absorbente (tiene una gran capacidad de absorber agua) o ligeramente absorbente.

2.1.1.6.1 Tiempo de extracción para herbáceas muy absorbentes. En el caso del aceite superficial de herbácea muy absorbente el tiempo de extracción depende de dos parámetros que son el tiempo básico (t) y el parámetro de incremento (s) definidos en el anexo A.

Los valores obtenidos por Tim Denny en las pruebas realizadas con lavanda para estos dos parámetros se toman como referencia para los cálculos del tiempo de extracción. Los pasos a seguir son:

- 1) Calcular en factor de corrección de densidad, F_{cd} , debido a que la densidad de empaque de la carga de prueba es diferente a la densidad de diseño
- 2) Calcular el tiempo básico corregido, t_c , con base a un tiempo básico $t = 9.719$ minutos calculado por Denny:
- 3) Calcular la altura virtual de la carga, H_v [m] con base a la relación de densidades. Esta altura virtual sería la altura del material vegetal empacado como si estuviera a la densidad de prueba. Se calcula como:

$$H_v = H \cdot \frac{\rho}{\rho_l}$$

4) Calcular el tiempo de extracción, T [min] en base al flujo másico de vapor utilizado en la prueba. Este tiempo es un tiempo virtual, pero sirve para comparar como se verá más adelante en el cálculo del vapor requerido.

$$T_e = t_c \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{H_v}{s}\right)}$$

Donde el parámetro de incremento, s, es igual a 0.4095 m.

Los valores obtenidos se muestran en la tabla 4.

Tabla 4. Tiempo de extracción para herbácea muy absorbente

F_{cd}	t_c	H_v	T_e
0.898	10.8	0.422	15.4

Fuente: Autores del proyecto

2.1.1.6.2 Tiempo de extracción para herbáceas ligeramente absorbentes.

Para aceites superficiales de herbáceas ligeramente absorbentes como se puede ver en el anexo A, el tiempo de extracción para la menta es inversamente proporcional al flujo de vapor, pero no hay un factor de corrección para la densidad de empaque debido a que las pruebas realizadas por Denny fueron hechas siempre a una densidad cercana de 276 kg/m³ para la menta. Por eso, para tener en cuenta el efecto de la densidad, Tim Denny adoptó los parámetros de la lavanda para la menta usando el modelo de tiempo de extracción para herbácea muy absorbente. Esta aproximación es justificable debido a que la menta durante

la segunda etapa de la extracción se comporta como la lavanda². La ecuación para el cálculo del factor de corrección cambia en cuanto al valor de una constante por lo que la ecuación quedaría como:

$$F_{cd} = \frac{(A - 0.01176 \cdot (\rho_m \cdot H \cdot A)^{2/3})}{(A - 0.01176 \cdot (M_h)^{2/3})}$$

Los valores obtenidos se muestran en la tabla 8 tomando un tiempo básico, $t = 12.09$ min y un parámetro de incremento del área de aceite, $s = 0.468$ m.

Tabla 5. Tiempo de extracción herbácea ligeramente absorbente

F_{cd}	t_c	H_v	T_e
0.83	14.6	0.471	20.7

Fuente: Autores del proyecto

2.1.1.7 Flujo másico necesario de vapor. Teniendo en cuenta los tiempos de extracción y calentamiento calculados anteriormente para cada una de las herbáceas y los flujos de vapor utilizados en las pruebas, se procede a calcular la masa de vapor requerida y finalmente el flujo másico para las condiciones de diseño como sigue:

- 1) Se calcula el tiempo de proceso, T_{pr} [min] con base al flujo másico de referencia, aunque no es el tiempo de proceso real me permite determinar la masa de vapor como se verá en el siguiente paso.

$$T_{pr} = T_c + T_e$$

² Ver Figura A.2, Anexo A.

2) Se calcula la masa de vapor requerido, M_v [kg] a partir del flujo másico de vapor de referencia, \dot{m}_l y \dot{m}_m [kg/min] y del tiempo de proceso, T_{pr} :

$$M_v = \dot{m}_l \times T_{pr} \text{ para la lavanda}$$

$$M_v = \dot{m}_m \times T_{pr} \text{ para la menta}$$

3) Se calcula el flujo másico requerido, \dot{m}_v [kg/h], con base a la masa de vapor calculada en el paso 2 y utilizando el tiempo de proceso real, T_p , que es de 50 minutos.

$$\dot{m}_v = \frac{M_v}{T_p} \cdot 60$$

4) Se hace una corrección del flujo másico debido a que la caldera tiene una eficiencia. Tomando para la eficiencia de la caldera un valor de 82% tenemos que el flujo másico requerido de la caldera, \dot{m}_c [kg/h] es:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_v}{0.82}$$

Los valores obtenidos se muestran en la tabla 6.

Tabla 6. Flujo másico requerido de la caldera

	T_{pr}	M_v	\dot{m}_v	\dot{m}_c
Lavanda	21.1	26.3	31.6	38
Menta	27	31	37	45

Fuente: Autores del proyecto

2.1.2 Selección de la caldera. La selección de la caldera está determinada por los parámetros de diseño: cantidad de vapor a generar, presión máxima de trabajo y caudal constante de vapor necesario durante la extracción, los cuales nos determinan el tamaño de la caldera. Debido al peligro involucrado en la operación de estas, se recomendó que tal equipo fuera adquirido o comprado a un distribuidor establecido en equipos de generación de potencia.

Entre las calderas que existen las de tipo acuo-tubular (el agua circula por dentro de los tubos y por fuera los gases de combustión) y las piro-tubulares (caso inverso), siendo estas las más utilizadas por ser más económicas, de poca altura y de fácil instalación, trabajan a bajas presiones (menores a 200 psi) y tienen una producción de vapor menor y como desventaja su rendimiento térmico es bajo, cercano al 70%, las acuo-tubulares se utilizan para mayores presiones de trabajo (2560 psi) y mayor producción de vapor, siendo el costo inicial mayor que para las piro tubulares, pero su rendimiento térmico es mayor, oscilando entre 82-90%.

La capacidad de un generador de vapor se expresa en caballos de caldera, para definir este término se dice que un generador de vapor tiene una capacidad de un caballo de caldera, cuando es capaz de producir 15.65 kg/h (34.5 lb/h) de vapor saturado a 100°C, utilizando agua de alimentación a la misma temperatura.

- **Capacidad del generador (C_g).** Recordando que un caballo caldera es BHP=15.6kg/hr de vapor saturado a 100°C, utilizando agua de alimentación a la misma temperatura.

Escogiendo el valor más alto de flujo de vapor corregido por la eficiencia de la caldera, de 45 kg/h, el cual corresponde a las pruebas de extracción de la menta.

$$C_g = \frac{m_v}{15.65 \text{ kg / h}}$$

$$C_g = \frac{45 \text{ kg / h}}{15.65 \text{ kg / h}}$$

$$C_g = 2.9 \text{ Caballos de Caldera o BHP.}$$

La capacidad del generador de vapor se ajusta a un tamaño comercialmente superior y debido a que el destilador es un equipo para pruebas y que no solo se destilaran hojas y material blando sino también servirá para destilar semillas, tallos y raíces se requieren unos flujos mayores, adicionalmente se piensa adquirir un

secador a vapor y no se descarta la compra de otros elementos que también funcionarían con vapor, por estas razones se seleccionó y compró una caldera de capacidad 6 B.H.P. marca Tecnik serie No. 553 – M1251; junto con su equipo de alimentación de agua y chimenea para evacuación de gases de combustión (Ver anexo B), comprada para este propósito.

Figura 6. Caldera Tecnick 6 B.H.P con equipo de alimentación de agua



Fuente: Los autores del proyecto

2.1.2.1 Localización. La ubicación de la caldera en la planta es muy importante, ya que debe tener fácil acceso a los servicios de electricidad, agua y gas, además es conveniente que esté instalada lo más cerca posible del destilador, para evitar pérdidas de calor en el transporte del vapor por la tubería, pero en un ambiente separado por razones de seguridad.

Figura 7. Cuarto de caldera



Fuente: Los autores del proyecto

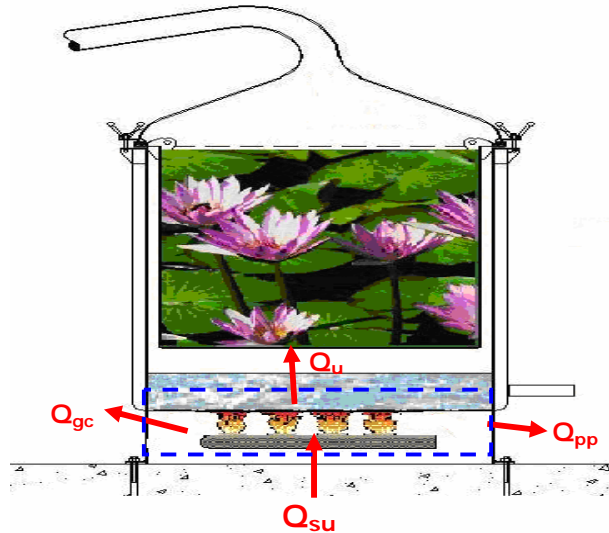
2.1.2.2 Presión máxima de trabajo de la caldera. Se trabaja hasta presiones absolutas de 114 psi, pero en general las presiones de trabajo rondan entre 40 y 57 psi (130-143 °C). La presión de diseño de la mayoría de las fábricas es de 150 psi, y la presión de trabajo de 120-125 psi. Como es para una planta de pruebas este rango nos permitirá variar la presión de trabajo dependiendo del tipo de planta y qué parte de esta se va a destilar.

2.1.3 Selección de los quemadores. En este caso se utiliza fuego directo en el fondo del destilador mediante la instalación de quemadores radiales atmosféricos, los cuales utilizan como combustible gas natural y se adaptan con facilidad al diseño del destilador ya existente.

2.1.3.1 Calculo del calor suministrado por los quemadores. Teniendo como referencia el flujo másico necesario de vapor calculado para el proceso de arrastre con vapor ($m_v = 37 \text{ kg/h}$), y teniendo en cuenta que se tiene la misma carga de material vegetal (50 kg), se planteo el siguiente balance de calor en el

destilador para el calculo de la capacidad de los quemadores y su posterior selección.

Figura 8. Balance de calor presente en el destilador



Fuente: Los autores del proyecto

$$Q_{SU} = Q_U + Q_{PP} + Q_{GC}$$

Q_{su} = Calor suministrado por los quemadores

Q_u = Calor útil para el proceso

Q_{pp} = Calor de pérdidas por las paredes

Q_{gc} = Calor de pérdidas por gases de combustión.

2.1.3.1.1 Análisis del calor útil. Para obtener el flujo másico requerido, en el proceso se hace necesario primero conocer el calor requerido para evaporar el flujo másico de agua.

$$Q_u = m_v (h_g - h_r)$$

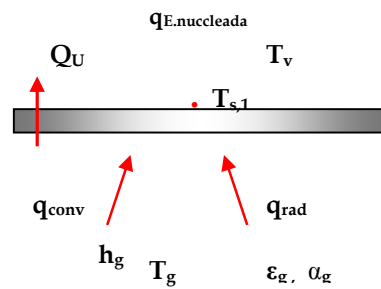
El vapor a una temperatura de 100°C y presión atmosférica, la entalpía del vapor es, $H_g = 2676$ kJ/kg y para el agua de reposición a una temperatura de 25°C, $H_f = 104$ kJ/kg.

Reemplazando los valores en la ecuación.

$$Qu = 95164 \left[\frac{KJ}{hora} \right] \approx Qu = 26435 [W] \approx 90200 \left[\frac{Btu}{hora} \right]$$

Realizando un balance de calor sobre la placa del fondo del destilador donde se encuentra el agua a evaporar, se debe cumplir que:

Figura 9. Balance de calor, para el fondo de la placa del destilador.



Fuente: Los autores del proyecto

$$q_{conv} + q_{rad} = q_{E.Nucleada} = 26435(W)$$

$$A_p h_g (T_g - T_{s,1}) + A_p \sigma [\epsilon_{g(T_g)} T_g^4 - \alpha_{g(T_{s,1})} x T_{s,1}^4] = A_p \mu_l H_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\alpha} \right]^{1/2} \left[\frac{Cp_l (T_{s,1} - T_v)}{Cs_f H_{fg} Pr_l^n} \right]^3$$

Donde $T_{s,1}$ corresponde a la temperatura de la superficie del fondo de la placa del destilador, el segundo termino del balance, corresponde a la correlación para ebullición nucleada (Rohsenow). [13], la cual permite calcular la temperatura de superficie de la placa que debe haber para poder obtener el calor que se necesita.

De tabla A.6 [13], las propiedades del agua a @ 373.15 °K.

$$\rho_l = 957.9 \left[\frac{kg}{m^3} \right]; \quad Cp_l = 4217 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ k} \right]; \quad \rho_v = 0.5955 \left[\frac{kg}{m^3} \right]; \quad A_p = 0.4418 [m^2]$$

$$\mu_l = 279 \times 10^{-6} \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]; \quad Pr_l = 1.76; \quad H_{fg} = 2257 \left[\frac{kJ}{kg} \right]; \quad \alpha = 58.9 \times 10^{-3} \left[\frac{N}{m} \right]$$

[$C_{s,f} = 0.0130$ y $n = 1$] para agua-acero inoxidable

Remplazando los valores en la correlación para ebullición nucleada, por prueba y error, se despeja el valor de $T_{s,1}$, hasta que se cumpla la igualdad de 26.435 (W).

Tabla 7. Resultado $T_{s,1}$

$T_{s,1}$ °C	Qu (W)
110	60.436
108	30.955
107.6	26.436

Fuente: Los autores del proyecto

Conocida la $T_{s,1}$, con el otro balance de calor se despeja la T_g , por prueba y error, hasta conseguir nuevamente la igualdad del calor útil, se consiguió cuando la $T_g = 1302\text{ °C} = 1575\text{ °K}$, a continuación se hace la explicación del proceso seguido.

$$A_p h_g (T_g - T_{s1}) + A_p \sigma [\epsilon_{g(T_g)} T_g^4 - \alpha_{g(T_{s,1})} x T_{s,1}^4] = 26.435(W)$$

El segundo termino del balance de calor, corresponde al calor por radiación emitido por los gases de combustión, en el cual la emisividad esta en función de la temperatura de los gases y se obtiene por la sumatoria de la emisividad de cada uno de los gases y considerando una mezcla de bióxido de carbono y vapor de agua como los gases de combustión a presión atmosférica, pero teniendo en cuenta los porcentajes de los productos existentes en la combustión, se trabaja con su presión parcial así: CO_2 [6.25%], Vapor de agua [12.5%].

- **Calculo de la emisividad de los gases.** Primero se calculo la presión parcial de los gases, presentes en los productos de la combustión cuando están a una atmósfera.

$$P_{eCO_2} = 0.0625 \times 101325 = 6332.81 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$P_e v.H_2O = 0.125 \times 101325 = 12665.63 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

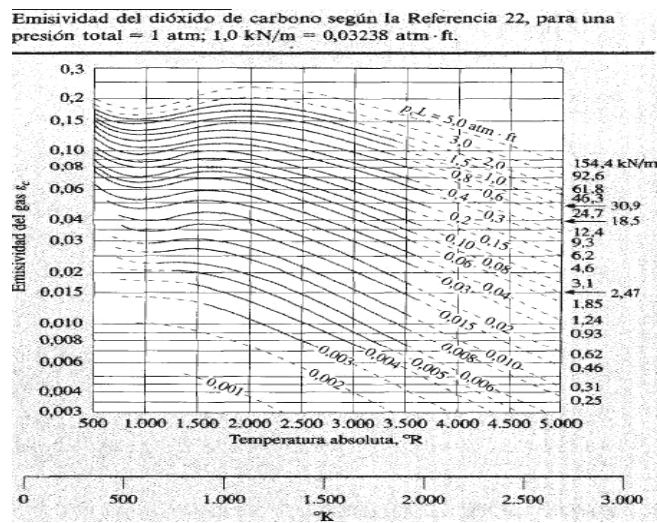
Para el producto $p_e L_e$, tomamos L_e igual al diámetro de la placa (0.75 m).

$$P_e L_e CO_2 = 4.75 \left[\frac{kN}{m} \right] \quad P_e L_e v.H_2O = 9.5 \left[\frac{kN}{m} \right]$$

Con estos dos productos, de las figuras 10 y 11 sacamos el valor de la emisividad de cada uno de los gases en función de la temperatura de los mismos.

$$\begin{aligned} \varepsilon_g(T_g) &= \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} \\ \varepsilon_g(T_g) &= 0.07 + 0.07 = 0.140 \end{aligned}$$

Figura 10. Emisividad del CO₂, a una atmósfera, en función de la temperatura del gas

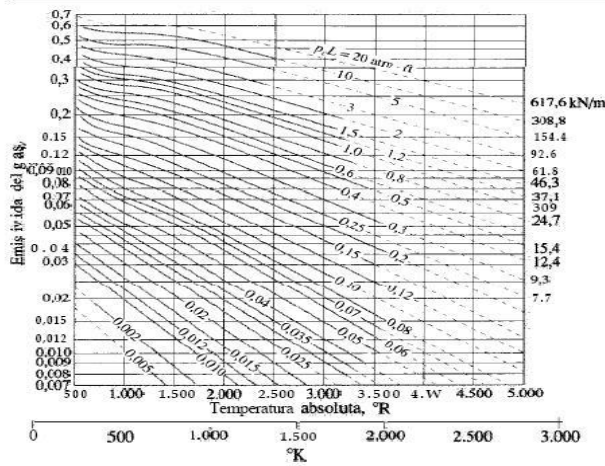


Fuente: [12]

Figura 11. Emisividad del vapor de agua, a una atmósfera, en función de la temperatura del gas

FIGURA 8.35

Emisividad del vapor de agua según la Referencia 22 para una presión total = 1 atm; 1,0 kN/m = 0,03238 atm ft.



Fuente: [12]

- **Calculo del h_g** El segundo paso es calcular el h_g en función de la temperatura a la que se encuentran los gases, con la siguiente correlación para convección natural, considerando que las propiedades de los gases de combustión se toman iguales a las del aire a la temperatura fílmica.

- $$h_g = \frac{N_{UL} x K}{L}$$

- $$L = \frac{A_s}{P} = \frac{D}{4}$$

- $$N_{UL} = 0.54 x R_{al}^{1/4} \quad [10^4 \leq R_{al} \leq 10^7] \quad [13]$$

- $$R_{al} = \frac{g \beta (T_g - T_{s,1}) L^3}{\nu * \alpha}$$

- $$\beta = \frac{1}{T_f}$$

- $$T_f = \frac{T_g + T_{s,1}}{2}$$

De tabla A.4 [13], las propiedades del aire a $T_f = 977.8 \text{ }^\circ\text{K}$.

$$\nu = 117.68 x 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]; \quad K = 65.66 x 10^{-3} \left[\frac{W}{m.K} \right]; \quad \alpha = 162.45 x 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

Reemplazando las propiedades en la correlación, tenemos.

$$R_{al} = 4.12 \times 10^6 \quad \text{y} \quad N_{UL} = 24.34$$

Ahora reemplazamos en la ecuación de balance de calor y teniendo en cuenta

que $\sigma = 6.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$, constante de Stefan Boltzman.

Tabla 8. Resultado cálculos de Tg

T _g °C	$\epsilon_{g(T_g)}$	$\alpha_{g(T_s,1)}$	h _g $\frac{W}{m^2.K}$	Q _U (w)
1300	0.14	0.12	8.518	26.264
1302	0.14	0.12	8.520	26.448

Fuente: los autores del proyecto

$Q_U = 26.448 [W]$, que es la aproximación mas cercana al valor del calor útil requerido, por lo tanto con esto se confirma que la $T_g = 1302^\circ C = 1575 \text{ } ^\circ K$.

2.1.3.1.2 Análisis del calor perdido por las paredes. En este numeral se hace un balance de calor para saber cual es el calor perdido a través de las paredes del hogar de los quemadores, teniendo en cuenta que el diseño y montaje del destilador no permite realizar un aislamiento, a estas paredes, ya que obstaculizaríamos el paso de aire a los quemadores como se puede ver en la figura, por lo tanto se espera que las perdidas de calor lleguen a ser grandes.

Figura 12. Hogar de los quemadores

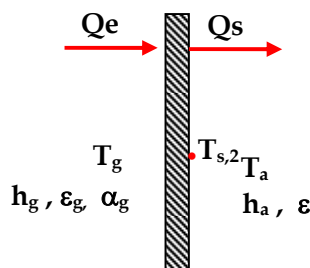


Fuente: Los autores del proyecto

Según la geometría del hogar de los quemadores, la cual corresponde a un cascaron cilíndrico de diámetro igual a 0.75 m y altura de 20 cm, tenemos un área de transferencia de calor de 0.47 m^2 , despreciando el área de los agujeros para la entrada del aire y el calor por conducción debido a que es una placa muy delgada, tenemos el siguiente balance de calor.

Consideremos una sección de la pared cilíndrica del hogar de los quemadores.

Figura 13. Balance de calor general para el hogar de los quemadores



Fuente. Los autores del proyecto

$$Q_e = Q_s$$

$$h_g A(T_g - T_{s,2}) + A\sigma[\varepsilon_g(T_g)T_g^4 - \alpha_g(T_{s,2})T_{s,2}^4] = h_a A(T_{s,2} - T_a) + \varepsilon A\sigma(T_{s,2}^4 - T_a^4)$$

Para calcular el calor de perdidas por paredes, se asumió un valor de $T_{s,2}$, que corresponde a la temperatura de la pared del hogar, como ya se conoce la temperatura de los gases y el aire, que se toma un promedio de 25°C, el valor del calor perdido será cuando se iguale el balance de calor hecho anteriormente. Para nuestro caso se igualo cuando la $T_{s,2} = 680^\circ\text{C} = 953 \text{ }^\circ\text{K}$.

A continuación se explica el procedimiento seguido, cuando se asume la temperatura de superficie.

En el caso del calor Q_e , se presenta un intercambio de calor entre un volumen de gas y un recinto gris, el cual se expresa con el segundo termino del balance de calor de entrada, donde $\varepsilon_g(T_g)$ es la emisividad del gas en la T_g , la cual se evalúa tal como se describió anteriormente, $\alpha_g(T_{s,2})$ es la del gas para la radiación que proviene del recinto gris en $T_{s,2}$, y una función de ambas $T_{s,2}$ y T_g para una mezcla de CO_2 y vapor de agua, una relación empírica para α_g sería.

$$\alpha_g(T_s) = \alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\alpha$$

En donde

$$\alpha_{\text{CO}_2} = C_c \varepsilon'_c \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0.65}$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = C_{\text{H}_2\text{O}} \varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}} \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0.45}$$

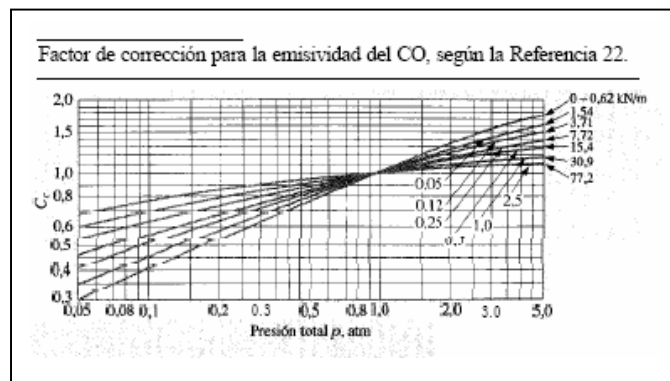
$$\Delta\alpha = \Delta\varepsilon \quad \text{en } T_s \quad [12]$$

Los valores de ε'_c y $\varepsilon'_{\text{H}_2\text{O}}$ se evalúan a partir de las figuras 9 y 10, como se hizo anteriormente, pero con parámetros de longitud, presión y haz de $P_c L_e (T_s/T_g)$ y $P_w L_e (T_s/T_g)$, respectivamente, para la longitud media del haz para una geometría específica, se toma a partir de.

$$L_e = 3.6 \frac{V}{A} \quad ; \quad L_e = 0.72$$

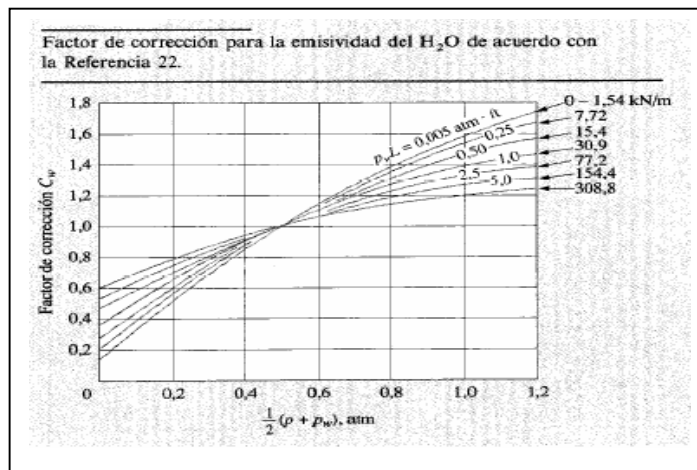
Los factores de corrección C_c y C_{H_2O} , se sacan de las figuras 14 y 15 respectivamente.

Figura 14. Factor de corrección para la emisividad del CO_2



Fuente: [12]

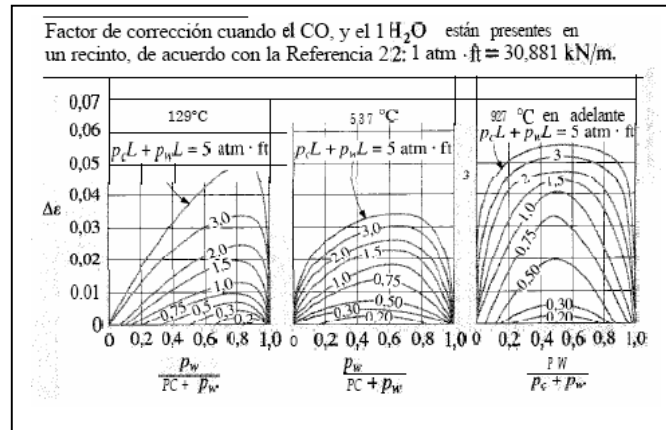
Figura 15. Factor de corrección para la emisividad del H_2O



Fuente: [12]

El factor de corrección $\Delta\alpha$ se saca de la figura 16.

Figura 16. Factor de corrección para la mezcla de CO_2 y vapor de agua.



Fuente: [12]

De las figuras anteriores obtenemos:

- $\epsilon'_c = 0.068$ y $\epsilon'_{\text{H}_2\text{O}} = 0.083$
- $C_c = 1$ y $C_{\text{H}_2\text{O}} = 1.4$
- $\Delta\alpha = \Delta\epsilon = 0.02$

Reemplazando tenemos que:

- $\alpha_{\text{CO}_2} = 0.049$
- $\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 0.092$

$$\alpha_g(T_{s,2}) = 0.121$$

$$\epsilon_g(T_g) = 0.14$$

Para los cálculos aproximados de transferencia de calor neta hacia una superficie gris que tiene una emisividad ϵ_{acero} se trabaja de una manera aproximada multiplicando el segundo término del calor de entrada por un factor tal que:

$$\frac{q_{\text{gris}}}{q_{\text{negro}}} = \frac{\epsilon_{\text{material}} + 1}{2} \quad \text{para } \epsilon_{\text{material}} \geq 0.8$$

$$\varepsilon_{acero} = 0.8$$

- **Calculo del h_g** Ahora se calcula nuevamente h_g pero con otra correlación de convección para pared cilíndrica vertical.

$$N_{UL} = 0.68 + \frac{0.67 R_{aL}^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad R_{aL} \leq 10^9$$

De tabla A.4 [13], las propiedades del aire a $T_f = 1264 \text{ }^\circ\text{K}$.

$$\nu = 177.1 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]; \quad K = 79.95 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m.K} \right]; \quad \alpha = 232.96 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]; \quad Pr = 0.722$$

Reemplazando las propiedades en la correlación, tenemos.

$$R_{aL} = 9.35 \times 10^5 \quad \text{y} \quad N_{UL} = 16.5 \quad \text{por lo tanto} \quad h_g = 6.5 \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$$

- **Calculo Q_s .** Para el calculo del calor que sale por las paredes se utiliza la misma correlación, para obtener el h_a , pero teniendo como referencia la temperatura del aire para el valor de la temperatura filmica.

De tabla A.4 [13], las propiedades del aire a $T_f = 625.5 \text{ }^\circ\text{K}$.

$$\nu = 56.52 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]; \quad K = 48.32 \times 10^{-3} \left[\frac{W}{m.K} \right]; \quad \alpha = 82.2 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]; \quad Pr = 0.687$$

Reemplazando las propiedades en la correlación.

$$R_{aL} = 1.76 \times 10^7 \quad \text{y} \quad N_{UL} = 35.4$$

Reemplazando los valores en el balance de calor tenemos.

Tabla 9. Resultado del calor perdido por las paredes

$T_{s,2}$ $^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{g(T_g)}$	$\alpha_{g(Ts,2)}$	h_g $\frac{W}{m^2.K}$	Q_e (W)	h_a $\frac{W}{m^2.K}$	Q_s (W)
-------------------------------	------------------------	--------------------	----------------------------	--------------	----------------------------	--------------

752	0.14	0.12	6.49	19968	8.26	26.187
680	0.14	0.12	6.50	20.138	8.55	20.130

Fuente: Los autores del proyecto

Por lo tanto se puede concluir que la $T_{s,2} = 680 \text{ }^\circ\text{C} = 953 \text{ }^\circ\text{K}$ y que el calor de perdidas a través de las paredes es de:

$$Q_{P.Paredes} = 20130 \text{ (W)}$$

2.1.3.1.3. Calculo del calor perdido por gases de combustión y capacidad del quemador instalado. Para saber el calor que se pierde debido a los gases de combustión de un quemador es necesario conocer la capacidad del quemador, el poder calorífico del combustible utilizado, y el volumen de aire necesario por cada m^3 de combustible que consume, por lo tanto cuando se tiene gas natural como combustible se es necesario multiplicar por 15 el volumen de combustible que requiere y la suma de estos dos será el volumen de aire para descargar en la zona de combustión.

Para calcular la capacidad del quemador que se requiere se debe recurrir al primer balance de calor planteado.

$$Q_{SU} = Q_U + Q_{PP} + Q_{GC}$$

Donde ya se conocen los valores del calor útil y el calor perdido por paredes según las condiciones de operación, los cuales nos da una sumatoria parcial de $46.565 \text{ [W]} \approx 158.886 \text{ Btu/h}$.

Utilizando el método de prueba y error, suponiendo la capacidad del quemador se debe buscar la igualdad en la ecuación general.

1. Se supone la capacidad del quemador y se calcula el flujo de gas que requiere al dividirlo por el poder calorífico del gas natural.

- $185500 \left[\frac{\text{Btu}}{\text{hora}} \right] = 54365 \text{ [W]}$

$$\bullet \dot{V}_{gas} = \frac{185500 \left[\frac{Btu}{h} \right]}{1050 \left[\frac{Btu}{ft^3} \right]} = 176.67 \left[\frac{ft^3}{h} \right] = 5 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

2. Se calcula el volumen de gases de combustión:

$$\bullet \dot{V}_{Gases} = [176.67 \times 15 + 176.67] = 2826.67 \left[\frac{ft^3}{hora} \right]$$

$$\bullet \dot{V}_{Gases} = 80.04 \left[\frac{m^3}{hora} \right]$$

3. Se calcula el flujo másico de gases, para lo cual se debe conocer la densidad del aire a temperatura de gases de combustión.

$$\rho_{Aire} = 0.2213 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad [13]$$

$$\dot{m}_g = 80.04 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times 0.2213 \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 17.71 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$\dot{m}_g = 4.92 \times 10^{-3} \left[\frac{kg}{seg} \right]$$

4. Se calcula el calor perdido por los gases de combustión mediante la siguiente ecuación.

$$Q_{pgc} = \dot{m}_g C_{p_{a@T_g}} \Delta T$$

$$C_{p_{a@T_g}} = 1243.5 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ K} \right] \quad [13]$$

$$\Delta T = (1575 - 298)^\circ K = 1277^\circ K$$

5. Se comprueba que se cumpla la igualdad en la ecuación general de balance de calor.

Tabla 10. Resultado del calor suministrado por los quemadores

Q_{sum}	\dot{V}_{comb}	\dot{V}_{gases}	\dot{m}_{gases}	Q_{pgc}	$Q_u + Q_{pp} + Q_{pgc}$
-----------	------------------	-------------------	-------------------	-----------	--------------------------

54.365 (w)	5 (m ³ /h)	80 (m ³ /h)	17.71 (kg/h)	7814 (w)	54.378(w)
------------	-----------------------	------------------------	--------------	----------	-----------

Fuente: Los autores del proyecto

Según el cálculo realizado se debe seleccionar un equipo que tenga una capacidad térmica igual a 185500 Btu/h, pero teniendo en cuenta los requerimientos del centro de investigación CENIVAM, que fuera con quemadores atmosféricos como tienen el otro equipo en el laboratorio, se vio la necesidad de montar dos quemadores radiales atmosféricos de 120.000 Btu/h y 60.000 Btu/h, en hierro fundido respectivamente ya que por sus tamaños nos facilitaron el montaje en el equipo de destilación.

Considerando que la capacidad de los quemadores instalados es inferior al calculado, esto no afecta en nada el proceso, ya que solo consiste en evaporar agua a presión atmosférica para poder extraer el aceite de las plantas que allá se vayan a trabajar.

Figura 17. Disposición de los quemadores atmosféricos radiales



Fuente: Los autores del proyecto

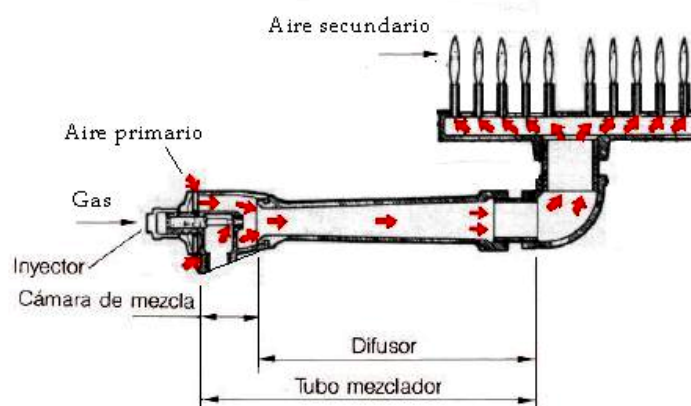
Tabla 11. Características de los quemadores atmosféricos

Capacidad (Btu/hora)	Diámetro (mm)	Presión de trabajo (in H ₂ O)	Cantidad de venturis
60.000	170	3.5	1
120.000	380	3.5	1

Fuente: Los autores del proyecto

2.1.4 Funcionamiento del quemador atmosférico radial [3]. En este tipo de quemadores una parte del aire necesario para la combustión (aire primario) se induce en el propio quemador por el chorro de gas salido de un inyector (efecto venturi); el aire restante (aire secundario) se obtiene por difusión del aire ambiente alrededor de la llama. En este tipo de quemadores se tienen combustiones con altos índices de exceso de aire. La principal ventaja de este sistema es su simplicidad y bajo costo.

Figura 18. Esquema de funcionamiento de un quemador atmosférico.



Fuente: [3]

La energía de activación se logra mediante llama piloto, que debe estar permanentemente encendida, o con encendido manual o automático (electrónicos, tren de chispas, etc). La regulación del gas se obtiene por variación de la presión en el inyector (abriendo y cerrando progresivamente la válvula de gas); esto permite que el quemador pueda ser modulante con relativa facilidad.

La regulación del aire (con gas a presión constante) se puede conseguir:

- Variando la sección de entrada de aire, por obturación de los orificios por donde entra, mediante discos roscados, anillo móvil o capuchón deslizante.
- Por deslizamiento de la boquilla del inyector respecto del Venturi.

Lo más habitual es que únicamente se module la válvula de gas, dejando en una posición fija la entrada de aire en la puesta en marcha.

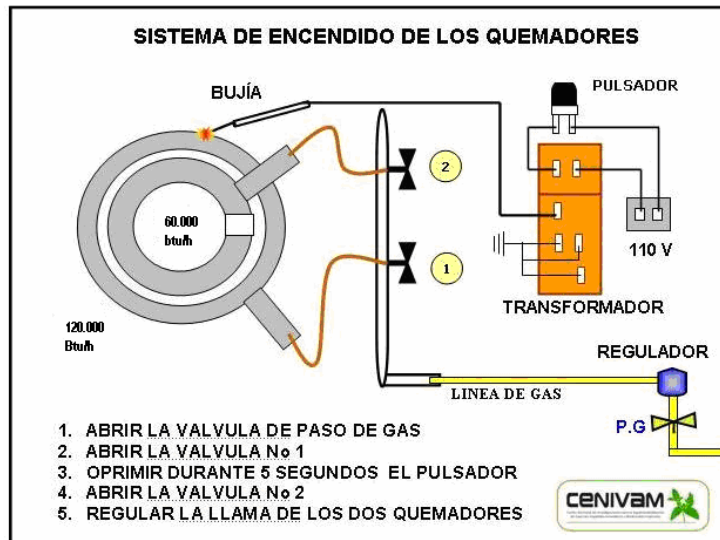
Los quemadores industriales radiales, pueden ser acompañados con distintos sistemas de seguridad como: Válvulas de seguridad a termocupla, electro válvulas para control de temperatura o totalmente electrónicos con control de llama por ionización, estando en sintonía con las normativas vigentes. Los quemadores industriales radiales, son ideales para ser aplicados a todo tipo de recipientes para calentamiento de líquidos, procesos de industria alimenticia, crisoles para fundición de metales de bajo punto de fusión, hogares, salamandras, hornos, estufas de secados, generadores de calor, cocinas industriales, y procesos diversos.

La presión normal, tratándose de gas natural, debe ser de 3 a 3.5 pulgadas de columna de agua.

Están contruidos sobre modelos de fundición de hierro, aptos para soportar altas temperaturas y cuentan con válvula esférica, venturi, inyectores en bronce con regulador de aire primario de aluminio y llave de ¼ de vuelta manual, siendo aptos para trabajar con gas natural.

2.1.5 Accesorios para el montaje de los quemadores

Figura 19. Sistema de encendido de los quemadores



Fuente: Los autores del proyecto

Entre los accesorios tenemos el sistema de encendido electrónico, tubería de cobre, elementos de regulación y paso de gas.

Figura 20. Elementos del sistema de encendido eléctrico



Fuente: Los autores del proyecto

El sistema de encendido eléctrico consta de una serie de elementos conectados entre si, para facilitar el paso de gas y la producción de la chispa al momento del encendido de los quemadores.

- **Transformador.** Utilizado en gasodomésticos, tiene conexiones para 2 o 4 bujías (2 o 4 quemadores). Voltajes: 120 / 240 Voltios

Figura 21. Encendedor electrónico (transformador)



Fuente: Los autores del proyecto

- **Bujía de encendido.** Van conectadas al encendedor electrónico mediante cable siliconado y es la que produce la chispa de encendido en los quemadores.

Figura 22. Bujía de encendido



Fuente: Los autores del proyecto

- **Interruptor Encendido Electrónico.** Es un interruptor normalmente, abierto, utilizado para crear la chispa necesaria en el encendido del quemador de gas.

Figura 23. Interruptor encendido

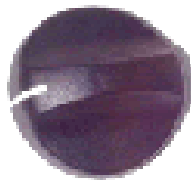


Fuente: Los autores del proyecto

Elementos de regulación y paso de gas:

- **Perilla:** Permite la manipulación de la válvula y de esta manera la regulación del flujo de gas al quemador.

Figura 24. Perilla



Fuente: Los autores del proyecto

- **Válvula.** Elemento mecánico que controla el paso de Gas hacia los quemadores. Para gas natural y gas propano

Figura 25. Válvula



Fuente: Los autores del proyecto

- **Regulador de gas.** Dispositivo utilizado para la reducción de presión en la instalación permitiendo llevar el gas a condiciones aptas para su consumo en el quemador. Esto se logra reduciendo la presión de entrada (5 Psig) y manteniendo la presión de salida (0.2 Psig) aproximadamente constante.

Figura 26. Montaje del regulador de gas



Fuente: Los autores del proyecto

2.1.5.1 Montaje. El montaje de los quemadores con su respectivo sistema de encendido se realizó siguiendo el esquema de la figura 20.

La ubicación de los quemadores en la parte inferior del destilador se realizó sobre un sistema de ubicado en el centro del mismo, el cual permite variar la altura de los quemadores, debido a que la distancia entre el fondo del equipo y los quemadores debe ser de 7 a 9 cm, distancia recomendada por los fabricantes de estufas industriales para evitar que la llama del quemador no se ahogue y permita la evacuación de los gases de combustión.

Figura 27. Montaje de los quemadores de gas en el destilador



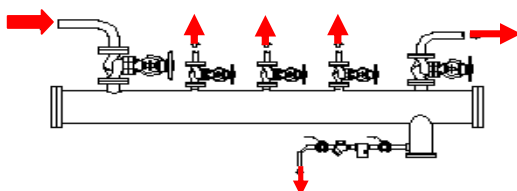
Fuente: Los autores del proyecto

2.2 DISTRIBUCION DE VAPOR

2.2.1 Cabecal de vapor.[1] La función del cabezal de vapor es permitir que el suministro de vapor proveniente de la caldera sea dirigido al equipo de destilación presente en la planta además presenta la opción de suministrar vapor a diferentes estaciones reductoras de presión que proporcionan el vapor a otros equipos locales a presión reducida.

El tamaño del cabezal de vapor para una caldera depende siempre del diseño del sistema de distribución de vapor en la planta y se caracteriza de una entrada común y múltiples salidas que dependen del número de usuarios de vapor presentes en la planta.

Figura 28. Cabecal de vapor para una caldera

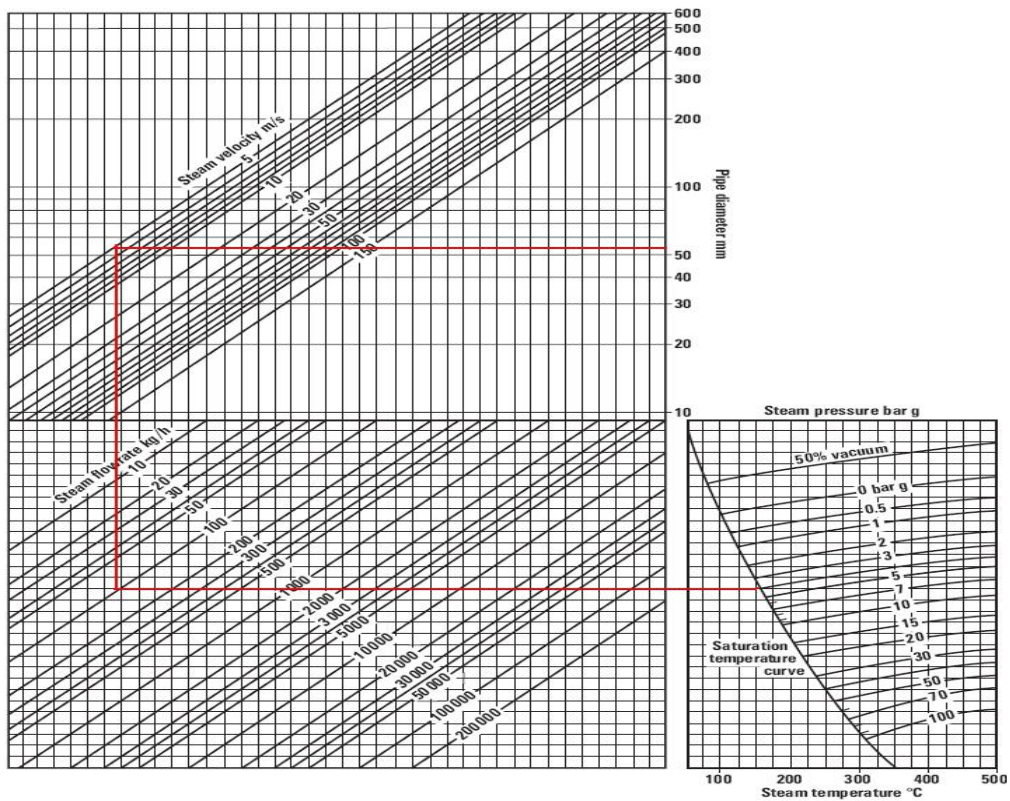


Fuente:[1]

2.2.1.1 Diseño del cabezal de vapor

- **Diámetro.** El diámetro del cabezal se debe calcular con una velocidad máxima del vapor de 10-15 m/s para la carga entrante máxima de vapor., la baja velocidad es importante pues ayuda a cualquier humedad ser arrastrada hacia el colector de condensados.

Figura 29. Grafica de dimensionamiento de tubería para vapor-velocidad



Fuente [5]

Del diagrama anterior, para una velocidad del vapor de 6 m/s, se obtuvo una tubería de aproximadamente 2.5 pulgadas de diámetro. Para nuestro cabezal de vapor adoptaremos un diámetro de 3 pulgadas, para facilitar el montaje de las derivaciones o suministros de vapor.

- **Presión de funcionamiento.** [8] El cabezal debe estar diseñado para la máxima presión de funcionamiento de la caldera. Es importante tener en cuenta que los espesores estándares están basados en temperatura y la presión y que la presión permisible se reduce mientras que la temperatura de funcionamiento aumenta.

Formulas expresadas en función de las dimensiones exteriores:

P = Presión de diseño o presión máxima permitida de trabajo.

S = Valor de esfuerzo del material, lb/pul².

E = Eficiencia de la junta.

R = Radio exterior, pulgadas

D = Diámetro exterior, pulgadas.

t = Espesor de la pared, pulgadas.

• **Casco cilíndrico:**

$$t = \frac{PR}{SE + 0.4P}$$

P = máx. (1.1Ptrab, Ptrab + 30 psi) ⇒ **P = 150 psi.**

S = 15000 lb/pul² manométricas, valor de esfuerzo que se utilizan mas comúnmente para tubos de vapor (A53B, A106B) a temperaturas de -20°F a 650°F

E = 1, Eficiencia de la junta del tubo sin costura.

R = 1.534 pulgadas, correspondiente a un tubo de 3" de diámetro nominal.

C.A = 0.125 pulgadas de margen por corrosión.

$$t = \frac{150 * (1.534 + 0.125)}{15000 * 1 + 0.4 * 150} = 0.01669 + C.A \quad \Rightarrow \quad t = 0.01669'' + 0.125''$$

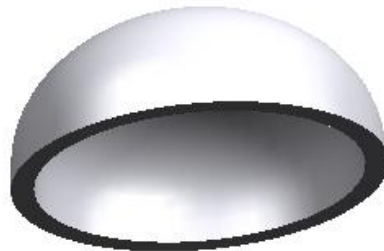
$$t = 0.1417''$$

$t = 0.1417'' < t = 0.203''$, El tubo soporta la presión.

Ver anexo D: Tabla de tuberías estándar

- **Cabeza elipsoidal**

Figura 30. Cabezal elipsoidal del cabezal de vapor



Fuente: Los autores del proyecto

$$t = \frac{PD}{2SE + 1.8P}$$

$$t = \frac{150 * 3.5}{2 * 15000 * 1 + 1.8 * 150} = 0.01734 + C.A \quad \Rightarrow \quad t = 0.01734'' + 0.125''$$

$$t = 0.142''$$

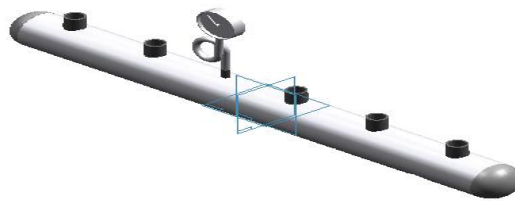
$t = 0.1417'' < t = 0.203''$, El cabezal soporta la presión.

- **Suministros.** Éstos deben siempre estar en la parte superior del cabezal de distribución. La gravedad y la baja velocidad aseguran que cualquier

condensado caiga y drene del fondo del cabezal. Esto asegura de que solamente el vapor seco es transportado.

El cabezal contara con 5 suministros de una 1" de diámetro y una conexión para manómetro ($\frac{1}{4}$ " de diámetro) el cual nos permitirá llevar un seguimiento de la presión de trabajo. Todas las conexiones son acoples roscados hembra los cuales irán soldados al casco cilíndrico.

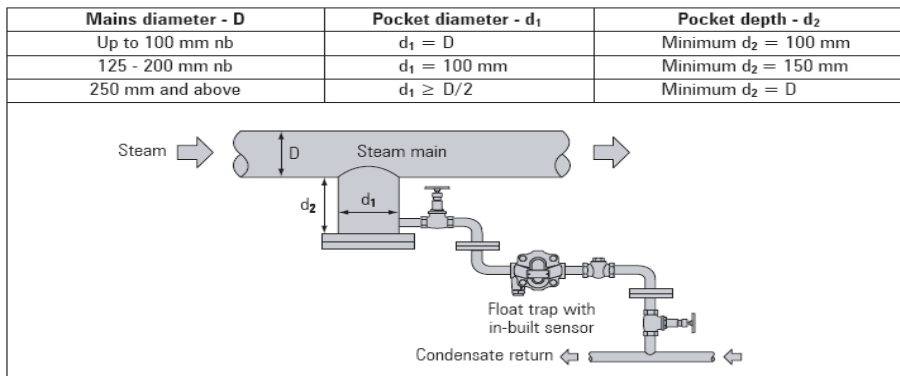
Figura 31. Suministros del cabezal de vapor



Fuente: Los autores del proyecto

- **Trampa de vapor.** Es importante que el condensado sea removido del cabezal tan pronto como se forme. Los cabezales de vapor se deben drenar de una manera similar a la tubería principal de vapor, con un colector colocado convenientemente a lo largo del fondo del cabezal. Se permitirá una caída leve hacia el extremo que contiene el colector de drenaje. Por esta razón una trampa mecánica, por ejemplo una trampa de flotador, es la mejor opción. Si el cabezal es el primer punto de trampeo después del suministro de la caldera, el condensado puede contener partículas remanentes y las trampas termodinámicas son una buena alternativa debido a su robusto diseño. (Ver anexo E)
- **Dimensiones del colector de drenaje.** Las dimensiones recomendadas típicas del colector de drenaje, relativa a tamaños de la tubería principal del vapor se dan en la figura 31

Figura 32. Dimensiones recomendadas del colector de drenaje

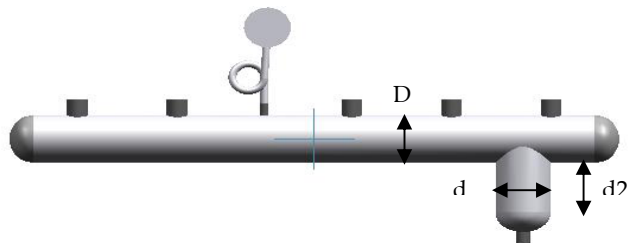


Fuente: [5].

Siguiendo las recomendaciones de *Spiraxsarco* las dimensiones del colector de drenaje quedan así:

D nominal = 3" , $d_1 = D = 3"$, $d_2 = 100$ mm

Figura 33. Colector de condensados del cabezal



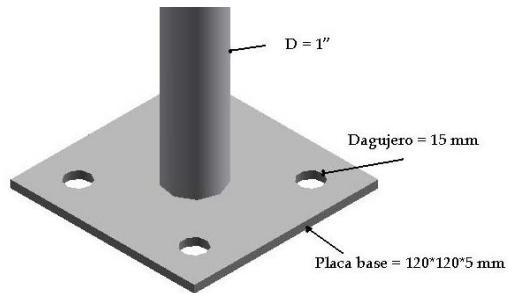
Fuente: Los autores del proyecto

- **Silletas.** El ángulo de contacto mínimo sugerido por el código ASME es 120° excepto para recipientes muy pequeños. El ángulo que utilizamos es de 110° por lo mencionado anteriormente. Entonces nuestra silleta queda formada por una placa de acero estructural A36 de 70*80*3 mm.

Columnas y placa base. Se unieron a las silletas dos tubos cedula 40 de 1" los cuales junto con las placas base (placa de acero estructural A36 de 120*120*5

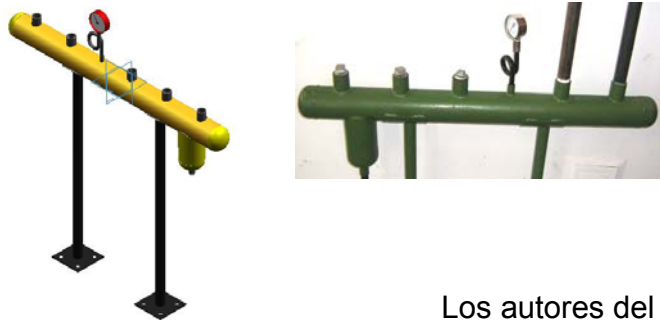
mm y 4 agujeros de 15 mm) conforman el sistema de sostenimiento y anclaje del cabezal de vapor.

Figura 34. Placa base



Fuente: Los autores del proyecto

Figura 35. Cabezal de vapor



Fuente:

Los autores del proyecto

Ver anexo N: Planos cabezal de vapor

2.3 TUBERÍA PARA VAPOR [5].

Hay un gran número de tuberías estándares en existencia alrededor del mundo, pero los más globales son los derivados del Instituto Americano del Petróleo (API), donde los tubos se clasifican en número de cedula.

Hay once cedula que son: 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 hasta la cedula N° 160.

Sin importar el número de cedula, todas las tuberías de un tamaño particular tienen el mismo diámetro exterior. Mientras que el número de cedula aumenta, el espesor de la pared aumenta, y se reduce el diámetro interno.

Solamente las cedulas 40 y 80 cubren la gama completa de diámetros a partir de 15 milímetros hasta 600 milímetros los tamaños nominales y son las cedulas de uso general para las instalaciones de tuberías de vapor.

Las tablas de los números de cedula se pueden obtener del BS 1600 (*British Standard*) las cuales son utilizadas como referencia para el tamaño nominal de tuberías y el espesor de la pared en milímetros. La Tabla 12 muestra las características de algunos tubos cedula 40 utilizados en la planta destiladora. (Ver también anexo D)

Tabla 12. Especificaciones de tubería cd 40

Medida nominal de la tubería (Pulg.)	Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm)	Diámetro interior (mm)
1/2	21.3	2.77	15.8
3/4	26.7	2.87	21
1	33.4	3.38	26.6
1 1/4	42.2	3.56	35.1
1 1/2	48.3	3.68	40.9
2	60.3	3.91	52.5
2 1/2	73	5.16	62.7
3	88.9	5.49	77.9

Fuente: [6]

2.3.1 Material de la tubería. Los tubos utilizados en los sistemas de vapor son comúnmente manufacturados de acero al carbón ANSI B 16.9 A106. El mismo material se puede utilizar para las líneas de condensados.

Para las tuberías que conducen vapor sobrecalentado de alta temperatura, los elementos de aleación adicionales, tales como cromo y molibdeno, se incluyen para mejorar resistencia a la tensión y la resistencia a altas temperaturas, típicamente, los tubos se proveen en longitudes de 6 metros.

El objetivo de cualquier sistema de distribución de un fluido es proveer el fluido a la presión correcta en el punto de uso. Sigue, por lo tanto, que la pérdida de presión a través del sistema de la distribución es una característica importante.

Si hay un sobredimensionamiento de la tubería, los costos de la tubería, válvulas, instalación (soportes), aislamiento y el trampeo (mayor volumen de condensados) serán mayores.

Si hay un subdimensionamiento de la tubería, habrá mayor pérdida de presión, erosión, martilleo de agua (golpe de ariete) y ruido al aumentar la velocidad del vapor.

Según lo mencionado previamente, el factor de la fricción (f) puede ser difícil de determinar, y el cálculo mismo es desperdicio de tiempo especialmente para el flujo turbulento de vapor. Consecuentemente, hay numerosos gráficos y tablas disponibles para relacionar el tamaño de la tubería con el flujo de vapor y pérdidas de presión.

2.3.2 Dimensionado de la tubería por velocidad. La velocidad es un factor importante en el dimensionado de la tubería. Por consiguiente una razonable

velocidad podría ser usada para un fluido particular siendo utilizada como un factor de dimensionamiento práctico. Como una regla general la velocidad de 25 m/s es usada cuando se transporta vapor saturado.

Incluso estas velocidades pueden ser altas en términos de su efecto en las pérdidas de presión. En líneas de suministros más largas, es a menudo necesario restringir la velocidad a 15 m/s para evitar las altas pérdidas de presión. Es recomendado que la tubería por encima de 50 m de longitud sea siempre chequeada por pérdidas de presión, sin importar la velocidad.

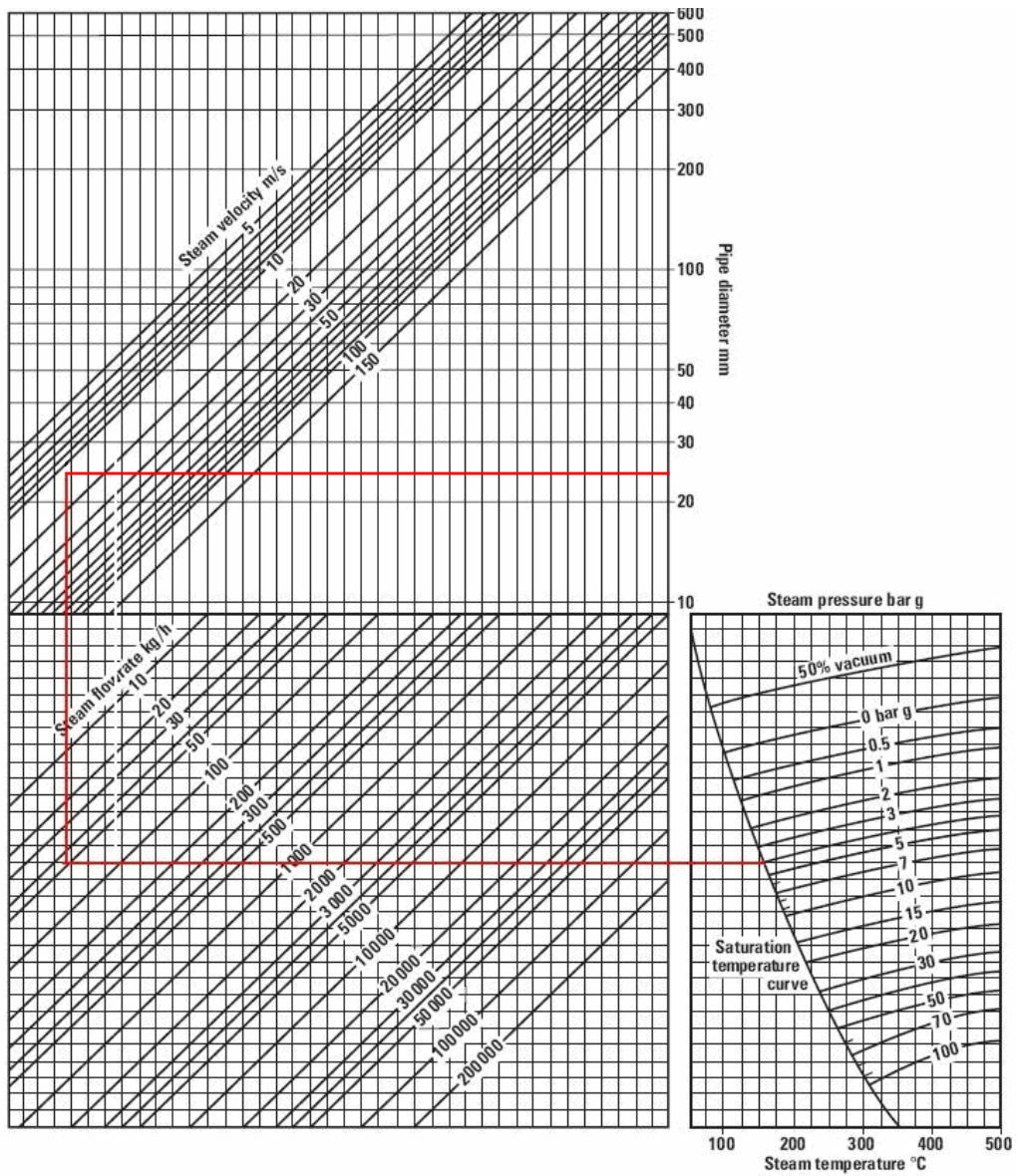
En la planta piloto los parámetros para la selección de la tubería de vapor son:

- $m_v = 45 \text{ kg/h}$,
- $P_{\text{cald}} = 60 \text{ psi}$ que será la presión de trabajo normal para la destilación.

Recurriendo a la figura 36, con los parámetros de entrada: presión 4 bar (60 psi), flujo másico de 50 kg/h de vapor, se obtiene el diámetro de 1" que cumple con lo recomendado.

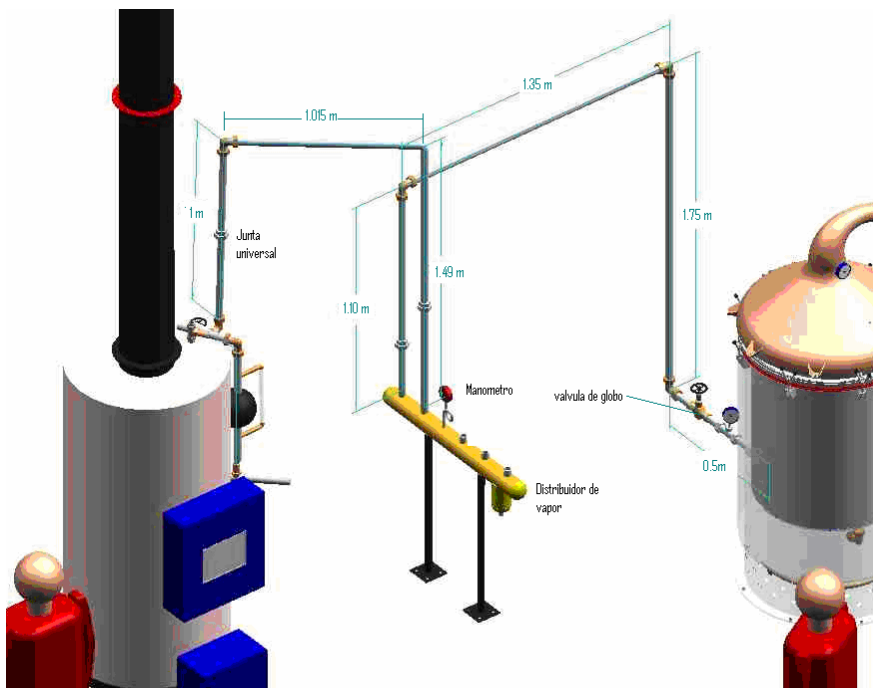
De la gráfica se adoptó el diámetro de la tubería de 1 pulgada.

Figura 36. Gráfica de dimensionamiento de tubería para vapor – velocidad



Fuente [5]

Figura 37. Montaje de la tubería de vapor



Fuente: Los autores del proyecto

2.4 ACCESORIOS

2.4.1 Accesorios para tuberías. En el caso de accesorios para tuberías, es el conjunto de piezas moldeadas o mecanizadas que unidas a los tubos mediante un procedimiento determinado forman las líneas estructurales de tuberías de una planta de proceso.

Entre los tipos de accesorios mas comunes se puede mencionar: Codos, te, junta universal, tapones, válvulas, etc.

La tabla siguiente nos muestra los accesorios utilizados en la planta:

Tabla 13. Lista de Accesorios

ACCESORIO	DIMENSION (pulg.), CARACTERISTICAS	CANTIDAD
Codo	1" Acero al carbono, 150 psi	6
	1/2" Acero al carbono, 150 psi	5
	3/4" Acero galvanizado	3
	1/2" Acero galvanizado	3
	1/2" pvc	5
Te	1/2" Acero galvanizado	3
	1/2" pvc	1
Válvula globo	1" Cuerpo en bronce, 150 psi	1
Válvula de compuerta	1/2" 125 psi	2
Válvula de bola	1/2" Acero galvanizado	4
Tapones	1" Acero al carbono, 150 psi	3
Junta universal	1" Acero al carbono, 150 psi	4
	1/2" Acero al carbono, 150 psi	2
	1/2" Acero galvanizado	3
Filtros	1/2" Acero al carbono, 150 psi	2
Manómetros de carátula	0 – 30 psi	1
Manómetro de carátula	0 – 125 psi	1
Termómetro	0 – 200°C	1
Visor de nivel	1/2" Longitud, 80 cm.	1
Trampa de vapor	1/2", Termodinámica	2

Fuente: Los autores del proyecto

Figura 38. Tubería de retorno de condensados



Fuente: Los autores del proyecto

En la figura 38, se muestra el montaje de la tubería de retorno de condensados al tanque de alimentación de la caldera.

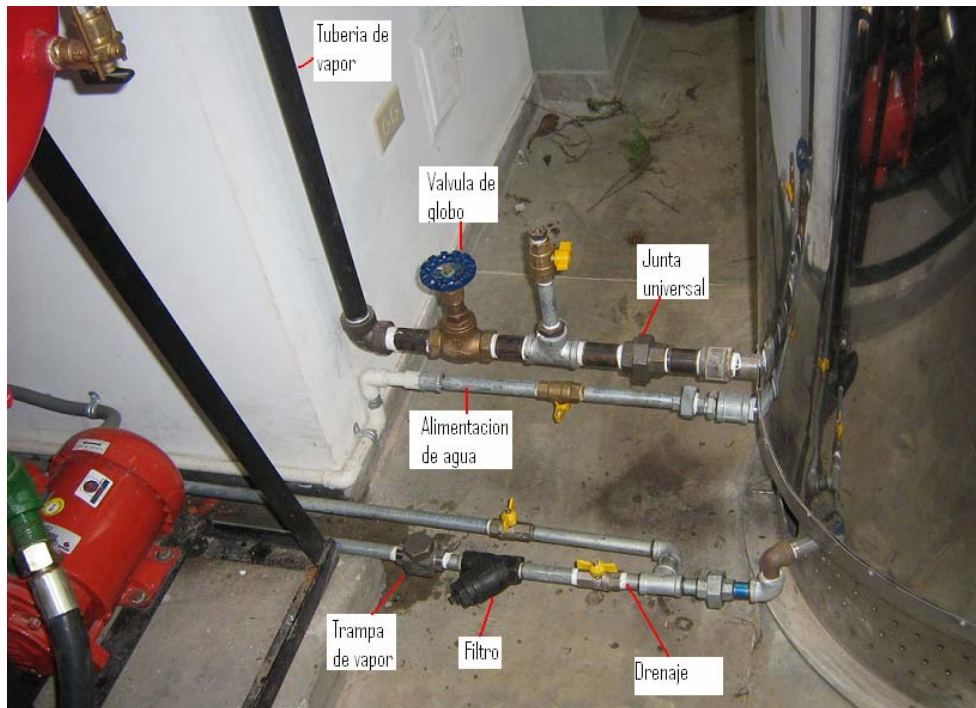
Figura 39. Regulador de gas de segunda etapa



Fuente: Los autores del proyecto

En la figura 39, se muestra el regulador de presión de gas de segunda etapa, que permite la entrada de gas a la caldera a una presión de 0.5 psi.

Figura 40. Suministros al destilador



Fuente: Los autores del proyecto

En la figura 40, se muestra el montaje de la tubería de vapor; la tubería de alimentación de agua para cuando se trabaja el destilador con el método de Hidrodestilación y la tubería de drenaje, la cual consta de una trampa de vapor, para evitar que se escape el vapor en el proceso.

Se utilizó una válvula de globo (figura. 40) la en la entrada del destilador para regular la entrada de vapor y para cuando se trabaje la caldera a alta presión permitirá un pequeño sobrecalentamiento del vapor en el destilador permitiendo la expansión de éste. El cuerpo de la válvula es en bronce y su presión de trabajo es de 150 psi.

Figura 41. Montaje de los tapones en cabezal de vapor



Fuente: Los autores del proyecto

Figura 42. Montaje del filtro



Fuente: Los autores del proyecto

Figura 43. Manómetro de carátula



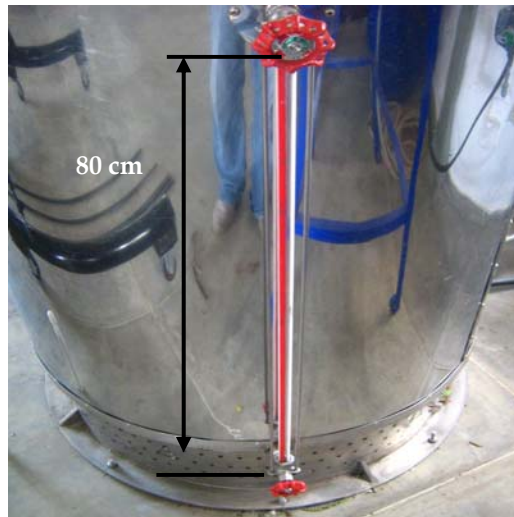
Fuente: Los autores del proyecto

Figura 44. Montaje termómetro en el destilador



Fuente: Los autores del proyecto

Figura 45. Montaje del visor de nivel



Fuente: Los autores del proyecto

2.5 AISLAMIENTO DE LA TUBERIA

El aislamiento térmico trata de reducir las elevadas pérdidas térmicas a través del cerramiento de los equipos, depósitos y tuberías, etc, que debido a las sollicitaciones mecánicas y, o, a las elevadas temperaturas, se construyen de materiales metálicos con elevadas conductividades térmicas.

La reducción del flujo de calor aportada por el aislamiento, supone en primer lugar un ahorro importante en la partida correspondiente al costo energético, pero también posibilita el correcto desarrollo de los diferentes procesos industriales.

Otra parte importante a considerar como consecuencia de la reducción de las fugas térmicas, es el control de temperatura de la superficie exterior (cara fría), que puede suponer un riesgo para las personas (quemaduras), así como evitar su incidencia sobre la temperatura ambiente, cuando los equipos se sitúan en locales con presencia de personas (mantenimiento u otra actividad).

Para determinar el espesor recomendado de aislante de fibra de vidrio, utilizamos la siguiente grafica en la cual entramos con el diámetro de la tubería y la temperatura de servicio en el destilador. (Ver anexo C)

Tabla 14. Espesor optimo de tuberías

ESPESOR OPTIMO DE TUBERIAS

		Diámetro Nominal de la Tubería																					
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
150°F (65°C)	$\epsilon=0.2$	Ts 89	90	90	90	91	91	91	88	88	88	88	89	89	89	89	89	89	87	87	87	87	87
	Q	22	25	29	33	36	42	48	45	50	54	64	73	91	110	127	138	156	141	151	182	226	269
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
250°F (121°C)	$\epsilon=0.2$	Ts 103	96	97	98	98	94	95	95	96	96	97	94	94	95	95	95	93	93	93	93	93	94
	Q	57	55	62	71	77	77	87	98	108	116	136	135	166	197	227	246	242	265	290	342	416	493

Fuente: FIBERGLASS

En nuestro proceso la temperatura del destilador es alrededor de los 110°C. En la tabla para una tubería de diámetro 1 pulgada y para una temperatura de servicio de 121°C, el espesor recomendado es de 1.5 pulgadas.

2.6 TRATAMIENTO DE AGUA

El agua, tiene una gran cantidad de impurezas o contaminantes que desarrollan un efecto negativo en la generación de vapor. La cantidad y clase de estas impurezas depende de la fuente del agua; los objetivos del tratamiento químico son reducir o transformar las impurezas en compuestos pasivos o manejables que puedan ser desalojados en los sistemas de vapor, prevenir la formación de incrustaciones y depósitos en general, prevenir la corrosión por gases o ataque químico en las calderas y en el sistema de condensado y prevenir el arrastre el arrastre de sólidos con el vapor y producir un vapor mas limpio.

El tratamiento externo de agua enfoca generalmente su objetivo al control de impurezas tales como:

- control de la dureza
- control de sílice
- alcalinidad
- pH
- sólidos disueltos totales
- materia orgánica
- gases disueltos

Por lo general, este tratamiento se realiza mediante el proceso de desmineralización con base en resinas de intercambio iónico.

2.6.1 Control de dureza. La dureza es una característica del agua que se expresa como la concentración total de calcio y magnesio, aunque otros constituyentes como hierro, manganeso y otros cationes polivalentes también contribuyen, pero sus concentraciones son tan pequeñas que no afectan la dureza del agua para uso industrial.

El calcio y el magnesio entran a la caldera en forma de carbonatos y bicarbonatos, estos últimos son denominados dureza temporal, porque a altas temperaturas se descomponen en carbonatos no solubles, con tendencia incrustante.

El calcio y el magnesio también pueden entrar como sulfatos y se llama dureza permanente pues son estables con la temperatura. La alta temperatura disminuye su solubilidad y tienden a precipitarse formando escamas sobre la superficie, las cuales son duras y difíciles de remover o eliminar.

Según su dureza, el agua ha sido clasificada de manera arbitraria por la ASTM (*American Society for test and Materials – Sociedad Americana para pruebas y materiales*) de la siguiente forma. [18]

Tabla 15. Rango de dureza del agua

1 – 60	ppm	Suave
61 – 120	ppm	Moderadamente dura
121 – 180	ppm	Dura
> 180	ppm	Muy dura

Fuente [18]

Muchos de los reportes de análisis de agua expresan la dureza total en partes por millón (PPM). La expresión PPM debe ser convertida, si se usa el sistema inglés, a granos por galón (GPG) para poder seleccionar el tamaño de un sistema suavizador. Para convertir la dureza expresada en PPM a GPG, se debe dividir PPM entre 17.1.

Para el tratamiento del agua que será suministrada a la caldera se debe seleccionar un suavizador de intercambio iónico-catiónico, donde para poder determinar su tamaño el primer procedimiento que se debe seguir es determinar el volumen de reposición, la cantidad de dureza del agua y los BHP de la caldera.

2.6.1.1 Cálculos para seleccionar el suavizador de la caldera.

Volumen de reposición. Para poder determinar la cantidad de agua utilizada para alimentar la caldera, se necesita hacer cálculos para convertir la capacidad de la caldera a la cantidad máxima de agua de reposición en litros (galones). Las capacidades de la caldera se dan en varias formas. Sin embargo, todas pueden y deben ser convertidas a un factor común de caballos de fuerza. Por cada caballo de fuerza (0.745 kilowatts) se requiere un volumen de agua de alimentación de 16 lt (4.25 gal.) por hora. Para convertir otras capacidades de la caldera a caballos de fuerza debe tenerse en cuenta la siguiente relación.

1 HP de caldera = 15.7 kg de agua por hora.

Para definir los caballos de fuerza de la caldera deben conocerse dos factores adicionales para poder obtener la cantidad neta de agua de relleno requerida en un período de 24 horas. El primero de éstos es conocer la cantidad de retorno de condensado a la caldera. La cantidad del condensado regresado a un sistema de caldera es información vital para seleccionar un suavizador de agua. Esta información normalmente la conoce el operador de la caldera o el ingeniero de diseño. La cantidad del condensado regresado se resta de la cantidad máxima del volumen de agua de relleno calculado de la capacidad en caballos de fuerza. La cantidad neta a la que se hace referencia es la diferencia entre la máxima agua de relleno menos la cantidad de condensado regresado al sistema:

$$\dot{Q}_{\text{neta}} = \dot{Q}_{\text{Maxima}} - \dot{Q}_{\text{condensado}}$$

Un método muy preciso para determinar la cantidad neta del agua de relleno por hora, o el porcentaje de condensado regresado, puede ser calculando simplemente las operaciones existentes y comparándolas con un análisis del agua del tanque receptor del condensado y el agua cruda de relleno. Al comparar estas dos aguas, se puede calcular la cantidad de condensado regresado al sistema.

El paso final en la recolección de información para el proceso de selección del suavizador es obtener el número de horas que la caldera opera en un día. Esto es

importante para determinar el volumen total de agua de relleno. Una caldera que opera 24 horas al día requerirá agua suave en todo momento, por lo tanto, el diseño requiere el uso de dos unidades. En los sistemas que operan 16 horas al día, el uso de un solo suavizador llena las necesidades de la operación. Típicamente, el tiempo requerido para regenerar un suavizador es menos de tres horas.

Dureza del agua. El dato sobre el análisis a la dureza del agua fue proporcionado por el laboratorio del Acueducto Metropolitano de Bucaramanga, el cual corresponde a 65 ppm.

Se utiliza el sistema inglés para convertir a granos por galón (GPG).

$$\frac{65 \text{ ppm}}{17.1} \cong \mathbf{4 \text{ GPG}}$$

BHP de la caldera. La capacidad de la caldera esta dada en kg o libras por hora de vapor. La caldera con la cual cuenta la planta es de 6 BHP

$$\frac{94.2(\text{kg} / \text{hora})}{15.7} = 6 \text{ BHP} = \frac{207.4(\text{lbs} / \text{hora})}{34.5}$$

Máximo de litros (galones) por hora de agua de relleno. La capacidad de la caldera es de 6 BHP. Convertir los BHP a litros (o galones) por hora de agua de relleno se multiplica por 16 lt (4.25 gal).

$$6\text{BHP} \times 16(\text{lt} / \text{hora}) = 96(\text{lt} / \text{hora})$$

$$6\text{BHP} \times 4.25(\text{gal} / \text{hora}) = 25.5(\text{gal} / \text{hora})$$

Cantidad de condensado regresado al sistema y requerimiento neto de agua de relleno. Para el calculo de la cantidad de condensado que regresa al tanque de alimentación de la caldera se considera que aproximadamente un 10% de la cantidad de vapor producido en la misma se condensa.

El relleno por hora es de:

96 litros ó 25.5 galones

Por lo tanto el condensado regresado es de:

9.6 litros ó 2.6 galones por hora.

Lo que equivale a un requerimiento de agua de relleno igual a:

$96 - 9.6 = 86.4$ (litros de relleno netos por hora)

$25.5 - 2.6 = 22.9$ (galones de relleno netos por hora)

Requerimientos totales diarios de relleno

La cantidad de agua a tratar en el suavizador en un día en la cual la caldera opera 8 horas es la equivalente a:

$$86.4(\text{lt} / \text{hora}) \times 8(\text{horas}) = 691.2(\text{lt} / \text{dia})$$

$$22.9(\text{gal} / \text{hora}) \times 8(\text{horas}) = 183.2(\text{gal} / \text{dia})$$

Calculo de los gramos como CaCO_3 (o granos) de dureza totales que deberán ser removidos diariamente

Teniendo:

Agua de reposición de: 691.2 (litros/día) ó 183.2 (gal/día)

Dureza de: 65 (ppm) ó 65 (mg/lit) ó 0.065 (g/lit) ó 4 GPG.

Entonces:

$$691.2(\text{lt} / \text{dia}) \times 0.065(\text{g} / \text{lt}) = 45 \text{ g de dureza seca}$$

$$183.2(\text{gal} / \text{dia}) \times 4\text{GPG} = 733 \text{ granos de dureza seca}$$

45 g o 733 granos de dureza seca, necesitan ser removidos del agua cada día cuando se opera la caldera 8 horas, esto lleva a la selección del suavizador del agua. Debido a la naturaleza de la importancia de obtener agua suave para el agua de alimentación de la caldera, se deja un margen de error en el proceso de selección. Comúnmente, este margen es del 15%.

$$45(\text{gramos} / \text{dia}) \times 1.15 = 52 \text{ gramos}$$

$$733(\text{granos} / \text{dia}) \times 1.15 = 843 \text{ granos}$$

Dando como resultado una demanda total de remoción de 52 gramos (843 granos) por día que necesitan ser removidos.

2.6.1.2 Selección del suavizador. Según los cálculos del suavizador anteriormente presentados, se realizó la cotización de un suavizador que cumpliera esos requerimientos, donde se eligió la propuesta del Ingeniero Químico William Larrota Picon, profesor de la escuela de química, quien tiene experiencia en la fabricación de aparatos para el tratamiento de agua en equipos industriales, equipo que fue fabricado e instalado en las instalaciones de Cenivam, con todos los accesorios necesarios para su correcto funcionamiento el cual consta de los siguientes elementos y especificaciones, como se puede ver en la fotografía.

Especificaciones del Suavizador:

Suavizador de intercambio iónico-catiónico, diseñado para tratamiento de agua de calderas.

Un prefiltro de cartucho y coraza transparente.

Dos columnas de resina catiónica (material PVC).

- Sistema de accesorios (válvulas, tubería, juntas, codos) que permiten la regeneración de las resinas.

- Soporte metálico para facilitar su instalación.
- 18 litros = 0.64 ft³ de resina catiónica LEWATIT (Bayer).
- Un manómetro indicador de presión.
- Capacidad del sistema: Con las condiciones de dureza del agua de Bucaramanga, el equipo se garantiza para producir por lo menos 20 m³ de agua desionizada por ciclo de regeneración.

Figura 46. Suavizador de agua para caldera



Fuente: Los autores del proyecto

2.6.2 Control de sílice: Bajo ciertas condiciones, la sílice presente en el agua se deposita o incrusta formando escamas duras. Cuando se presentan arrastres, la sílice se deposita en los tubos del sobrecalentador. El control de la sílice se obtiene generalmente mediante el manejo adecuado de la purga continua y se hace mediante la apertura de la válvula de control de purga.

2.6.3 Alcalinidad: Es la capacidad que tiene el agua de recibir ácidos sin cambiar substancialmente su pH. La alcalinidad en el agua se debe al contenido de hidróxidos - NaOH, Ca(OH)₂ - carbonatos - CO₃ – y bicarbonatos - HCO₃.

Cuando en el tratamiento de ablandamiento se utiliza zeolitas, la alcalinidad está generalmente en forma de bicarbonatos; si se ablanda con cal es casi carbonato puro, pero de todas formas el agua puede contener algo de hidróxidos. Cuando los carbonatos y bicarbonatos se exponen a las temperaturas de caldera se rompen liberando CO₂ (dióxido de carbono) y se neutraliza por tratamiento químico del vapor, ya sea directamente o en forma indirectas a través de la caldera para producir un pH del condensado en el intervalo de 8,5 a 9

2.6.4 Gases disueltos. Otro de los problemas relacionados con la calidad del agua en las calderas es la corrosión en sus tuberías debido al oxígeno disuelto en el agua y un pH no controlado, para evitar esto se debe tener una concentración de oxígeno en el agua de alimentación limitada a 0.005 cc por litro y mantener un pH de alimentación entre 8 y 9, y el agua de la caldera deberá tener un pH entre 10.5 y 11.

Para evitar la corrosión por oxígeno libre se suele emplear un desgasificador externo que reduce el nivel de oxígeno, el cual consiste en el calentamiento del agua pulverizada con una inyección de vapor en contra corriente, lo que produce la evaporación o arrastre del oxígeno por el vapor. Sin embargo, este proceso no es efectivo totalmente, por lo que es necesario inyectar al agua un secuestrante o limpiadores de oxígeno como productos volátiles tales como Hidrocina (N₂H₄) u otros productos orgánicos como Carbohidrocina, Hidroquinona, Dietilhidroxietanol, Metiletilcetocina, pero también no volátiles como sales de Sulfito Sódico Na₂SO₃, siendo más utilizado este último el cual reacciona con el oxígeno libre formando sulfatos que pueden ser desalojados del sistema en forma de lodos, si la instalación carece de desgasificador se instala un condensador de superficie con un pozo caliente desgasificador que ayuda a reducir el oxígeno hasta 0.33 cc/litro. Las ventajas que tiene la eliminación del oxígeno con sulfitos de sodio es que elimina el riesgo de corrosión interna de la caldera, es fácil de controlar y las desventajas es que se debe disolver antes de llegar a la caldera en el tanque de

alimentación ya que necesita un tiempo de reacción previo antes de entrar a la caldera, se requieren 8 ppm de sulfito por cada ppm de oxígeno.[23]

2.6.5 PH. Es una medida de la actividad del ión hidrogeno, que indica la alcalinidad del agua. El agua se considera neutra cuando tiene un pH igual a 7, por debajo de este valor el agua es ácida y muy agresiva, para mantener el pH en valores adecuados (10.5-11), se añade sosa cáustica o fosfato trisódico, el uso del fosfato trisódico presenta más problemas ya que se precisan altas concentraciones para obtener el pH deseado y este compuesto tiene una solubilidad limitada.

Todos los tratamientos del agua para la caldera repercuten directamente sobre el buen funcionamiento de la misma así como sobre la vida de muchos de los elementos que forman el equipo generador de vapor, en la actualidad en la planta de Cenivam solo se realiza el tratamiento al agua con un suavizador, debido a que la operación de la caldera no es en forma continua y la utilización de este equipo garantiza una buena agua para el buen funcionamiento de la caldera y el procedido de limpieza de oxigeno para evitar la corrosión interna en la tubería de la caldera se puede agregar mas adelante en esta planta y por ahora solo se hace la recomendación para que sea implementado en un futuro.

3. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

El sistema de enfriamiento de la planta tiene como funciones condensar el extracto aromático proveniente del destilador, mediante la circulación de un flujo de agua a través de un condensador y además la de retirar el calor ganado por el agua en el proceso de condensación utilizando una torre de enfriamiento. El sistema descrito operará a través de un flujo constante de agua en circuito cerrado entre el condensador y la torre de enfriamiento, generando de esta forma la optimización del proceso.

En la torre, el proceso de enfriamiento se obtiene al pasar el agua caliente (dispersa en gotas finas) proveniente del condensador, en contracorriente con un caudal de aire frío, aumentando el tiempo de contacto directo entre los mismos mediante un relleno en PVC que se encuentra instalado en la parte media de la torre, cuyo objetivo es aumentar el tiempo de residencia y el área de contacto, permitiendo el cambio de temperatura del agua a medida que desciende, para luego ser bombeada nuevamente al condensador.

3.1 CÁLCULO TÉRMICO Y MECÁNICO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

El cálculo de una torre de enfriamiento consiste en determinar las dimensiones del relleno que se utilizará, la selección de extractor de aire (ventilador), las dimensiones del depósito de agua y la selección de un adecuado sistema aspersor de agua, por lo tanto es necesario conocer los datos del proceso, los cuales corresponden al caudal de agua a enfriar, temperatura de entrada del agua a la torre, rango de enfriamiento, temperatura de bulbo húmedo del aire en el sitio donde funcionará la torre, la aproximación de la torre y la cantidad de calor a extraer, los cuales junto con los datos de criterio de diseño nos ayudaran a determinar el volumen del relleno que se necesitara para nuestro propósito.

A continuación se presenta el cálculo térmico y mecánico de la torre de enfriamiento tipo “tiro inducido en contra flujo”, a utilizar en la planta piloto para la destilación de aceites esenciales, utilizando la teoría de termo transferencia de Merkel.

En la realización del cálculo térmico y mecánico de la torre de enfriamiento se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos: datos de diseño, evaluación de la relación L/G, calculo del número de unidades de Transferencia NTU, determinación y cálculo del volumen del relleno y la selección del ventilador.

3.1.1 Datos operativos. Son los requerimientos de temperatura y flujo de agua que se requiere para calcular la cantidad de calor a extraer, los cuales fueron tomados a partir de los resultados del diseño del condensador realizado en la tesis de grado “Diseño y construcción de un equipo de destilación para la extracción de aceites esenciales, usando los métodos de hidrodestilacion, arrastre con vapor y destilación con agua / vapor” [9]

- Temperatura de entrada del agua a la torre, igual a la temperatura de salida del agua del condensador.

$$t_1 = 42 \text{ }^\circ\text{C} = 107,6 \text{ }^\circ\text{F}$$

- Temperatura de salida del agua, igual a temperatura de entrada del agua al condensador.

$$t_2 = 30 \text{ }^\circ\text{C} = 86 \text{ }^\circ\text{F}$$

- Rango de enfriamiento.

$$\text{Rango } (t_1 - t_2) = 12 \text{ }^\circ\text{C} = 22 \text{ }^\circ\text{F}$$

- El caudal de agua para el cálculo de la torre es de: $Q_{\text{agua}} = 20 \text{ gpm}$, teniendo en cuenta que el flujo de agua requerido en el diseño del condensador (16.33 gpm), fue a máximo flujo de vapor por parte de la caldera y como se puede ver en el calculo de flujo de vapor para 50 kg de material vegetal es

aproximadamente de 45 kg/h de vapor, prácticamente la mitad de capacidad por parte de la caldera y que en la planta piloto más adelante se piensa instalar otro equipo de destilación, por estas razones se selecciona un caudal que pueda suplir dichas necesidades futuras.

Por lo tanto el flujo masico de agua es:

$$\dot{m}_w = 20(\text{gpm}) * \frac{1\text{m}^3}{264.2\text{gal}} * \frac{60\text{min}}{1\text{hora}} = 4,54 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{hora}} \right]$$

$$\dot{m}_w = 4,54 \frac{\text{m}^3}{\text{hora}} * 998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 4533 \frac{\text{kg}}{\text{hora}} * \frac{2.2\text{ lb}}{1\text{ kg}} = 9972 \frac{\text{lb}}{\text{hora}}$$

Para el cálculo se toma una aproximación de flujo masico de agua igual a 10000 lb/hora

$$\dot{m}_w = 9972 \frac{\text{lb}}{\text{hora}} \approx 10000 \frac{\text{lb}}{\text{hora}}$$

- La carga térmica a extraer del agua se obtiene de la siguiente forma:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T, \quad \text{donde}$$

$$\dot{m} = 20\text{gpm} = 10000 \frac{\text{lb}}{\text{hora}}$$

$$C_p = 1 \frac{\text{Btu}}{\text{Lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\text{Rango} = \Delta T = 12^\circ\text{C} \approx 22^\circ\text{F}$$

$$Q = 10000 \frac{\text{Lb}}{\text{hr}} * 1 \frac{\text{Btu}}{\text{Lb} \cdot ^\circ\text{F}} * 22^\circ\text{F}$$

$$Q \approx 220.000 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 64,47[\text{kw}]$$

- La temperatura de bulbo húmedo promedio para la ciudad de Bucaramanga.

$$T_{\text{wb}} = 75^\circ\text{F} = 24^\circ\text{C}$$

Dato suministrado por el departamento de Ingeniería de SERVIPARAMO de la ciudad de Bucaramanga.

- La Humedad relativa promedio en Bucaramanga es del 75%.
- El Relleno utilizado en la torre es de tipo multicelda CPVC con un factor de:

$$K_{xa} = 28 \text{ [lb/(hora*ft}^3\text{)]}$$

Dato calculado experimentalmente del relleno que utiliza la torre de enfriamiento del laboratorio de Plantas térmicas de ingeniería mecánica UIS. Ver anexo E

3.1.2 Datos derivados de criterio de diseño. Son los límites operativos y recomendaciones necesarias para diseño de torres de enfriamiento, entre las cuales se encuentran.

- La relación de flujo masico de agua y aire por unidad de superficie se recomienda que este dentro del siguiente rango:

$$L/G = [0.6 \text{ y } 1.3], \text{ donde [14]}$$

L = Flujo másico de agua por unidad de superficie

G = Flujo másico de aire por unidad de superficie

Para el cálculo de la torre se tomó un valor aproximado de $L/G = 0,74$ en base a los datos de una torre de enfriamiento comercial marca AMCOT que maneja un caudal de agua igual al diseño realizado.

- Aproximación, según recomendaciones [17] el valor de la aproximación (diferencia entre las temperaturas del agua de salida y la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada a la torre) debe ser como mínimo 10°F ya que al aproximarse a la temperatura de bulbo húmedo y el mismo rango de enfriamiento la altura aumenta.

Para nuestro caso la Aproximación es:

$$A = t_2 - T_{wb}, \text{ donde}$$

t_2 es la temperatura del agua de salida

T_{wb} es la temperatura de bulbo húmedo del aire

$$A = 86 \text{ }^\circ\text{F} - 75 \text{ }^\circ\text{F} = 11 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$A = 30 \text{ }^\circ\text{C} - 24 \text{ }^\circ\text{C} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

- La velocidad del aire de paso por la torre debe estar entre [400 – 600] f.p.m, valores recomendados para los tipos de rellenos utilizados. [14]

3.1.3 Evaluación de la relación L/G. El valor de L/G (donde L es el flujo másico de agua por unidad de superficie y G es el flujo másico de aire por unidad de superficie) debe ser tal que la línea de operación de la torre no se intercepte con la línea de saturación del aire en la carta psicrometrica, debido a que la eficiencia del enfriamiento se logra hasta el punto en el cual el aire se satura. La línea de operación de la torre esta regida por la siguiente ecuación:

$$H_2 = H_1 + C_p^* (L/G)^* (t_1 - t_2)$$

- **Cálculo del flujo masico de aire**

Para definir los caudales de aire y agua a partir de la relación L/G tenemos:

$$\frac{L}{G} = \frac{\frac{\dot{m}_w}{area}}{\frac{\dot{m}_G}{area}} \Rightarrow \frac{L}{G} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_G}$$

El flujo masico de agua calculado según los datos operativos corresponde a:

$$\dot{m}_w \approx 10000 \left[\frac{lb}{hora} \right]$$

Despejando se obtiene el flujo masico de aire que se necesita:

$$\frac{L}{G} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_G} = 0.74 \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_g = \frac{10000}{0.74} = 13514 \left[\frac{lb}{hora} \right]$$

- **Cálculo de caudal de aire**

$$Q_{aire} = \frac{\dot{m}}{\rho_{aire}}$$

Donde la densidad del aire para una temperatura promedio de 75 °F es:

$$\rho_{aire} = 0.0722 \text{ lb/ft}^3 \quad [15]$$

Reemplazando se obtiene un caudal de aire en pies cúbicos por minuto de:

$$Q_{aire} = \frac{13514 \frac{lb}{hora}}{0.0722 \frac{lb}{ft^3}}$$

$$Q_{aire} = 187175 \frac{ft^3}{hora} * \frac{1hora}{60 \text{ min}}$$

$$Q_{aire} \approx 3120 [c.f.m]$$

3.1.4 Cálculo del número de unidades de transferencia NTU. El número de unidades de transferencia es calculado por el método de integración numérica, donde los cálculos son mostrados en la tabla 16 y el diagrama del proceso se representa en la figura 47.

Los cálculos para una torre de enfriamiento en contra flujo inician en la parte inferior de la torre, debido a que es el punto donde se conocen las condiciones tanto del aire como del agua.

Con los siguientes datos operativos de la torre se realizaron los cálculos que se muestran en la tabla 16

- $t_1 = 42\text{ °C} = 107,6\text{ °F}$ Temperatura de entrada del agua a la torre
- $t_2 = 30\text{ °C} = 86\text{ °F}$ Temperatura de salida del agua de la torre.
- $T_{wb} = 75\text{ °F} = 24\text{ °C}$ Temperatura de bulbo húmedo
- $*H = 39.3\text{ Btu/lb}$ Entalpía del aire a T_{wb}
- $L/G = 0.74$ Relación de flujo masico de agua y aire por unidad de superficie.

Tabla 16. Cálculos de integración numérica

$T_w\text{ °C}$	$T_w\text{ °F}$	Entalpia $T_w * H$ (Btu/lb)	Entalpía del aire H (Btu/lb)	$*H - H$	$(*H - H)_{prom}$	$dt/(*H-H)_{pro}$
30	86	50,66	38,61	12,14		
31	87,8	52,84	39,852	12,988	12,564	0,143266476
32	89,6	55,24	41,184	14,056	13,522	0,133116403
33	91,4	57,76	42,516	15,244	14,65	0,122866894
34	93,2	60,4	43,848	16,552	15,898	0,113221789
35	95	63,3	45,18	18,12	17,336	0,10383018
36	96,8	66,05	46,512	19,538	18,829	0,095597217
37	98,6	69,08	47,844	21,236	20,387	0,088291558
38	100,4	72,25	49,176	23,074	22,155	0,081245768
39	102,2	75,58	50,508	25,072	24,073	0,074772567
40	104	79,3	51,84	27,46	26,266	0,068529658
41	105,8	82,76	53,172	29,588	28,524	0,063104754
42	107,6	86,62	54,504	32,116	30,852	0,058343057
					NTU=	1,146186321

Fuente: Los autores del proyecto

En las dos primeras columnas de la tabla 16 se muestran las temperaturas del agua en incrementos de 1 °F y su respectiva equivalencia en °C, en la tercera columna se presenta la entalpía del aire saturado en [Btu/lb] para cada temperatura de la segunda columna, las cuales se obtienen de tablas psicrométricas. (Ver anexo G tablas de entalpías).

La columna 4 inicia con el valor de la entalpía H_1 igual a 38,61 Btu/lb que corresponde al aire de entrada con una temperatura de bulbo húmedo de 75 °F. La relación

$$H_2 = H_1 + C_{pw} * (L/G) * (t_1 - t_2)$$

Se usa para calcular las entalpías sucesivas de la columna 4.

Con $C_{pw} = 1 \text{ Btu/ (lb} \cdot \text{°F)} = 4018 \text{ kJ/ (kg} \cdot \text{°K)}$;

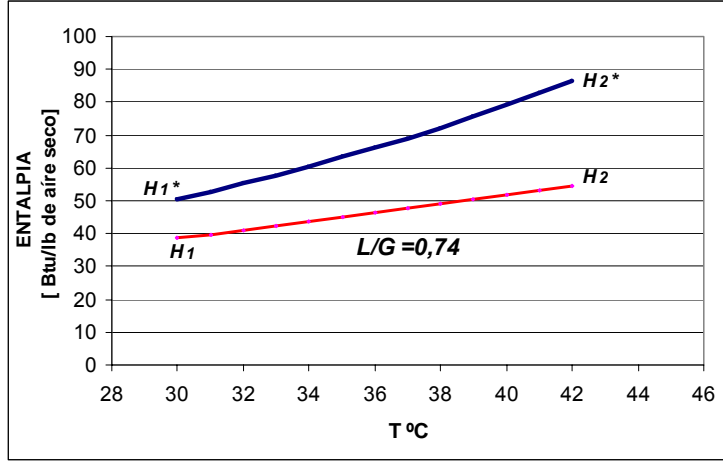
En la columna 5 se calcula la diferencia de potencial para cada incremento de temperatura, lo cual corresponde a la resta entre columna 3 y la 4 ($H_3 - H_4$). Los valores de entrada y salida de cada incremento de temperatura de la columna 5 son promediados y listados en la columna 6. Dividiendo los incrementos de temperatura entre los valores promediados de la columna 6 nos representa la suma de los NTU para cada incremento de temperatura, los cuales se presentan en la columna 7, la sumatoria de los valores incrementales de la columna 7 representa los NTU totales para el rango de enfriamiento, lo cual quiere decir que para un rango de 12 °C y las condiciones de temperaturas dadas se necesita:

$$\mathbf{NTU = 1,146.}$$

Este dato nos servirá mas adelante, para calcular el volumen del relleno de la torre para que cumpla con los requerimientos térmicos.

En la figura 47 se observa el comportamiento teórico del proceso de enfriamiento de la torre respecto a las variables de temperatura y entalpía.

Figura 47. Diagrama entalpía-temperatura para la solución numérica



Fuente: Los autores del proyecto

3.2 DETERMINACIÓN Y CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL RELLENO

El relleno a utilizar para el diseño de la torre es de tipo multicelda CPVC con un factor K_{xa} igual a 28 (lb/(hora* f^3)).

Comercialmente se encuentran módulos de relleno (30x180x30)cm, lo que nos permite delimitar el área de la torre de acuerdo a las dimensiones del relleno. Se realizó un arreglo de tres módulos como base, los cuales dieron una profundidad de 90 cm, dejándose 120 cm de frente, para tener un área transversal de.

$$A = 1.2 \text{ m} \times 0.9 \text{ m} = 1.08 \text{ m}^2 = 11.62 \text{ ft}^2$$

Obteniéndose de esta manera un área para la torre de **11.62 ft²**

El área que se selecciono sirve para calcular el volumen de relleno de la torre de enfriamiento con la siguiente ecuación:

$$V = \frac{NTU * L}{K_{xa}}$$

L= flujo masico de agua por unidad de área Lb/(hora* ft^2)

$$K_{xa} = 28 \text{ lb}/(\text{hora} \cdot \text{ft}^3)$$

$$NTU = 1,146$$

Calculando L, se obtiene:

$$L = \frac{10000 \text{ lb/hora}}{11.62 \text{ ft}^2} \quad L = 860.6 \frac{\text{lb}}{\text{hora} / \text{ft}^2}$$

Reemplazando se calcula el volumen del relleno para la torre:

$$V = \frac{1,146 \times 860,6}{28} \quad V = 35,22 [\text{ft}^3]$$

Por lo tanto la altura del relleno para la torre de enfriamiento debe ser igual o superior al valor obtenido:

$$Z = \frac{V}{A} = \frac{35,22}{11.62} \left[\frac{\text{ft}^3}{\text{ft}^2} \right] \quad Z = 3,03 [\text{ft}] = 92.4 [\text{cm}]$$

Nota: Para la construcción de la torre se toma una altura de relleno de 90 cm, para asegurar un mayor tiempo de contacto entre el aire y el agua a enfriar.

3.3 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

El equipo de ventilación o extractor de aire seleccionado debe cumplir con el caudal de diseño, teniendo en cuenta las pérdidas que se generan por las ventanas de entrada del aire y el tipo de relleno utilizado en la torre, el cual genera una caída de presión por cada pie de altura, si el ventilador vence esta caída de presión y su caudal es igual o superior al del diseño (3120 c.f.m) se considera un buen equipo para la torre.

3.3.1 Caída de presión por el relleno. Para calcular la caída de presión que debe vencer un ventilador por efecto del relleno, se debe tener en cuenta el posible deterioro del relleno y por esto el valor del relleno debe ser sobreestimado, el

cálculo de caída de presión para el tipo de relleno plástico se calcula mediante la siguiente ecuación cuyo valor nos da en pulgadas de agua.

$$\Delta P = A(L)^b (G)^d \quad [14]$$

Donde:

ΔP = presión estática del aire, en pulgadas de agua por pie de distancia de viaje del aire.

A, b, d , son constantes empíricas tomadas de la tabla 17

Tabla 17. Rendimiento de rellenos para tipos de torres

TIPO DE RELLENO	TAMAÑO DEL RELLENO (ALTURA)	CONSTANTES PARA LA E.C $\Delta P = A(L)^b (G)^d$		
		A	b	d
CONTRAFLUJO CF19060	2 ft	1.01 E-09	0.272	2.065
	3 ft	0.67 E-09	0.209	2.180
	4 ft	0.76 E-09	.0257	2.120
	5 ft	1.28 E-09	.0240	2.070

Fuente [14]

Para una altura de relleno de 90 cm, que equivalen aproximadamente a 3 pies tenemos que:

$$A=0.67 \times 10^{-9} \quad b= 0.209 \quad d= 2.180$$

$$\Delta P = 0.67 \times 10^{-9} * \left(\frac{10000}{11.63} \right)^{0.209} * \left(\frac{13514}{11.63} \right)^{2.180}$$

$$\Delta P = 0.014 \text{ in de agua} \approx 3,5 \text{ Pa}$$

3.3.2 Caída de presión por ventanas de aireación. Las ventanas de aireación o tomas de aire presentan las siguientes dimensiones, las cuales deben llevar una malla protectora para evitar la entrada de mugre al tanque de la torre:

- 2 ventanas de 70 cm x 25 cm
- 2 ventanas de 100 cm x 25 cm

Cada ventana presenta una profundidad de 8 cm, para evitar la salida del agua por salpicadura cuando cae al tanque de la torre proveniente del relleno.

Por lo tanto tenemos un área total de succión de 8500 cm².

Para poder determinar la caída de presión total presentada en las ventanas, se utilizo la siguiente ecuación, que representa la caída de presión en ductos de succión.

$$\Delta P = \lambda \frac{L * V^2 * \delta}{2 * D_e} \quad [3]$$

Donde:

λ : Coeficiente de rozamiento; $\lambda = 0.22$ (fibra de vidrio pulido)

L: Longitud del ducto o ventana de succión; L=0.08 m

V= Velocidad de la corriente de aire

δ = Densidad del aire; $\delta = 1.2 \text{ kg/m}^3$

D_e = Diámetro equivalente.

Como la ecuación es función del diámetro, se calcula el diámetro equivalente con la siguiente ecuación.

$$D_e = 1.3 \frac{(a * b)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}} \quad [3]$$

Según las dimensiones de las ventanas de succión mostradas en la figura 48, las dimensiones de **a** y **b** son las siguientes:

Figura 48. Dimensiones de las ventanas de succión de la torre



Reemplazando en la anterior ecuación tenemos que:

$$D_{e1} = 0.44[m]$$

$$D_{e1} = 0.51[m]$$

Para el diseño se tiene un caudal de aire de $Q = 3120 \text{ c.f.m} \approx 5300 \text{ m}^3/\text{hora}$, pero como tenemos cuatro ventanas, tendremos un promedio de entrada de aire por cada ventana de $Q = 1325 \text{ m}^3/\text{hora}$, lo que nos permite calcular la velocidad promedio de entrada del aire por cada ventana según su área, con la siguiente ecuación.

$$v\left(\frac{m}{s}\right) = \frac{Q\left(\frac{m^3}{h}\right)}{3600 * A\left(m^2\right)}$$

Reemplazando en la ecuación tenemos que:

$$V_1 = \frac{1325}{3600 * 0.175} \quad \rightarrow \quad V_1 = 2.1\left(\frac{m}{s}\right)$$

$$V_1 = \frac{1325}{3600 * .25} \quad \rightarrow \quad V_1 = 1.5\left(\frac{m}{s}\right)$$

Ahora reemplazando todos los valores, se tienen las caídas de presión por las ventanas de succión:

$$\Delta P_1 = 0,105(Pa) \times 2 \quad \rightarrow \quad \Delta P_1 = 0,212(Pa)$$

$$\Delta P_2 = 0,0465(Pa) \times 2 \quad \rightarrow \quad \Delta P_1 = 0,094(Pa)$$

$$\Delta P_{Total \text{ por ventanas}} = 0,305 [Pa]$$

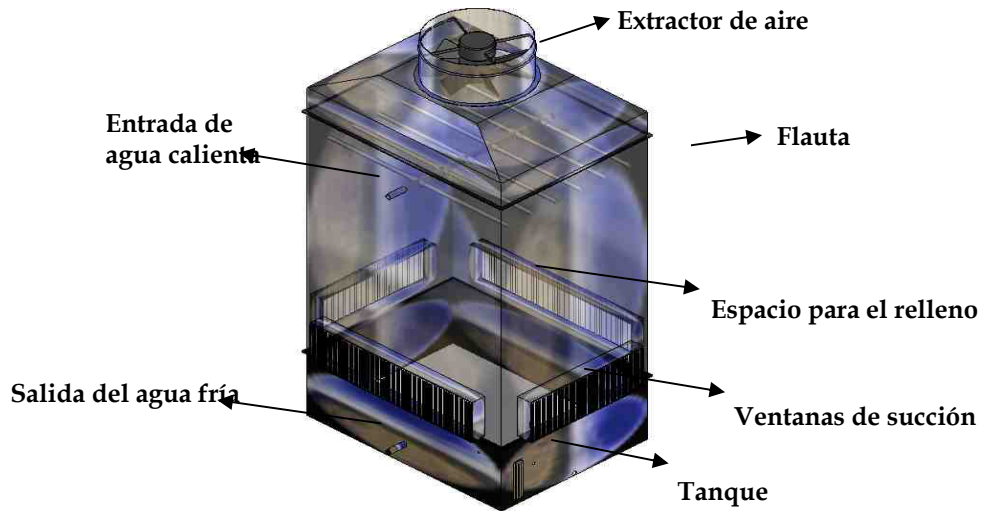
Como se puede apreciar la caída de presión por las ventanas de succión de aire es muy pequeña comparada con la que produce el relleno, que es de 3,65 Pa, por lo tanto se selecciono un ventilador en base a los cálculos de caudal de aire requerido el cual es de 3120 c.f.m $\approx 1.85 \text{ m}^3/\text{s}$ y cabeza de presión a vencer superior a la suma de las caídas de presión de aproximadamente 4 Pa.

Según catálogo de la SIEMENS se escogió un ventilador tipo trifásico serie 2CC 506-5YB6 con dimensiones y características técnicas que se pueden apreciar en el ANEXO F. (ficha técnica del extractor de aire)

3.4 ESTRUCTURA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

La estructura básica de la torre es de forma prismática como se aprecia en la figura 41 y material de fibra de vidrio con un recubrimiento exterior para protección UV, en la parte superior de la misma va montado el extractor de aire que fue seleccionado anteriormente. Las dimensiones de la torre se pueden ver en el Anexo P (planos de la torre de enfriamiento)

Figura 49. Estructura básica de la torre de enfriamiento



Fuente: Los autores del proyecto

3.5 SELECCIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Según el diseño realizado, la fabricación de la torre resultaba mas costosa que comprar una ya construida comercialmente en el mismo material, por tal razón se selecciono una torre de industrias PROTON Ltda., la cual trabaja bajo las siguientes condiciones de operación.

Tabla 18. Condiciones de operación de una torre de enfriamiento PROTON

CONDICIONES DE OPERACIÓN		
Caudal del agua	4,5 m ³ /h	20 gpm
Temperatura de entrada del agua	45 °C	113 °F
Temperatura de salida del agua	30 °C	86 °F
Temperatura de bulbo húmedo	25 °C	77 °C

Rango de enfriamiento	15 °C	27 °C
Aproximación	5 °C	9 °F
Potencia térmica efectiva.	67500 kcal/h	267840 Btu/h

Fuente: PROTON

3.5.1 Características de la torre:

Modelo: PP 40 S

Descripción general: Torre de tiro inducido en contra flujo, marca PROTON, en poliéster reforzado con fibra de vidrio, relleno tipo fílmico multicelda, diseñada bajo los parámetros del **CTI (COOLING TOWER INSTITUTE)**.

Construcción: Estructura en poliéster reforzado con fibra de vidrio (PRFV) según normas ASTM C-582 e ICONTEC NTC-2888. Los diferentes cuerpos de la torre poseen recubrimiento exterior en gelcoat poliser azul con protección UV.

Forma: Prismática, con ventilador en la parte superior.

Dimensiones: Largo 75 cm.

Ancho 75 cm.

Alto 230 cm.

Relleno: Plástico multicelda de C.P.V.C, modular, fácilmente desmontable para mantenimiento, auto-extinguible, origen USA.

Eliminador de gotas: En CPVC para alta temperatura, tipo celular de tres (3) pasos, modular, fácilmente desmontable para mantenimiento y limpieza, auto-extinguible, origen USA.

Ventilador: Uno axial de 60 cm de diámetro, balanceado dinámicamente, con bajo nivel de ruido, acoplado directamente al motor.

Motor: uno de 1 HP a 1200 RPM 3x220/440V. 60 Hz, con aislamiento especial de bobinados, rodamientos tipo 2RS, sello entre los escudos y la carcasa así como ente la caja de conexiones y el motor, adecuado para operar en ambientes húmedos. Protección IP-65. El motor está previsto para operación continua.

Distribución de agua: Por boquillas centrifugas en polipropileno, de orificio amplio, modelo B-4009-P.

Presión requerida en las boquillas: 0.7 bar. (10 psi)

Tanque: Incluido de 85 litros de capacidad útiles en poliéster reforzado con fibra de vidrio.

El costo de esta torre en la planta de industrias Protón Bogotá es de \$4'700.000 + iva = \$5'452.000

Las especificaciones técnicas de las torres PROTON se pueden observar en el Anexo H.

4. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA GRUA MOVIL

Uno de los objetivos de este proyecto es diseñar y construir una grúa móvil que se adapte al tamaño y diseño del destilador construido en la planta piloto de Cenivam, además debe cumplir con los requerimientos de carga tanto del peso del cartucho como del material vegetal antes y después del proceso de destilación.

Para este diseño se tomó como referencia algunas grúas ya existentes en el mercado que se pudieran adaptar a los requerimientos de la planta piloto, sin llegar a olvidar el carácter práctico que ha de tener la grúa.

Esta parte del proyecto nos permite la posibilidad de diseñar una máquina en la que intervienen los conceptos y metodologías fundamentales de la ingeniería mecánica como son los pertenecientes a la mecánica fundamental, resistencia de materiales, estructuras, tecnología de fabricación y más específicamente los de cálculo y diseño de máquinas.

4.1 FACTORES DE DISEÑO

4.1.1 Carga a levantar. La carga que va a levantar la grúa consta de 50 kg de material vegetal que se va a destilar, más el peso del cartucho que son 65 kg, más el peso del casco o cilindro externo del destilador (para el caso que se quiera mover) con sus accesorios que tiene un peso aproximado de 130 kg. Por tanto los requerimientos de carga son 250 kg. Hay que tener en cuenta que los 105 kg (50+65 kg) será la carga más frecuente a elevar por la grúa.

4.1.2 Espacio disponible. El espacio para la manipulación de la grúa también debe ser considerado, pues ya que se cuenta con unas instalaciones existentes, se debe procurar el mejor dimensionamiento, buscando facilitar y reducir el

transporte de la biomasa desde el exterior hacia el equipo, así como el cargue y descargue del mismo.

4.2 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

En el diseño, se buscó que la grúa móvil ofreciera la solución de elevación económica y versátil además de atender requisitos de servicio liviano. También se buscó que el diseño de la grúa permitiera un armado rápido y sencillo, así como facilidad de traslado, para usarla en diferentes áreas de la planta con comodidad.

Al obtener un diseño sencillo nos permitirá que las operaciones de limpieza y mantenimiento sean fáciles de realizar.

Puesto que se conocen las dimensiones del destilador y la altura de trabajo del cartucho, se tuvo en cuenta una altura fija. Para facilitar su traslado se equipará con ruedas giratorias las cuales le confiere una gran capacidad de movimiento.

4.2.1 Descripción general de las alternativas consideradas. A través del proceso de diseño, fueron evolucionando posibles tipos de grúas, así como forma y dimensiones de la misma.

De las diferentes clases de grúas (puente grúa, grúa pórtico, grúa consola, grúas giratorias de columna, grúas porta-contenedores,) se describirán brevemente las tres alternativas que se tuvieron en cuenta en el momento del diseño.

Dentro del proceso de diseño se consideró la posibilidad de usar una grúa giratoria de columna, puesto que ofrecen una solución económica para transportar materiales dentro de una estación de trabajo individual. Las grúas de columna articuladas pueden desplazar cargas alrededor de rincones y columnas y proveer servicio a un área desde el punto pivote más próximo hasta el final del brazo. Estas grúas están constituidas básicamente por una columna fija tubular, anclada por su base, sobre la que gira la pluma, de tipo cajón, por medio de un

rodamiento, que permite cubrir un círculo completo de 360° pero en el caso de nuestra aplicación con 180° de operación.

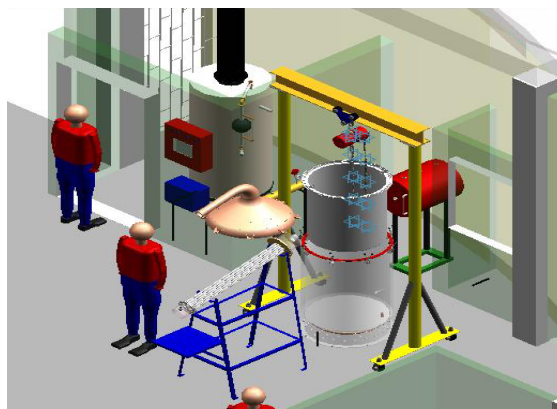
Figura 50. Grúa giratoria de columna



Fuente: Los autores del proyecto

Otra opción que se contempló fue la grúa pórtico el cual es un aparato de elevación que se desplaza sobre el suelo y presenta forma de pórtico de una luz moderada; se trata, por tanto, de una especie de puente grúa provisto de apoyos, el cual atenderá requisitos de servicio liviano, con altura fija y puede ser utilizada sólo ocasionalmente. Se pueden construir modelos con tubos de alta resistencia mecánica y están equipados con ruedas libres estándar que facilitan su traslado.

Figura 51. Grúa pórtico



Fuente: Los autores del proyecto

Se descartaron estas dos posibilidades pues el destilador debía ser ubicado de tal forma que ocupaba demasiado espacio, y aumento en el esfuerzo físico por parte del operario en el caso de la grúa pórtico.

Y la última opción considerada fue la compra de una grúa hidráulica que normalmente se utiliza para trabajos de taller. Esta está montada en una base con tres ruedas y un bastidor en forma de A, las ruedas giratorias le confieren una gran capacidad de movimiento. Se pliegan fácilmente ocupando un mínimo espacio. Brazo extensible adaptable al tipo de carga.

Figura 52. Grúa hidráulica



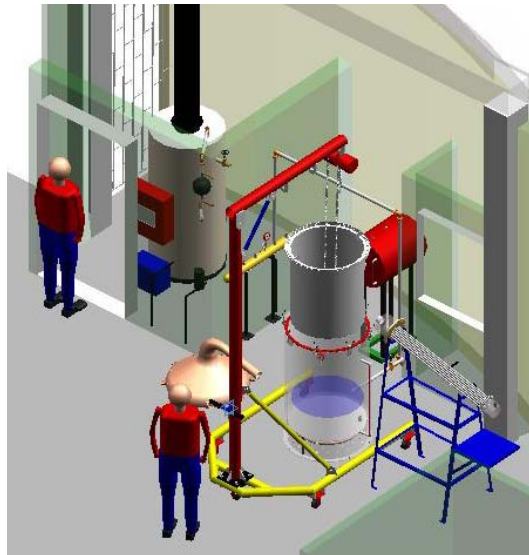
Fuente: Los autores del proyecto

Esta grúa fue prestada para ponerla a prueba con el destilador y el cartucho en el momento de cargue y descargue, pero no cumplió con la altura de trabajo que requería dicha operación, por tal razón fue inmediatamente descartada esta posibilidad.

4.2.2 Disposición final. Finalmente se optó por diseñar y construir una grúa con algunas características a la grúa hidráulica y a las anteriormente mencionadas que cumpliera con los requerimientos de altura, fácil manipulación y desplazamiento y

que además permitiera abordar al destilador de una forma cómoda con respecto a la configuración adoptada finalmente.

Figura 53. Diseño final de la grúa móvil



Fuente: Los autores del proyecto

4.2.3 Selección de los materiales. La selección de los materiales de construcción de la grúa es un aspecto fundamental en el correcto funcionamiento y determinante en costo final de la misma.

La primera consideración fue utilizar tubos cuadrados de acero estructural (A36) pero su uso estuvo limitado por la disponibilidad en el mercado ya que solo se conseguían calibre 16, 18, 20 y 22 los cuales no cumplían con los requerimientos de espesor de pared (y momento de inercia de la sección transversal).

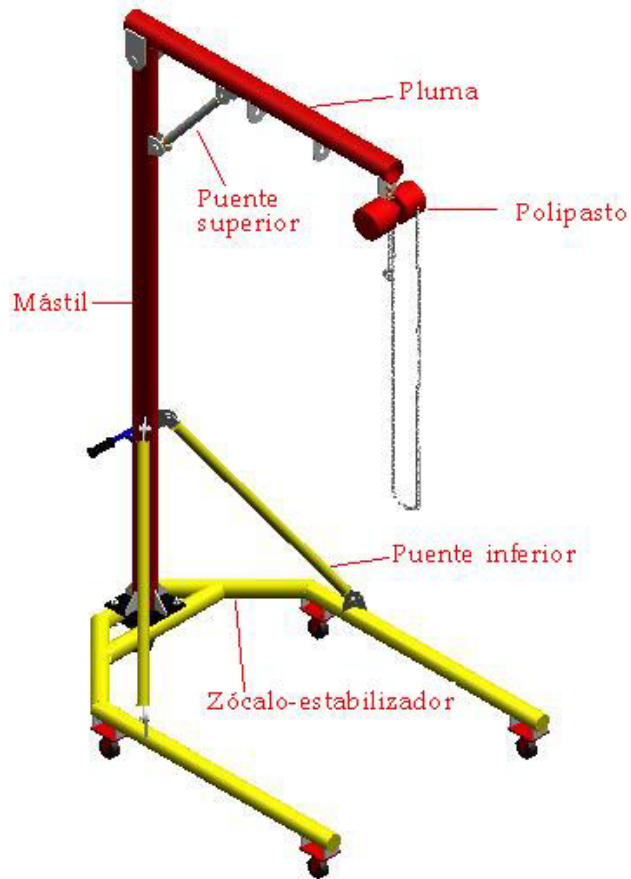
La grúa fue construida utilizando principalmente tubos normalizados de acero al carbono API 5L grado B cuyo límite elástico es de 35000 psi y acero A36 (Para orejas, refuerzos y placas bases) cuyo límite elástico es de 36000 psi. Los pasadores empleados en las articulaciones de la grúas son ASTM A325.

4.3. PARTES PRINCIPALES DE LA GRÚA MÓVIL

En este numeral se pretende explicar brevemente, las características principales de la grúa, describir con detalle cada uno de los conjuntos (los distintos elementos que se montan en cada conjunto) y mostrar los cálculos realizados. Para ello se utilizarán dibujos de cada una de las partes, la cual se compone de los siguientes conjuntos (ver figura 54):

- **Pluma (viga superior) principal.** Estructura constituida principalmente por un tubo de sección circular, que adopta una posición horizontal. Es la parte de la pluma más próxima al mástil.
- **Mástil (columna principal).** Estructura constituida principalmente por un tubo de sección circular, que adopta una posición de la columna principal (vertical) de la grúa.
- **Puente superior (columna superior).** Estructura para “conducir” los esfuerzos de la pluma hasta el mástil de la grúa.
- **Puentes inferiores (columna inferior).** Estructura para “conducir” los esfuerzos del mástil hasta el zócalo de la grúa.
- **Zócalo y ruedas:** Es la estructura de la grúa en contacto con el suelo. Sirve de base para el resto de conjuntos de la grúa.
- **Polipasto:** Elemento que permite, mediante un gancho, elevar y descender la carga.

Figura 54. Elementos de la grúa

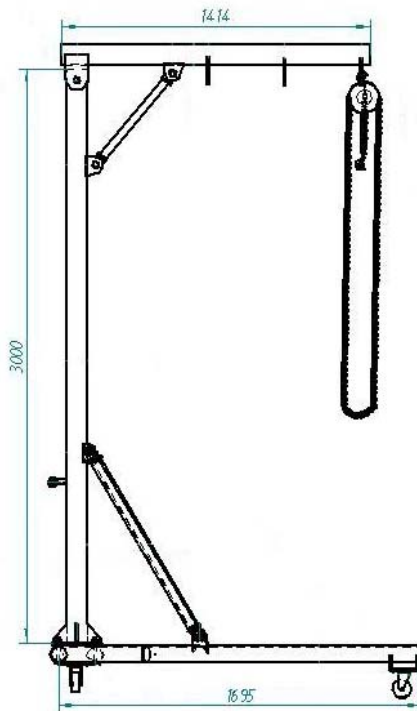


Fuente: Los autores del proyecto

4.4. DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA GRÚA

Las dimensiones de la grúa se escogieron por las necesidades a las que se quiere adaptar la grúa. Se pretende poder cubrir la altura mínima de 2.10 m que es la requerida para poder sacar el cartucho del destilador, las dimensiones han de ser las de la figura 55.

Figura 55. Cotas generales de la grúa



Fuente: Los autores del proyecto

4.5. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS COMPONENTES DE LA GRÚA MÓVIL

4.5.1. Pluma. Tal y como se ve en la figura 55, la estructura de la pluma se compone de una viga principal sobre la que se soldaron las orejas de fijación con el mástil y las orejas para el montaje del polipasto. La unión con el mástil se realiza mediante pasadores que atraviesa las orejas soldadas en el extremo y parte media de la pluma. Empezando por la izquierda, se encuentran las orejas que son el soporte de la viga directamente con el mástil. En el centro están las orejas que permiten colocar un refuerzo el cual es el puente superior. En la parte derecha se encuentran tres orejas alineadas que permiten las tres posibles ubicaciones del polipasto en el momento de izaje de la carga.

En este caso se ha optado por un tubo circular que permita resistir los esfuerzos de flexión debidos a la carga.

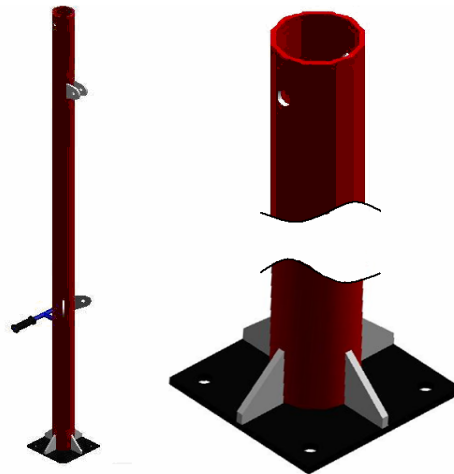
Figura 56. Pluma



Fuente: Los autores del proyecto

4.5.2. Mástil

Figura 57. Mástil



Fuente: Los autores del proyecto

El mástil está construido mediante un perfil circular de acero al carbono por ser una grúa pequeña. Mide 3m de altura.

Las orejas que van a sostener (que es donde se apoyan) tanto el puente superior como los puentes inferiores, la placa base del mástil y sus respectivos refuerzos son de acero estructural A36. En la parte inferior del mástil, que es donde se apoya al zócalo de la grúa, están convenientemente reforzados mediante perfiles adicionales.

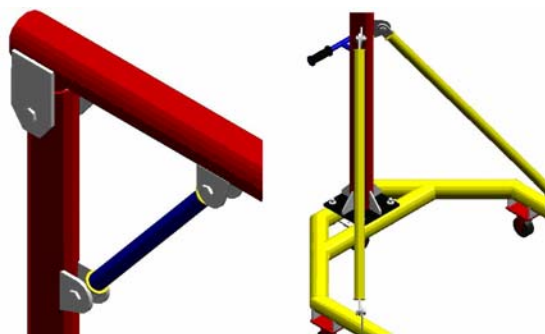
Los elementos que van montados sobre el mástil son principalmente dos orejas en la parte central y una placa base con sus respectivos refuerzos. Estos elementos están situados tanto en la parte intermedia como en la inferior del mástil respectivamente. En la parte superior se observa un orificio. Su función es la de permitir la unión del conjunto de la pluma con el mástil mediante un pasador. (Ver figura 57)

En la parte inferior del mástil se encuentra la placa (platina) base y los refuerzos lo que nos permite la unión con el Zócalo mediante 4 pasadores.

Para realizar el montaje con comodidad se colocan unas platinas, tanto en el mástil como en la parte inferior del zócalo de manera que de mayor resistencia.

4.5.3. Puentes. Los puentes de la grúa son uno de sus elementos principal

Figura 58. Puente superior y puentes inferiores



Fuente: Los autores del proyecto

La función del puente superior es soportar tanto la pluma como la carga que cuelga de ella a través del polipasto. Mediante el tubo que se ve en la figura 58 se transmiten las cargas aplicadas en la pluma hasta el mástil. Los puentes inferiores permiten aliviar la carga que soporta el mástil (ver figura. 58 derecha).

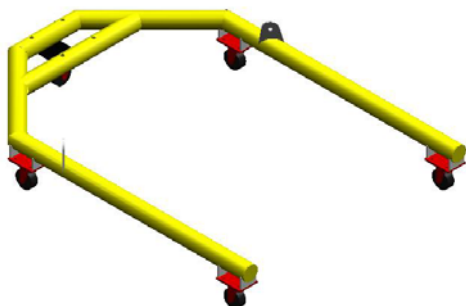
La utilidad de los puentes se comprueba fácilmente al imaginar como tendría que dimensionarse la grúa sin ellos. Es evidente que el momento creado por el peso de la pluma y de la carga tendría que aguantarse en la articulación con el mástil, por lo que la parte superior de éste tendría que estar mucho más reforzada. Además, la flecha en la punta de la pluma sería también más grande.

4.5.4. Zócalo y ruedas. El zócalo es la base de la grúa. En la parte trasera donde se encuentran los 4 agujeros, tiene montada la placa base del Mástil.

Las ruedas de desplazamiento son tres libres y dos fijas con muy poco rozamiento debido al rodamiento entre ésta y el eje.

Las llantas son apernadas a unas láminas normalizadas (piezas rojas y grises de la figura 59) de de acero A36 que son soldadas en la parte inferior del zócalo.

Figura 59. Conjunto Zócalo y Ruedas



Fuente: Los autores del proyecto

Las ruedas han de permitir un movimiento suave de la grúa, para situarla convenientemente en la carga. Por otro lado tienen que soportar todo el peso de la misma y la carga.

4.5.5. Polipasto. Dispositivo que se utiliza para elevar cargas. Se emplea un polipasto manual, que son los que se emplean la mayoría de las veces en el accionamiento de máquinas de elevación de pequeña capacidad. El gancho se eleva y desciende mediante la cadena de elevación que pasa por la polea del gancho (ver figura 60).

El polipasto de cadena se puede unir cualquier tipo de grúa como monorraíl, para grúas móviles manuales etc. Es conveniente para el uso en fábricas, minas, granjas, emplazamientos de la obras, muelles y almacenes para la instalación de equipo así como para el cargue y descargue de mercancías.

Figura 60. Polipasto manual



Fuente: Los autores del proyecto

4.6. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

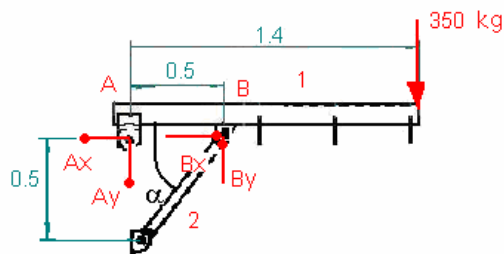
Para el dimensionamiento de los diferentes elementos o barras que conforman la grúa, es necesario calcular las fuerzas producidas por las diferentes solicitaciones. Las barras van a soportar una carga total la cual es la suma de la carga móvil mas la carga permanente.

Hallaremos primero las fuerzas soportadas por los elementos de la grúa debidas a la carga móvil, seguidamente las fuerzas debidas a la carga permanente (peso propio), todo esto mediante análisis estático; y por ultimo dimensionaremos las barras o elementos de la grúa.

4.6.1. Fuerzas debidas a la Carga móvil. Son las cargas que cambian su posición en relación con la estructura, por ejemplo, las reacciones de un carro sobre un puente-grúa, sobre un pórtico, o la variación de posición de un polipasto sobre una pluma (viga) el cual es nuestro caso.

4.6.1.1. Pluma (viga superior)

Figura 61. Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la pluma



Fuente: Los autores del proyecto

La posición mas critica es la carga en el extremo de la pluma.

Sumatoria de momentos en A:

$$\Sigma MA = 0 \Rightarrow 1.4 \cdot 350 = 0.5 \cdot B_y \Rightarrow B_y = 980 \text{ kg}$$

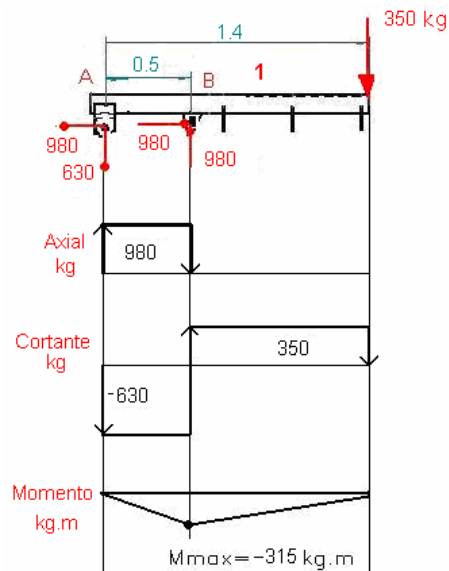
Sumatoria de fuerzas en el eje y:

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow A_y = B_y - 350 \Rightarrow A_y = 980 - 350 \Rightarrow A_y = 630 \text{ kg}$$

$$\tan \alpha = 0.5/0.5 = 1 \Rightarrow \alpha = 45^\circ \Rightarrow B_x = 980 \text{ kg} = A_x$$

$$B_y = B \sin \alpha \Rightarrow B = 980 / \sin 45^\circ \Rightarrow B = 1386 \text{ kg}$$

Figura 62. Diagrama de cargas de la pluma

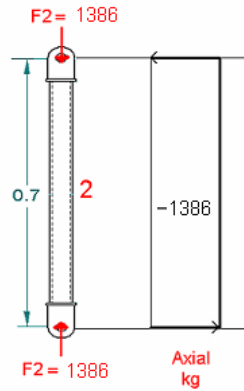


Fuente: Los autores del proyecto

$$F_1 = 980 \text{ kg. (Tension),} \quad F_2 = B = 1386 \text{ kg} \quad M_2 = 315 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

4.6.1.2. Puente superior (elemento 2)

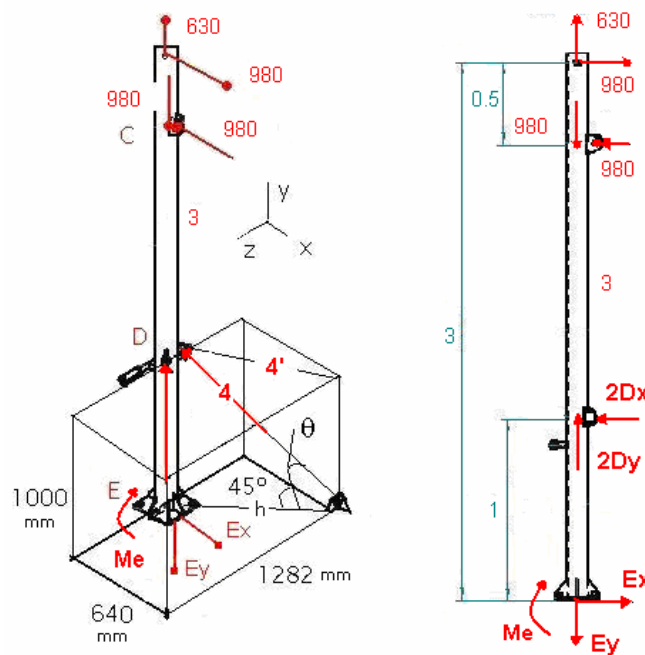
Figura 63. Diagrama de cargas puente superior



Fuente: Los autores del proyecto

4.6.1.3. Mástil (elemento 3)

Figura 64. DCL del mástil

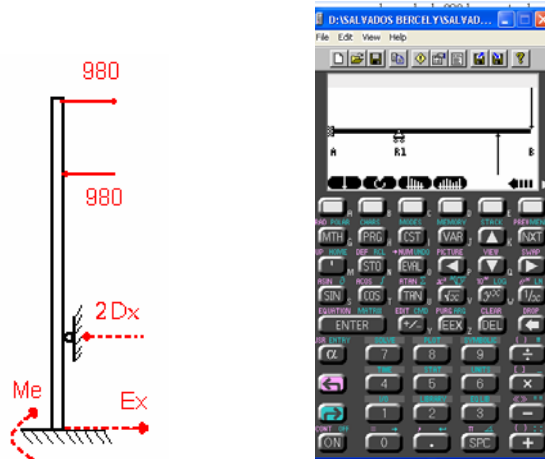


Fuente: Los autores del proyecto

Para facilitar los cálculos se utilizó el programa VIGAS, utilizado en la materia de resistencia de materiales para hallar las fuerzas faltantes cuando el caso es estáticamente indeterminado.

Las cargas que se introducen en el programa es la cupla de 980 kg mostrada en la figura 64 y las que se calculan son representadas por las flechas punteadas.

Figura 65. Reacciones a calcular (programa)



Fuente: Los autores del proyecto

Los resultados obtenidos fueron:

$$Ex = 735 \text{ kg}$$

$$Me = 245 \text{ kg.m}$$

$$2 \cdot Dx = 735 \text{ kg}$$

Teniendo estos valores, se calculo las fuerzas faltantes.

$$2 \cdot Dx = 2 \cdot F4x = 735$$

$$\Rightarrow F4x = 368 \text{ kg} = F4z \quad (\text{por ser el ángulo de } 45^\circ)$$

$$F4x = F4' \cos 45^\circ \Rightarrow F4' = F4x / \cos 45^\circ = 368 / \cos 45^\circ \Rightarrow F4' = 520 \text{ kg}$$

$$h = \sqrt{\left(\left(\frac{1282}{2}\right)^2 + 640^2\right)} = 906 \text{ mm}$$

$$\tan \theta = 1000 / 906 = 1.1 \Rightarrow \theta = 47.8^\circ$$

$$F4' = F4 \cos 47.8^\circ \Rightarrow F4 = F4' / \cos 47.8^\circ = 520 / \cos 47.8^\circ \Rightarrow F4 = 774 \text{ kg}$$

$$F4y = F4 \sin 47.8^\circ = 774 \sin 47.8^\circ \Rightarrow F4y = 573 \text{ kg}$$

Según lo anterior las otras fuerzas que actúan sobre el mástil son:

$$2 \cdot D_x = 735$$

$$2 \cdot D_y = 2 \cdot F_{4y} = 2 \cdot 573 = 1146 \text{ kg}$$

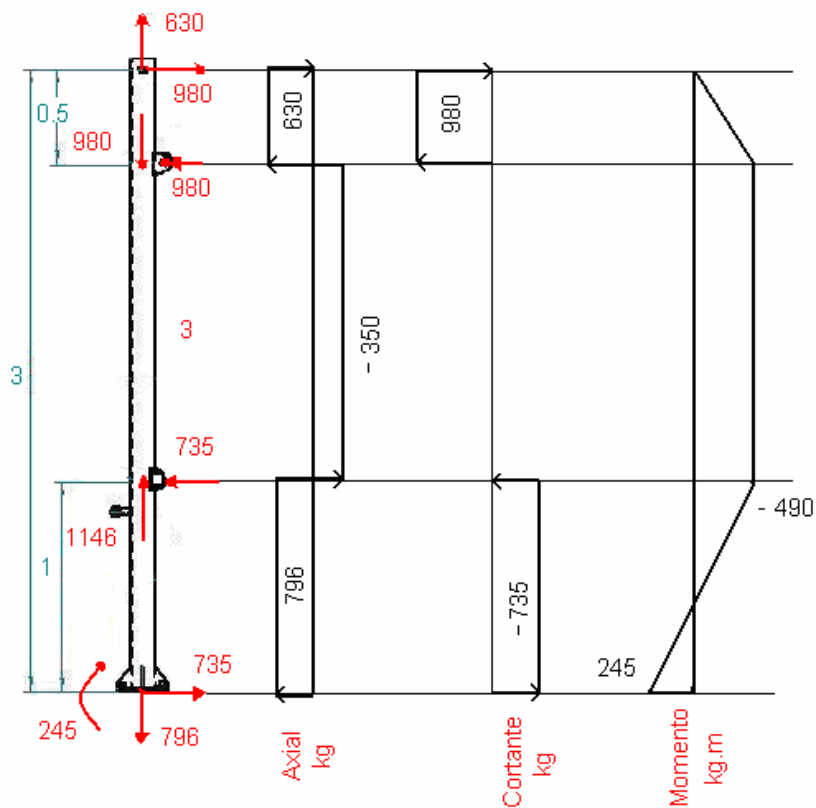
$$F_{4z} = 368 \text{ kg}$$

$$E_x = 2 \cdot D_x = 735 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow 630 + 1146 = 980 + E_y \Rightarrow E_y = 796 \text{ kg}$$

$$M_e = 245 \text{ kg.m}$$

Figura 66. Diagrama de cargas del mástil



Fuente: Los autores del proyecto

$$\Rightarrow F_{3C} = -350 \text{ kg (compresión)}, F_{3T} = 796 \text{ kg (Tensión)}, M_3 = 490 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

4.6.1.4. Puente inferior (elemento 4).

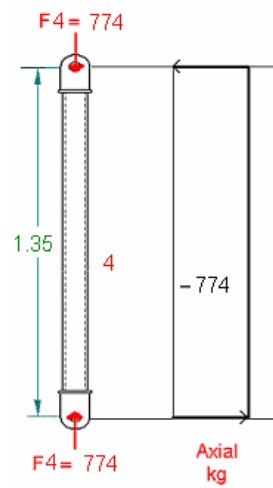
$$\Rightarrow F_{4x} = 368 \text{ kg}$$

$$\Rightarrow F_{4z} = F_{4x} = 368 \text{ kg (por ser el ángulo de } 45^\circ)$$

$$\Rightarrow F_{4y} = 573 \text{ kg}$$

$$\Rightarrow F_4 = 774 \text{ kg}$$

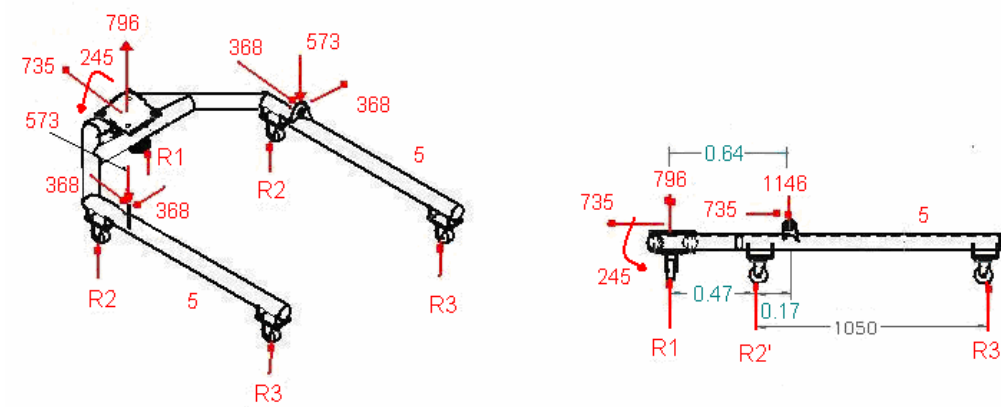
Figura 67. Diagrama de cargas del puente inferior



Fuente: Los autores del proyecto

4.6.1.5. Zócalo (elemento 5)

Figura 68. DCL del zócalo

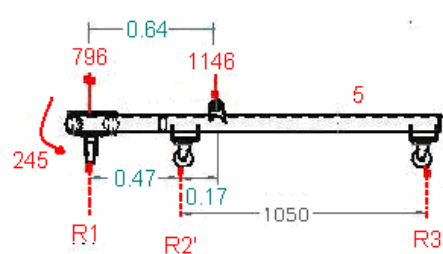


Fuente: Los autores del proyecto

Para calcular la reacción en las llantas, utilizamos también el programa VIGAS y asumimos al zócalo como una sola viga.

La grafica que introducimos en el programa es:

Figura 69. Reacciones a calcular (programa)



Fuente: Los autores del proyecto

Obteniendo los siguientes resultados:

$$R1 = -414$$

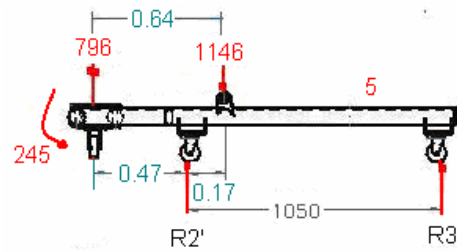
$$R2' = 641.8$$

$$R3' = 122.9$$

Lo que quiere decir que cuando la grúa esta cargada, la rueda trasera tiende a despegarse del suelo y necesitaría 414 kg para mantenerla en contacto.

De lo anterior tomamos la fuerza $R_1 = 0$ obteniendo:

Figura 70. DCL final del zócalo



Fuente: Los autores del proyecto

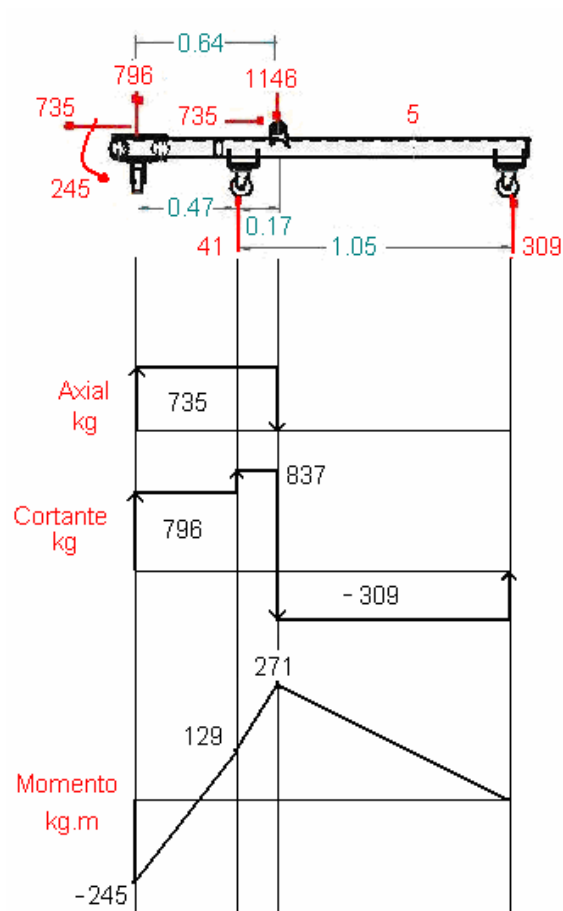
$$\Sigma MR_2' = 0 \Rightarrow 1146 \cdot 0.17 + 796 \cdot 0.47 = R_3' \cdot 1.05 + 245$$

$$164.8 + 374 = 1.05 \cdot R_3' + 245 \Rightarrow R_3' = 309 \text{ kg}$$

$$\Rightarrow R_2' + R_3' = 350 \text{ (DCL general)}$$

$$\Rightarrow R_2' + 309 = 350 \Rightarrow R_2' = 41 \text{ kg}$$

Figura 71. Diagrama de cargas del zócalo



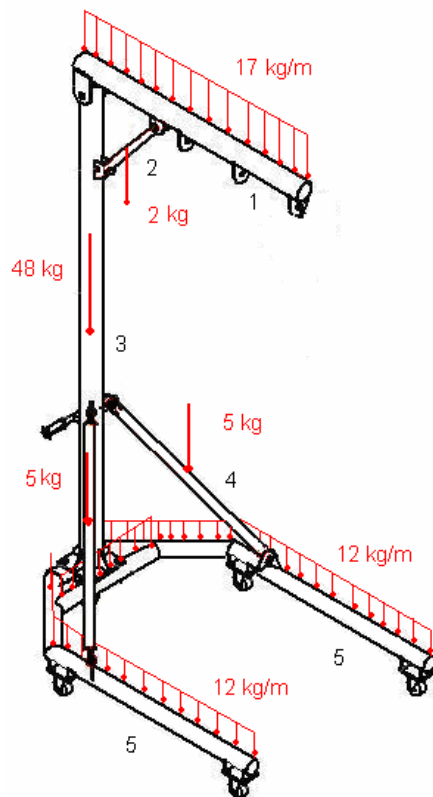
Fuente: Los autores del proyecto

$$\Rightarrow F_{5T} = 735 \text{ kg (Tensión)}, \quad M_5 = 2710 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

4.6.2. Fuerzas debidas a la carga permanente. Ahora se puede hacer un dimensionado provisional (estimativo) y determinar los pesos propios de las barras. El peso de algunos elementos es tan pequeño que se podría despreciar, sin embargo realizaremos los cálculos para tener en cuenta el procedimiento a seguir cuando así se requiera.

Para el cálculo de las fuerzas en los elementos debidas a la carga permanente (peso de los componentes), se sigue el mismo procedimiento anterior:

Figura 72. DCL de la grúa

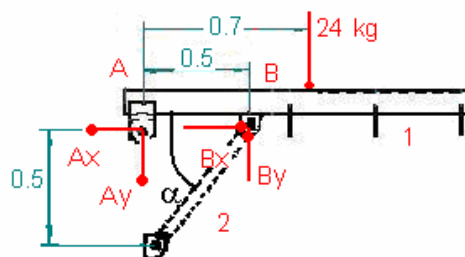


Fuente: Los autores del proyecto

4.6.2.1. Pluma (viga superior). Para el cálculo de las fuerzas en la pluma, convertimos la carga distribuida en una carga puntual.

Carga concentrada = $17\text{kg/m} \cdot 1.4 = 23.8 \text{ kg} \cong 24 \text{ kg}$

Figura 73. DCL de la pluma



Fuente: Los autores del proyecto

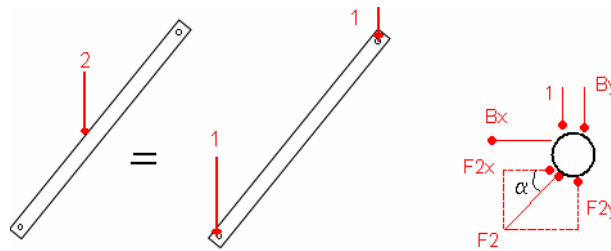
$$\Sigma MA = 0 \Rightarrow 0.7 \cdot 24 = 0.5 \cdot B_y \Rightarrow B_y = 33.6 \cong 34 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow A_y + 24 = B_y \Rightarrow A_y = 34 - 24 \Rightarrow A_y = 10 \text{ kg}$$

Pasador en B:

La barra dos (2) consideraremos un peso de 2 kg ($L \cong 0.7 \text{ m}$) y lo consideramos localizada en el centro de ésta. Para facilitar los cálculos consideraremos que la mitad del peso (1 kg) de la barra de apoyo se concentra en los pasadores, por tanto tenemos:

Figura 74. DCL del pasador B



Fuente: Los autores del proyecto

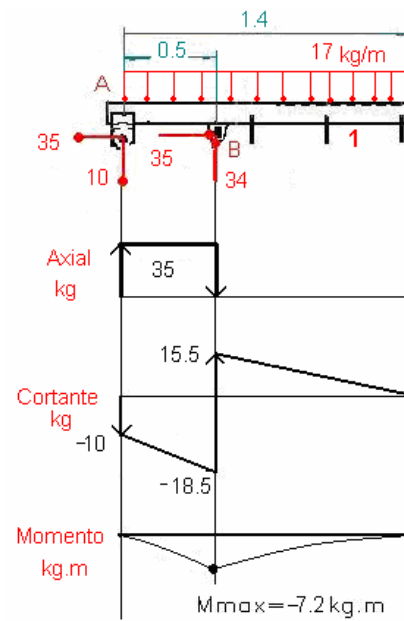
$$\alpha = 45^\circ$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{2y} = B_y + 1 = 34 + 1 \Rightarrow F_{2y} = 35 \text{ kg} = F_{2x}$$

$$F_{2y} = F_2 \sin \alpha \Rightarrow F_2 = 35 / \sin 45^\circ \Rightarrow F_2 = 49.5 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow B_x = F_{2x} \Rightarrow B_x = 35 \text{ kg} = A_x$$

Figura 75. Diagrama de cargas de la pluma

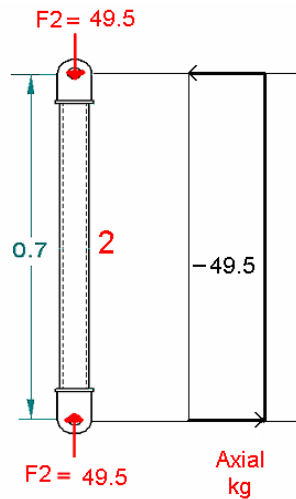


Fuente: Los autores del proyecto

$$F1 = 35 \text{ kg. (Tension),} \quad F2 = B = 49.5 \text{ kg} \quad M1 = 7.2 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

4.6.2.2. Puente superior

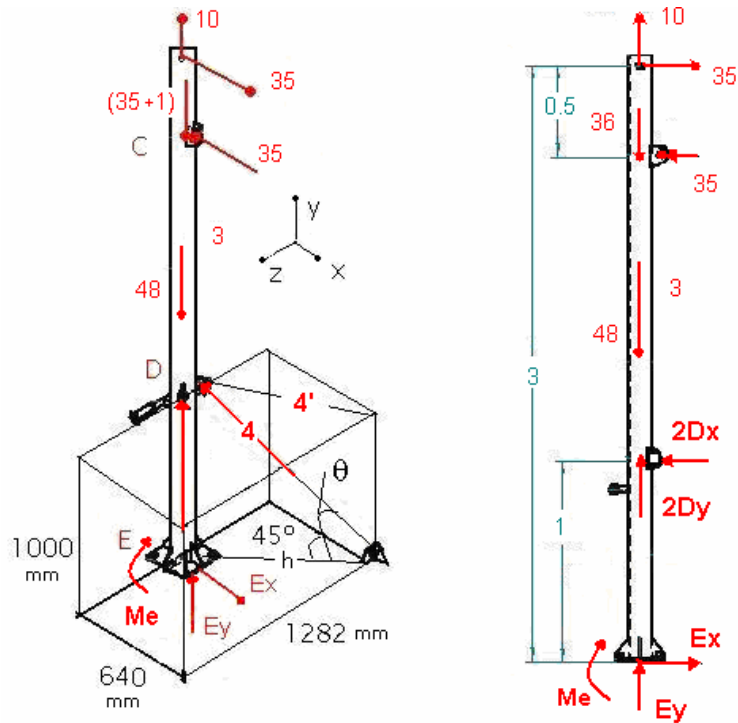
Figura 76. Diagrama de cargas del puente superior



Fuente: Los autores del proyecto

4.6.2.3. Mástil (elemento 3)

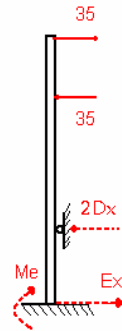
Figura 77. DCL del mástil



Fuente: Los autores del proyecto

Para facilitar los cálculos utilizamos el programa VIGAS, utilizado mucho en la materia de Resistencia de materiales para hallar las fuerzas faltantes, ya que este caso es indeterminado.

Figura 78. Reacciones a calcular (programa)



Fuente: Los autores del proyecto

Los resultados obtenidos fueron:

$$E_x = 26.25 \cong 26 \text{ kg}$$

$$M_e = 8.75 \cong 9 \text{ kg.m}$$

$$2 \cdot D_x = 26.25 \cong 26 \text{ kg}$$

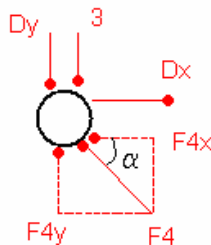
Teniendo estos valores, podemos calcular las fuerzas faltantes.

Asumiendo un peso de las barras (4) de 5 kg/m y la longitud de estas de 1.2 m, obtenemos:

$$W_4 = 5 \text{ kg/m} \cdot 1.2 \text{ m} = 6 \text{ kg.}$$

Para facilitar los calculos, tomamos esta carga concentrada en los extremos de la barra (pasador) y es equivalente a la mitad.

Figura 79. DCL del pasador D



Fuente: Los autores del proyecto

$$2 \cdot F_{4x} = 2 \cdot D_x = 26$$

$$\Rightarrow F_{4x} = F_{4z} = 13 \text{ kg (por ser el ángulo de } 45^\circ)$$

$$F_{4x} = F_{4'} \cos 45^\circ \Rightarrow F_{4'} = F_{4x} / \cos 45^\circ = 13 / \cos 45^\circ \Rightarrow F_{4'} = 18.3 \cong 18 \text{ kg}$$

$$h = 906 \text{ mm}$$

$$\theta = 47.8^\circ$$

$$F_{4'} = F_4 \cos 47.8^\circ \Rightarrow F_4 = F_{4'} / \cos 47.8^\circ = 18 / \cos 47.8^\circ \Rightarrow F_4 = 26.8 \cong 27 \text{ kg}$$

$$F_{4y} = F_4 \sin 47.8^\circ = 27 \sin 47.8^\circ \Rightarrow F_{4y} = 20 \text{ kg}$$

Según lo anterior las otras fuerzas que actúan sobre el mástil son (ver figura 80):

$$2 \cdot D_x = 2 \cdot F_{4x} = 26 \text{ kg}$$

$$2 \cdot D_y = 2 \cdot F_{4y} - 6 = 2 \cdot 20 - 6 = 34 \text{ kg}$$

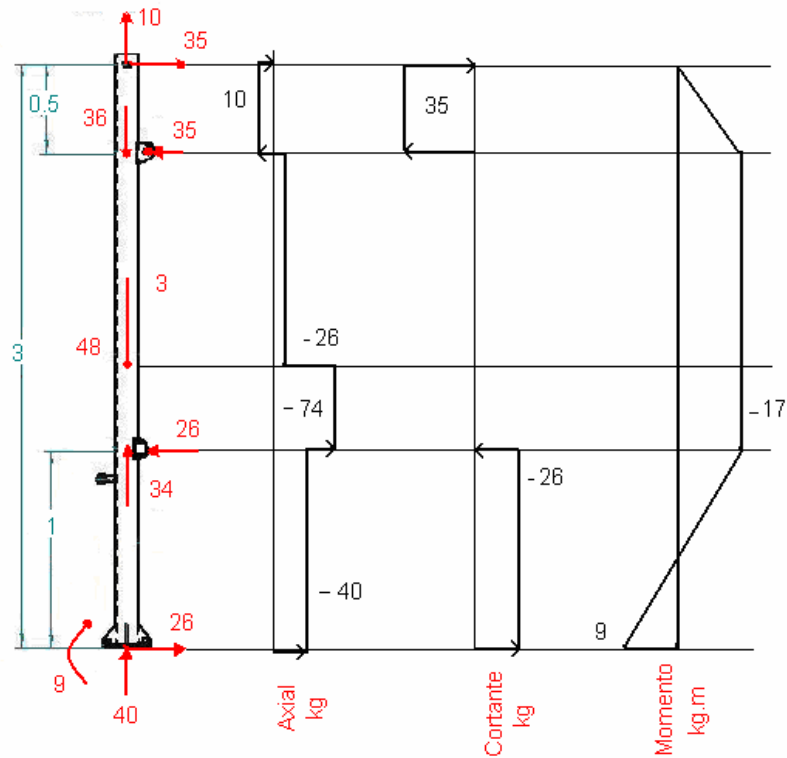
$$F_{4z} = 13 \text{ kg}$$

$$E_x = 2 \cdot D_x = 26 \text{ kg}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow 10 + 34 + E_y = 36 + 48 \Rightarrow E_y = 40 \text{ kg}$$

$$M_e = 9 \text{ kg.m}$$

Figura 80. Diagrama de cargas del mástil



Fuente: Los autores del proyecto

$$\Rightarrow F_{3C} = -74 \text{ kg (compresión)}, \quad M_3 = 17 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

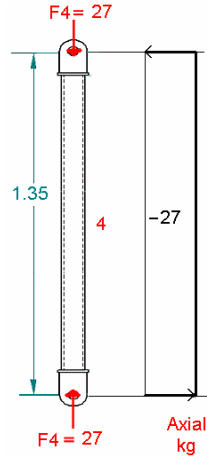
4.6.2.4. Puente inferior (barra 4)

$$\Rightarrow F_{4z} = F_{4x} = 13 \text{ kg (por ser el ángulo de } 45^\circ)$$

$$\Rightarrow F_{4y} = 20 \text{ kg}$$

$$\Rightarrow F_4 = 27 \text{ kg}$$

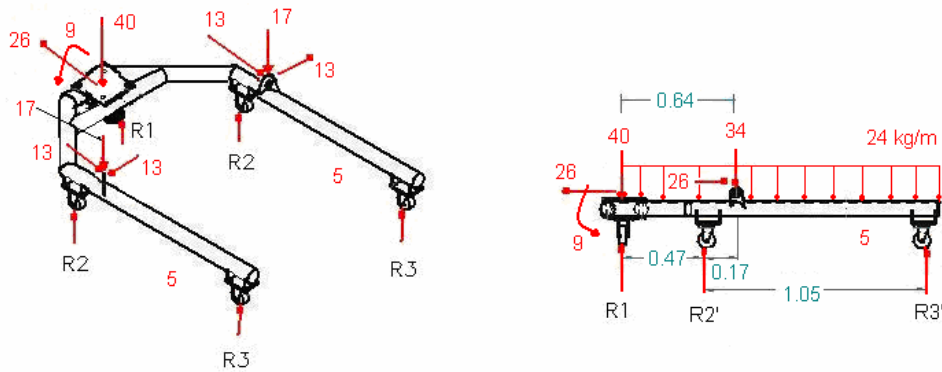
Figura 81. Diagrama de cargas del puente inferior



Fuente: Los autores del proyecto

4.6.2.5. Zócalo (elemento 5)

Figura 82. DCL del zócalo

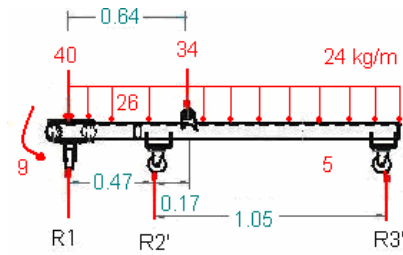


Fuente: Los autores del proyecto

Para calcular la reacción en las llantas, utilizamos también el programa VIGAS y sumimos al zócalo como una sola viga.

La grafica que introducimos en el programa es:

Figura 83. Reacciones a calcular (programa)



Fuente: Los autores del proyecto

Obteniendo los siguientes resultados:

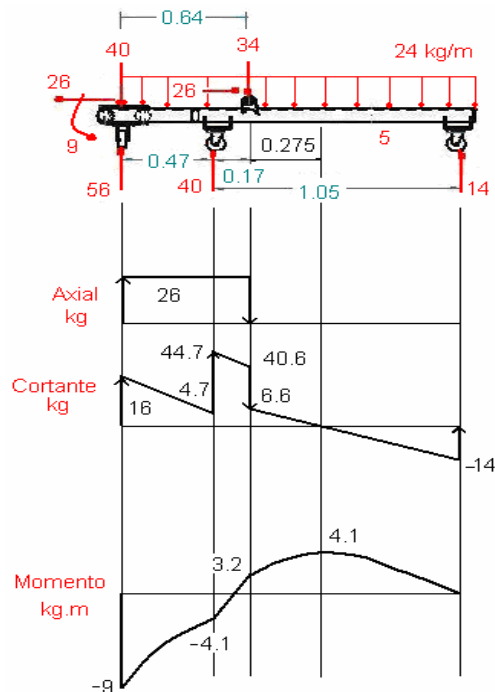
$$R1 = 55.9 \cong 56 \text{ kg}$$

$$R2' = 40.4 \cong 40 \text{ kg}$$

$$R3' = 14.13 \cong 14 \text{ kg}$$

En este caso todas las llantas soportan carga pues la fuerza E_y va hacia abajo.

Figura 84. Diagrama de cargas del zócalo



Fuente: Los autores del proyecto

$$\Rightarrow F5_T = 26 \text{ kg (Tensión)}, \quad M5 = 3.2 \text{ kg}\cdot\text{m}$$

4.6.3. Dimensionamiento de los elementos de la grúa. Las tensiones totales calculadas con todas las fuerzas principales (carga móvil y carga permanente) están consignadas en la tabla 19. No hay fuerzas adicionales según DIN 120, ya que no se debe tener en cuenta la presión del viento y no se pueden producir fuerzas de freno al girar a mano, o bien, son despreciables.

Tabla 19. Fuerzas en los elementos (barras) de la grúa

Barra Nº	1	2	3	4	5
F_{móvil} (kg)	980	-1386	-350 796	-774	735/2
M_{carga móvil} (kg.m)	-315	0	-490	0	271/2
F_{permanente} (kg)	35	-49.5	-74	-27	26/2
M_{carga permanente} (kg.m)	-7.2	0	-17	0	3.2/2

Fuente: Los autores del proyecto

El método de cálculo utilizado en las siguientes a continuación es el método descrito en el libro *Aparatos de Elevación y Transporte* de Hellmut, Ernest, Anexo I, pero reemplazaremos la tabla de esfuerzos permisibles, ω , por los del libro El proyectista de estructuras metálicas, Anexo J, ya que estos valores están actualizados.

El dimensionamiento de las barras se debe hacer según DIN 120: Bases de cálculo para las estructuras de grúas y caminos de rodadura. Presentamos aquí estas bases en forma extractada. (Ver anexo J³) [11]

Según DIN 120, las fuerzas y momentos debidos a la carga móvil se han de multiplicar por el coeficiente de compensación (mayoración) ψ , para tener en

³ Aparatos de elevacion y transporte, Ernest Hellmut, 1ra ed esp 1970, t 1 pag. 293

cuenta la influencia de las repeticiones frecuentes de la carga (numero de ciclos de la carga), de las magnitudes variables de la misma y sus efectos percusivos, se multiplican los momentos flectores (M_p), fuerzas cortantes (Q_p) y fuerzas de barra (S_p) por el coeficiente de compensación ψ . Al tratarse aquí de un funcionamiento a mano, corresponde la grúa al grupo I, coeficiente de compensación $\psi = 1.2$. (Ver anexo K, tabla 80).

Si la estructura resistente que se ha de calcular es transportable, o giratoria, los pesos propios (cargas permanentes), en relación con los choques debidos al movimiento, no producirán tensiones puramente estáticas. Según DIN 120, Para poder comparar estas tensiones resultantes de las cargas permanentes con las correspondientes a una carga estática, los momentos (M_g), fuerzas transversales (Q_g) y fuerzas de barra (S_g) se multiplican por un coeficiente de choque que depende de la velocidad de desplazamiento.

Al tratarse aquí de velocidades de traslación menores a 1 m/s, coeficiente de choque (percusión) $\psi = 1.1$. (ver anexo I, tabla 81)

Según DIN 1050 (nueva edición de la DIN 120), es admisible para las fuerzas principales (carga móvil y carga permanente) $\sigma_{adm} = 1200 \text{ kg/cm}^2$. (Ver anexo J⁴) [16]. Para tener en cuenta las fuerzas aun no determinadas, debidas a la carga permanente, es recomendable no escoger una tensión σ demasiado alta.

Para nuestro caso utilizaremos un acero API cuyo limite elastico es $S_y = 35000 \text{ psi} = 2461 \text{ kg/cm}^2$.

Como ya conocemos todas las fuerzas principales, podemos calcular los esfuerzos máximos para cada elemento:

⁴ El proyectista de estructuras metalicas, Robert Nonnast, copy@ 1987 22ª edicion, reimpresso 2003, t1 pag 5

4.6.3.1. Elemento 1 (pluma). Para una barra solicitada simultáneamente a tracción y a flexión:

$$\sigma = \frac{\varphi * Sp + \psi * Sr}{Fn} + \frac{\varphi * Mp + \psi * Mr}{Wn} \leq \sigma_{adm}$$

Sr, Sp, fuerzas resultantes del peso propio, de la carga móvil; Mp, Mr son los momentos correspondientes; Fn, la sección neta de las barras y Wn el modulo de inercia neto de la barra o de la viga.

Para esta viga asumiremos un tubo de acero al carbono de diámetro nominal de 4 pulgadas, cuyas características son:

Tabla 20. Características tubo de diámetro 4"

D nominal	D externo (De) mm	D interno (Di) mm	Espesor (t) mm
4"	114.3	102.3	6.02

Fuente:[6]

$$Fn = \frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4}$$

$$Fn = \frac{\pi(11.43^2 - 10.23^2)}{4} \Rightarrow Fn = 20.4cm^2$$

$$I = \frac{\pi(De^4 - Di^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi(11.43^4 - 10.23^4)}{64} = 300.2cm^4$$

$$Wn = \frac{I}{C}$$

$$Wn = \frac{300.2}{5.7} = 52.7cm^3$$

$$\sigma = \frac{1.1 * 35 + 1.2 * 980}{20.4} + \frac{1.1 * 720 + 1.2 * 31500}{52.7} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma = 60 + 732 \leq 1200 \frac{kg}{cm^2} \Rightarrow 792 \frac{kg}{cm^2} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

La pluma finalmente quedara constituida por un tubo de acero cedula 40 de diámetro nominal 4 pulgadas, ya que este perfil le permite a la pluma resistir los esfuerzos.

Las características de la diferente tubería disponible se encuentran en el Anexo D⁵. [6]

4.6.3.2. Elemento 2 (puente superior). Para una barra solicitada a compresión, se debe hallar el coeficiente de pandeo, ω , (ver anexo K, tabla: valores del coeficiente de pandeo), el cual depende del material y de la esbeltez.

$$\lambda = \frac{S_k}{\min i}, \quad \lambda \leq 250$$

El radio de giro mínimo se calcula como sigue:

$$\min i = \sqrt{\frac{\min I}{F}}$$

I, momento de inercia mas pequeño de la barra en cm^3 y F la sección en cm^2 .

Para una barra solicitada a compresión sin excentricidad y para las fuerzas principales tenemos:

$$\sigma_{\omega} = \omega * \frac{\varphi * Sp + \psi * Sr}{F} \leq \sigma_{adm}$$

⁵ Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, CRANE, 1190, pag. B-23

Para esta columna asumiremos un tubo de acero al carbono de diámetro nominal de 1.5 pulgadas, cuyas características son (ver Anexo D):

Tabla 21. Características tubo de diámetro 1,5"

D nominal	D externo (De) mm	D interno (Di) mm	Espesor (t) mm
1.5"	48.3	40.9	3.68

Fuente:[6]

La longitud de la barra es aproximadamente de 0.7m = 70 cm. Debido a que todavía no conocemos los diámetros de todos los elementos, las dimensiones con las cuales trabajaremos son aproximaciones.

$S_k = 1 \cdot L$ (Soporte con extremos articulados) (Anexo K: Tipos de soportes)

$S_k = 70$ cm

$$I = \frac{\pi(De^4 - Di^4)}{64}$$

$$I = \frac{\pi(4.83^4 - 4.09^4)}{64} = 12.98 \text{ cm}^4$$

$$F = \frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4}$$

$$F = \frac{\pi(4.83^2 - 4.09^2)}{4} \Rightarrow F_n = 5.18 \text{ cm}^2$$

$$\min i = \sqrt{\frac{\min I}{F}} = \sqrt{\frac{12.98}{5.18}} \Rightarrow \min i = 1.583$$

$$\lambda = \frac{s_k}{\min i} = \frac{70}{1.583} \Rightarrow \lambda = 44.2, \quad \lambda \leq 250$$

De la tabla valores del coeficiente ω (ver anexo K) con el valor de λ obtenemos el coeficiente de pando.

$\omega = 1.16$

$$\sigma = 1.16 * \frac{1.1 * 49.5 + 1.2 * 1386}{5.18} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma = 1.16 * 332 \leq 1400 \frac{kg}{cm^2} \Rightarrow 385 \frac{kg}{cm^2} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

La tubería de 1.5 pulg. de diámetro nominal, soporta los esfuerzos de forma conservativa. Se optó por esta tubería ya que cumple con el diseño.

4.6.3.3. Elemento 3 (mástil). El mástil de la grúa, está solicitado a flexión, a tensión y a compresión.

- **D ∈ DA (Compresión)**

Para una barra solicitada simultáneamente a compresión y a flexión (fuerzas principales) se debe comprobar lo siguiente:

$$\sigma_{\omega} = \omega * \frac{\varphi * Sp + \psi * Sr}{F} - \frac{\varphi * Mpx + \psi * Mrx}{Wx} - \frac{\varphi * Mpy + \psi * Mry}{Wy} \leq \sigma_{adm}$$

Se han introducido los momentos Mpx y Mrx, etc. con signo negativo, ya que las fuerzas de compresión se introducirán también con signo negativo.

Wx, Wy, módulos de inercia (sin disminuir por agujeros) de la barra o de la viga.

Para el elemento 3 asumiremos un tubo de acero al carbono de diámetro nominal de 4 pulgadas, cuyas características se muestran en la tabla 11 (ver Anexo D):

Coeficiente de pandeo, ω , (Anexo K):

$S_k = 2*L$ $S_k = 1*L$ (Soporte con un extremo empotrado y el otro libre) , Anexo K (tipos de apoyo)

L = 150 cm (ver figura 69) (segmento DA)

$S_k = 2*150 = 300$ cm

$$I = \frac{\pi(De^4 - Di^4)}{64} \quad I = \frac{\pi(11.43^4 - 10.23^4)}{64} = 300.2 \text{ cm}^4$$

$$F = \frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4} \quad F = \frac{\pi(11.43^2 - 10.23^2)}{4} \Rightarrow Fn = 20.4 \text{ cm}^2$$

$$Wn = \frac{I}{C} \quad Wn = \frac{300.2}{5.7} = 52.7 \text{ cm}^3$$

$$\min i = \sqrt{\frac{\min I}{F}} = \sqrt{\frac{300.2}{20.4}} \Rightarrow \min i = 3.84 \text{ cm}$$

$$\lambda = \frac{s_k}{\min i} = \frac{300}{3.84} \Rightarrow \lambda = 78, \quad \lambda \leq 250$$

En el anexo K con el valor de λ obtenemos el coeficiente de pando.

$$\omega = 1.52$$

En nuestro calculo, la ecuación queda (introduciendo todos los valores positivos):

$$\sigma_{\omega} = \omega * \frac{\varphi * Sp + \psi * Sr}{F} + \frac{\varphi * Mp + \psi * Mr}{W} \leq \sigma_{adm}$$

Ya que solo tenemos momento en un solo eje.

$$\sigma_{\omega} = 1.52 * \frac{1.1 * 74 + 1.2 * 350}{20.4} + \frac{1.1 * 1700 + 1.2 * 49000}{52.7} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma = 1.52 * 25 + 1151 \leq 1400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \Rightarrow 1188 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \leq 1200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

La tubería de 4 pulg, cumple con el diseño para cuando la carga axial actúa a compresión.

- **D ∈ ED (Tensión)**

Para una barra solicitada simultáneamente a tracción y a flexión:

$$\sigma = \frac{\varphi * Sp + \psi * Sr}{Fn} + \frac{\varphi * Mp + \psi * Mr}{Wn} \leq \sigma_{adm}$$

$$Fn = 20.4cm^2 \quad I = 300.2cm^4 \quad Wn = 52.7cm^3$$

$$\sigma = \frac{1.1 * (-74) + 1.2 * 796}{20.4} + \frac{1.1 * 1700 + 1.2 * 49000}{52.7} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma = 43 + 1151 \leq 1400 \frac{kg}{cm^2} \Rightarrow 1194 \frac{kg}{cm^2} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

La tubería de 4 pulg, cumple con el diseño. Es mas critica con la fuerza a tensión.

4.6.3.4. Elemento 4 (puente inferior). Para el dimensionamiento de este elemento se sigue el mismo procedimiento que para el elemento 2.

Sin embargo puesto que el elemento dos es el mas critico, se decidio emplear el mismo tipo de tubo, es decir, cedula 40 de diámetro nominal 1.5", que además de soportar los esfuerzos, da una mejor presentación a la grúa.

4.6.3.5. Elemento 5 (zócalo). Para una barra solicitada simultáneamente a tracción y a flexión:

$$\sigma = \frac{\varphi * Sp + \psi * Sr}{Fn} + \frac{\varphi * Mp + \psi * Mr}{Wn} \leq \sigma_{adm}$$

Para esta viga asumiremos un tubo de acero al carbono de diámetro nominal de 3 pulgadas, cuyas características son (ver anexo D):

Tabla 22. Características tubo de diámetro 3"

D nominal	D externo (De) mm	D interno (Di) mm	Espesor (t) mm
3"	88.9	77.9	5.49

Fuente:[6]

$$Fn = \frac{\pi(8.89^2 - 7.79^2)}{4} \Rightarrow Fn = 14.4cm^2$$

$$I = \frac{\pi(8.89^4 - 7.79^4)}{64} = 126cm^4$$

$$Wn = \frac{126}{4.45} = 28.3cm^3$$

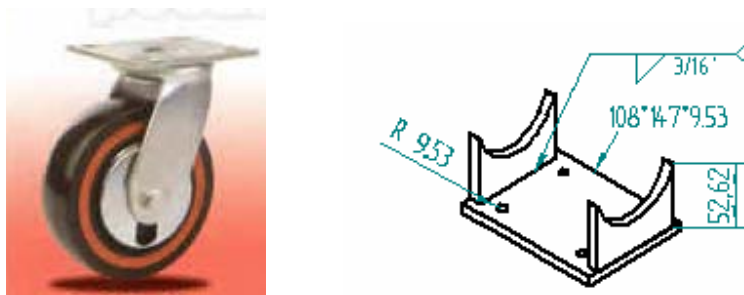
$$\sigma = \frac{1.1 * 26 / 2 + 1.2 * 735 / 2}{14.4} + \frac{1.1 * 320 / 2 + 1.2 * 27100 / 2}{28.3} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

$$\sigma = 32 + 581 \leq 1400 \frac{kg}{cm^2} \Rightarrow 612 \frac{kg}{cm^2} \leq 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

La tubería de 3 pulg. Cumple con el diseño.

4.6.3.6. Ruedas.

Figura 85. Ruedas y su base



Fuente: Los autores del proyecto

El tipo de rueda escogida (ver Anexo L) [4] es de la serie 44*45 la cual tiene un soporte de acero estructural galvanizado, pistas de rodamientos endurecidos, con

graseras de lubricación. De gran utilidad en trabajos industriales. Opciones disponibles, fijas y giratorias. (Ver figura 85). Su diámetro exterior es de 100mm y capacidad de carga de 200 kg cada una.

Las ruedas serán atornilladas en la base mostrada en la figura 85 (derecha) la cual esta construida en lámina de acero A36 de 9 mm de espesor. Esta base va soldada directamente al zócalo y deja un pequeño espacio entre este y la placa base para permitir el montaje de los tornillos.

4.6.3.7. Polipasto. Se optó por un polipasto de cadena manual de fabricación china, con una capacidad de carga de 2 toneladas, pero que por medidas de seguridad se puede trabajar a la mitad que seria de 1 tonelada.

Las características del polipasto están tabuladas a continuación:

Figura 86. Polipasto



Fuente: Los autores del proyecto

- País de origen: China
- Funcionamiento seguro y confiable con mínimo de mantenimiento.
- Alta eficiencia y poco esfuerzo de tiro en la cadena.
- Peso ligero y fácil manipulación
- Apariencia elegante con pequeño tamaño
- Durable en servicio

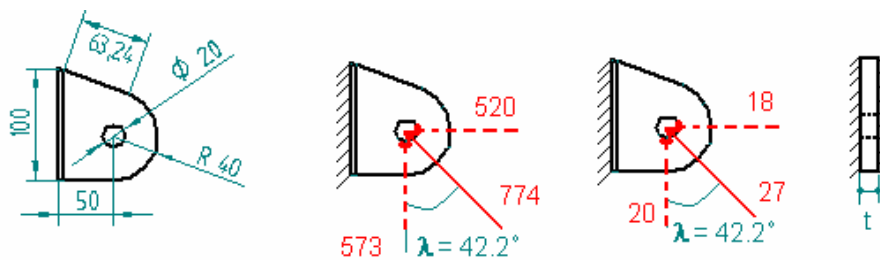
- 14 cm de diámetro en el bloque principal
- El polipasto de cadena levanta un peso máximo de 2 toneladas
- Peso 10 kg.

4.6.3.8. Elementos de sujeción (orejas). Estos elementos se construyeron en acero A36 con el $S_y = 36000 \text{ lb/pul}^2$.

Orejas de Apoyo: Son las que permiten la unión de los puentes con el mástil y la pluma respectivamente. Se encuentran soldadas en la parte intermedia y superior del mástil; en la parte trasera e intermedia de la pluma y en la parte intermedia del zócalo.

Las orejas más críticas por carga son las que apoyan a los dos puentes inferiores, ya que estas están a cortante simple, caso contrario a las del puente superior (cortante doble). Por tanto con estas realizaremos nuestro cálculo:

Figura 87. DCL orejas del mástil (parte central)



Fuente: Los autores del proyecto

$$\lambda = 90 - \theta = 90 - 47.8 = 42.2^\circ$$

- **Espesor por flexión:**

$$M_r = 573 \cdot 5 = 2865 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_p = 20 \cdot 5 = 100 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{(\varphi * Mp + \psi * Mr) * C}{I} \leq \sigma_{perm} = 1200 \text{ kg/cm}^2$$

$$I = \frac{t * h^3}{12} = \frac{b * 10^3}{12} = 83.3 * t$$

$$C = \frac{h}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ cm}$$

$$\frac{(1.1 * 100 + 1.2 * 2865) * 5}{83.3 * t} \leq 1200$$

$$\frac{213}{t} \leq 1200 \Rightarrow t = 0.18 \text{ cm} = 1.8 \text{ mm}$$

El espesor de las orejas requerido por flexión será de 1.8 mm

• **Espesor por aplastamiento:**

$$\sigma_b = \frac{f}{d * t} \leq \sigma_{perm} = 1600 \text{ kg/cm}^2. \quad (\sigma_{adm} \text{ para el acero A36})$$

d = diámetro del pasador

$$\frac{(1.1 * 27 + 1.2 * 774)}{1.9 * t} \leq 1600$$

$$\frac{905}{t} \leq 1600, \quad t = 0.32 \text{ cm} = 3.2 \text{ mm}$$

El espesor de las orejas requerido por flexión será de 3.2 mm .

Los diámetros inferiores a 14 mm no son admisibles en las maquinas de elevación, salvo para las escaleras, cubre-engranajes etc. y para los polipastos, las mismas reservas son valederas para los espesores de chapa inferiores a 5 mm.⁶ [11] Por este motivo se adopto el diámetro de los pernos de ¾” y el espesor de las orejas de 9 mm.

Por este motivo utilizaremos láminas de 9 mm de espesor.

⁶ Aparatos de elevacion y transporte , Ernst hellmut pag. 306 T1

4.6.3.9. Accesorios para izaje de la carga. En la grúa, se utiliza como elemento de izaje 3 orejas construidas de acero A36 en las cuales sirven para enganchar el polipasto en el momento de operar la carga.

El espesor requerido podrá calcularse por la fórmula:

$$t_{Oreja} = \frac{P}{2 * S * (R - \frac{D}{2})}$$

Donde:

t_{Oreja} = espesor requerido de la oreja, in

P = carga, lb.

S = esfuerzo cortante permitido, lb/pulg²

D = diámetro del agujero interno de la oreja, in

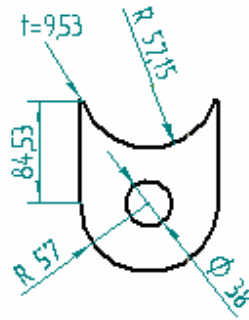
R = radio del contorno de la oreja, in

$$t_{Oreja} = \frac{600}{2 * 1055 * (5.7 - \frac{3.8}{2})} = 0.075cm \cong 0.75mm *$$

Que sería el espesor requerido para 500 kg de carga

Figura 88. Oreja de izaje para la carga

* Valor calculado suponiendo que solo hay esfuerzo cortante en la sección mínima



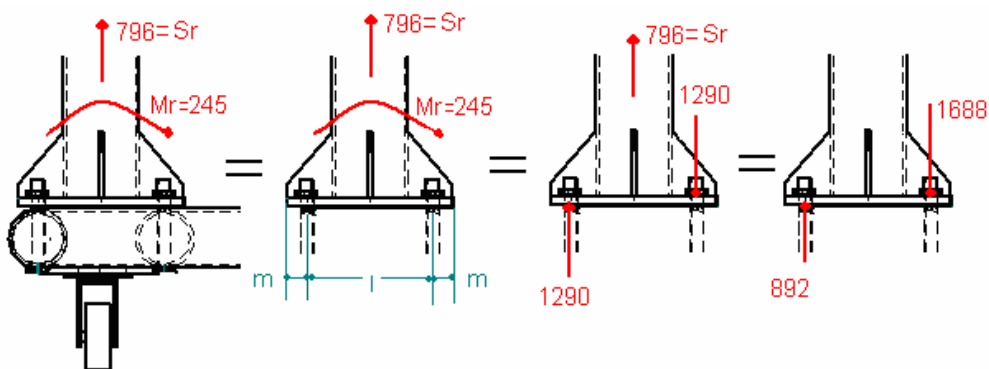
Fuente: Los autores del proyecto

Estas orejas también fueron construidas con lámina de 9 mm de espesor, siguiendo las recomendaciones ya mencionadas.

4.6.3.10. Placa base del mástil. La chapa de la base y las cartelas deberán ser en dimensiones y en espesor, lo suficientemente grandes para poder transmitir el esfuerzo de la carga, a la base de la grúa (zócalo), así como también para poder resistir el esfuerzo de vuelco, que se anula por medio de los anclajes. La soldadura de unión entre los perfiles centrales y la chapa de la base, deberán resistir como mínimo el esfuerzo de la carga de la columna, así como también el esfuerzo de vuelco. [16]

Para la carga móvil tenemos:

Figura 89. DCL placa base del mástil (carga móvil)



Fuente: Los autores del proyecto

Para el diseño de la grúa, se necesita una platina de 25 *25 cm. El tamaño de los anclajes habrá de ser de un tamaño que sean adecuados para sujetar la columna

en su lugar durante el montaje, así como para resistir golpes accidentales durante la misma erección. Raramente se emplean pernos menores de 19 mm de diámetro.[19]

Teniendo en cuenta lo anterior utilizaremos pernos A325 de $\frac{3}{4}$ "(19.05mm) de diámetro en toda la grúa. La distancia mínima es de $1.5 \cdot d$.

$$m_{\min} = 1.5 \cdot 19.05 = 28.6 \cong 30 \text{ mm}$$

$$l = 250 - 60 = 190 \text{ mm} = 19 \text{ cm}$$

Para calcular el espesor de la platina base, se determinan las fuerzas que soporta la placa en los puntos de apoyo con el zócalo.

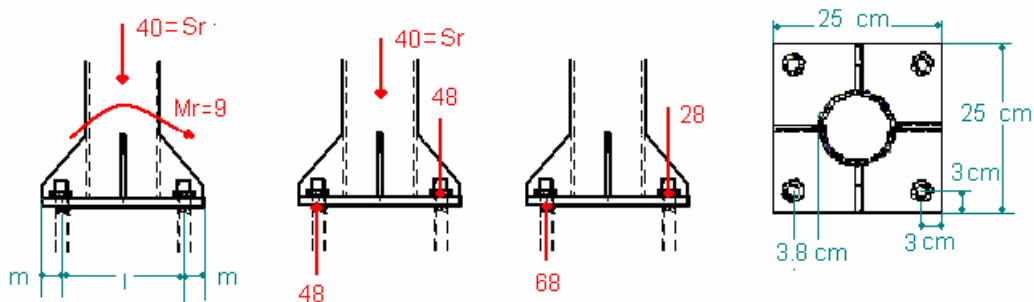
Con el momento M (el cual es reactivo y corresponde a las fuerzas que soporta la placa debidas al zócalo) se determina la cupla:

$$\text{Cupla de fuerzas} = \frac{M}{l} = \frac{24500}{19} = 1290 \text{ kg}$$

A este valor le sumamos y restamos respectivamente la mitad de la carga axial que sufre la placa debido a la columna, como se ve en la figura 90

Para la carga permanente:

Figura 90. DCL placa base del mástil (carga permanente)

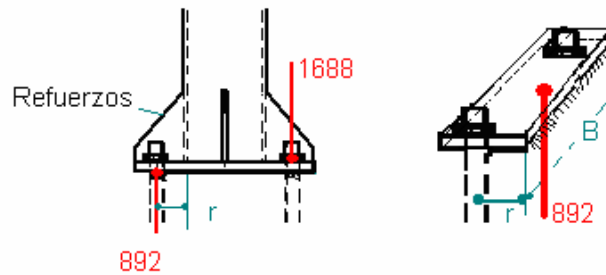


Fuente: Los autores del proyecto

$$\text{Cupla de fuerzas} = \frac{M}{l} = \frac{900}{19} = 48 \text{ kg}$$

Las partes salientes se consideran vigas en voladizo:

Figura 91. DCL sección placa base



Fuente: Los autores del proyecto

Esta figura solo ilustra la carga móvil.

$$r = \frac{25 - D_{tubo} - 2 * m}{2} = \frac{25 - 11.43 - 2 * 3}{2} \Rightarrow r = 3.79 \approx 3.8cm$$

$$M_t = M_p + M_r$$

$$M_r = 892 * 3.8 \Rightarrow M_r = 3390kg * cm$$

$$M_p = 68 * 3.8 \Rightarrow M_p = 372kg * cm$$

$$M_t = 372 + 3390 \Rightarrow M_t = 3762kg * cm$$

$$t_p = \sqrt{\frac{6 * M}{B * \sigma_{perm}}}$$

t_p = Espesor de la platina

M = Momento flector sobre la platina

B = Ancho de la platina.

σ_{perm} = Esfuerzo permisible del acero

$$t_p = \sqrt{\frac{6 * 3762}{25 * 1200}} \Rightarrow t_p = 0.87cm = 8.7mm$$

En el cálculo anterior no hemos tenido en cuenta los refuerzos que lleva dicha placa lo cual la hace más conservativa.

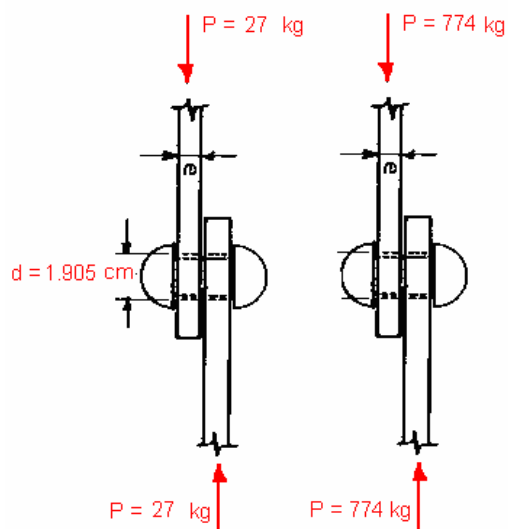
Adoptaremos el espesor de la placa comercial de $t_p = 9mm$

4.6.3.11 Pernos. Teniendo en cuenta la recomendación dada para los diámetros de pernos anteriormente citada se hará el cálculo de comprobación para pernos de acero A325 de $\frac{3}{4}$ " de diámetro.

➤ **Perno del puente inferior**

Los pernos que sostienen al puente inferior (elemento 4) son más críticos que los de la parte superior.

Figura 92. DCL junta a cortante simple (carga permanente y móvil)



Fuente: Los autores del proyecto

Esfuerzo cortante:

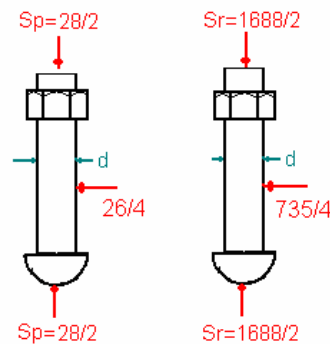
$$\tau_{\max} = \frac{\varphi * V_p + \psi * V_r}{A} \leq \tau_{perm} \quad \tau_{perm} = 1055 \text{ kg/cm}^2, \text{ Para pernos A325}^7 \text{ (AISC)}$$

$$\frac{\varphi * V_p + \psi * V_r}{A} = \frac{1.1 * 27 + 1.2 * 774}{\frac{\pi * (1.905)^2}{4}} = \frac{959}{2.85} = 336 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} ; \quad 336 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \leq 1055 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

• **Anclaje del mástil:**

Los anclajes tendrán que soportar, esfuerzos de tracción y de cortadura. El cálculo se realizó de la siguiente forma:

Figura 93. DCL junta a cortante simple (carga permanente y móvil)



Fuente: Los autores del proyecto

Esfuerzo de tracción:

Dos de los cuatro tornillos soportan esfuerzos de tracción, ver figuras 90 y 91.

$$\sigma_{\max} = \frac{\varphi * S_p + \psi * S_r}{A} \leq \sigma_{perm}$$

Para un tornillo tenemos:

⁷ AISC, τ_{perm} (cortante) para juntas apernadas con pernos A325

$$\frac{\varphi * S_p + \psi * S_r}{A} = \frac{1.1 * (28 / 2) + 1.2 * (1688 / 2)}{\frac{\pi * (1.905)^2}{4}} = \frac{1028}{2.85} = 361 \frac{kg}{cm}; 361 \frac{kg}{cm} \leq 1400 \frac{kg}{cm}^8$$

Esfuerzo cortante:

El esfuerzo cortante máximo que soporta un tornillo se calcula como sigue.
(Fuerza cortante ver figuras. 66 y 80)

$$\tau_{max} = \frac{\varphi * V_p + \psi * V_r}{A} \leq \tau_{perm}$$

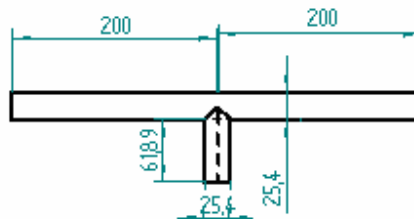
$$\tau_{max} = \frac{1.1 * 26 / 4 + 1.2 * 735 / 4}{\frac{\pi * 1.905^2}{4}} = \frac{228}{2.85} \leq 1055$$

Esto quiere decir que los pernos A325 soportan satisfactoriamente los esfuerzos de forma conservativa.

Todos los pernos de la grúa (puente superior, puente inferior, anclajes y la unión de la pluma con el mástil) son de acero A325 de 3/4." de diámetro.

4.6.3.12. Elemento de maniobra. Se monto una cruceta a la altura de un metro desde la base del mástil para permitir facilidad en la manipulación de la grúa. Ver figura 94.

Figura 94. Elemento para manipular la dirección de la grúa



Fuente: Los autores del proyecto

⁸ AISC, σ_{perm} (tension) para juntas apernadas con pernos A325

4.6.4. Capacidad de carga de la grúa. La grúa pueda manipular cargas de hasta 500 kg cuando el polipasto es ubicado en la oreja mas interna. A partir de este punto, la carga máxima disminuirá hasta llegar a los 350 kg en la punta de la pluma.

4.6.5. Normativa aplicable. El diseño de la grúa, en lo que se refiere a los cálculos estructurales, recomendaciones, cumple las especificaciones de los libros:

- APARATOS DE ELEVACIÓN Y TRANSPORTE, tomo 1 y 2, de Ernest Hellmut
- EL PROYECTISTA DE ESTRUCTURAS METALICAS, tomo 1 y 2, de Robert Nonnast.

Son dos libros prácticos y resumidos, en los cuales se encuentra todo lo necesario para proyectar, desde las formulas y su aplicación, hasta las tablas y demás herramientas para el diseño de una grúa, todo esto basado en la norma DIN.

4.7. MANTENIMIENTO DE LA GRÚA

4.7.1 Mantenimiento de los accesorios. Los accesorios, como ganchos, eslabones, etc., pueden desgastarse y perder su forma por el uso, lo cual puede causar mellas, fisuras o esquinas filosas que producen condiciones de tensión adicional. Por lo tanto, se recomienda efectuar inspecciones rutinarias para comprobar las condiciones del producto.

Para volver a obtener superficies lisas, se recomienda pulirlas. Se permite una reducción de un 10 por ciento en las dimensiones originales del producto, por desgaste o reparación, en las áreas donde se soporta la carga. Una reducción mayor requiere una carga límite de trabajo reducida. Cualquier fisura o deformación en un accesorio es causa suficiente para retirarlo de servicio.

4.7.2 Inspección. Como mínimo, deben considerarse los puntos siguientes:

- Desgaste o deformación en los pernos, ranuras en los cables, placas, y accesorios. Un desgaste excesivo puede ser la causa para reemplazar piezas.
- Asegurar las tuercas, pernos y otros elementos de ajuste, especialmente al volver a armar la grúa después de una inspección minuciosa. Se debe usar métodos de sujeción originales, por ejemplo, tornillo de sujeción.
- Condición de la superficie, corrosión y deformación del gancho.
- Corrosión o fisuras en soldadura de placas soldadas.
- Revisar si el seguro del gancho tiene deformaciones, si ajusta y funciona bien.
- Controlar respecto a suciedad, el desgaste de las ruedas, el desgaste de los pernos soporte, el desgaste de los pivotes, controlar y dado el caso mejorar y/o ampliar la protección contra la corrosión, Controlar los elementos de fijación (tornillos, etc.) respecto a asiento correcto y oxidación. (anual)
- Controlar las uniones atornilladas de anclajes, Soporte de la pluma, controlar la chapa de fijación y los pernos, Controlar los tornillos de fijación de los pivotes. (después 50-200 horas de trabajo) (anual)

4.8 MEDIDAS DE SEGURIDAD

Los accidentes de grúas suelen ser debidos a la acumulación de diversas causas que por si solas no tendrían mayores consecuencias. Por un lado el gruista puede manipular de manera incorrecta las cargas o elevar más peso del permitido por la grúa.

Es importante seguir una serie de normas y precauciones que aparte de evitar accidentes como el vuelco de la grúa, garantizarán un buen funcionamiento de la grúa durante toda su vida útil. Estas consideraciones son comunes a las grúas en general (gestión preventiva)⁹

⁹ [http:// www.osha.com](http://www.osha.com) “Guía para la mejor gestión preventiva: Maquinaria de elevación de carga”

4.8.1 Atropamiento/atropello

- Utilizar señales, tanto acústicas como visuales cuando se va a realizar la operación y puedan existir personas en la zona
- No transportar cargas por donde circulen personas
- Está prohibido transportar o levantar personas con la grúa.
- Elevar la carga (no arrastrarlas) antes de su desplazamiento para no provocar ningún accidente
- Si no se dispone de visibilidad para realizar el trabajo, se ayudará de otra persona que le guíe en la operación

4.8.2 Caída o desprendimiento de materiales

- Evitar los choques con la carga
- Establecer un procedimiento de revisiones periódicas en las cuales se verifique el buen estado de las cadenas.
- Comprobar que no se supera la carga máxima admisible de los equipo
- Utilización de equipos de protección individual, casco, calzado etc.
- Suficiente sujeción de materiales
- Comprobar el estado o ausencia del pestillo de seguridad del gancho

4.8.3 Vuelco / desplome

- Comprobar que el terreno tiene consistencia suficiente para los apoyos
- Evitar trabajar en pendientes
- Evitar irregularidades y fallos del terreno
- Tendido de la vía rectilíneo y horizontal
- No se deben arrancar con la grúa objetos fijados al suelo o arrastrar cargas.
- Establecer un procedimiento de revisiones periódicas en las cuales se verifique el buen estado de las cadenas, pernos, platinas o placas, ruedas, soldadura etc.

4.8.4 Golpes / choques. Un presente en la utilización de maquinaria para elevación de cargas es el de golpes, por parte tanto de los trabajadores, como de

las cargas, contra objetos o partes de la maquinaria, o contra personas. Las consecuencias derivadas de estas acciones suelen ser hematomas, fracturas, etc, y desperfectos en instalaciones.

- No dejar las cadenas a un nivel bajo
- Pedir ayuda para bajar una carga, no intente bajar solo la carga y manejar el control de la grúa al mismo tiempo
- No se deben arrastrar ni hacer esfuerzos laterales
- Tampoco se deben levantar cargas con la cadena no vertical.
- No se debe cambiar el sentido de la marcha de forma súbita (contramarcha), siendo siempre necesario que el movimiento se pare antes de dar la marcha contraria.

4.8.5 Contactos eléctricos directos. Se producen contactos eléctricos directos, debido al contacto del equipo con líneas eléctricas. Producen electrocuciones.

- Tener completa visibilidad el operador para que puede detectar la presencia de líneas eléctricas aéreas
- En las operaciones sin visibilidad se dispondrá de un señalista que deberá ver la totalidad de la operación y ser visto sin obstáculos por el operador del equipo.
- El sistema de señales deberá ser único y conocido por todos los trabajadores implicados

5. COSTOS DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS PARA LA PLANTA DE DESTILACIÓ DE ACEITES

Los costos involucrados en el montaje de los servicios, para la planta piloto de destilación de aceites esenciales del grupo de investigación CENIVAM-UIS, se pueden ver resumidos en la tabla 27.

5.1 SISTEMA DE SUMINISTRO DE VAPOR

Tabla 23. Costo de los equipos involucrados en la generación y suministro de vapor

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR
1	U	CALDERA PARA VAPOR , CAPACIDAD 6 BHP, PIROTUBULAR VERTICAL, COMBUSTIBLE GAS NATURAL, MARCA TECHNIK	\$15.080.000
1	U	TANQUE PARA CONDENSADOS CAPACIDAD 30 GLS, CON MOTOBOMBA DE INYECCIÓN DE AGUA	\$3.665.600
6	MT	DUCTO CHIMENEA PARA CALDERA DE 6 BHP	\$877.000
1	U	TAPA SOMBRERO PARA CHIMENEA	\$130.000
1	GL	TRANSPORTE DE CALDERA, TANQUE. CHIMENEA BOGOTÁ - BUCARAMANGA	\$400.000
1	U	DISTRIBUIDOR DE VAPOR	\$380.000
1	U	SUAVISADOR DE AGUA DE INTERCAMBIO IÓNICO- CATIONICO	\$1.200.000
1	GL	SISTEMA DE QUEMADORES ATMOSFERICOS RADIALES, CON SISTEMA DE ENCENDIDO	\$350.000

2	U	REGULADOR DE GAS DE SEGUNDA ETAPA	\$420.000
1	GL	SUMINISTRO DE TUBERÍAS, ACCESORIOS Y ELEMENTOS DE CONTROL	\$1.901.200
1	GL	MANO DE OBRA POR CONCEPTO DE INSTALACIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS PARA EL SUMINISTRO DE VAPOR	\$1.000.000
1	GL	IMPREVISTOS	\$500.000
TOTAL			\$25.903.800

Fuente: Los autores del proyecto

5.1.1 Suministro de Tuberías, Accesorios Y Elementos De Control. En la tabla 17 se hace una discriminación de todos los elementos involucrados en el ítem de la tabla 16, llamado, suministro de tuberías, accesorios y elementos de control, el cual especifica la cantidad y material que se utilizó.

Tabla 24. Lista de tuberías, accesorios y elementos de control

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR
12	MT	TUBO ACERO AL CARBONO DE 1"	\$ 198.250
12	MT	TUBO ACERO AL CARBONO DE ¾"	\$113.650
6	MT	TUBO ACERO GALVANIZADO DE ¾"	\$40.450
6	MT	TUBO ACERO GALVANIZADO ½"	\$32.500
6	MT	TUBO ACERO AL CARBONO DE ½"	\$44.750
5	MT	TUBO PVC DE ½"	\$4.000
1	U	T ACERO AL CARBONO DE ½"	\$2.000
2	U	JUNTA UNIVERSAL ACERO AL CARBONO DE ½"	\$4.200
5	U	CODO ACERO AL CARBONO	\$2.500

		DE 1/2"	
6	U	CODO ACERO AL CARBONO DE 1"	\$6.600
4	U	JUNTA UNIVERSAL ACERO AL CARBONO DE 1"	\$14.500
3	U	CODO ACERO AL CARBONO DE 3/4"	\$2.100
3	U	CODO ACERO GALVANIZADO DE 1/2"	\$900
3	U	JUNTA UNIVERSAL ACERO GALVANIZADO DE 1/2"	\$8.500
3	U	TAPON ACERO AL CARBONO DE 3/4"	\$2.400
2	U	T PVC DE 1/2"	\$400
6	U	CODO PVC DE 1/2"	\$1400
2	U	FILTRO KTS ACERO AL CARBONO 1/2"	\$28.600
2	U	TRAMPA TERMODINAMICA 1/2" MARCA WORSESTER	\$380.750
1	U	MANOMATRO DIAL 2.5" RANGO 0-30 PSI, ACERO INOXIDABLE	\$78.800
1	U	MANOMATRO DIAL 2.5" RANGO 0-125 PSI, ACERO INOXIDABLE	\$90.700
1	U	TERMOMETRO BIMETALICO DIAL DE 3" BULBO, 2.5" CARATULA, RANGO 10/150 °C, ACERO INOXIDABLE	\$66.000
1	U	TUBO VIDRIO LINEA ROJA 1/2" DE 80 CM (VISOR DE NIVEL)	\$33.650
1	U	NIVEL EN ACERO INOXIDABLE TIPO 304 DIAMETRO 1/2"	\$ 273.750
2	U	VALVULA DE GLOBO 1" EN BRONCE	\$121.100
2	U	VALVULA DE COMPUERTA DE 1/2"	\$21.500
4	U	VALVULA DE BOLA DE 1/2"	\$16.000
2	U	REDUCCION BUSHING DE 1" A 1/2"	\$2.000
1	U	UNION DE 1" GALVANIZADA	\$750

1	U	UNION DE ½" GALVANIZADA	\$500
2	U	CAJAS DE TEFLON X 12	\$8.000
1	GL	ALQUILER DE HERRAMIENTA, ROSCADO DE TUBERIA.	\$300.000
TOTAL			\$1.901.200

Fuente: Los autores del proyecto

5.2 SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Tabla 25. Costo de la torre de enfriamiento

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR
1	U	TORRE DE ENFRIAMIENTO MARCA PROTON EN POLIESTER REFORZADO CON FIBRA DE VIDRIO Y RELLENO TIPO FILMICO MULTICELDA, CON CAPACIDAD PARA 20 GPM.	\$5.752.000
TOTAL			\$5.752.000

Fuente: Los autores del proyecto

5.3 SISTEMA DE CARGA Y DESCARGA

Tabla 26. Costo del sistema de carga y descarga

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR
1	U	GRUA PORTATIL (MATERIALES + MANO DE OBRA)	\$1.280.000
1	U	POLIPASTO MECANICO CON CAPACIDAD DE 2 TONELADAS DE CARGA	\$ 230.000
TOTAL			\$1.510.000

Fuente: Los autores del proyecto

5.4 COSTO TOTAL

Tabla 27. Costos totales involucrados en el proyecto

DESCRIPCIÓN	VALOR
SISTEMA DE SUMINISTRO DE VAPOR	\$25.903.800
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	\$5.752.000
SISTEMA DE CARGA Y DESCARGA	\$1.510.000
TOTAL	\$33.165.800

Fuente: Los autores del proyecto

El costo del suministro y montaje de los servicios para una planta piloto destiladora de aceites esenciales con capacidad para 50 kg de material vegetal, ubicada en la ciudad de Bucaramanga, oscila alrededor de los \$33.200.000, Se debe notar en este punto que los costos son a la fecha de realización de este trabajo.

6. PRUEBAS REALIZADAS CON EL EQUIPO PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES

Después de realizado el montaje del equipo y sus respectivos servicios, el grupo de investigación CENIVAM realizo pruebas en la planta piloto con el objetivo de ir conociendo el manejo de la misma, la cual comprendió el manejo de la caldera, el sistema de alimentación de vapor y el sistema de enfriamiento, todo esto con el propósito de dar inicio al proceso de obtención de aceites esenciales ya a escala industrial, pues la obtención que se venia realizando era con equipos de menor capacidad (10 Kg).

Hasta la fecha del presente proyecto se han realizado pruebas con diferentes plantas específicas para comprobar el buen funcionamiento de los equipos y de esta manera determinar el rendimiento que ofrece cada planta en la producción de aceite esencial, teniendo en cuenta que el equipo fue diseñado para una capacidad de 50 kg, su tamaño permite cargas de material vegetal un poco mas grandes de acuerdo al estado en que se encuentren las plantas y al proceso que se vaya a realizar.

Teniendo un material vegetal en buen estado se recopilaron los datos contenidos en la tabla 28, en donde a partir de una carga inicial se obtiene un determinado rendimiento, sirviendo estas pruebas para tener un registro de referencia para conocer el rendimiento que puede presentar la carga cuando se tenga menos material vegetal o un aumento del mismo.

En la primera prueba realizada el 14 de Diciembre con *Tagetes lucida* una especie de planta cultivada a escala piloto en el centro de investigación, se logró por medio de una carga de 62.5 kg del material vegetal obtener un 0.5% de rendimiento por parte de esta planta y así sucedió con otras plantas que presentaron diferentes rendimientos como se puede observar en la tabla 28.

Posteriormente se ha venido realizando más pruebas con la planta destiladora, para hacer la demostración a pequeños grupos de estudiantes y cultivadores interesados en esta nueva alternativa agro económica, que allí se presenta.

Debido a que dentro de los alcances del presente proyecto no estaba la optimización y caracterización del proceso como tal, a continuación se presentan algunos de los resultados que han obtenido el equipo de investigadores del CENIVAM

Tabla 28 Resultado de algunas pruebas realizadas con el equipo de destilación de la planta piloto.

Fecha	Material vegetal	Carga (kg)	Rendimiento (%p/p)
14/12/2006	<i>Tagetes lucida</i>	62,5	0,5
17/08/2007	Limonaria	83	0,36
14/10/2007	Eucalipto citriodora	100	1,6

Fuente: CENIVAM-UIS

CONCLUSIONES

- Mediante la instalación de los servicios asociados a los equipos utilizados en la planta piloto para extracción de aceites esenciales fue posible que se diera inicio al proceso de extracción de aceites a escala industrial por parte del grupo de investigadores del Centro de Excelencia de CENIVAM.
- El objeto de la experimentación a nivel de planta piloto es conocer y determinar las variables de proceso que se deben controlar y que deben a su vez tomarse en cuenta para diseñar futuros equipos, de tal forma que sean los mas adecuados para dicho proceso, principalmente cuando se usa el método de arrastre con vapor, buscando de esta forma minimizar los costos de producción de vapor y optimizar la calidad de los productos obtenidos.
- Las características del equipo de destilación conllevaron a la realización del diseño y construcción de un sistema portátil de carga y descarga del cartucho que contiene el material vegetal.
- Debido a que la cantidad de calor es alta en el proceso de condensación se realizo el diseño de una torre de enfriamiento capaz de disipar el calor ganado por el agua y de esta forma obtener un ahorro energético sin la necesidad de desperdiciar el agua.
- Mediante la realización de este proyecto se avanza hacia a la investigación y el surgimiento de una nueva industrial de aceites esenciales en nuestro país, ya que se convierte en un negocio de fácil atracción por pequeños y medianos inversionistas en la industria de los aceites esenciales.

RECOMENDACIONES

- Teniendo en cuenta que la cantidad de calor a extraer en el condensador es alta y pensando en un ahorro energético para el proceso se sugiere de manera urgente la compra e instalación de la torre de enfriamiento seleccionada.
- Realizar y ejecutar un programa de mantenimiento para todos los equipos de la planta de extracción, de tal forma que permita su correcto funcionamiento y duración de la misma.
- Para obtener un mayor ahorro energético se hace necesario realizar el aislamiento de la tubería de vapor.
- Para la optimización y caracterización del proceso se hace necesario instalar un medidor de flujo de vapor tipo platina de orificio.
- Debido a que la caldera es el equipo principal en la producción de vapor, se hace necesario llevar a cabo un buen tratamiento del agua utilizada para tal propósito.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **ARMSTRONG.** Guía para la conservación de vapor en el drenado de condensados, 1998 Armstrong Internacional, Inc. 54p
- [2] **BANDONI, A. L.** Los recursos vegetales aromáticos en Latinoamérica, CYTED, Editorial de la universidad de la plata. 2000
- [3] **WHITMAN, C. William,** Tecnología de refrigeración y aire acondicionado, Marcombo, S.A. 1999.
- [4] Catalogo Imsa
- [5] **Catalogo Spirax Sarco.** Hook-Up Designs Steam & Fluid Systems, sixth edition. 1981. 139p
- [6] **CRANE, División de Ingeniería.** Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. Mc. Graw Hill. 1987
- [7] **DENNY, Tim.** Field distillation for herbaceous oils. Denny, McKenzie Associates. Australia. 2001. Pág. 31-72, 105, 163-167, 207-244.
- [8] **EUGENE F. Megyesy,** Manual de recipientes a presión, diseño y calculo, Limusa s.a. 1992
- [9] **FONTECHA, Rubén, LIZARAZO, Harbey.** Diseño y construcción de un equipo de destilación para la extracción de aceites esenciales, usando los métodos de hidrodestilación, arrastre con vapor y destilación con agua / vapor. 2007 Tesis de grado. Universidad Industrial de Santander. Escuela de Ingeniería Mecánica

- [10] **GURNEY, J.D.** Cooling towers. 1989
- [11] **HELLMUT, Ernesto** Aparatos de elevación y transporte, 1ra ed esp 1970.
- [12] **HOLMAN, J.P.** Transferencia de calor. Mc. Graw Hill. 1998
- [13] **INCROPERA, F. P., De Witt, D. P,** Fundamentals of Heat and Mass Transfer, t.II. John Wiley & Sons, New York, 1990.
- [14] **KAM W, Li.** Power Plant System Desig. Canada John Wiley & Sons 1985.
- [15] **KERN, Donald.** Procesos de Transferencia de Calor. México: CECSA 1965. 648 p tabla 17.2]
- [16] **NONNAST, Robert.** El proyectista de estructuras metálicas, 1987 22^a edición, 2003.
- [17] **PRADA, Jorge Ariel; GUTIÉRREZ, Rubén Darío.** Diseño del sistema de agua de enfriamiento de equipos para embotelladoras de Santander S.A. Tesis de grado. Colombia: Universidad Industrial de Santander, Escuela de Mecánica. Bucaramanga 1997. 376
- [18] **RODRÍGUEZ G, Gonzalo.** Operación de calderas industriales. Ecoe Ediciones, Bogotá , abril de 2000
- [19] **Mc CORMAC, Jack C.** Diseño de estructuras metálicas, Alfaomega. 1999
- [20] [http:// www.ecoaldea.com](http://www.ecoaldea.com)
- [21] [http:// www.herbogeminis.com](http://www.herbogeminis.com)

[22] [http:// www.herbotecnia.com](http://www.herbotecnia.com)

[23] <http:// www.lenntech.com>

[24] <http:// www.osha.com>

ANEXOS

Anexo A. TIEMPO DE EXTRACCIÓN EN ACEITES SUPERFICIALES

A.1 HERBÁCEAS MUY ABSORBENTES CON ACEITE SUPERFICIAL

En herbáceas con aceites esenciales muy absorbentes el tiempo de extracción¹⁰ depende de dos parámetros, cuyo valor numérico es específico de cada herbácea. Estos son:

- El **tiempo básico** designado como **t**, requerido para destilar un parche¹¹ típico de aceite natural formado por una glándula reventada como si no hubiese incremento en su área (del parche) debido a la altura de la carga.
- El Parámetro **s**, designado como la relación entre el área de un parche de aceite y el incremento de dicha área por unidad de altura de la carga; matemáticamente se define como: $s=a/\delta a$, donde $a=\pi*r^2$, ver figura A.1.

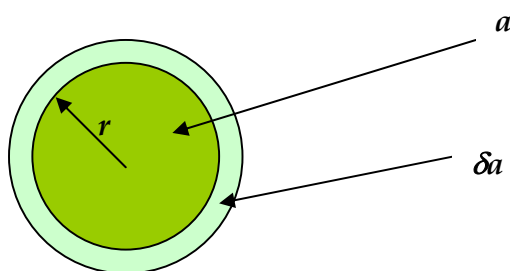


Figura A.1. Parche de aceite y su incremento

¹⁰ Es el tiempo comprendido después que ocurre el calentamiento hasta el momento en que termina la destilación o un punto final escogido en el cual el flujo de aceite es muy bajo y el proceso deja de ser rentable.

¹¹ El parche es una glándula de aceite que se reventó debido al calor suministrado por el vapor y se deposita sobre la superficie de la herbácea.

Este parche de aceite líquido empieza a reducirse por la evaporación del aceite. Un flujo estable de vapor de agua dado, reducirá este radio a cero en t minutos, donde:

$$t = E^{-1} * r \quad \text{Siendo } E^{-1} \text{ la constante de proporcionalidad.}$$

Reemplazando r por a tenemos:

$$t = E^{-1} \left(\frac{a}{\pi} \right)^{1/2} \quad \text{A.1}$$

Durante el calentamiento, un incremento promedio δa es adicionado al área básica a por cada unidad de altura de la carga, luego el área total a una altura de H es:

$$A = a + H \delta a \quad \text{A.2}$$

El tiempo de extracción, T al mismo flujo de vapor es dado por:

$$T = E^{-1} \left(\frac{a + H \delta a}{\pi} \right)^{1/2} \quad \text{A.3}$$

El factor de incremento en el tiempo de extracción de T a T' , debido al incremento de la altura de carga de H a H' es dado por:

$$\frac{T'}{T} = \left(\frac{a + H' \delta a}{a + H \delta a} \right)^{1/2} \quad \text{A.4}$$

Para dos cargas de prueba observadas con densidades de empacado similares y alturas diferentes, podemos evaluar el área básica a en términos del parámetro s , es decir reemplazando en la anterior ecuación el valor de a por $s * \delta a$.

Con similar razonamiento y usando s^* para a , obtenemos una formula de la cual el otro parámetro necesario, el tiempo básico t , puede ser determinado de los resultados de cada una de las cargas de prueba tal que:

$$t = T \left(\frac{s}{s + H} \right)^{1/2} \quad \text{A.5}$$

A.2 HERBÁCEAS LIGERAMENTE ABSORBENTES

La ecuación A.4 es válida para herbáceas muy absorbentes con aceites superficiales, como el aceite de lavanda; en el caso de aceites ligeramente absorbentes la relación entre el tiempo de extracción y la altura de la carga es lineal. Usando menta como un ejemplo típico, Tim Denny mostró que la destilación de sus aceites ocurre en dos fases debido a que los vapores de agua y aceite logran un equilibrio en su composición cuando estos han viajado solo una parte del recorrido total que deben hacer hacia la parte superior de la carga. Las pruebas llevadas a cabo muestran diferentes cantidades de agua requerida para extraer el aceite de cada una de las partes de la carga, es decir, por debajo y por encima del nivel de equilibrio. En la figura Y se muestra las curvas de aceite producido por agua condensada para dos cargas con diferentes alturas y áreas. El gradiente de temperatura y el equilibrio en la composición del vapor ocurre durante el calentamiento inicial, a un nivel por debajo del tope de la carga.

La razón entre aceite y agua destilada para recuperar aceite por encima del nivel de equilibrio se calcula a partir de la parte recta de la grafica. El área de la sección transversal del destilador y la parte curvada revelan la cantidad de agua por m^2 requerida para extraer el aceite por debajo del nivel de equilibrio.

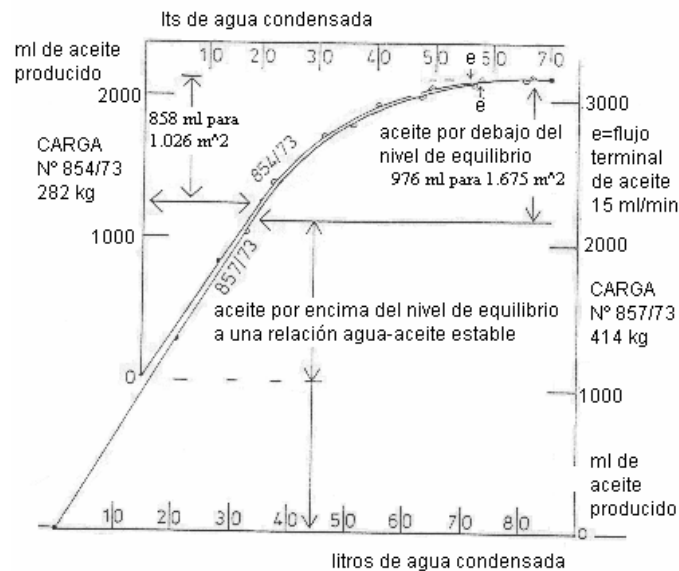


Figura A.2 Destilaciones de dos cargas de menta

Si las dos cantidades de agua que se requieren para recuperar el aceite por encima y por debajo del nivel de equilibrio son calculadas y son sumadas, el resultado puede dividirse por la rata de agua destilada para obtener el tiempo de extracción de un aceite ligeramente absorbente.

El tiempo de extracción se puede calcular a partir de la siguiente relación:

$$T = \frac{(K_1 \cdot A + K_2 \cdot W)}{\dot{m}_v} \quad [\text{min}]$$

Donde $K_1 = m_v - (v_{ar} / v_{av})$

m_v : masa de agua condensada por debajo del nivel de equilibrio [Kg./m²]

v_{ar} : volumen de aceite que se recupera [ml/m²]

v_{av} : pendiente de la parte recta en la figura X [ml/lt]

A : área de la sección transversal del destilador [m²]

$K_2 = 1/v_{av}$

$W = V_a \cdot M_h$: aceite recuperado [ml]

V_a : contenido de aceite por Kg. de hierba o rendimiento [ml/Kg.]

M_h : masa de la herbácea [Kg.]

\dot{m}_v : Flujo másico del vapor [Kg. /min]

Anexo B. COTIZACION CALDERA TECNIK

Bogotá, D.C. Marzo 08 de 2006

Señores

cotización # S-117-06

CENIVAM U.I.S.

Fax. (076) 6454104

E-mail: cenivam@tucan.uis.edu.co

E-mail: alexmario18@hotmail.com

E-mail: roqueqv@yahoo.es

Bucaramanga - Santander.

Atención : Dra. ELENA E. STASHENKO

Referencia : **COTIZACION CALDERAS PARA VAPOR.**

Apreciados Señores:

*Atendiendo su amable solicitud, a continuación encontrarán la oferta para el suministro de los siguientes equipos **F.O.B.** nuestra Planta de Bogotá:*

1. **UNA CALDERA PARA VAPOR CON CAPACIDAD PARA 6 BHP**, combustible GAS NT/LP, presión de diseño 150 psi, presión de trabajo vapor 0 a 125 psi, tipo piro-tubular **VERTICAL** de dos pasos, automática con una eficiencia del 81-82%, cámara de combustión refrigerada por agua, con quemador ON-OFF de tiro forzado, programadores de combustión Honeywell, accesorios y controles de línea Americana de las marcas Honeywell, Beckett, A.B.C. Mc Donnell & Miller, etc, ensambladas en nuestra fábrica de Bogotá, según Normas de Fabricación ICONTEC y ASME, con garantías y certificados de calidad, equipos marca **TECNİK**, con acabado aislamiento exterior y forro en Acero inoxidable.

EL EQUIPO OFRECIDO INCLUYE:

Operación automática de la Caldera.

Protección de bajo nivel de agua, de inyección automática de agua, y de arranque del quemador por controlador **Mc Donnell & Miller USA 150**

Control de alta presión **Honeywell** con válvula de seguridad Tecval

Control de combustión y de seguridad de llama a prueba de explosiones **Honeywell “SF89”**

Quemador de combustión Americano marca **WAYNE.**

Válvulas de purga e indicador visual de nivel agua – vapor, M. **Westwood**

Certificados de calidad para láminas y tuberías utilizadas en el proceso de fabricación.

Tecnik Ltda incluye con el equipo un Manual de Operación y Mantenimiento.

Valor unitario **F.O.B. nuestra Planta Bogotá de :**

Caldera 6 B.H.P./GAS On-Off : \$
13.000.000

Tiempo de Entrega : 15 a 30 días.

2. **UN TANQUE PARA ALIMENTACIÓN AGUA A CALDERA Y RETORNO DE CONDENSADOS CAPACIDAD 30 GALONES**, tipo cilíndrico, Horizontal manufacturado en Acero al Carbono y pintura de acabado exterior, con MOTOBOMBA DE INYECCIÓN AGUA a 200 psi. El tanque incluye base de soportación, control de nivel tipo flotador, indicador visual de nivel, termómetro, filtro, registro, válvula cheque y accesorios de interconexión. Equipo marca **TECNIK**. Valor unitario F.O.B. nuestra Planta Bogotá de:

Capacidad 30 gls Ref. 6 BHP : \$ **3.160.000**

Tiempo de Entrega : 15 días.

3. **CHIMENEA PARA CALDERAS DE 6 B.H.P.** conformada por ducto recto con bridas para montaje atornillable en secciones flanchadas cada 2,4 mts y una tapa sombrerete La chimenea se entrega con pintura para alta temperatura color negro ó aluminio en su presentación exterior. No incluye instalación en su Planta. Por valor F.O.B. Fábrica.

-Valor/mt \$ 126.000 Valor total (6 mts) 6 BHP : \$ **756.000**

2 Codos valor unit \$ 130.000 Valor total : \$ **260.000**

1 Tapa sombrero valor unit \$ 120.000 total : \$ **120.000**

4. **UN TANQUE DE TRATAMIENTO DE AGUA SUAVIZADOR DE INTERCAMBIO IONICO-CATIONICO CAPACIDAD 10 G.P.M. Ref. D14” x**

60" L, diseñado para Calderas de (20 a 100 B.H.P), completo con tanque vertical, 5 válvulas para servicio, retrolavado, regeneración y enjuague, 1 válvula-registro para desairear, 1 eyector para la línea de salmuera, 1 manómetro, resina 2.5 ft3 de zeolita y tanque plástico para solución de salmuera capacidad 250 lts. Se incluye la sal para el tanque y manual de manejo y operación.

Por valor de : **\$ 7.430.000**

Tiempo de Entrega : 15 a 30 días.

Notas para envío equipos a otras ciudades:

- ☆ El sitio de entrega de los equipos cotizados es **F.OB.** nuestra planta Bogotá
- ☆ El transporte y gastos de envío a otra ciudad serán por cuenta del comprador.
- ☆ En caso que los equipos cotizados sean transportados en camión con otros paquetes o mercancías deberán ser enguacalados y tendrán un costo adicional.
- ☆ En caso que los equipos cotizados sean transportados en camión expreso no se requiere de guacal.

Nota:

TRANSPORTE E INSTALACIÓN DE EQUIPOS. Elementos tales como chimeneas, tuberías de agua fría, caliente, eléctricas ó elementos de control, etc. que se requieren para la Instalación se cotizarán previa visita al sitio de obra ó previo envío de planos.

Tecnik Ltda entrega las Calderas con pruebas de funcionamiento y operación en nuestra Planta de Bogotá, sobre plataforma de camión.

Tiempos de entrega sujetos a verificación en fábrica en el momento de su pedido.

Condiciones Comerciales.

- ◆ I.V.A. : 16 % Adicional.
- ◆ Validez Oferta : 30 días.
- ◆ Forma de Pago : 50% al pedido, Saldo equipos antes de despacho.
- ◆ Garantía : 1 Año contra defectos de fabricación.

Cordialmente,

ESPERANZA CÁRDENAS B.
INGENIERIA Y PROYECTOS.
Tels. 2 227811 – 2 223395
Fax. 2 220656
E-mail: tecnik@telecom.com.co

CODIGO : AC456

CALDERA para producción de vapor, capacidad **6 B.H.P.** Combustible **GAS NT/LP** marca **TECNIK**, con acabado exterior en acero inoxidable. Incluye tanque de condensados con motobomba para inyección de agua.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

1. CAPACIDAD	:	6 B.H.P. – 200.000 BTU / hora.
2. COMBUSTIBLE	:	GAS NT /LP.
3. PRESION DE TRABAJO	:	0 a 125 psi.
4. PRESION DE DISEÑO	:	150 psi.
5. CONSUMO GAS NATURAL	:	6.6 m3 / hora de Hi: 38.800 BTU/MT3.
6. CONSUMO GAS PROPANO	:	12 Lb / hora de Hi: 21.000 BTU/LB.
7. PRODUCCION DE VAPOR	:	207 libras / hora a 212° F
8. QUEMADOR COMBUSTION	:	Tiro forzado según Norma UL & FM
9. TIPO	:	Vertical.
10. SUPERFICIE DE TRANSF	:	30.6 Ft2
11. PESO NETO	:	450 Kilos.
12. DIMENSIONES	:	72 cms diám. x 150 cms altura.
13. SISTEMA ELECTRICO	:	110 - 220 Voltios.
14. MANEJO.	:	Operación automática.
15. CONTROLES DE SEGURIDAD	:	Protección alto-bajo nivel agua. Protección control máx. presión vapor. Protección control seguridad llama.

- 17.EQUIPO ADICIONAL : * Tanque de Condensados Cap. 30 gls.
* Motobomba de alimentación de agua 6 g.p.m.
- 18.NORMAS DE FABRICACION: Según ICONTEC y ASME.
19. MATERIALES DE FABRICAC: Cuerpo y láminas en Acero ASTM A-515
tuberías internas en Acero ASTM A-192
lámina acabado ext. Inox ASTM A-304
20. GARANTIAS OFRECIDAS : Certificados de calidad de los controles y de las materias primas del equipo
Garantía contra defectos de fabricación de 12 meses para el cuerpo y el haz tubular.
Garantizamos el equipo para vida util de 20 años minimo en condiciones normales de operación.

CODIGO : AS320

SUAVIZADOR DE INTERCAMBIO IONICO-CATIONICO CAPACIDAD 11 G.P.M.

Diseñado para tratamiento de agua calderas. Incluye válvulas de control, resina y tanque de salmuera.

ESPECIFICACIONES TECNICAS.

1. CAPACIDAD : 10 Galones / min.
2. TIPO : Vertical.
3. MATERIAL COLUMNA : Acero al carbono con recubrimiento Interno pintura Epóxica y Recubrimiento externo pintura de acabado
4. DIAMETRO COLUMNA : 14".
5. ALTURA COLUMNA : 60".

6. PRESION TRABAJO : 40 - 60 psi.
7. AGUA SUAVIZADA POR CICLO : 10.564 galones.
8. RENDIMIENTO : 40 m3 agua cruda dureza 100 p.p.m.
9. REGENERACION ZEOLITA : 60.000 gramos de dureza.
10. ZEOLITA : 2.5 pies cúbicos tipo catiónica, IR-120 De Rohm & Haas
11. TANQUE CLORURO SODIO : 250 Litros.
12. ELEMENTOS INCLUIDOS : * Un Tanque o columna cilíndrica Vertical con compuerta o mand-hole de inspeccion superior.
13. * Tuberías de interconexión.
* Colector superior e inferior.
* 1 Manómetro.
* 1 Grifo para desairear.
* Un Tanque en poliéster reforzado con fibra de vidrio para solución de Cloruro de Sodio.
* Zeolita intercambio iónico-aniónico.
* Un saco de 20 kl de sal.
13. VÁLVULA DE CONTROL: * 5 Válvulas para servicio, retrolavado, regeneración y enjuague
*1 Válvula eyector para la línea de salmuera. 🚰

Anexo C. AISLANTE

Para el destilador



LANA AW

Aislamiento Térmico para servicio en caliente

DESCRIPCIÓN:

La Lana AW de FiberGlass es un aislamiento térmico hecho con lana de fibras de vidrio inorgánicas y elásticas, aglomeradas con resina termo-resistente, presentada en rollos.

USOS:

La Lana AW está diseñada para ser empleada en aplicaciones como aislamiento térmico de equipos y electrodomésticos que trabajan a temperaturas hasta de 540°C (1000°F) con el espesor recomendado. Este aislamiento es ampliamente utilizado en sistemas de paneles, recubrimientos flexibles, hornos industriales o superficies irregulares.

BENEFICIOS:

- **Excelente Funcionamiento Térmico**
La eficiencia térmica de la Lana AW contribuye a reducir las pérdidas de calor y el consumo de combustibles.
- **Peso Liviano**
El bajo peso de la fibra de vidrio facilita la instalación y manipulación del aislamiento, incluso cuando se trabaja con grandes cantidades.
- **Elasticidad**
Su elasticidad garantiza llenar completamente todos los espacios con el aislamiento asegurándose alta eficiencia en el funcionamiento de los artefactos.
- **Rápido y Fácil de Instalar**
Su presentación en rollos permite cubrir grandes áreas rápidamente, eliminando el trabajo tedioso de colocar lámina por lámina.

"Líderes en ahorro y conservación de energía".



- **Incombustible**
- **Resiste la vibración sin deformarse**
- **Inorgánico**
- **No genera ni acelera la corrosión sobre acero, hierro, cobre o aluminio.**
- **No absorbe humedad ambiental.**

ESPECIFICACIONES TECNICAS

- **Conductividad Térmica:** 0.039 w/°C.m² Valor típico (0.27 BTU.in/hr.°F.ft²).
- **Características de Quemado Superficial:** ASTM E84 Propagación de llama 25.
- **Temperatura de aplicación:** Máx 540°C (1000°F).
- **Empaque:** Bolsas de polietileno
- **Unidad:** Rollos

DIMENSIONES:

	LONGITUD	ANCHO	ESPESOR
600" X 48" X 1"	15.24m	1219 mm	25.4 mm
300" X 48" X 1"	7.62 m	1219 mm	25.4 mm
600" X 48" X 1½"	15.24 m	1219 mm	50.8 mm

ESPESORES RECOMENDADOS

Espeor	Ts Tq	1000°F (538°C)	850°F (454°C)	700°F (371°C)	550°F (288°C)	400°F (288°C)	250°F (121°C)
1"	Ts	250	228	204	180	154	125
	Q	203	168	134	100	67	34
2"	Ts	187	173	159	144	128	110
	Q	110	91	73	55	37	19
3"	Ts	161	151	140	129	117	104
	Q	76	63	50	38	25	13
4"	Ts	146	138	129	120	111	-
	Q	58	48	39	29	20	-
5"	Ts	137	130	122	-	-	-
	Q	47	39	31	-	-	-
6"	Ts	130	124	-	-	-	-
	Q	139	33	-	-	-	-

Cálculos realizados para: Velocidad de viento = 0
 Emisividad Exterior = 0.2
 Temperatura ambiente = 86°F (30°C)

TS = Temperatura Superficial en °F
 Q = Pérdidas de Calor en BTU/h.ft²



de 2003

Para Tubería



CAÑUELA AMPLIO RANGO

Aislamiento térmico para tuberías

DESCRIPCION:

Lana de vidrio rígida, preformada en forma de medias cañas para aislar tuberías calientes y frías, con temperaturas entre -84°C (-120°F) y 454°C (850°F) y con diámetro nominal desde $1/2$ hasta 12 pulgadas.

Disponible con y sin laminado de foil de aluminio FRK.

USOS:

Para aislar sistemas de tuberías que lo requieren, incluyendo las tuberías de transporte de vapor, calefacción, enfriamiento, agua para uso doméstico caliente, fría, sistemas sanitarios y tuberías especializadas en plantas de potencia y procesos industriales.

ESPECIFICACIONES

- **Conductividad Térmica:** $K = 0.034 \text{ W/m } ^{\circ}\text{C}$ a 24°C
o sea $(0.24 \text{ BTU. pulg/hr. pie}^2. ^{\circ}\text{F})$
a 75°F de temperatura promedio
- **Características de quemado superficial**

Superficie del aislamiento	Propagación de la llama	Desarrollo de humo
Sin recubrimiento	25	50
Con foil expuesto	5	0
Con kraft expuesto	25	10

"Líderes en ahorro y conservación de energía".



- **Absorción de la humedad ambiental** Absorbe máximo 0.2% en volumen en 96 horas a 49°C (120°F) y 95% de humedad relativa.
- **Corrosión** Ninguna evidencia sobre metales
- **Empaque** Cajas de cartón

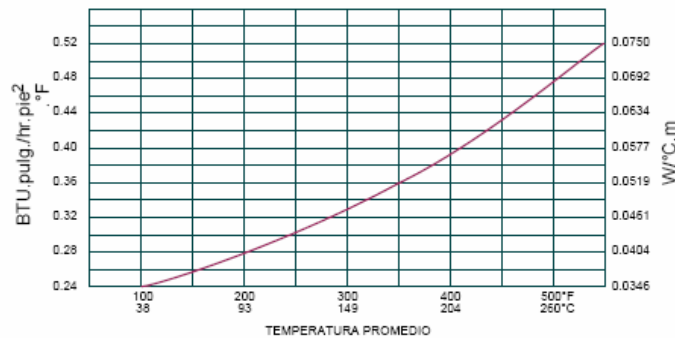
DIMENSIONES

La CAÑUELA AMPLIO RANGO se suministra en dos medias cañas o secciones semicirculares en los siguientes espesores:

Diámetro nominal de la tubería (pulgada):	Espesor de aislamiento (+/- 1/8")
Desde 1/2" hasta 10"	1"
Desde 1/2" hasta 10"	1 1/2"
Desde 1" hasta 12"	2"
Desde 2" hasta 10"	3"

Cañuelas con diámetros y espesores diferentes se fabrican bajo pedido.

CONDUCTIVIDAD TERMICA (ASTM C 335-69)



RECOMENDACIONES GENERALES

Cuando se requiere un espesor de aislamiento mayor a 2", éste se logra con una sola cañuela de fabricación especial, agrupando o "anidando" cañuela sobre cañuela siguiendo las recomendaciones de la Tabla de Anidados (Nota técnica No. 46).

- La red en lo posible deberá ser completamente aislada incluyendo todos sus accesorios.
- El sistema de tuberías que va a ser aislado deberá revisarse perfectamente en lo que se refiere a instalación (codos, tees, válvulas, trampas de vapor etc.), previendo que quede suficiente espacio para colocar el aislamiento.
- La red de tuberías deberá someterse a pruebas hidrostáticas o cualquier otro tipo de prueba que se ajuste a las exigencias de temperatura o presión con que trabajará el sistema en condiciones normales.
- Se recomienda que antes de instalar el aislamiento se limpien todas las superficies y se pinten con una pintura anticorrosiva adecuada a la temperatura.
- Estando seca la pintura protectora se procede a la colocación del aislamiento.
- Sea a temperaturas bajas o altas, para preservar las propiedades aislantes de la CAÑUELA AMPLIO RANGO FIBERGLASS se debe evitar que se moje o se contamine con líquidos o sólidos extraños.

- En instalaciones de baja temperatura el espesor de aislamiento debe ser suficiente para mantener la temperatura de la superficie sobre el punto de rocío del aire para prevenir la condensación y el goteo.
Para aplicaciones en caliente se deben seguir las recomendaciones de la Tabla para la Selección del Espesor Optimo de Aislamiento Térmico.

INSTALACION

- La aplicación del aislamiento sobre la tubería puede ser en una o varias capas. En la mayoría de las instalaciones se utiliza una sola capa, sin embargo pueden requerirse varias capas para el montaje de un aislamiento en tuberías grandes, o con temperaturas demasiado altas o bajas.
- Se colocan las secciones que conforman la cañuela sobre la tubería y se amarran con alambre, cinta o bandas metálicas. Cuando se apliquen varias capas, cada capa debe asegurarse antes que la siguiente sea aplicada, colocándolas en forma escalonada, en zig-zag, para así aumentar la eficiencia térmica al reducir el flujo de calor en las uniones. Si se usa alambre, se debe ajustar lo suficiente pero sin causar la deformación del aislamiento y tener la precaución de doblar hacia adentro el nudo de amarrar.
- En aplicaciones en frío el aislamiento debe sellarse a intervalos de 12 pies para prevenir la posible migración de vapor de agua a través del sistema si ocurre un daño en la barrera de vapor.
- No deben quedar espacios vacíos entre las cañuelas contiguas.
Toda interrupción del sistema de aislamiento debe sellarse con masilla o con un sistema sellante a prueba de humedad.

ESPESOR OPTIMO DE TUBERIAS

Diámetro Nominal de la Tubería

		Diámetro Nominal de la Tubería																											
		$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36						
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0					
150°F (65°C)	$\epsilon=0.2$	Ts 89	90	90	90	91	91	91	88	88	88	88	89	89	89	89	89	89	89	87	87	87	87	87					
		Q 22	25	29	33	36	42	48	45	50	54	64	73	91	110	127	138	156	141	151	182	226	269						
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0					
250°F (121°C)	$\epsilon=0.2$	Ts 103	96	97	98	98	94	95	95	96	96	97	94	94	95	95	95	93	93	93	93	93	93	94					
		Q 57	55	62	71	77	77	87	98	108	116	136	135	166	197	227	246	242	265	290	342	416	493						
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	4.0	4.0					
350°F (177°C)	$\epsilon=0.2$	Ts 103	106	107	109	102	103	99	100	100	101	102	98	99	100	98	98	98	98	98	99	99	97	97					
		Q 76	93	104	119	113	128	129	145	159	172	199	201	244	291	298	321	358	395	432	507	554	653						
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.5	3.5	3.5	3.5	4.0	4.0	4.0	4.0						
450°F (232°C)	$\epsilon=0.2$	Ts 115	108	109	111	112	106	107	109	109	105	106	107	108	105	106	106	106	103	104	104	105	105						
		Q 123	123	137	155	172	171	191	216	236	230	265	300	365	389	443	477	534	532	581	679	824	967						

CONVENCIONES

- Ts = Temperatura Superficial, °F
 Ta = Temperatura Ambiente, °F
 Q = Pérdidas de calor, BTU/Hr.m
 ϵ = Emisividad

Diámetro Nominal de la Tubería

1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36
-----	-----	---	-------	-------	---	-------	---	-------	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	Diámetro Nominal de la Tubería																						
		1.5	2.0	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.5	3.5	3.5	4.0	4.0	4.0	4.0	4.5	4.5	4.5		
550°F (288°C)	ε=0.2	Ts	126	116	118	120	113	114	116	111	112	113	114	110	111	113	109	110	110	111	111	108	109	109
		Q	165	165	184	208	202	229	256	262	285	307	355	364	440	520	540	581	645	712	778	829	1003	1179

Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	Diámetro Nominal de la Tubería																						
		2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.5	3.5	3.5	4.0	4.0	4.0	4.5	4.5	4.5	5.0	5.0	5.0	5.0	5.5	5.5	
650°F (343°C)	ε=0.2	Ts	124	117	119	121	122	117	118	114	115	116	113	114	116	113	114	114	112	112	113	113	111	112
		Q	199	203	225	252	271	281	313	324	351	377	401	450	540	588	668	718	738	811	881	1022	1147	1343

Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	Diámetro Nominal de la Tubería																						
		2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.5	3.5	4.0	4.0	4.0	4.5	4.5	5.0	5.0	5.5	5.5	5.5	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	
750°F (399°C)	ε=0.2	Ts	123	125	127	121	123	118	120	116	118	119	116	117	115	116	114	115	115	113	114	114	115	116
		Q	231	256	283	294	314	330	365	382	412	442	472	529	592	690	734	785	869	893	972	1123	1352	1575

Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	Diámetro Nominal de la Tubería																						
		2.5	3.0	3.0	3.5	3.5	4.0	4.0	4.5	4.5	4.5	5.0	5.0	5.5	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	
850°F (454°C)	ε=0.2	Ts	132	125	128	121	124	121	122	119	120	122	119	121	119	117	118	119	120	120	121	122	123	124
		Q	290	299	330	345	368	389	430	450	486	520	559	623	698	770	866	928	1023	1121	1218	1408	1694	1977

BASES DE CALCULO

- Velocidad del viento = 0 pies/min
- Emisividad ε = 0.2 acabado metálico brillante
- Temperatura Ambiente = 77°F (25°C)

Anexo D. DATOS TÉCNICOS DE LAS TUBERIAS

B-13a. Tuberías comerciales de acero. Con base en ANSI B36.10: 1970 y BS
1600: Parte 2: 1970

Espesor de la tubería según número de cédula

Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior mm	Espesor mm	Diámetro interior mm	Medida nominal de la tubería pulgadas	Diámetro exterior mm	Espesor mm	Diámetro interior mm			
Cédula 10	14	355.6	6.35	342.9	Cédula 80 (continuación)	3½	101.6	8.08	85.4	
	16	406.4	6.35	393.7		4	114.3	8.56	97.2	
	18	457.2	6.35	444.5		5	141.3	9.52	122.3	
	20	508.0	6.35	495.3		6	168.3	10.97	146.4	
	24	609.6	6.35	596.9		8	219.1	12.70	193.7	
Cédula 20	30	762.0	7.92	746.2	10	273.0	15.09	242.8		
	8	219.1	6.35	206.4	12	323.9	17.47	289.0		
	10	273.0	6.35	260.3	14	355.6	19.05	317.5		
	12	323.9	6.35	311.2	16	406.4	21.44	363.5		
	14	355.6	7.92	339.8	18	457.2	23.82	409.6		
	16	406.4	7.92	390.6	20	508.0	26.19	455.6		
	18	457.2	7.92	441.4	24	609.6	30.96	547.7		
Cédula 30	20	508.0	9.52	489.0	Cédula 100	8	219.1	15.09	188.9	
	24	609.6	9.52	590.6		10	273.0	18.26	236.5	
	30	762.0	12.70	736.6		12	323.9	21.44	281.0	
	8	219.1	7.04	205.0		14	355.6	23.82	308.0	
	10	273.0	7.80	257.4		16	406.4	26.19	354.0	
	12	323.9	8.38	307.1		18	457.2	29.36	398.5	
	14	355.6	9.52	336.6		20	508.0	32.54	442.9	
Cédula 40	16	406.4	9.52	387.4	24	609.6	38.89	531.8		
	18	457.2	11.13	434.9	Cédula 120	4	114.3	11.13	92.0	
	20	508.0	12.70	482.6		5	141.3	12.70	115.9	
	24	609.6	14.27	581.1		6	168.3	14.27	139.8	
	30	762.0	15.88	730.2		8	219.1	18.26	182.6	
	1/8	10.3	1.73	6.8		10	273.0	21.44	230.1	
	1/4	13.7	2.24	9.2		12	323.9	25.40	273.1	
3/8	17.1	2.31	12.5	14		355.6	27.79	300.0		
Cédula 60	1/2	21.3	2.77	15.8	Cédula 140	16	406.4	30.96	344.5	
	3/4	26.7	2.87	21.0		18	457.2	34.92	387.4	
	1	33.4	3.38	26.6		20	508.0	38.10	431.8	
	1 1/4	42.2	3.56	35.1		24	609.6	46.02	517.6	
	1 1/2	48.3	3.68	40.9		Cédula 160	8	219.1	20.62	177.9
	2	60.3	3.91	52.5			10	273.0	25.40	222.2
	2 1/2	73.0	5.16	62.7			12	323.9	28.58	266.7
	3	88.9	5.49	77.9	14		355.6	31.75	292.1	
	3 1/2	101.6	5.74	90.1	16		406.4	36.52	333.4	
	4	114.3	6.02	102.3	18		457.2	39.69	377.8	
	5	141.3	6.55	128.2	20		508.0	44.45	419.1	
	6	168.3	7.11	154.1	24	609.6	52.39	504.8		
	Cédula 80	8	219.1	8.18	202.7	Cédula 180	1/2	21.3	4.78	11.7
		10	273.0	9.27	254.5		3/4	26.7	5.56	15.6
12		323.9	10.31	303.3	1		33.4	6.35	20.7	
14		355.6	11.13	333.3	1 1/4		42.2	6.35	29.5	
16		406.4	12.70	381.0	1 1/2		48.3	7.14	34.0	
18		457.2	14.27	428.7	2		60.3	8.74	42.8	
20		508.0	15.09	477.8	2 1/2		73.0	9.52	54.0	
24		609.6	17.48	574.6	3		88.9	11.13	66.6	
Cédula 100		8	219.1	10.31	198.5		4	114.3	13.49	87.3
		10	273.0	12.70	247.6		5	141.3	15.88	109.5
		12	323.9	14.27	295.4		6	168.3	18.26	131.8
		14	355.6	15.09	325.4		8	219.1	23.01	173.1
		16	406.4	16.64	373.1		10	273.0	28.58	215.8
Cédula 120		18	457.2	19.05	419.1		12	323.9	33.34	257.2
	20	508.0	20.62	466.8	14	355.6	35.71	284.2		
	24	609.6	24.61	560.4	16	406.4	40.49	325.4		
	1/8	10.3	2.41	5.5	18	457.2	45.24	366.7		
	1/4	13.7	3.02	7.7	20	508.0	50.01	408.0		
	3/8	17.1	3.20	10.7	24	609.6	59.54	490.5		
	1/2	21.3	3.73	13.8						
	3/4	26.7	3.91	18.9						
	1	33.4	4.55	24.3						
	1 1/4	42.2	4.85	32.5						
	1 1/2	48.3	5.08	38.1						
	2	60.3	5.54	49.2						
	2 1/2	73.0	7.01	59.0						
	3	88.9	7.62	73.7						

B-14. Datos técnicos de las tuberías

Aceros al carbón - Aceros inoxidables

Medida nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior D.E. (pulgadas)	Identificación			Espesor de pared <i>t</i> (pulgadas)	Diámetro interior <i>d</i> (pulgadas)	Área metálica (pulgadas cuadradas)	Área interna transversal		Momento de inercia <i>I</i> (pulgadas ⁴)	Peso de la tubería (libras por pie)	Peso de agua (libras por pie de tubería)	Superficie externa (pies cuadrados por pie de tubería)	Módulo de sección $(\frac{I}{D.E.})$
		Acero		Número de cédula en acero inoxidable				<i>a</i> (pulgadas cuadradas)	<i>A</i> (pies cuadrados)					
		Medida Tubería de hierro	Número de cédula											
1/8	0.405	10S	.049	.307	.0548	.0740	.00051	.00088	.19	.032	.106	.00437
		STD	40	40S	.068	.269	.0720	.0568	.00040	.00106	.24	.025	.106	.00523
		XS	80	80S	.095	.215	.0925	.0364	.00025	.00122	.31	.016	.106	.00602
		10S	.065	.410	.0970	.1320	.00091	.00279	.33	.057	.141	.01032
		STD	40	40S	.088	.364	.1250	.1041	.00072	.00331	.42	.045	.141	.01227
		XS	80	80S	.119	.302	.1574	.0716	.00050	.00377	.54	.031	.141	.01395
3/8	0.675	10S	.065	.545	.1246	.2333	.00162	.00586	.42	.101	.178	.01736
		STD	40	40S	.091	.493	.1670	.1910	.00133	.00729	.57	.083	.178	.02160
		XS	80	80S	.126	.423	.2173	.1405	.00098	.00862	.74	.061	.178	.02554
		5S	.065	.710	.1583	.3959	.00275	.01197	.54	.172	.220	.02849
		STD	40	40S	.083	.674	.1974	.3568	.00248	.01431	.67	.155	.220	.03407
		XS	80	80S	.109	.622	.2503	.3040	.00211	.01709	.85	.132	.220	.04069
1/2	0.840	10S	.065	.840	.2320	.5330	.00371	.03704	1.09	.102	.220	.04780
		STD	40	40S	.147	.546	.3290	.2340	.00163	.02008	1.31	.074	.220	.05267
		XS	80	80S	.187	.466	.3836	.1706	.00118	.02212	1.31	.074	.220	.05267
		160
		160
		XXS294	.252	.5043	.050	.00035	.02424	1.71	.022	.220
3/4	1.050	5S	.065	.920	.2011	.6648	.00462	.02450	.69	.288	.275	.04667
		STD	40	40S	.083	.884	.2521	.6138	.00426	.02969	.86	.266	.275	.05655
		XS	80	80S	.113	.824	.3326	.5330	.00371	.03704	1.13	.231	.275	.07055
		160
		160
		XXS219	.612	.5698	.2961	.00206	.05269	1.94	.128	.275
1	1.315	5S	.065	1.185	.2553	1.1029	.00766	.04999	.87	.478	.344	.07603
		STD	40	40S	.109	1.097	.4130	.9452	.00656	.07569	1.40	.409	.344	.11512
		XS	80	80S	.133	1.049	.4939	.8640	.00600	.08734	1.68	.375	.344	.1328
		160
		160
		XXS250	.815	.8365	.5217	.00362	.1251	2.84	.230	.344
1 1/4	1.660	5S	.065	1.530	.3257	1.839	.01277	.1038	1.11	.797	.435	.1250
		STD	40	40S	.109	1.442	.4717	1.633	.01134	.1605	1.81	.708	.435	.1934
		XS	80	80S	.140	1.380	.6685	1.495	.01040	.1947	2.27	.649	.435	.2346
		160
		160
		XXS191	1.278	.8815	1.283	.00891	.2418	3.00	.555	.435
1 1/2	1.900	5S	.065	1.770	.3747	2.461	.01709	.1579	1.28	1.066	.497	.1662
		STD	40	40S	.109	1.682	.6133	2.222	.01543	.2468	2.09	.963	.497	.2598
		XS	80	80S	.145	1.610	.7995	2.036	.01414	.3099	2.72	.882	.497	.3262
		160
		160
		XXS200	1.500	1.068	1.767	.01225	.3912	3.63	.765	.497
2	2.375	5S	.065	2.245	.4717	3.958	.02749	.3149	1.61	1.72	.622	.2652
		STD	40	40S	.109	2.157	.7760	3.654	.02538	.4992	2.64	1.58	.622	.4204
		XS	80	80S	.154	2.067	1.075	3.355	.02330	.6657	3.65	1.45	.622	.5606
		160
		160
		XXS218	1.939	1.477	2.953	.02050	.8679	5.02	1.28	.622
2 1/2	2.875	5S	.083	2.709	.7280	5.764	.04002	.7100	2.48	2.50	.753	.4939
		STD	40	40S	.120	2.635	1.039	5.453	.03787	.9873	3.53	2.36	.753	.6868
		XS	80	80S	.203	2.469	1.704	4.788	.03322	1.530	5.79	2.07	.753	1.064
		160
		160
		XXS276	2.323	2.254	4.238	.02942	1.924	7.66	1.87	.753
3	3.500	5S	.083	3.334	.8910	8.730	.06063	1.301	3.03	3.78	.916	.7435
		STD	40	40S	.120	3.260	1.274	8.347	.05796	1.822	4.33	3.62	.916	1.041
		XS	80	80S	.216	3.068	2.228	7.393	.05130	3.017	7.58	3.20	.916	1.724
		160
		160
		XXS300	2.900	3.016	6.605	.04587	3.894	10.25	2.86	.916

Nota: Véase la notación al final de la tabla.

B-14. Datos técnicos de las tuberías (continuación)

Aceros al carbón. Aceros inoxidables

Medida nominal de la tubería (pulgadas)	Diámetro exterior D.E. (pulgadas)	Identificación			Espesor de pared <i>t</i> (pulgadas)	Diámetro interior <i>d</i> (pulgadas)	Área metálica (pulgadas cuadradas)	Área interna transversal		Momento de inercia <i>I</i> (pulgadas ⁴)	Peso de la tubería (libras por pie)	Peso de agua (libras por pie de tubería)	Superficie externa (pies cuadrados por pie de tubería)	Módulo de sección $(\frac{I}{D.E.})$
		Acero		Número de cédula en acero inoxidable				<i>a</i> (pulgadas cuadradas)	<i>A</i> (pies cuadrados)					
		Medida Tubería de hierro	Número de cédula											
3 1/2	4.000	5S	.083	3.834	1.021	11.545	.08017	1.960	3.48	5.00	1.047	.9799
		10S	.120	3.760	1.463	11.104	.07711	2.755	4.97	4.81	1.047	1.378
		STD	40	40S	.226	3.548	2.680	9.886	.06870	4.788	9.11	4.29	1.047	2.394
		XS	80	80S	.318	3.364	3.678	8.888	.06170	6.280	12.50	3.84	1.047	3.140
4	4.500	5S	.083	4.334	1.152	14.75	.10245	2.810	3.92	6.39	1.178	1.249
		10S	.120	4.260	1.651	14.25	.09898	3.963	5.61	6.18	1.178	1.761
		STD	40	40S	.237	4.026	3.174	12.73	.08840	7.233	10.79	5.50	1.178	3.214
		XS	80	80S	.337	3.826	4.407	11.50	.07986	9.610	14.98	4.98	1.178	4.271
		...	120438	3.624	5.595	10.31	.0716	11.65	19.00	4.47	1.178	5.178
		XXS	160531	3.438	6.621	9.28	.0645	13.27	22.51	4.02	1.178	5.898
5	5.563	5S	.109	5.345	1.868	22.44	.1558	6.947	6.36	9.72	1.456	2.498
		10S	.134	5.295	2.285	22.02	.1529	8.425	7.77	9.54	1.456	3.029
		STD	40	40S	.258	5.047	4.300	20.01	.1390	15.16	14.62	8.67	1.456	5.451
		XS	80	80S	.375	4.813	6.112	18.19	.1263	20.67	20.78	7.88	1.456	7.431
		...	120500	4.563	7.953	16.35	.1136	25.73	27.04	7.09	1.456	9.250
		XXS	160625	4.313	9.696	14.61	.1015	30.03	32.96	6.33	1.456	10.796
6	6.625	5S	.109	6.407	2.231	32.24	.2239	11.85	7.60	13.97	1.734	3.576
		10S	.134	6.357	2.733	31.74	.2204	14.40	9.29	13.75	1.734	4.346
		STD	40	40S	.280	6.065	5.581	28.89	.2006	28.14	18.97	12.51	1.734	8.496
		XS	80	80S	.432	5.761	8.405	26.07	.1810	40.49	28.57	11.29	1.734	12.22
		...	120562	5.501	10.70	23.77	.1650	49.61	36.39	10.30	1.734	14.98
		XXS	160719	5.187	13.32	21.15	.1469	58.97	45.35	9.16	1.734	17.81
8	8.625	5S	.109	8.407	2.916	55.51	.3855	26.44	9.93	24.06	2.258	6.131
		10S	.148	8.329	3.941	54.48	.3784	35.41	13.40	23.61	2.258	8.212
		...	20250	8.125	6.57	51.85	.3601	57.72	22.36	22.47	2.258	13.39
		...	30277	8.071	7.26	51.16	.3553	63.35	24.70	22.17	2.258	14.69
		STD	40	40S	.322	7.981	8.40	50.03	.3474	72.49	28.55	21.70	2.258	16.81
		...	60406	7.813	10.48	47.94	.3329	88.73	35.64	20.77	2.258	20.58
		XS	80	80S	.500	7.625	12.76	45.66	.3171	105.7	43.39	19.78	2.258	24.51
		...	100594	7.437	14.96	43.46	.3018	121.3	50.95	18.83	2.258	28.14
		...	120719	7.187	17.84	40.59	.2819	140.5	60.71	17.59	2.258	32.58
		XXS	140812	7.001	19.93	38.50	.2673	153.7	67.76	16.68	2.258	35.65
10	10.750	5S	.134	10.482	4.36	86.29	.5992	63.0	15.19	37.39	2.814	11.71
		10S	.165	10.420	5.49	85.28	.5922	76.9	18.65	36.95	2.814	14.30
		...	20250	10.250	8.24	82.52	.5731	113.7	28.04	35.76	2.814	21.15
		...	30307	10.136	10.07	80.69	.5603	137.4	34.24	34.96	2.814	25.57
		STD	40	40S	.365	10.020	11.90	78.86	.5475	160.7	40.48	34.20	2.814	29.90
		...	60	80S	.500	9.750	16.10	74.66	.5185	212.0	54.74	32.35	2.814	39.43
		XS	80594	9.562	18.92	71.84	.4989	244.8	64.43	31.13	2.814	45.54
		...	100719	9.312	22.63	68.13	.4732	286.1	77.03	29.53	2.814	53.22
		...	120844	9.062	26.24	64.53	.4481	324.2	89.29	27.96	2.814	60.32
		XXS	140	...	1.000	8.750	30.63	60.13	.4176	367.8	104.13	26.06	2.814	68.43
12	12.75	5S	.156	12.438	6.17	121.50	.8438	122.4	20.98	52.65	3.338	19.2
		10S	.180	12.390	7.11	120.57	.8373	140.4	24.17	52.25	3.338	22.0
		...	20250	12.250	9.82	117.86	.8185	191.8	33.38	51.07	3.338	30.2
		...	30330	12.090	12.87	114.80	.7972	248.4	43.77	49.74	3.338	39.0
		STD	40	40S	.375	12.000	14.58	113.10	.7854	279.3	49.56	49.00	3.338	43.8
		...	60406	11.938	15.77	111.93	.7773	300.3	53.52	48.50	3.338	47.1
		XS	80	80S	.500	11.750	19.24	108.43	.7528	361.5	65.42	46.92	3.338	56.7
		...	100562	11.626	21.52	106.16	.7372	400.4	73.15	46.00	3.338	62.8
		...	120688	11.374	26.03	101.64	.7058	475.1	88.63	44.04	3.338	74.6
		XXS	140844	11.062	31.53	96.14	.6677	561.6	107.32	41.66	3.338	88.1
12	12.75	120	1.000	10.750	36.91	90.76	.6303	641.6	125.49	39.33	3.338	100.7
		140	1.125	10.500	41.08	86.59	.6013	700.5	139.67	37.52	3.338	109.9
		160	1.312	10.126	47.14	80.53	.5592	781.1	160.27	34.89	3.338	122.6

Anexo E. TRAMPA DE VAPOR TERMODINÀMICA

GENERALIDADES

El calor es requerido para calentamiento y también para algunos procesos industriales. Dicho calor es transportado desde una caldera a un punto para su uso mediante medios como agua, aceite o vapor empleando los principios de transferencia de calor.

El vapor es generado en una caldera y es transportado a través de la tubería hasta los equipos de vapor.

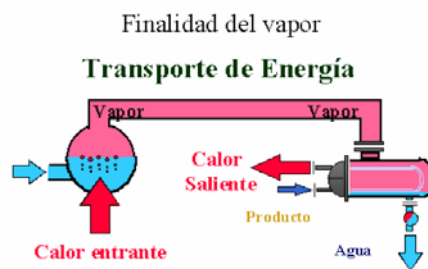


Ilustración 1 Generación de Vapor

Estas tuberías deben estar correctamente aisladas o con recubrimiento con el fin de prever la pérdida de calor, no obstante parte de calor es radiado al medio ambiente. En este transporte el vapor cede calor a las paredes de la tubería y empieza a condensar en agua (agua caliente) y a depositarse en el fondo de la misma. Si este condensado se le permite mantenerse en la tubería el ocasionará tanto pérdida de calor como bloqueo con sus correspondientes consecuencias.

Similarmente cuando el vapor ingresa en los equipos, el calor es transferido a través de las paredes al fluido o producto empezando su calentamiento. Como el

vapor cede su calor este condensa, el condensado así formado comienza a acumularse en el espacio destinado para el vapor en el equipo.

Las trampas para vapor, son empleadas para funciones que no son tan aparentes. Cuando el sistema de vapor se interrumpe o apaga, aire ingresa en las tuberías para ocupar el espacio del vapor en compañía con el condensado generado. Las trampas para vapor deben por tanto desalojar ese aire en el momento de arranque de estos sistemas.

En resumen, las tres importantes funciones de las trampas para vapor son:

1. Descargar condensado.
2. No permitir escape de vapor.
3. Ser capaces de desalojar aire y gases.

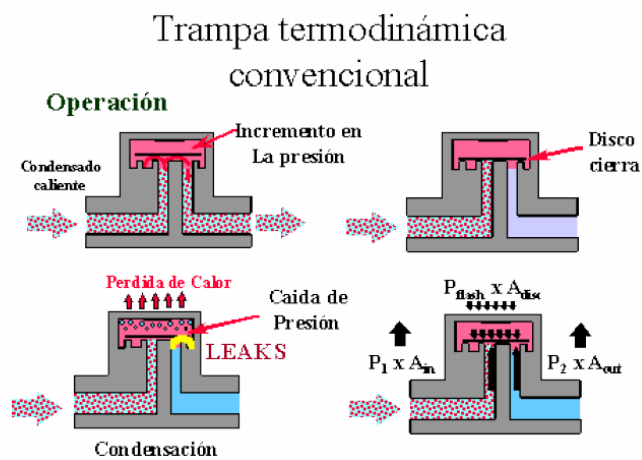


Ilustración 12 Trampa para vapor tipo termodinamico



Trampa de Vapor • Steam trap

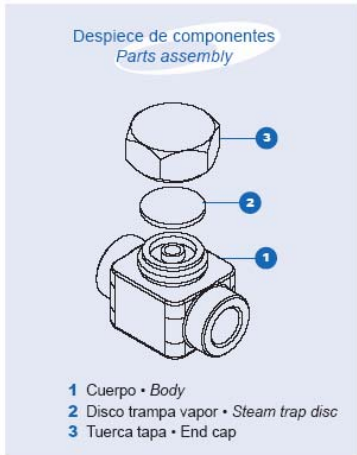
Tipo: Termodinámica (disco flotante) de 1/2", 3/4" y 1". Disco y asiento lapeado y templado. Uso rudo. Fácil mantenimiento. La mejor relación costo/duración
 Type: Thermodynamic (Disc) 1/2", 3/4" and 1". Hardened and lapped disc and lip. High duty cycle. Easy for maintenance. Best cost/durability.

Aplicaciones: En la purga de las líneas de distribución, purga de prensa de platos múltiples.
 Instalación: Esta trampa trabaja perfectamente en cualquier posición, pero es preferible que para sistemas de vapor se instale en posición horizontal. En sistemas de aire comprimido es recomendable instalar de forma vertical (flujo descendente).

Application: In the purge of the distribution lines, purges of multiple plates press.
 Installation: This trap works perfectly in any position, but it is preferable that for steam systems it is installed in a horizontal position. In systems of compressed air it is advisable to install it in a vertical position (descending flow).

MANTENIMIENTO: Para el buen funcionamiento de la trampa se recomienda limpiar periódicamente. Esta operación se puede realizar sin tener que quitar la trampa de la línea. Se debe asegurar que la línea se encuentre libre de aire o vapor, por medio de válvulas de interrupción antes de efectuar cualquier operación.
 Se quita el tapón con la ayuda de una llave. Si existe desgaste en el disco o asiento del cuerpo, estos se deben limpiar y pulir utilizando abrasivo ligero con movimientos uniformes y en forma de ocho. Si el desgaste ya es muy grande se recomienda cambiar el disco. El disco se coloca con las ranuras hacia abajo y se da un apriete medio al tapón hasta que ya no existan fugas.

MAINTENANCE: For the good operation of the trap it is recommended to be cleaned periodically. This operation can be carried out without having to remove the trap from the line, you should make sure that the line is free of air or steam, by means of interruption valves before making any operation.
 Take off the plug with the help of a wrench. If there is a disk or seat in the body, these should be cleaned and polished using abrasive products with uniform movements and in form of an eight. If the waste is already very heavy it is recommended to change the disk. The disk is placed in the grooves facing down applying pressure to the plug to avoid leaks.

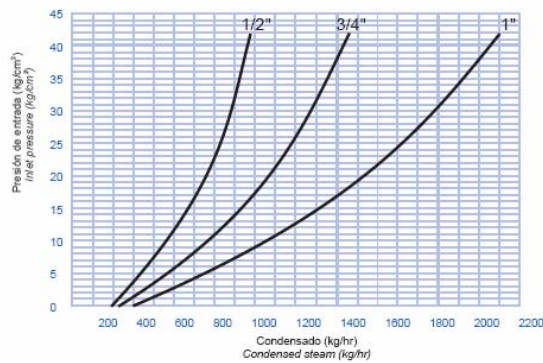


Dimensiones • Dimensions

Trampa de vapor • Steam trap

Tamaño pulg. Size in.	A	B
1/2	2.70	1.343
3/4	2.75	1.511
1	3.30	1.957

Capacidad de descarga a temperatura de vapor saturado (kg/hr)
 Discharge capacity to temperature of saturated steam (kg/hr)



Anexo F. PRUEBAS PRELIMINARES PARA CÁLCULO DEL FACTOR K_{xa} DEL RELLENO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Debido a que en la literatura se cuenta con muy pocos datos del comportamiento de torres de enfriamiento comerciales, se vio la necesidad de hacer una prueba preliminar para saber el factor K_{xa} que corresponde a un factor de humidificación, el cual determina las características de comportamiento de un relleno o empaque para una torre.

Debido a que en el laboratorio de plantas térmicas de la escuela de ingeniería mecánica UIS se cuenta con una torre de enfriamiento que utiliza un tipo de relleno comercial, se realizaron tres pruebas para determinar un valor aproximado del factor K_{xa} .

EQUIPO UTILIZADO

El equipo utilizado para realizar las pruebas preliminares y poder calcular el factor K_{xa} del relleno esta constituido por los siguientes elementos.

- Caldera pirotubular.
- Líneas de conducción y válvulas (vapor y agua).
- Medidor de flujo (Flujómetro).
- Modelo de torre de enfriamiento de tiro inducido.
- Intercambiador para calentar el agua que entra a la torre con el vapor de la caldera.
- Bomba centrífuga.
- Programa de computador.
- Termocuplas.
- Anemómetro digital.

REPRESENTACIÓN GRAFICA DEL SISTEMA



PROCEDIMIENTO

- Encender la caldera y esperar la producción de vapor.
- Medir las dimensiones del material del relleno de la torre (alto, ancho y largo).
- Medir el diámetro del ventilador.
- Llenar el tanque de la torre.
- Encender la bomba y verificar el paso de agua. Esta agua es la encargada de recorrer el intercambiador para obtener la temperatura de entrada a la torre.
- Encender el ventilador y medir la velocidad del aire a la salida del mismo de la torre (parte superior de la torre), por medio del anemómetro digital.
- Abrir la válvula que permite el paso de vapor hacia el intercambiador.
- Escoger un caudal cualquiera regulando manualmente la válvula de paso de agua y medir el flujo de agua con el flujómetro.
- Establecer un rango de enfriamiento, manipulando la válvula de la línea de vapor hasta que el sistema se estabilice.
- Tomar las temperaturas leídas por las termocuplas, conectadas al sistema de adquisición de datos conectado al computador.

Nota: Es importante resaltar que la temperatura de entrada del agua a la torre de enfriamiento debe permanecer constante para los caudales que se trabajen. Esto se logra controlando la entrada de vapor proveniente de la caldera al

intercambiador y verificando dicha temperatura con el termómetro de carátula dispuesto a la entrada de la torre.

DATOS OPERATIVOS PARA LAS PRUEBAS

Se estableció un rango de enfriamiento de $10\text{ }^{\circ}\text{C} \approx 18\text{ }^{\circ}\text{F}$, para tres diferentes temperaturas de entrada del agua a la torre, con el propósito de trabajar diferentes caudales de agua.

RESULTADOS OBTENIDOS

- Ventilador.

Diámetro		Área	Velocidad del aire	Caudal de aire	Flujo masico de aire
0.35 cm	1.15 ft	1.04 ft ²	7,74 ft/seg	8.04 ft ³ /seg	2090,4 lb/hora

- Relleno.

Alto	Ancho	Largo	Área		Volumen	
80 cm	57 cm	57 cm	0,325 m ²	3.5 ft ²	0,26 m ³	9,2 ft ³

Con estos datos podemos establecer el flujo masico de aire por unidad de área, que esta pasando a través del relleno, valor que es constante para nuestras pruebas.

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A_{relleno}} ; \quad G = \frac{2090.4 \text{ Lb/hora}}{3,5 \text{ ft}^2}$$

$$G = 597,25 \left[\frac{\text{Lb}}{\text{hora} \cdot \text{ft}^2} \right]$$

- Caudales y temperaturas para tres pruebas.

Caudal de agua Q_w	T° entrada agua T_{ew}	T° salida agua T_{sw}	T° entrada aire T_{ea}	T° salida aire T_{sa}
-------------------------	-----------------------------	----------------------------	-----------------------------	----------------------------

3,68 gpm	46 °C	36 °C	26 °C	34,7 °C
3,58 gpm	45 °C	35,3 °C	26 °C	36,2 °C
2,55 gpm	40 °C	30 °C	26 °C	29 °C

- Flujo masico de agua por unidad de área.

$$L = \frac{Q_w [gpm] * 500}{A_{relleno}}$$

$L_1 = 525,72 \text{ [Lb/h*ft}^2\text{]}$	$L_2 = 511,43 \text{ [Lb/h*ft}^2\text{]}$	$L_3 = 364,3 \text{ [Lb/h*ft}^2\text{]}$
---	---	--

- Relación L/G.

$(L/G)_1 = 0,88$	$(L/G)_2 = 0,856$	$(L/G)_3 = 0,61$
------------------	-------------------	------------------

- Calculo del número de unidades de transferencia NTU.

$T_w \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_w \text{ } ^\circ\text{F}$	Entalpía $T_w \text{ } *H \text{ (}$ Btu/lb)	Entalpía del aire H (Btu/lb)	$*H - H$	$(*H -$ $H)_{prom}$	$dt/(*H -$ $H)_{pro}$
36	96,8	66,05	38,52	27,53		
37	98,6	69,08	40,104	28,976	28,253	0,063710
38	100,4	72,25	41,688	30,562	29,769	0,060465
39	102,2	75,6	43,272	32,328	31,445	0,057242
40	104	79,1	44,856	34,244	33,286	0,054076
41	105,8	82,76	46,44	36,32	35,282	0,051017
42	107,6	86,62	48,024	38,596	37,458	0,048053
43	109,4	90,67	49,608	41,062	39,829	0,045193
44	111,2	94,92	51,192	43,728	42,395	0,042457
45	113	99,4	52,776	46,624	45,176	0,039844
46	114,8	104,1	54,36	49,74	48,182	0,037358
T1= 46 °C					NTU = 0,49942	

T2= 36

°C

L/G = 0,88

Tbh= 24 °C =75 °F \underline{H} 75°F=38,52 Btu/lb

<i>T_w</i> °C	<i>T_w</i> °F	<i>Entalpía T_w *H (</i> <i>Btu/lb)</i>	<i>Entalpía del aire H</i> <i>(Btu/lb)</i>	<i>*H - H</i>	<i>(*H - H)prom</i>	<i>dt>(*H- H)pro</i>
35,3	95,54	64	38,52	25,48		
36	96,8	66,05	39,5985	26,4514	25,9657	0,0485255
37	98,6	69,08	41,1393	27,9406	27,1960	0,0661861
38	100,4	72,25	42,6801	29,5698	28,7552	0,0625972
39	102,2	75,6	44,2209	31,3790	30,4744	0,0590658
40	104	79,1	45,7617	33,3382	32,3586	0,0556265
41	105,8	82,76	47,3025	35,4574	34,3978	0,0523288
42	107,6	86,62	48,8433	37,7766	36,6170	0,0491574
43	109,4	90,67	50,3841	40,2858	39,0312	0,0461169
44	111,2	94,92	51,9249	42,9950	41,6404	0,0432272
45	113	99,4	53,4657	45,9342	44,4646	0,0404816

T1= 45

°C

NTU = 0,523313

T2= 35,3

°C

L/G = 0,856

Tbh= 24 °C = 75 °F \underline{H} 75°F=38,52 Btu/lb

<i>T_w</i> °C	<i>T_w</i> °F	<i>Entalpía T_w *H (</i> <i>Btu/lb)</i>	<i>Entalpía del aire H</i> <i>(Btu/lb)</i>	<i>*H - H</i>	<i>(*H - H)prom</i>	<i>dt(*H- H)pro</i>
30	86	50,54	38,52	12,02		
31	87,8	52,84	39,618	13,222	12,621	0,1426194

32	89,6	55,24	40,716	14,524	13,873	0,1297484
33	91,4	57,9	41,814	16,086	15,305	0,1176086
34	93,2	60,4	42,912	17,488	16,787	0,1072258
35	95	63,15	44,01	19,14	18,314	0,0982854
36	96,8	66,05	45,108	20,942	20,041	0,0898158
37	98,6	69,08	46,206	22,874	21,908	0,0821617
38	100,4	72,25	47,304	24,946	23,91	0,0752823
39	102,2	75,6	48,402	27,198	26,072	0,0690395
40	104	79,1	49,5	29,6	28,399	0,0633825

T1= 40

°C

T2= 30

°C

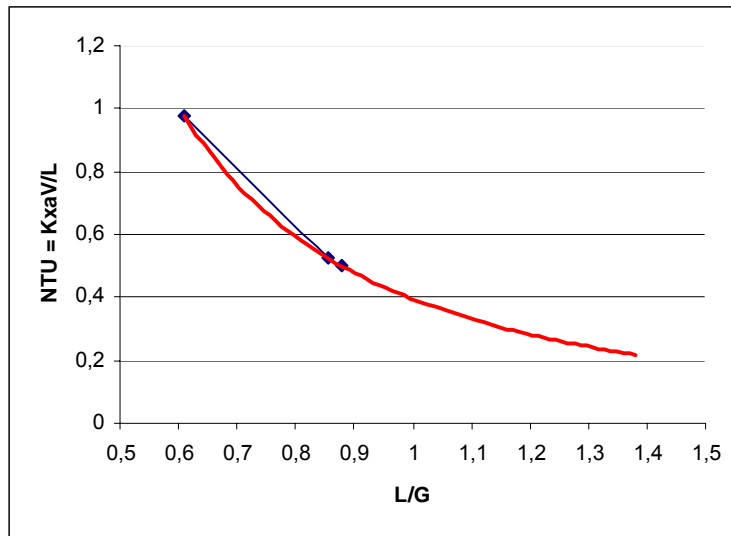
L/G = 0,61

Tbh= 24 °C = 75 °F $\underline{H}_{75^\circ\text{F}}=38,52 \text{ Btu/lb}$

NTU = 0,97517

Con los anteriores resultados podemos sacar una grafica del comportamiento térmico del relleno y poder establecer un valor promedio del factor que queremos.

L/G	NTU
0,88	0,4994
0,856	0,5233
0,61	0,9751



Curva de operación del relleno.

- **Calculo del factor Kxa del relleno.**

Despejando el factor Kxa de la ecuación que representa el número de unidades de transferencia de calor tenemos.

$$Kxa = NTU * L/V$$

L/G	NTU	Kxa=NTU*L/V
0.88	0.49942	28.63
0.856	0.5233	29.15
0.61	0.9751	38.67

Conclusión:

Según la anterior tabla de resultados, tomamos como valor del factor Kxa el menor de ellos para ser más conservativos en el diseño de nuestra torre.

Anexo G. TABLAS DE

ENTALPIAS

Table C-3

Enthalpy of Saturated Air-Water Vapor Mixtures at 29.921 in. Hg
(Btu per Pound of Dry Air)

F	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0	0.835	0.863	0.892	0.920	0.949	0.977	1.006	1.034	1.063	1.091	0
1	1.120	1.149	1.777	1.206	1.235	1.264	1.293	1.321	1.350	1.379	1
2	1.408	1.437	1.466	1.495	1.524	1.553	1.582	1.611	1.640	1.669	2
3	1.698	1.727	1.756	1.786	1.815	1.844	1.874	1.903	1.932	1.962	3
4	1.991	2.020	2.050	2.079	2.109	2.138	2.168	2.197	2.227	2.256	4
5	2.286	2.316	2.345	2.375	2.405	2.434	2.464	2.494	2.523	2.553	5
6	2.583	2.613	2.643	2.673	2.703	2.732	2.763	2.793	2.823	2.853	6
7	2.883	2.913	2.944	2.974	3.005	3.035	3.066	3.096	3.127	3.157	7
8	3.188	3.219	3.249	3.280	3.310	3.341	3.371	3.402	3.433	3.463	8
9	3.494	3.525	3.556	3.586	3.617	3.648	3.679	3.710	3.741	3.772	9
10	3.803	3.834	3.865	3.897	3.928	3.959	3.990	4.022	4.053	4.085	10
11	4.116	4.147	4.179	4.210	4.242	4.273	4.305	4.337	4.368	4.400	11
12	4.432	4.464	4.496	4.528	4.560	4.592	4.624	4.656	4.689	4.721	12
13	4.753	4.785	4.817	4.850	4.882	4.914	4.946	4.979	5.011	5.044	13
14	5.076	5.109	5.141	5.174	5.206	5.239	5.272	5.304	5.337	5.370	14
15	5.403	5.436	5.469	5.502	5.535	5.568	5.602	5.635	5.668	5.702	15
16	5.735	5.768	5.802	5.835	5.869	5.902	5.936	5.970	6.003	6.037	16
17	6.071	6.105	6.139	6.173	6.207	6.241	6.275	6.309	6.343	6.378	17
18	6.412	6.446	6.480	6.515	6.549	6.583	6.618	6.652	6.687	6.721	18
19	6.756	6.791	6.826	6.860	6.895	6.930	6.965	7.000	7.036	7.071	19
20	7.106	7.141	7.176	7.212	7.247	7.282	7.318	7.353	7.389	7.424	20
21	7.460	7.496	7.532	7.567	7.603	7.639	7.675	7.711	7.748	7.784	21
22	7.820	7.856	7.893	7.929	7.966	8.002	8.039	8.076	8.112	8.149	22
23	8.186	8.223	8.260	8.297	8.334	8.371	8.408	8.445	8.482	8.520	23
24	8.557	8.594	8.632	8.669	8.707	8.745	8.782	8.820	8.858	8.896	24
25	8.934	8.972	9.010	9.048	9.086	9.125	9.163	9.201	9.240	9.278	25
26	9.317	9.356	9.394	9.433	9.472	9.511	9.550	9.589	9.628	9.667	26
27	9.706	9.745	9.785	9.824	9.864	9.904	9.943	9.983	10.023	10.063	27
28	10.103	10.143	10.183	10.223	10.263	10.304	10.344	10.384	10.425	10.465	28
29	10.506	10.547	10.587	10.628	10.669	10.710	10.750	10.791	10.833	10.874	29
30	10.915	10.956	10.998	11.040	11.081	11.123	11.165	11.207	11.249	11.291	30
31	11.333	11.376	11.418	11.461	11.503	11.546	11.589	11.631	11.673	11.716	31
32	11.758	11.799	11.841	11.882	11.923	11.964	12.005	12.046	12.087	12.128	32
33	12.169	12.210	12.252	12.293	12.335	12.376	12.418	12.460	12.501	12.543	33
34	12.585	12.627	12.669	12.711	12.753	12.796	12.838	12.880	12.923	12.965	34
35	13.008	13.051	13.093	13.136	13.179	13.222	13.265	13.308	13.351	13.395	35
36	13.438	13.481	13.525	13.568	13.612	13.655	13.699	13.742	13.786	13.830	36
37	13.874	13.918	13.962	14.007	14.051	14.095	14.140	14.185	14.229	14.274	37
38	14.319	14.364	14.409	14.454	14.499	14.544	14.589	14.635	14.680	14.725	38
39	14.771	14.817	14.862	14.908	14.954	15.000	15.045	15.092	15.138	15.184	39
40	15.230	15.276	15.323	15.369	15.416	15.462	15.509	15.556	15.603	15.650	40
41	15.697	15.744	15.791	15.839	15.886	15.933	15.981	16.029	16.076	16.124	41
42	16.172	16.220	16.268	16.317	16.365	16.413	16.462	16.511	16.559	16.608	42
43	16.657	16.706	16.755	16.804	16.853	16.902	16.951	17.001	17.050	17.099	43
44	17.149	17.199	17.248	17.298	17.348	17.398	17.448	17.499	17.549	17.599	44
45	17.650	17.701	17.751	17.802	17.853	17.904	17.956	18.007	18.058	18.110	45
46	18.161	18.212	18.264	18.316	18.367	18.419	18.471	18.523	18.575	18.628	46
47	18.680	18.733	18.785	18.838	18.891	18.944	18.997	19.051	19.104	19.157	47
48	19.211	19.265	19.318	19.372	19.426	19.480	19.534	19.588	19.642	19.697	48
49	19.751	19.806	19.860	19.915	19.970	20.025	20.080	20.135	20.190	20.246	49
50	20.30	20.36	20.41	20.47	20.53	20.58	20.64	20.70	20.75	20.81	50
51	20.86	20.92	20.97	21.03	21.09	21.14	21.20	21.26	21.32	21.37	51
52	21.43	21.49	21.55	21.60	21.66	21.72	21.78	21.84	21.90	21.96	52

Table C-3 (continued)

F	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
53	22.02	22.07	22.13	22.19	22.25	22.31	22.37	22.43	22.49	22.55	53
54	22.61	22.67	22.73	22.79	22.85	22.91	22.97	23.03	23.09	23.16	54
55	23.22	23.28	23.34	23.40	23.46	23.53	23.59	23.65	23.71	23.78	55
56	23.84	23.90	23.96	24.03	24.09	24.16	24.22	24.28	24.35	24.41	56
57	24.48	24.54	24.60	24.67	24.73	24.80	24.86	24.92	24.99	25.05	57
58	25.12	25.18	25.25	25.31	25.38	25.45	25.51	25.58	25.65	25.71	58
59	25.78	25.85	25.91	25.98	26.05	26.12	26.18	26.25	26.32	26.39	59
60	26.46	26.53	26.60	26.67	26.74	26.80	26.87	26.94	27.01	27.08	60
61	27.15	27.22	27.29	27.36	27.43	27.50	27.57	27.64	27.71	27.78	61
62	27.85	27.92	27.99	28.06	28.13	28.21	28.28	28.35	28.42	28.50	62
63	28.57	28.64	28.72	28.79	28.86	28.94	29.01	29.09	29.16	29.24	63
64	29.31	29.38	29.46	29.53	29.61	29.68	29.76	29.83	29.91	29.98	64
65	30.06	30.13	30.20	30.28	30.36	30.44	30.51	30.59	30.67	30.75	65
66	30.83	30.90	30.98	31.06	31.14	31.22	31.30	31.38	31.46	31.54	66
67	31.62	31.70	31.78	31.86	31.94	32.02	32.10	32.18	32.26	32.34	67
68	32.42	32.50	32.59	32.67	32.75	32.83	32.92	33.00	33.08	33.17	68
69	33.25	33.33	33.41	33.50	33.58	33.66	33.74	33.83	33.91	34.00	69
70	34.09	34.17	34.25	34.34	34.43	34.51	34.60	34.69	34.78	34.87	70
71	34.95	35.04	35.13	35.22	35.30	35.39	35.48	35.57	35.66	35.75	71
72	35.83	35.92	36.01	36.10	36.19	36.28	36.37	36.46	36.56	36.65	72
73	36.74	36.83	36.92	37.01	37.10	37.20	37.29	37.38	37.48	37.57	73
74	37.66	37.76	37.85	37.94	38.04	38.13	38.23	38.32	38.41	38.51	74
75	38.61	38.70	38.80	38.89	38.98	39.08	39.18	39.27	39.37	39.47	75
76	39.57	39.67	39.77	39.87	39.97	40.07	40.17	40.27	40.37	40.47	76
77	40.57	40.67	40.77	40.87	40.97	41.07	41.17	41.27	41.37	41.48	77
78	41.58	41.68	41.78	41.88	41.99	42.10	42.20	42.30	42.41	42.52	78
79	42.62	42.73	42.84	42.94	43.05	43.16	43.26	43.37	43.47	43.58	79
80	43.69	43.80	43.91	44.01	44.12	44.23	44.34	44.45	44.56	44.67	80
81	44.78	44.89	45.00	45.11	45.22	45.34	45.45	45.56	45.67	45.78	81
82	45.90	46.01	46.12	46.23	46.35	46.46	46.58	46.70	46.81	46.92	82
83	47.04	47.15	47.27	47.39	47.51	47.63	47.74	47.86	47.98	48.10	83
84	48.22	48.34	48.46	48.58	48.70	48.82	48.94	49.06	49.18	49.30	84
85	49.43	49.55	49.67	49.79	49.91	50.03	50.15	50.28	50.40	50.53	85
86	50.66	50.78	50.90	51.03	51.16	51.28	51.41	51.54	51.67	51.80	86
87	51.93	52.06	52.19	52.32	52.45	52.58	52.71	52.84	52.97	53.10	87
88	53.23	53.36	53.49	53.62	53.75	53.88	54.02	54.15	54.28	54.42	88
89	54.56	54.69	54.82	54.96	55.09	55.23	55.37	55.51	55.65	55.79	89
90	55.93	56.07	56.21	56.35	56.49	56.63	56.77	56.91	57.05	57.19	90
91	57.33	57.47	57.61	57.76	57.90	58.05	58.19	58.34	58.48	58.63	91
92	58.78	58.92	59.07	59.21	59.36	59.50	59.65	59.80	59.95	60.10	92
93	60.25	60.40	60.55	60.70	60.85	61.00	61.15	61.31	61.46	61.61	93
94	61.77	61.92	62.07	62.23	62.38	62.54	62.69	62.85	63.00	63.16	94
95	63.32	63.48	63.63	63.79	63.95	64.11	64.27	64.44	64.60	64.76	95
96	64.92	65.08	65.25	65.41	65.58	65.74	65.90	66.06	66.23	66.39	96
97	66.55	66.72	66.88	67.05	67.22	67.39	67.56	67.73	67.90	68.07	97
98	68.23	68.40	68.57	68.74	68.91	69.08	69.26	69.43	69.61	69.78	98
99	69.96	70.14	70.32	70.50	70.67	70.85	71.02	71.20	71.38	71.55	99
100	71.73	71.91	72.09	72.27	72.45	72.63	72.82	73.00	73.19	73.37	100
101	73.55	73.73	73.92	74.11	74.29	74.48	74.67	74.86	75.04	75.23	101
102	75.42	75.62	75.82	76.01	76.20	76.39	76.58	76.77	76.96	77.15	102
103	77.34	77.54	77.73	77.93	78.12	78.32	78.52	78.72	78.92	79.12	103
104	79.32	79.52	79.72	79.92	80.12	80.32	80.52	80.72	80.93	81.13	104
105	81.34	81.54	81.75	81.95	82.16	82.37	82.58	82.79	83.00	83.21	105
106	83.42	83.63	83.84	84.05	84.26	84.48	84.69	84.91	85.12	85.34	106
107	85.56	85.77	85.99	86.21	86.43	86.65	86.87	87.10	87.32	87.54	107

Table C-3 (continued)

F	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
108	87.76	87.99	88.22	88.44	88.67	88.89	89.11	89.34	89.57	89.80	108
109	90.03	90.25	90.48	90.71	90.94	91.17	91.40	91.64	91.87	92.10	109
110	92.34	92.57	92.81	93.05	93.29	93.52	93.76	94.00	94.24	94.48	110
111	94.72	94.96	95.21	95.45	95.70	95.94	96.19	96.44	96.68	96.93	111
112	97.18	97.43	97.68	97.93	98.18	98.43	98.68	98.94	99.19	99.45	112
113	99.71	99.96	100.22	100.48	100.74	101.00	101.26	101.52	101.78	102.05	113
114	102.31	102.58	102.84	103.10	103.37	103.63	103.90	104.17	104.44	104.71	114
115	104.98	105.25	105.52	105.79	106.06	106.34	106.61	106.89	107.17	107.45	115
116	107.73	108.01	108.29	108.57	108.85	109.13	109.41	109.70	109.98	110.27	116
117	110.55	110.84	111.13	111.42	111.71	112.00	112.29	112.58	112.87	113.16	117
118	113.46	113.75	114.05	114.35	114.65	114.95	115.25	115.55	115.86	116.16	118
119	116.46	116.77	117.07	117.38	117.69	118.00	118.30	118.61	118.92	119.23	119
120	119.54	119.85	120.17	120.48	120.80	121.12	121.44	121.76	122.08	122.40	120
121	122.72	123.04	123.36	123.68	124.01	124.34	124.67	125.00	125.33	125.65	121
122	125.98	126.31	126.64	126.98	127.31	127.65	127.99	128.33	128.67	129.01	122
123	129.35	129.69	130.03	130.37	130.72	131.06	131.41	131.75	132.10	132.45	123
124	132.80	133.15	133.50	133.85	134.21	134.57	134.93	135.29	135.66	136.03	124
125	136.4	136.7	137.1	137.5	137.8	138.2	138.6	139.0	139.3	139.7	125
126	140.1	140.5	140.8	141.2	141.6	142.0	142.3	142.7	143.1	143.5	126
127	143.9	144.3	144.7	145.1	145.5	145.9	146.3	146.7	147.1	147.4	127
128	147.8	148.2	148.6	149.0	149.4	149.8	150.2	150.6	151.0	151.4	128
129	151.8	152.2	152.6	153.0	153.4	153.8	154.2	154.6	155.1	155.5	129
130	155.9	156.3	156.8	157.2	157.6	158.0	158.5	158.9	159.4	159.8	130
131	160.3	160.7	161.2	161.6	162.0	162.5	162.9	163.4	163.8	164.2	131
132	164.7	165.1	165.6	166.0	166.5	167.0	167.4	167.9	168.3	168.8	132
133	169.3	169.7	170.2	170.7	171.1	171.6	172.1	172.6	173.0	173.5	133
134	174.0	174.5	175.0	175.4	175.9	176.4	176.9	177.4	177.9	178.4	134
135	178.9	179.4	179.9	180.4	180.9	181.4	181.9	182.4	182.9	183.4	135
136	183.9	184.4	184.9	185.4	185.9	186.4	186.9	187.4	188.0	188.5	136
137	189.0	189.5	190.0	190.6	191.1	191.6	192.2	192.7	193.3	193.8	137
138	194.4	194.9	195.5	196.0	196.6	197.1	197.6	198.2	198.8	199.4	138
139	199.9	200.5	201.1	201.7	202.2	202.8	203.4	204.0	204.5	205.1	139
140	205.7	206.3	206.9	207.5	208.1	208.7	209.3	209.9	210.4	211.0	140
141	211.6	212.2	212.8	213.4	214.0	214.6	215.2	215.8	216.4	217.0	141
142	217.7	218.3	218.9	219.5	220.2	220.8	221.5	222.1	222.7	223.4	142
143	224.1	224.7	225.3	226.0	226.6	227.3	228.0	228.6	229.3	229.9	143
144	230.6	231.3	232.0	232.6	233.3	234.0	234.7	235.3	236.0	236.7	144
145	237.4	238.1	238.8	239.5	240.2	240.9	241.6	242.3	243.0	243.7	145
146	244.4	245.1	245.8	246.5	247.2	248.0	248.7	249.5	250.2	250.9	146
147	251.7	252.4	253.2	254.0	254.7	255.5	256.2	257.0	257.7	258.5	147
148	259.3	260.0	260.8	261.6	262.4	263.2	263.9	264.7	265.5	266.3	148
149	267.1	267.9	268.7	269.5	270.3	271.1	271.9	272.7	273.5	274.4	149
150	275.3	276.1	276.9	277.7	278.5	279.4	280.2	281.1	281.9	282.8	150
151	283.6	284.5	285.3	286.2	287.1	287.9	288.8	289.7	290.6	291.5	151
152	292.4	293.3	294.2	295.1	296.0	296.9	297.8	298.7	299.7	300.6	152
153	301.5	302.4	303.3	304.3	305.2	306.1	307.1	308.0	309.0	309.9	153
154	310.9	311.9	312.8	313.8	314.8	315.8	316.8	317.8	318.8	319.8	154
155	320.8	321.8	322.8	323.8	324.8	325.8	326.9	327.9	328.9	330.0	155
156	331.0	332.1	333.1	334.2	335.2	336.3	337.4	338.4	339.5	340.6	156
157	341.7	342.8	343.9	345.0	346.1	347.1	348.3	349.4	350.5	351.6	157
158	352.7	353.8	355.0	356.1	357.2	358.4	359.5	360.7	361.9	363.0	158
159	364.2	365.4	366.6	367.8	369.0	370.2	371.4	372.6	373.8	375.1	159
160	376.3	377.5	378.8	380.0	381.2	382.5	383.7	385.0	386.3	387.5	160
161	388.8	390.1	391.4	392.7	394.0	395.3	396.6	398.0	399.3	400.7	161

Anexo H. FICHA TECNICA DEL EXTRACTOR DE AIRE

VENTILADORES INDUSTRIALES AXIALES SIEMENS



Caudal de aire Q (m ³ /s) impulsado bajo diferentes sobrepresiones estáticas							
Ventilador tipo	Sobrepresión N/m ²						
	0	30	50	100	150	200	300
2CC2 254	0,38	0,25	0,16				
2CC2 314	0,70	0,60	0,53				
2CC2 354	1,01	0,90	0,87	0,50			
2CC2 404	1,45	1,30	1,18	0,90			
2CC2 504	2,93	2,75	2,70	2,40	2,17	1,80	
2CC2 634	5,33	5,20	5,10	4,76	4,50	4,10	2,45
2CC2 714	8,37	8,20	8,10	7,80	7,80	7,00	6,00
2CC2 506	1,92	1,75					
2CC2 636	3,55	3,32	3,10	2,50	1,65		
2CC2 716	5,27	5,25	4,98	4,48	3,84	3,10	

Datos Técnicos							
Tipo	Diámetro mm	Caudal m ³ /s	Potencia kW	Intensidad (A)		Nivel Ruido (dB) (A)	Peso Kg.
Con motor monofásico, 110 V, 4 polos, 1800 RPM							
110 V							
2CC2 254- 5YC3	250	0,38	0,050	0,8		62	5
2CC2 314- 5YC3	316	0,70	0,088	1,5		62	6
2CC2 354- 5YC3	350	1,01	0,110	1,9		68	7
2CC2 404- 5YC3	400	1,45	0,220	3,2		74	8
2CC2 504- 5YA3	500	2,93	0,700	8,3		78	23,5
Con motor Trifásico, 220/440 V, 4 polos, 1800 RPM							
220V 440 V							
2CC2 404- 5YP6	400	1,45	0,2	1,14	0,57	74	7
2CC2 504- 5YB6	500	2,93	0,66	3,00	1,50	78	21,5
2CC2 634- 5YB6	630	5,33	1,6	6,40	3,20	87	30,5
2CC1 714- 5YB6	710	8,37	3,58	14,00	7,00	91	46

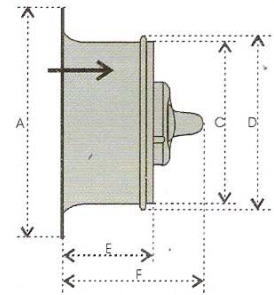
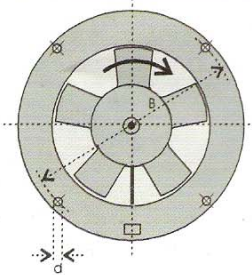
Con motor Trifásico, 220/440 V, 6 polos, 1200 RPM							
2CC2 506-5YB6	500	1,91	0,19	1,22	0,61	68	18,5
2CC2 636-5YB6	630	3,55	0,51	3,10	1,55	76	25

DIMENSIONES GENERALES

Dimensiones generales

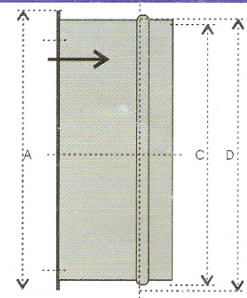
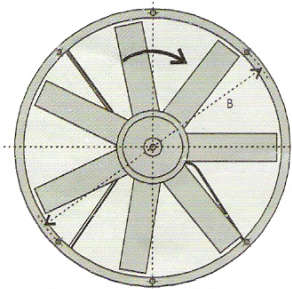
Monofásicos

Tipo	A	B	C	D	E	F	d
2CC2 254-5YC3	360	340	252	262	145	215	10.5
2CC2 314-5YC3	430	410	318	328	145	238	10.5
2CC2 354-5YC3	465	445	356	366	145	236	10.5
2CC2 404-5YC3	515	490	402	412	145	234	10.5
2CC2 404-5YB6	515	490	402	412	145	205	10.5



Trifásicos

Tipo	A	B	C	D	E	d
2CC2 504-5YA3	554	528	504	518	-	11.5
2CC2 504-5YB6	554	528	504	518	-	11.5
2CC2 634-5YB6	685	660	634	648	-	11.5
2CC1 714-5YB6*	765	740	714	728	-	11.5
2CC2 506-5YB6	554	528	504	518	260	11.5
2CC2 636-5YB6	685	660	634	648	300	11.5
2CC2 716-5YB6	765	740	714	728	320	11.5



* Con aspa de aluminio

Anexo I. COTIZACION TORRE DE 20 GPM



Tel.: (57) 504 30 00 - 200 47 00 Fax: (57) 201 20 10
Cra. 50A No. 3-42 Bogotá, D.C. - Colombia
E-mail: info@proton-colombia.com
www.proton-colombia.com
A.A. 12507

COTIZACIÓN No. 264290
BOGOTÁ, D.C.
15 de Septiembre de 2006

Señores:
CENIVAM UNION TEMPORAL
Atn. Ing. MARIO MALAGON
Tel.: (7) 645 39 83
Fax.: (7) 645 41 04
EMAIL: cenivam@ucan.uis.edu.co
BUCARAMANGA

Respetados Señores:

De acuerdo a su amable solicitud, tenemos el agrado de cotizar una torre de enfriamiento para agua limpia de tiro inducido y contraflujo para operar en la ciudad de Bucaramanga, la cual va a manejar un caudal de 20 GPM. Las características del equipo se describen a continuación:

CONDICIONES DE OPERACIÓN:

Caudal de Agua:	4.5 m ³ /h	(20 GPM)
Temperatura de entrada de agua:	45 °C	(113 °F)
Temperatura de salida de agua:	30 °C	(86 °F)
Temperatura de bulbo húmedo:	25 °C	(77 °F)
Enfriamiento:	15 °C	(27 °F)
Aproximación:	5 °C	(9 °F)
Potencia Térmica efectiva:	67.500 Kcal/h	(267.840 Btu/h; 22.3 TR)

CARACTERÍSTICAS DE LA TORRE

MODELO PP 40 S

DESCRIPCION GENERAL

Torre de tiro inducido en contraflujo, marca PROTON, en poliéster reforzado con fibra de vidrio, relleno tipo filmico multicelda, diseñadas bajo los parámetros del CTI (COOLING TOWER INSTITUTE) según comida del programa anexa.

CONSTRUCCIÓN:	Estructura en poliéster reforzado con fibra de vidrio (PRFV) según normas ASTM C-582 e ICONTEC NTC-2888. Los diferentes cuerpos de la torre poseen recubrimiento exterior en gelcoat poliser azul con protección UV.
FORMA:	Prismática, con ventilador en la parte superior.
DIMENSIONES:	Largo: 750 mm. Ancho: 750 mm. Alto: 2,300 mm.
RELLENO:	Plástico multicelda de C.P.V.C. Modular, fácilmente desmontable para mantenimiento, auto-extinguible, origen USA
ELIMINADOR DE GOTA:	En CPVC para alta temperatura, tipo celular de tres (3) pasos, modular, fácilmente desmontable para mantenimiento y limpieza, auto-extinguible, origen USA
VENTILADOR:	Uno axial de 600 mm de diámetro, balanceado dinámicamente, con bajo nivel de ruido, acoplado directamente al motor.
MOTOR:	Uno de 1 HP a 1200 RPM 3x220V/440V, 60 Hz, con aislamiento especial de bobinados, rodamientos tipo 2RS, sello entre los escudos y la carcasa así como entre la caja de conexiones y el motor, adecuado para operar en ambientes húmedos. Protección IP-65. El motor está previsto para operación continua.
DISTRIBUCION DE AGUA:	Por boquillas centrifugas en polipropileno, de orificio amplio, modelo B-4000-P.
PRESIÓN REQUERIDA EN LAS BOQUILLAS:	0.7 bar. (10 psi.)
TANQUE:	Incluido de 85 lt de capacidad útiles en poliéster reforzado con fibra de vidrio.

VALOR DE UNA TORRE PP 40 S
E.X.W. BOGOTÁ \$ 4'700.000,00 + IVA

CONDICIONES COMERCIALES

<u>LUGAR DE ENTREGA:</u>	INDUSTRIAS PROTON LTDA, BOGOTA.
<u>TIEMPO DE ENTREGA:</u>	30 días después de recibida la orden de compra y el anticipo.
<u>FORMA DE PAGO:</u>	50 % como anticipo, saldo contra entrega.
<u>VALIDEZ DE LA OFERTA:</u>	30 Días.

GARANTIA :

INDUSTRIAS PROTON LTDA garantiza la calidad de los EQUIPOS por el término de un (1) año contado a partir de la fecha de entrega, pero no se hace responsable por daños ocasionados por mal manejo, utilización de productos diferentes a los especificados, deficiencias de los equipos auxiliares e instalaciones no suministrados por INDUSTRIAS PROTON LTDA, daños ocasionados por terremotos, incendios o similares que no pueden ser imputados como responsabilidad de INDUSTRIAS PROTON LTDA, por mala fabricación o incorrecto diseño.

Siempre que aparezca la palabra GARANTIA, nuestra obligación por tal concepto cubre la reparación o sustitución de las piezas o equipo, pero no ampara pérdidas por lucro cesante, daños a otras instalaciones o daño emergente.

A la espera que nuestro presupuesto sea de su conveniencia, nos suscribimos.

Cordialmente,

INDUSTRIAS PROTON LTDA

ING. IVAN JEREZ BALLEEN
Asesor Técnico y Comercial

Anexo J. PRINCIPIOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS ARMADURAS DE LAS MAQUINAS DE ELEVACIÓN

PRINCIPIOS DIMENSIONAMIENTO ARMADURAS DE LAS MÁQUINAS DE ELEVACIÓN 293

El Cremona de la figura 421 sólo representa la mitad izquierda de la armadura, la otra mitad es simétrica. Con las fuerzas así determinadas y las longitudes reales de las barras se puede establecer la tabla siguiente:

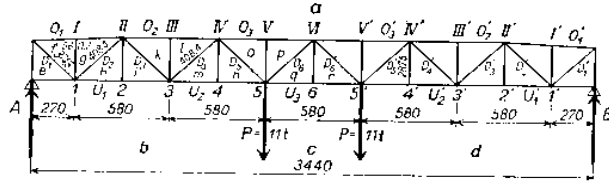


FIG. 420

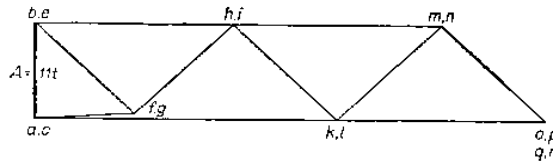


FIG. 421

Figs. 420 y 421. - Determinación de la flecha de una viga bajo la carga aplicada en el centro.

TABLA 74

Barra	Fuerza S (t)	Longitud l (cm)	Sección F (cm ²)	$S^2 \frac{l}{F}$	Barra	Fuerza S (t)	Longitud l (cm)	Sección F (cm ²)	$S^2 \frac{l}{F}$
O ₁	10,5	560	91,1	680	D ₆	0	408	45,4	0
O ₂	31,5	580	91,1	6 300	D ₅	15,5	408	31,0	3 160
O ₃	53,5	580	116,7	14 200	D ₄	15,5	408	45,4	2 160
O ₄	53,5	580	117,7	14 200	D ₃	15,5	408	45,4	2 160
O ₅	31,5	580	91,1	6 300	D ₂	14,75	408	50,8	1 750
O ₆	10,5	560	91,1	680	D ₁	14,75	375	45,4	1 800
D ₁	14,75	375	45,4	1 800	U ₁	20,6	580	91,1	2 700
D ₂	14,75	408	50,8	1 750	U ₂	42,5	580	91,1	11 500
D ₃	15,5	408	45,4	2 160	U ₃	53,5	580	116,7	14 200
D ₄	15,5	408	45,4	2 160	U ₄	42,5	580	91,1	11 500
D ₅	15,5	408	31,0	3 160	U ₅	20,6	580	91,1	2 700
D ₆	0	408	45,4	0					

$$\sum S^2 \frac{l}{F} = 107\,020$$

Lo que da con $E = 2150 \text{ t/cm}^2$:

$$x = \frac{1}{2P} \sum S^2 \frac{l}{FE} = \frac{1}{2 \cdot 11} \cdot \frac{107\,020}{2\,150} = 2,26 \text{ cm.}$$

B. PRINCIPIOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS ARMADURAS DE LAS MÁQUINAS DE ELEVACIÓN

Los métodos indicados en el capítulo precedente son generalmente suficientes para calcular las fuerzas que solicitan a las barras. El dimensionamiento se debe hacer según la DIN 120: Bases de cálculo para las estructuras de grúas y caminos de rodadura. Presentamos aquí estas bases en forma extractada.

1. Fuerzas exteriores

Normalmente las estructuras están solicitadas simultáneamente por varias fuerzas. Se distinguen cargas fijas, móviles, fuerzas debidas a las diferencias de temperaturas, al viento, nieve y al frenado. Según la DIN 120 se las divide en fuerzas principales y fuerzas secundarias.

a) Fuerzas principales. Las cargas fijas solicitan la barra en cuestión de forma constante sin variación de intensidad, ni de dirección (por ejemplo, peso propio, contrapesos y otras cargas fijas propias de la estructura). El proyecto debe obligatoriamente estimar estas cargas. Si, fijadas las dimensiones, se constata que estas estimaciones resultan insuficientes, se deberá rehacer el cálculo, según la DIN 120, si las fatigas establecidas con las cargas fijas reales sobrepasan en un 3 % las fatigas admisibles.

Las *cargas móviles* comprenden todas las fuerzas cuya intensidad y puntos de aplicación cambian regularmente durante el funcionamiento. Las fuerzas de inercia (frenado y aceleración) forman parte también de las cargas móviles y se pueden despreciar si las fuerzas secundarias fuesen tan importantes que obligasen a sobredimensionar las secciones.

Las *fatigas por las variaciones de temperatura*, sólo se consideran en casos especiales (cuando está impedida la libre dilatación). Para las máquinas situadas a la intemperie, se admite -25 y $+45^{\circ}$ C como temperaturas límites.

b) Fuerzas secundarias. Estas fuerzas comprenden la presión del viento, frenado y cargas sobre escaleras y pasarelas.

La *fuerza ejercida por el viento* depende de la forma de la estructura y se compone de sobrepresiones y depresiones ejercidas sobre las superficies constituyentes. Se miden y expresan como múltiplos de la presión dinámica q :

$$(37) \quad v = cq \text{ (kg/m}^2\text{)},$$

c es un coeficiente que depende de la forma. Los valores de q son función de la velocidad del viento que varía con la altura sobre el suelo (ver tabla 75). Se distinguen los valores valederos para las condiciones de funcionamiento de aquellos otros que prohíben toda explotación (tempestad). Los valores de c están dados en la tabla 76. Las máquinas que se encuentran en el interior de las construcciones no son solicitadas por el viento.

TABLA 75. — PRESIÓN DINÁMICA DEL VIENTO

Altura sobre el suelo (m)	Fuera de servicio		En servicio	
	Velocidad del viento v (m/s)	Presión dinámica q (kg/m ²)	Velocidad del viento v (m/s)	Presión dinámica q (kg/m ²)
0 a 20	35,8	80	22	30
De 20 a 100	42	110		
Más de 100	45,6	130		

TABLA 76. — COEFICIENTE DE FORMA C

Tipo de construcción	Coeficiente de forma C	
	Sobrepresión	Depresión
Vigas de celosía y de alma llena	1,6	
Cabinas, contrapesos, superficies unidas ...	0,8	0,4
	1,2	

Se determina la superficie expuesta al viento según las dimensiones reales, añadiendo una superficie estimada para la carga. Si hay varias piezas, una detrás de otra, sólo se cuenta la primera, a condición de que la distancia entre cada una de ellas sea inferior a la altura para las vigas de alma llena e inferior al ancho de las barras para las vigas de celosía. Si la distancia de las vigas es grande, se puede disminuir la superficie eficaz de las vigas siguientes hasta el 75 % de su valor

real; no obstante todas las deducciones no deben sobrepasar el 50 % de la primera superficie. Las partes que sobrepasan la silueta de las vigas, no admiten deducción alguna.

Se admite que las *fuerzas de frenado* en la dirección de los carriles representa 1/7 de la reacción de todas las ruedas frenadas, y para los caminos de rodadura de los puentes-grúa, se considera todavía una fuerza horizontal y normal al camino de rodadura igual a 1/10 de la reacción máxima de las ruedas (carro con carga en la posición más desfavorable en lo que concierne a las reacciones del puente). Esta fuerza comprende también las fuerzas de frenado del carro.

Las *pasarelas y escaleras* deben resistir una carga móvil de 300 kg. Se puede despreciar esta sollicitación en todas las piezas solicitadas por la carga móvil principal. Las barandillas deben resistir una fuerza horizontal de 30 kg. Se pueden disminuir estos valores en un 50 % en las escaleras y pasarelas usadas raramente y sin carga (pasarelas de engrase de la cabeza de la pluma).

TABLA 77. — FATIGAS ADMISIBLES (kg/cm²) PARA LOS ELEMENTOS DE LAS ESTRUCTURAS METÁLICAS

Elementos	Solicitación	Para estructuras en celosía, compuestas, pies derechos en				Material	Calculado sobre la
		(acero de 37 kg)		(acero de 52 kg)			
		Caso 1.º	Caso 2.º	Caso 1.º	Caso 2.º		
a. Barras, chapas, etcétera.....	Tracción y flexión } σ_{adm}	1400	1600	2100	2400		
	Cortadura } τ_{adm}	1120	1280	1680	1920		
b. Remaches	Cortadura } $\tau_{c adm}$	1120	1280	1120	1280	Remaches en St 34·13 » en St 44	Sección del agujero
	Aplast. } $\sigma_{m adm}$	2800	3200	2800	3200		
c. Tornillosajustados	Cortamiento } $\tau_{c adm}$	1120	1280	1120	1280	Tornillos en St 38·13 » en St 52	Sección del agujero
	Aplast. } $\sigma_{m adm}$	2800	3200	2800	3200		
Por otra parte:	Tracción } σ_{adm}	1000	1100	1000	1100	» en St 38·13 » en St 52	Sección del núcleo
		—	—	1500	1700		
d. Tornillos brutos.	Cortamiento } $\tau_{c adm}$	Caso 1.º		Caso 2.º		Tornillos en St 38.13	Sección de la espiga Sección del núcleo
	Aplast. } $\sigma_{m adm}$	700		800			
	Tracción } σ_{adm}	1600		1800			
c. Tirantes y tornillos de anclaje ..	Tracción } σ_{adm}	700		700		Tirantes en St 00.12 Tirantes en acero del comercio	Sección del núcleo
		850		950			
		1000		1100		» en St 37.12 » en St 52	
		1500		1700			

NOTA: La utilización de la tabla anterior implica el empleo de factores de mayoración según las tablas 80 y 81. Los diferentes aceros se designan según la DIN para los aceros citados. El primer grupo de cifras indica la resistencia a la rotura (St 37 = 37 kg/mm²).

2. Esfuerzos admisibles

Se admiten los siguientes esfuerzos:

a) **Caso 1: Solicitación de las fuerzas principales.** Este caso está constituido por la aplicación simultánea y en la forma más desfavorable, de cargas fijas y móviles (contracción oblicua sobre el cable) y defectos provocados por las diferencias de temperatura.

b) **Caso 2: Solicitación por las fuerzas principales y secundarias.** Este caso está constituido por la aplicación simultánea y de la forma más desfavorable de las fuerzas del caso 1 y de las fuerzas resultantes del viento, frenado, fuerzas horizontales y fuerzas sobre las barandillas de protección.

Los elementos que no son solicitados por las fuerzas principales y sólo lo son por una fuerza secundaria, deben ser dimensionados según los esfuerzos valederos para el caso 1.

El dimensionado definitivo se hace según el caso que exija la sección más fuerte.

Los esfuerzos admisibles para los casos 1 y 2 están indicados en la tabla 77.

3. Cálculo de los esfuerzos máximos efectivos

a) **Generalidades.** Los esfuerzos admisibles de la DIN 120 son valederos para una sollicitación estática, es decir, de intensidad invariable. Frecuentemente esta condición no se encuentra en las máquinas de elevación. La carga móvil, cambiando de intensidad y de posición, produce en las barras, fuerzas variables aplicadas muchas veces con un cierto choque. Es evidente que se debe tener en cuenta este hecho si queremos utilizar los esfuerzos admisibles establecidos para las cargas estáticas. Todas las fuerzas, esfuerzos cortantes y momentos flectores resultantes de la carga móvil deben ser *mayorados* por un *coeficiente* que depende también de las condiciones de funcionamiento de la máquina. A este fin se clasifican las máquinas de elevación en cuatro grupos (ver tabla 78).

TABLA 78

Grupo	Duración relativa de servicio (*)	Carga relativa (**)	Choques (***)	Grupo	Duración relativa de servicio (*)	Carga relativa (**)	Choques (***)
I	pequeña	pequeña	normales	III	grande	grande	normales
II	grande	»	»		»	pequeña	pequeña
	pequeña	grande	»	IV	grande	»	»
	»	pequeña	fuertes				

(*) La duración relativa del servicio está definida como la relación de la suma de tiempos de servicio y de tiempos de reposo. La duración relativa se considera pequeña si una máquina marcha de forma continua solamente la mitad de su recorrido por jornada.

(**) Se considera la carga relativa como pequeña si el 50% de las cargas no sobrepasa los dos tercios de la capacidad de la máquina.

(***) Los movimientos de la carga, del carro y de la traslación engendra choques. Un movimiento de elevación con gancho, a velocidad normal, da lugar a choques de importancia normal, con una cuchara prensora y una gran velocidad se alcanzan choques fuertes. Para los movimientos horizontales se tiene en cuenta los choques normales hasta una velocidad de 1,5 m/seg. por encima se les considera como fuertes. Si las juntas del carril son soldadas o si el carril no tiene juntas, la velocidad límite es de 2 m/seg.

La tabla 79 puede servir de guía para determinar la clasificación de una grúa.

De un modo general los caminos de rodadura pueden ser clasificados en el grupo directamente inferior al de la máquina correspondiente.

No obstante, las sollicitaciones de las cargas fijas no son nunca puramente estáticas si la propia máquina es móvil. Hay que tener en cuenta los choques resultantes de este movimiento de traslación multiplicando todas las fuerzas, esfuerzos cortantes y momentos resultantes de las cargas fijas por un coeficiente de choque φ que depende de la velocidad de traslación (tabla 81).

TABLA 79. — CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE ELEVACIÓN EN GRUPOS SEGÚN LA TABLA 78

	Tipo de máquina	Grupo	Observaciones
1	Polipastos, gatos y dispositivos manuales..	I	
2	Puentes-grúa de central	I-II	
3	» para locomotoras	II	
4	» de taller y de parque (pequeña fuerza)	II-III	Las máquinas de pequeña fuerza son más susceptibles de ser sobrecargadas
5	Puentes-grúa de taller y de parque (gran fuerza)	II	
6	Puentes-grúa de montaje	I-III	
7	» de fundición	II-III	
8	» para máquinas de remachar ..	II-III	
9	Grúas de astillero	II	
10	Puentes-grúa pesados de gran fuerza.....	I-II	
11	Grúas giratorias, flotantes:		
	a. de gancho	II	
	b. de cuchara prensora o de electro-portador.	III-IV	IV para servicio pesado de cuchara con pluma corta y poleas de cabeza sin resorte
12	Vigas de pórtico, de monocarriles, etc.:		
	a. de gancho	II	
	b. de cuchara prensora	II-III	III para servicio duro de cuchara prensora, pluma corta y poleas de la pluma sin resortes sobre el carro
13	Grúas-puente volcadoras de vagones	III	
14	Grúas para Obras Públicas.....	I-II	
15	Grúas ligeras, de montaje para cilindros de laminador	I-III	Grupo I si la grúa está hecha para la pieza más pesada
16	Cargadoras	III-IV	
17	Puentes en ménsula para el transporte de laminados	II-IV	
18	Puentes de colada	II-IV	
19	Puentes para lingoteras y lingotes.....	III	
20	Puentes para hornos Pitts	III-IV	
21	Puentes «stripper»	IV	
22	Puentes para romper piezas de fundición..	II-IV	Grupo IV si se usa exclusivamente como quebrantador de fundiciones, un grupo inferior si el puente ha sido calculado para fuerzas superiores en trabajo normal

Se determina la fuerza máxima multiplicando todas las fuerzas (esfuerzos cortantes y momentos) resultantes de la carga móvil por el *coeficiente* ψ y multiplicando todas las fuerzas (esfuerzos cortantes y momentos) resultantes de las cargas fijas por el *coeficiente* φ si la máquina es móvil. Para cada barra se calcula la suma de todas las fuerzas principales y seguidamente la suma de las fuerzas principales y secundarias⁽²⁾. Se determina el esfuerzo de manera diferente según la sollicitación de la barra (tracción, compresión o esfuerzos alternados).

2 Cuando se hace la suma de las fuerzas principales y secundarias, se comprobará cuál de los dos casos siguientes es el más desfavorable: 1.º, máquina en servicio con fuerzas principales, fuerzas de inercia y una presión del viento que permite el funcionamiento. En este caso se debe aplicar los coeficientes ψ y φ . O 2.º, máquina fuera de servicio con las fuerzas principales en la posición más desfavorable (ya que la tempestad puede interrumpir el trabajo en cualquier momento) y la presión del viento según las tablas 75 y 76 correspondiente a una intensidad del viento que impide todo funcionamiento. En este caso no se aplican los coeficientes ψ y φ .

b) **Barras a tracción.** Para una barra a tracción simple:

$$(38) \quad \sigma = \frac{\varphi S_p + \psi S_r}{F_n} \leq \sigma_{adm} \quad \text{para las fuerzas principales;}$$

$$(39) \quad \sigma = \frac{\varphi S_p + \psi S_r + S_v + S_f}{F_n} \leq \sigma_{adm} \quad \text{para las fuerzas principales y secundarias.}$$

Para una viga a flexión:

$$(40) \quad \sigma = \frac{\varphi M_p + \psi M_r}{W_n} \leq \sigma_{adm} \quad \text{para las fuerzas principales;}$$

$$(41) \quad \sigma = \frac{\varphi M_p + \psi M_r + M_v + M_f}{W_n} \leq \sigma_{adm} \quad \text{para las fuerzas principales y secundarias.}$$

De forma análoga, para una barra solicitada simultáneamente a tracción y a flexión:

$$(42) \quad \sigma = \frac{\varphi S_p + \psi S_r}{F_n} + \frac{\varphi M_p + \psi M_r}{W_n} \leq \sigma_{adm} \quad \text{para las fuerzas principales;}$$

$$(43) \quad \sigma = \frac{\varphi S_p + \psi S_r + S_v + S_f}{F_n} + \frac{\varphi M_p + \psi M_r + M_v + M_f}{W_n} \leq \sigma_{adm}$$

para las fuerzas principales y secundarias.

con las designaciones siguientes: S_p, S_r, S_v, S_f , fuerzas resultantes del peso propio, de la carga móvil, del viento y del frenado; M_p, M_r, M_v, M_f los momentos correspondientes; F_n , la sección neta de las barras y W_n el módulo de inercia neto de la barra o de la viga.

TABLA 80

Grupo	Coefficiente de mayoración ψ
I	1,2 ^f
II	1,4
III	1,6
IV	1,9

TABLA 81

Velocidad de traslación (m/s)		Coefficientes de choque φ
Carril con juntas normales	Carril sin juntas o con juntas soldadas	
$\leq 1,0$	$\leq 1,5$	1,1
$> 1,0$	$> 1,5$	1,2

c) **Barras a compresión.** La fuerza de compresión se establece por $S = \varphi S_p + \psi S_r + \dots$. Se aumenta esta fuerza por el coeficiente de pandeo $\omega = \sigma_{c adm} / \sigma_{adm}$ y se considera la barra como si sólo trabajara a tracción, no obstante no se deduce la sección de los agujeros de tornillos o remaches. El coeficiente de pandeo ω (ver tabla 82), depende de la materia y de la esbeltez

$$(44) \quad \lambda = \frac{s_k}{\min i}$$

Como longitud libre de pandeo s_k se utilizan normalmente las longitudes del plano (en cm). No obstante las extremidades estarán en un plano normal al esfuerzo. La longitud de pandeo de dia-

gonales y montantes debe ser medida entre los centros de gravedad de las uniones (grupo de remaches, tornillos o cordones de soldadura). El radio de giro mínimo se calcula como sigue:

$$(45) \quad \min i = \sqrt{\frac{\min I}{F}} \quad (\text{cm}),$$

siendo I el momento de inercia más pequeño de la barra en centímetros y F la sección en centímetros cuadrados. Ambos valores sin deducción por los agujeros de tornillos o remaches.

El empleo de barras de esbeltez λ superior a 250, está prohibido.

La fatiga máxima de una barra solicitada por una fuerza de compresión $S = \varphi S_p + \psi S_r + \dots$, aplicada sin excentricidad, se calcula como sigue:

$$(46) \quad \sigma_\omega = \omega \frac{\varphi S_p + \psi S_r}{F} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad \text{para fuerzas principales;}$$

$$(47) \quad \sigma_\omega = \omega \frac{\varphi S_p + \psi S_r + S_r + S_f}{F} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad \text{para las fuerzas principales y secundarias.}$$

Si la barra está solicitada por una fuerza de compresión alejada mucho de la fibra neutra, o si está solicitada simultáneamente a compresión y a flexión (por un momento M_x o M_y), se deben comprobar las fatigas siguientes:

$$\sigma_\omega = \omega \frac{\varphi S_p + \psi S_r}{F} - \frac{\varphi M_{px} + \psi M_{rx}}{W_x} - \frac{\varphi M_{py} + \psi M_{ry}}{W_y} \leq \sigma_{\text{adm}} \quad (3)$$

para las fuerzas principales, y

$$\sigma_\omega = \omega \frac{\varphi S_p + \psi S_r + S_v + S_f}{F} - \frac{\varphi M_{px} + \psi M_{rx} + M_{vx} + M_{fx}}{W_x} - \frac{\varphi M_{py} + \psi M_{ry} + M_{vy} + M_{fy}}{W_y} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

para las fuerzas principales y secundarias.

Los módulos resistentes W_x y W_y , serán reemplazados por los valores W_n correspondientes a la sección disminuida por los agujeros de las uniones si

$$\omega \frac{\varphi S_p + \psi S_r + \dots}{F} < \left(\frac{\varphi M_{px} + \psi M_{rx} + \dots}{W_{nx}} + \frac{\varphi M_{py} + \psi M_{ry} + \dots}{W_y} \right).$$

En el caso de una barra de sección asimétrica, se pueden calcular las fatigas de compresión y de flexión para las fibras extremas y componer la fatiga total. La sección de la figura 422, solicitada por un momento flector en torno al eje x , acusa la fatiga máxima en el punto 1, si la viga flexa en el plano y :

$$\sigma_1 = \omega_x \frac{S}{F} - \frac{M_x}{I_x} e_1 \leq \sigma_{\text{adm}}$$

3 Se han introducido los momentos M_{px} y M_{rx} , etc. con signo negativo, ya que las fuerzas de compresión se introducirán también con signo negativo.

TABLA 82. — COEFICIENTES DE PANDEO ω

λ	Aceros desconocidos, aceros del comercio St 37.12										Acero de construcción de 52 kg										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	λ
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0
10	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,02	1,02	1,02	1,02	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	10
20	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,03	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,06	1,06	20
30	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,10	1,10	1,11	1,12	1,12	30
40	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,13	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20	1,21	40
50	1,17	1,18	1,18	1,19	1,20	1,21	1,22	1,23	1,24	1,25	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,28	1,29	1,30	1,32	1,33	50
60	1,26	1,27	1,29	1,30	1,31	1,32	1,34	1,35	1,36	1,38	1,35	1,36	1,38	1,40	1,42	1,44	1,46	1,48	1,50	1,52	60
70	1,39	1,41	1,43	1,44	1,46	1,48	1,50	1,52	1,54	1,56	1,54	1,56	1,59	1,62	1,65	1,68	1,71	1,74	1,78	1,81	70
88	1,59	1,61	1,63	1,66	1,69	1,71	1,74	1,78	1,81	1,84	1,85	1,89	1,93	1,98	2,03	2,08	2,13	2,19	2,25	2,32	80
90	1,88	1,92	1,95	2,00	2,04	2,09	2,14	2,19	2,24	2,30	2,39	2,47	2,55	2,64	2,74	2,84	2,96	3,08	3,22	3,38	90
100	2,36	2,41	2,46	2,51	2,56	2,61	2,66	2,71	2,76	2,81	3,55	3,62	3,69	3,76	3,84	3,91	3,98	4,06	4,14	4,21	100
110	2,86	2,91	2,97	3,02	3,07	3,13	3,18	3,24	3,29	3,35	4,29	4,37	4,45	4,53	4,61	4,69	4,77	4,85	4,94	5,02	110
120	3,40	3,46	3,52	3,58	3,64	3,69	3,75	3,81	3,87	3,93	5,11	5,19	5,28	5,37	5,45	5,54	5,63	5,72	5,81	5,90	120
130	4,00	4,06	4,12	4,18	4,25	4,31	4,37	4,44	4,50	4,57	5,99	6,09	6,18	6,27	6,37	6,46	6,56	6,66	6,75	6,85	130
140	4,63	4,70	4,77	4,83	4,90	4,97	5,04	5,11	5,18	5,25	6,95	7,05	7,15	7,25	7,35	7,46	7,56	7,66	7,77	7,87	140
150	5,32	5,39	5,46	5,53	5,61	5,68	5,75	5,83	5,90	5,98	7,98	8,09	8,19	8,30	8,41	8,52	8,63	8,74	8,85	8,97	150
160	6,05	6,13	6,20	6,28	6,36	6,44	6,51	6,59	6,67	6,75	9,08	9,19	9,31	9,42	9,54	9,65	9,77	9,89	10,01	10,13	160
170	6,83	6,91	6,99	7,08	7,16	7,24	7,32	7,41	7,49	7,57	10,25	10,37	10,49	10,61	10,74	10,85	10,98	11,11	11,24	11,36	170
180	7,66	7,75	7,83	7,92	8,00	8,09	8,18	8,27	8,36	8,44	11,49	11,62	11,75	11,88	12,01	12,14	12,27	12,40	12,53	12,67	180
190	8,53	8,62	8,72	8,81	8,90	8,99	9,08	9,17	9,27	9,36	12,80	12,94	13,07	13,21	13,35	13,48	13,62	13,76	13,90	14,04	190
200	9,46	9,55	9,65	9,74	9,84	9,94	10,03	10,13	10,23	10,33	14,18	14,33	14,47	14,61	14,76	14,90	15,05	15,20	15,34	15,49	200
210	10,43	10,53	10,63	10,73	10,83	10,93	11,03	11,13	11,24	11,34	15,64	15,79	15,94	16,09	16,24	16,39	16,55	16,70	16,85	17,01	210
220	11,44	11,55	11,65	11,76	11,86	11,97	12,08	12,18	12,29	12,40	17,16	17,32	17,48	17,64	17,79	17,95	18,11	18,27	18,44	18,60	220
230	12,51	12,62	12,72	12,83	12,94	13,06	13,17	13,28	13,39	13,50	18,76	18,92	19,09	19,25	19,42	19,58	19,75	19,92	20,09	20,26	230
240	13,62	13,73	13,84	13,96	14,08	14,19	14,31	14,42	14,54	14,66	20,43	20,60	20,77	20,94	21,11	21,29	21,46	21,64	21,81	21,99	240
250	14,78	—	—	—	—	—	—	—	—	—	22,16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	250

En cambio si la flexión tiene lugar en el plano x , la fatiga mayor se encuentra en el punto 2:

$$\sigma_2 = \omega_y \frac{S}{F} - \frac{M_x}{I_x} a \leq \sigma_{adm.}$$

Se encuentran los valores ω_x y ω_y en la tabla 86 en función de las esbelteces:

$$\lambda_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}} \quad \text{o} \quad \lambda_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}}$$

d) Barras solicitadas alternativamente. Se encuentran frecuentemente en las máquinas de elevación elementos solicitados alternativamente, es decir, tanto a tracción como a compresión, porque las cargas móviles, frecuentemente muy importantes, dan lugar a fuerzas de sentido variable que se añaden a las fuerzas resultantes de las cargas fijas. Una sollicitación alternativa es más desfavorable que una sollicitación repetida, es decir que varía entre 0 y un máximo. Por lo tanto es necesario tener en cuenta este tipo de sollicitación.

La fatiga de una barra en que la fuerza o el momento flector varían entre dos límites, cuyos valores absolutos (positivos o negativos) son S_I máx (M_I máx) y S_I mín (M_I mín) se calcula como sigue:

$$(48) \quad \sigma_1 = \frac{\gamma \text{ máx } S_I}{F_a} \leq \sigma_{adm} \quad \text{para las fuerzas principales,}$$

o

$$(49) \quad \sigma_1 = \frac{\gamma \text{ máx } M_I}{W_n} \leq \sigma_{adm} \quad \text{para las fuerzas principales.}$$

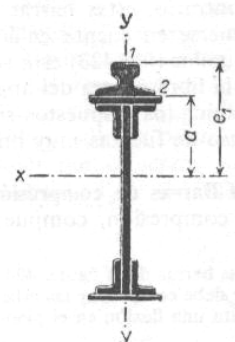


FIG. 422

En estas fórmulas se introducen S_I máx, S_I mín, M_I máx, y M_I mín resultantes de las cargas fijas y móviles, teniendo en cuenta ya los coeficientes φ y ψ pero sin el factor de pandeo ω .

El valor γ depende de la relación $\frac{S_I \text{ mín}}{S_I \text{ máx}}$ o $\frac{M_I \text{ mín}}{M_I \text{ máx}}$ y se encuentra en la tabla 83. Además $F_a = F_n$ si S_I máx es una fuerza de tracción y $F_a = F + (F - F_n) \frac{S_I \text{ mín}}{S_I \text{ máx}}$ en el caso en que aquélla sea una fuerza de compresión. En este caso la fuerza S_I máx llevará el signo menos. (F , sección total; F_n , sección neta disminuida por los agujeros de remaches; W_n , módulo resistente neto disminuido por los agujeros de remaches).

TABLA 83. — COEFICIENTES γ TENIENDO EN CUENTA LA SOLICITACIÓN ALTERNADA

$\frac{\text{mín } S_I}{\text{máx } S_I}$ ó $\frac{\text{mín } M_I}{\text{máx } M_I}$	γ para el acero de 37 kg (St 37.12)	γ para el acero de 52 kg (St 52)	$\frac{\text{mín } S_I}{\text{máx } S_I}$ ó $\frac{\text{mín } M_I}{\text{máx } M_I}$	γ para el acero de 37 kg (St 37.12)	γ para el acero de 52 kg (St 52)
1,0.....	1,30	1,944	0,4.....	1,12	1,378
0,9.....	1,27	1,850	0,3.....	1,09	1,283
0,8.....	1,24	1,755	0,2.....	1,06	1,189
0,7.....	1,21	1,661	0,1.....	1,03	1,094
0,6.....	1,18	1,566	0,0.....	1,00	1,000
0,5.....	1,15	1,472			

Esta comprobación de la sollicitación alternativa no dispensa nunca de calcular la barra como barra comprimida teniendo en cuenta el factor ω . Las fatigas así encontradas bajo las cargas principales y las cargas principales más las secundarias no deben sobrepasar los valores admisibles.

**Anexo K. TENSIONES DE TRABAJO RECOMENDABLES EN KG/CM² NORMA
DIN 1050**

Tabla 1

Forma de utilización en obra	Formas de trabajo	Caso de carga	
		1	2
Piezas de construcción.	Compresión	1.200	1.400
	Tracción	1.200	1.400
	Flexión	1.200	1.400
	Cortadura	960	1.120
	Tensión transversal	960	1.120
Uniones de remaches	Cortadura	1.200	1.400
	Compresión contra las paredes	2.400	2.800
Uniones de tornillos (ajustados)	Cortadura	960	1.120
	Compresión contra las paredes	2.400	2.800
	Tracción	850	1.000
Uniones de tornillos (no ajustados)	Cortadura	700	800
	Compresión contra las paredes	1.600	1.800
	Tracción	600	700
Tornillos y barras de anclaje	Tracción	850	1.000

Casos de carga 1 (Fuerzas principales).- Efecto desfavorable simultáneo de la carga permanente y de la móvil, incluso la de la nieve, sin la del viento. Entre las cargas móviles figura también la tensión de la correa y otras.

Casos de carga 2 (Fuerzas principales y suplementarias).- Efecto simultáneo de las cargas del caso 1^o junto con la del viento, - efectos térmicos y las fuerzas frenantes y laterales procedentes de las grúas.

Operando con los valores del caso 1 en el caso 2 se obtiene - mayor seguridad, cosa que se suele hacer con mucha frecuencia.

Compresión contra las paredes del agujero.- Se calcularán los remaches a compresión contra las paredes cuando se cumpla lo siguiente:

VALORES DEL COEFICIENTE DE PANDEO ω

λ	$\lambda +$										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										250

INTRODUCCION

Los soportes metálicos están constituidos por uno, dos o varios perfiles laminados, unidos entre sí por unos elementos llamados presillas.

La misión del soporte es la de sujetar las vigas, cerchas u otros elementos que apoyen sobre él, y, de transmitir la carga a los fundamentos.

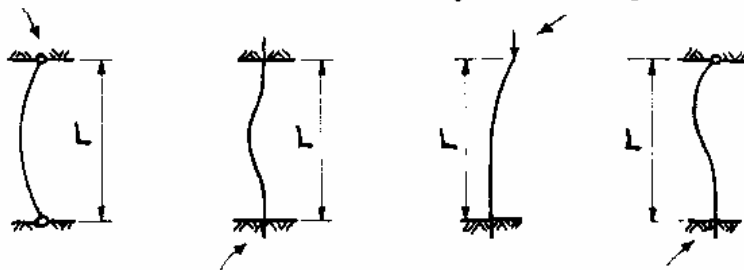
La longitud de los soportes en relación a su sección es mucho mayor, por lo tanto los soportes están sometidos a pandeo.

TIPOS DE SOPORTES

Según la rigidez de los extremos de los soportes, existen cuatro tipos diferentes. En la figura 116 se pueden ver esquemáticamente los cuatro tipos.

extremos articulados

un extremo libre y el otro empotrado



extremos empotrados

extremo articulado y el otro empotrado.

Fig. 116

ESBELTEZ

La esbeltez de los soportes en cada tipo de ellos, se calculará según el reglamento alemán, por las fórmulas siguientes:

Soportes con los extremos articulados.-

$$\lambda = \frac{\text{Longitud entre los extremos articulados}}{\text{radio de giro mínimo de la sección}} = \frac{L}{i}$$

Soportes con los extremos empotrados.-

$$\lambda = \frac{\text{Longitud entre los extremos empotrados}}{2 \cdot \text{radio de giro mínimo de la sección}} = \frac{L}{2 \cdot i}$$

Soportes con un extremo libre y el otro empotrado.-

$$\lambda = \frac{\text{Longitud entre el extremo libre y el empotrado} \cdot 2}{\text{radio de giro mínimo de la sección}} = \frac{L \cdot 2}{i}$$

Soportes con un extremo articulado y el otro empotrado.-

$$\lambda = \frac{\text{Longitud entre el extremo articulado y el empotrado}}{\text{radio de giro mínimo de la sección} \cdot \sqrt{2}} = \frac{L}{i \cdot \sqrt{2}}$$

El coeficiente de seguridad con estas fórmulas es de 3,5.

La esbeltez máxima admisible en los soportes es de 250.

Anexo L. RUEDAS O RODACHINES



Quiénes somos?

Planta

Imasa fue fundada en Medellín, Colombia en el año de 1956. Actualmente posee un moderna planta de producción de 5.000 metros cuadrados, en la cual emplea más de 200 personas en diferentes procesos de manufactura.

Selección

Imasa le ofrece una amplia gama de ruedas y rodachinas, desde las más pequeñas para muebles hasta las más grandes para cargas pesadas en la industria.

Servicio

Cuando usted selecciona Imasa recibe no solamente sus productos sino también el respaldo de una atención profesional y personalizada.

Inventario

Imasa mantiene un nivel adecuado de materias primas con el cual garantiza continuidad en los despachos.

Alta Tecnología

Imasa le ofrece productos elaborados con la asesoría técnica con el respaldo de empresas líderes del sector metalmeccánico en Norte América y Europa.

Terminología

Para Rodachinas



Para Ruedas



Cómo seleccionar una rueda o rodachina



1. Capacidad de la rueda

Suma el peso de la carga al del carro. Divida el total en tres. El resultado será la capacidad que debe tener cada rueda.



2. Diámetro de la rueda

Considere las irregularidades del piso. Un diámetro mayor facilita pasar cualquier obstáculo. El diámetro debe ser proporcional a la altura del carro y a la carga en movimiento.



3. Material de la rueda

Se deben tener en cuenta tres factores:
* Superficie de trabajo.
* Condiciones ambientales.
* Tipo de carga que va a utilizar.



4. Superficie de trabajo

La rueda debe tener buena resistencia al desgaste tanto de la misma como del piso en que se va a trabajar. Consulte la tabla de la página 5.



5. Condiciones ambientales

Consulte la tabla página 5 y verifique la compatibilidad de material de la rueda con las condiciones ambientales existentes.



6. Tipo de carga

Después de analizar el tipo de carga que va a usar, seleccione ruedas blandas para cargas delicadas y/o rígidas para otros tipos de carga.



7. Facilidad de movimiento

Para una alta movilidad usar una rodachina con alto radio de giro. Los soportes con doble pista de esteras giran con mayor facilidad. Para condiciones especiales favor consultar al asesor técnico IMSA.



Todas las Ruedas y Rodachinas IMSA han sido diseñadas para mover cargas con fuerza humana. Por lo tanto NO deben usarse para velocidades superiores a 5 Km/hora.



Serie 44 • 45 y 47

Inasa-calsan

Diámetros 4, 5, 6 y 8"
Capacidad de Carga
130 a 500Kg/rueda.

CARACTERISTICAS

Serie 44 • 45

Soporte de acero estructural galvanizado. Dos pistas de rodamiento endurecidas. Con graseras de lubricación. Usos: Especial para camión, plataformas, estibas y todos los sistemas de transporte industrial.
Opciones: Disponibles fijas y giratorias.

Serie 47

Soporte de acero estructural galvanizado, de giro suave y muy ajustado, con balanza de precisión. Libre de mantenimiento. Su compañero fijo es el soporte de la Serie 44.

Diámetro Pulgadas	Capacidad Kilogramos	Borde Pulgadas	Altura Pulgadas	Ancho de base	SELECCIONES				MATERIA PRIMA	REFERENCIA INSA GIRATORIA	REFERENCIA INSA FIXA	REFERENCIA INSA GIRATORIA
					5	3 5/8	4	2 13/16				
4	200	1 1/4	5 1/2	1 1/2	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	4 BA 45 A	4 BA 44 A	4 BA 47 A
4	160	1 1/4	5 1/2	1 3/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	4 BF 45 A	4 BF 44 A	4 BF 47 A
4	200	1 1/4	5 1/2	1 1/2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	4 Nylon 45 A	4 Nylon 44 A	4 Nylon 47 A
4	130	1 1/4	5 1/2	1 3/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	4 PB 45 A	4 PB 44 A	4 PB 47 A
4	200	1 1/4	5 1/2	1 3/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	4 PR 45 A	4 PR 44 A	4 PR 47 A
4	200	1 1/4	5 1/2	1 3/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	4 PU 45 A	4 PU 44 A	4 PU 47 A
5	185	1 3/4	6 3/8	1 5/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	5 BF 45 A	5 BF 44 A	5 BF 47 A
5	300	1 3/4	6 5/8	1 11/16	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	5 Nylon 45 A	5 Nylon 44 A	5 Nylon 47 A
5	250	1 3/4	6 7/8	1 7/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	5 PR 45 A	5 PR 44 A	5 PR 47 A
5	250	1 3/4	6 7/8	1 7/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	5 PU 45 A	5 PU 44 A	5 PU 47 A
5	250	1 3/4	6 7/8	1 7/8	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	5 SI 45 A	5 SI 44 A	5 SI 47 A
6	300	1 5/8	7 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	6 SI 45 A	6 SI 44 A	6 SI 47 A
6	130	1 5/8	7 1/2	1 1/2	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	6 AF 45 A	6 AF 44 A	6 AF 47 A
6	400	1 5/8	7 1/2	1 1/2	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	6 BA 45 A	6 BA 44 A	6 BA 47 A
6	240	1 5/8	7 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	6 BF 45 A	6 BF 44 A	6 BF 47 A
6	400	1 5/8	7 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	6 Nylon 45 A	6 Nylon 44 A	6 Nylon 47 A
6	180	1 5/8	7 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	6 PB 45 A	6 PB 44 A	6 PB 47 A
6	400	1 5/8	7 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	6 PR 45 A	6 PR 44 A	6 PR 47 A
6	400	1 5/8	7 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	6 PU 45 A	6 PU 44 A	6 PU 47 A
8	400	1 5/8	9 1/2	1 3/4	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	8 AF 45 A	8 AF 44 A	8 AF 47 A
8	400	1 5/8	9 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	8 BA 45 A	8 BA 44 A	8 BA 47 A
8	250	1 5/8	9 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Acero	8 BF 45 A	8 BF 44 A	8 BF 47 A
8	500	1 5/8	9 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	8 Nylon 45 A	8 Nylon 44 A	8 Nylon 47 A
8	230	1 5/8	9 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	8 PB 45 A	8 PB 44 A	8 PB 47 A
8	400	1 5/8	9 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	8 PR 45 A	8 PR 44 A	8 PR 47 A
8	400	1 5/8	9 1/2	2	5	3 5/8	4	2 13/16	Bulk Nylon	8 PU 45 A	8 PU 44 A	8 PU 47 A

Anexo M. FOTOS DE CONSTRUCCION DE LA GRUA



La figura muestra la construcción de la pluma de la grúa.



Zócalo de la grúa.

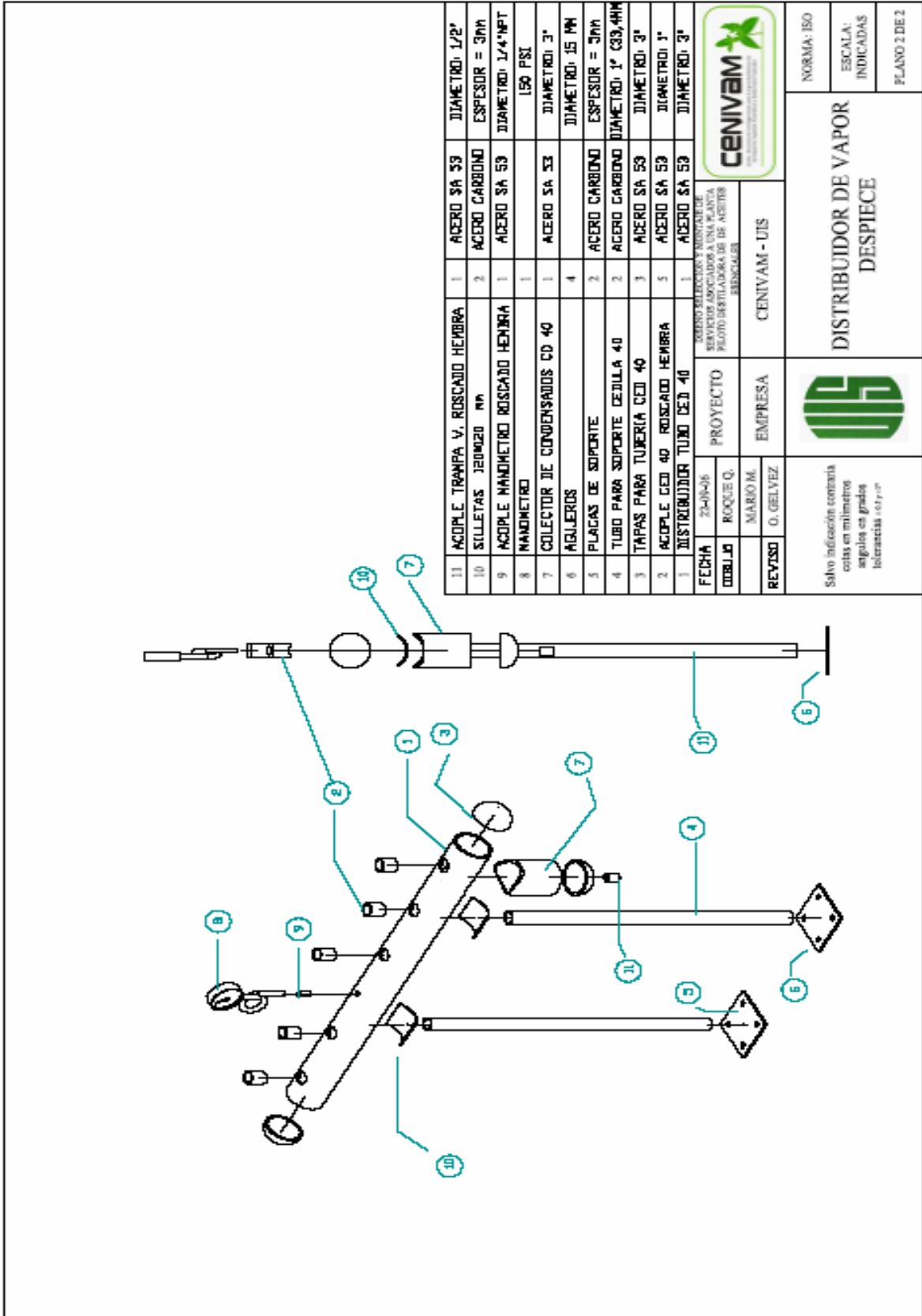


Mástil

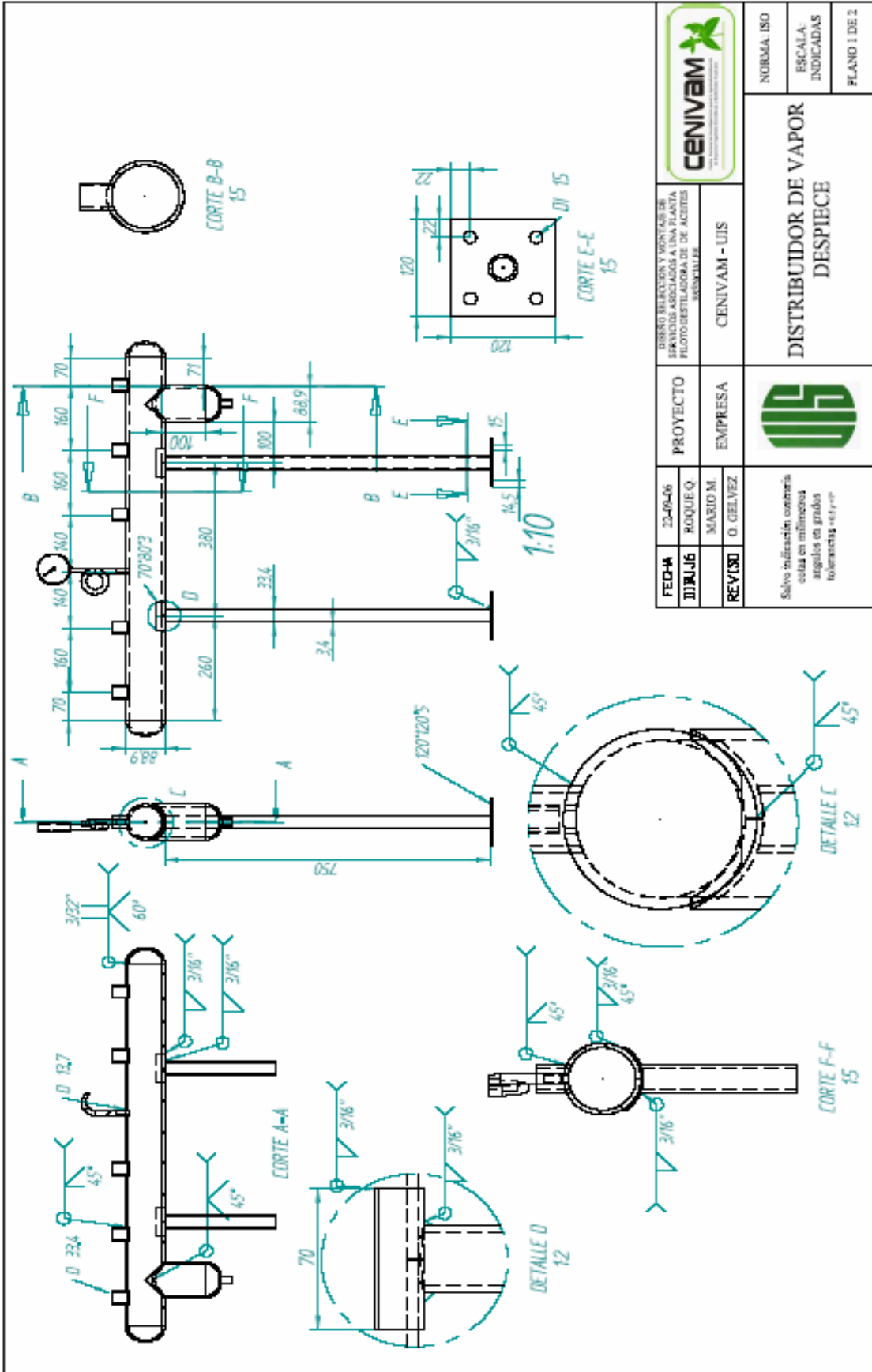



Vista general de la grúa ubicado en el CENIVAM

Anexo N. PLANOS DISTRIBUIDOR DE VAPOR



11	ACOPLE TRAMPA V. ROSCADO HEMBRA	1	ACERO SA 53	DIAMETRO: 1/2"
10	SILLETAS REDONDO Nº	2	ACERO CARBONO	ESPESOR = 3MM
9	ACOPLE MANOMETRO ROSCADO HEMBRA	1	ACERO SA 53	DIAMETRO: 1/4"NPT
8	MANOMETRO	1		150 PSI
7	COLECTOR DE CONDENSADOS CD 40	1	ACERO SA 53	DIAMETRO: 3"
6	ABLEROS	4		DIAMETRO: 15 MM
5	PLACAS DE SOPORTE	2	ACERO CARBONO	ESPESOR = 3MM
4	TUBO PARA SOPORTE CEEJULA 40	2	ACERO CARBONO	DIAMETRO: 1" G39,4MM
3	TAPAS PARA TUBERIA CEEJ 40	3	ACERO SA 53	DIAMETRO: 3"
2	ACOPLE CEEJ 40 ROSCADO HEMBRA	5	ACERO SA 53	DIAMETRO: 1"
1	DISTRIBUIDOR TUBO CEEJ 40	1	ACERO SA 53	DIAMETRO: 3"
FECHA	24-09-06	DISEÑO SELECCION Y MONITOREO REVISOR ASOCIADOS A UNA PLANTA PLANTAS DISTRIBUIDORAS DE AGUAS SOCIOS S.A.		
OBJETO	ROQUE O.	CENIVAM - UTS		
REVISOR	MARIO M.	CENIVAM - UTS		
	O. GELVEZ	CENIVAM - UTS		
		DISTRIBUIDOR DE VAPOR DESPIECE		
		NORMA: ISO ESCALA: INDICADAS PLANO 2 DE 2		
Salvo indicación contraria citas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.15				





FECHA 22-09-06	PROYECTO DISEÑO SELECCION Y MONTAJE DE SERVICIOS ASOCIADOS A UNA PLANTA FILOTO DESTILADORA DE ACEITES ESSENCIALES	NORMA ISO ESCALA: INDICADAS FLANO 1 DE 2
DISEÑADOR ROQUE Q.	EMPRESA CENIVAM - UIS	DISTRIBUIDOR DE VAPOR DESPIECE
REVISOR O. GELVEZ		
Solvo indicación combata estas en minúsculas angulos en grados tolerancias en (mm)		

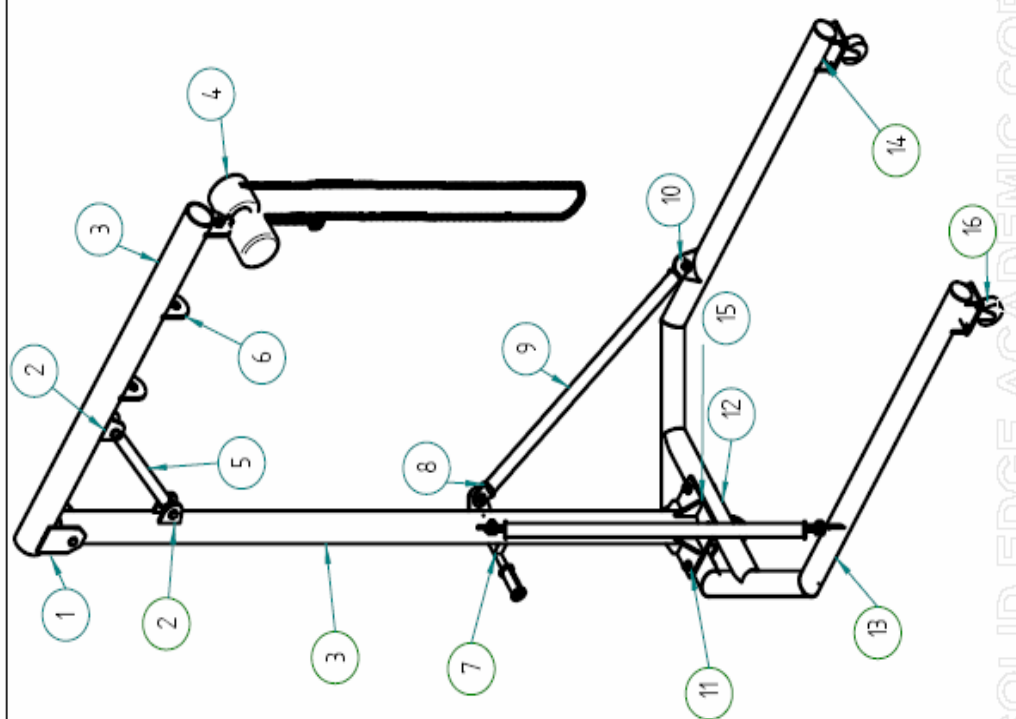


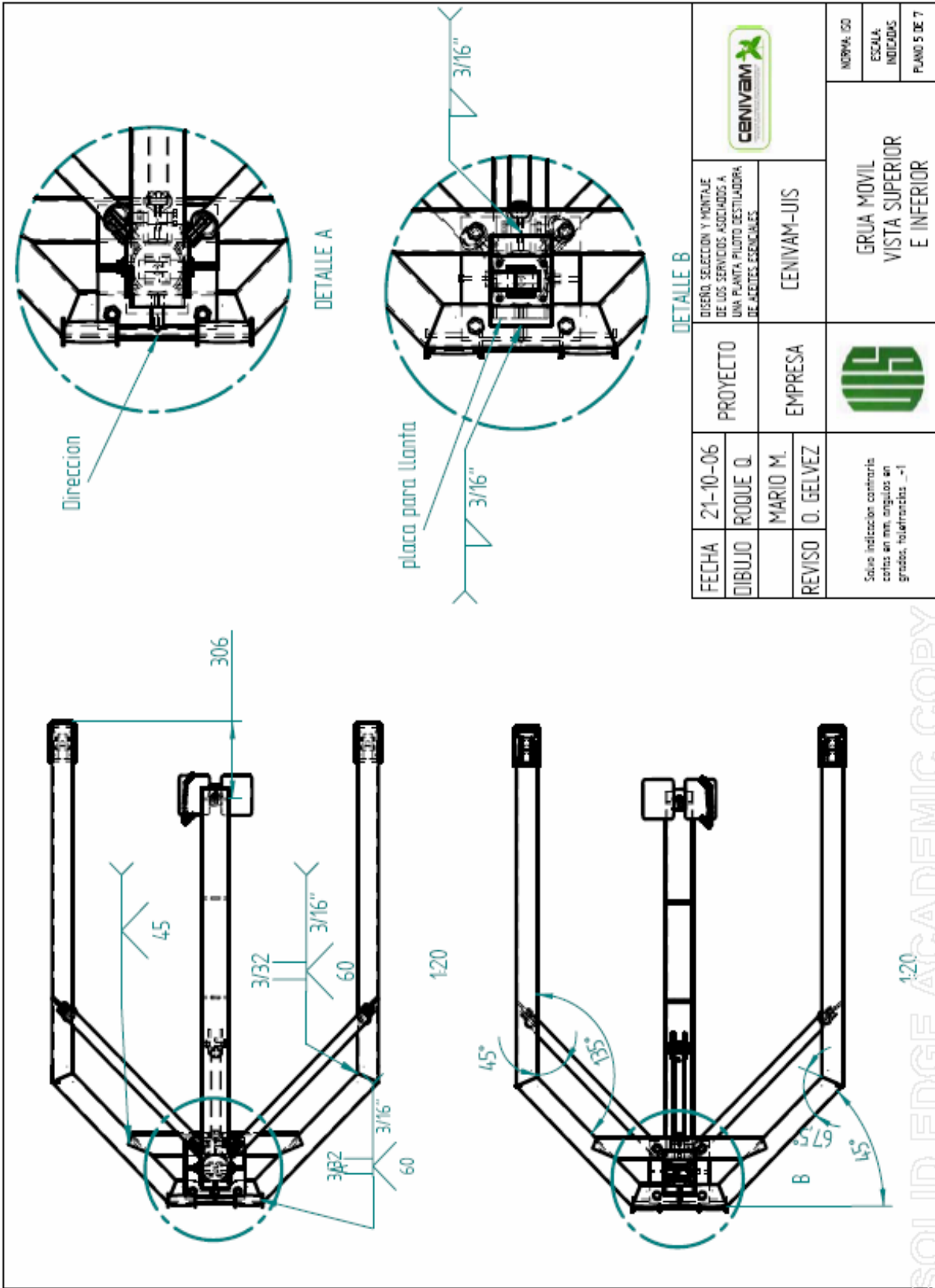
Anexo O. PLANOS DE LA GRUA


#	ELEMENTO	CAN	MATERIA	CARACTERISTI
17	PERNOS: LONG: 5 de 6"; 2 de 3 1/2"; 4 de 2"	11	ACERO A36	DIAMETRO 0.75"
16	RUEDAS: 1 GIRATORIA, 2 FIJAS	3	NYLON	DIAMETRO 4"
15	REFUERZO COLUMNA	4	ACERO A36	ESPESOR=9.53
14	SOPORTE LLANTAS DELANTERAS	2	ACERO A36	ESPESOR=9.53
13	TUBO CD 40 3"	-	ACERO A53 GB	DIAMETRO 88.9
12	PLACA SOPORTE LLANTA TRASER	1	ACERO A36	ESPESOR=9.53
11	PLACA BASE COLUMNA	1	ACERO A36	ESPESOR=13
10	OREJA SOPORTE INFERIOR COL		ACERO A36	ESPESOR=9.53
9	TUBO CD 40 15"	2	ACERO A53 GB	DIAMETRO 48.3
8	OREJA SOPORTE COLUMNA	2	ACERO A36	ESPESOR=9.53
7	BARRA DE MANIPULACION	1	ACERO A36	DIAMETRO 1"
6	OREJA POLIPASTO	3	ACERO A36	ESPESOR=9.53
5	TUBO CD 40 15"	1	ACERO A53 GB	DIAMETRO 42.2
4	POLIPASTO	1	CHINO	1 TONELADA
3	VIGA-COLUMNA TUBO CD 40 4"	2	ACERO A53 GB	
2	OREJA 2	4	ACERO A36	ESPESOR=9.53
1	OREJA 1	2	ACERO A36	ESPESOR=9.53

FECHA	21-10-06	PROYECTO	DISEÑO, SELECCION Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS ASOCIADOS A UNA PLANTA PILOTO DESTILADORA DE ALCOHOL ESSENCIALES
DIBUJO	ROQUE Q.	EMPRESA	CENIVAM-UIS
REVISO	O. GELVEZ		

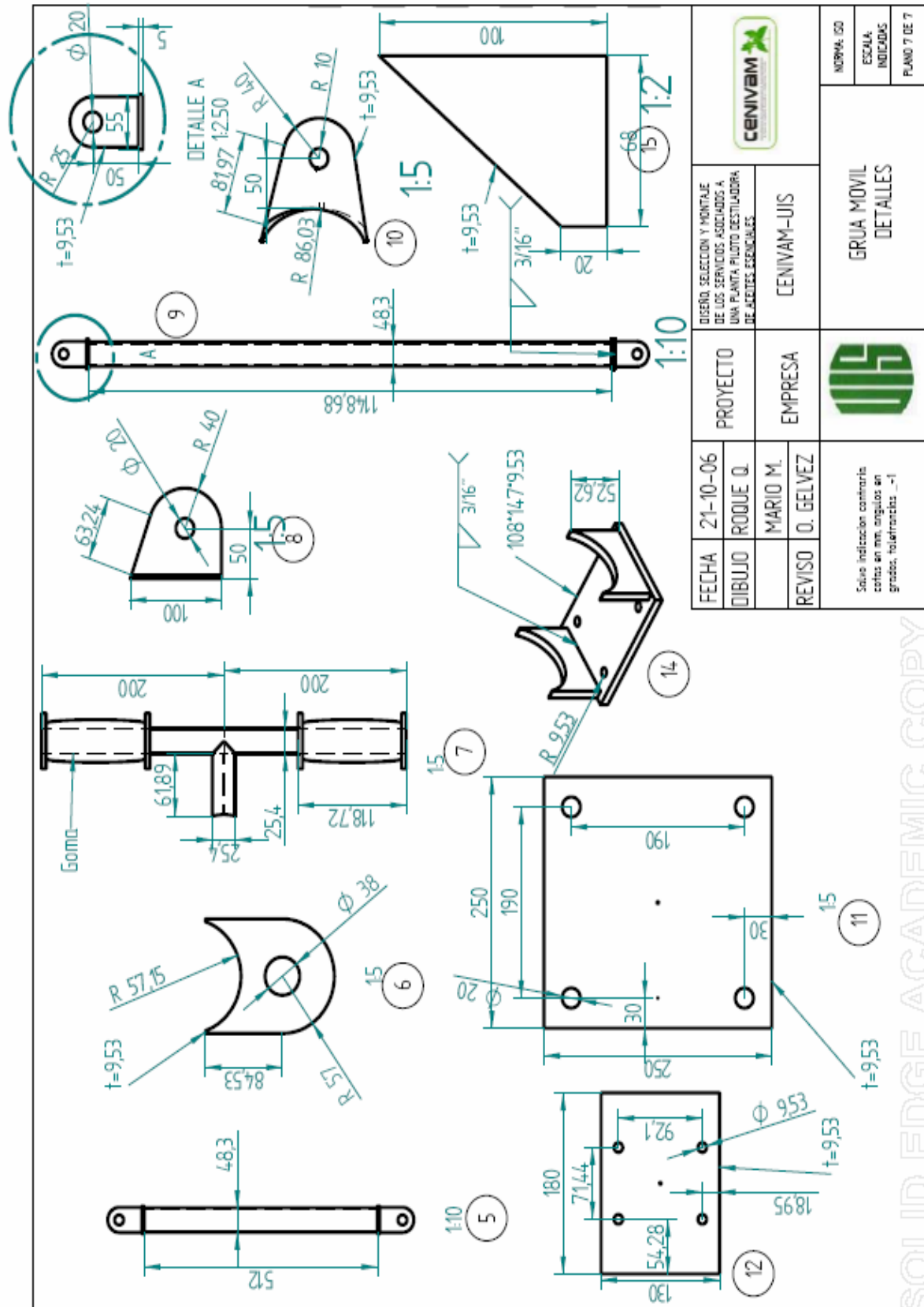
	GRUA MOVIL VISTA ISOMETRICA
	NORMA: CO ESCALA: INDICADOS PLANO 6 DE 7







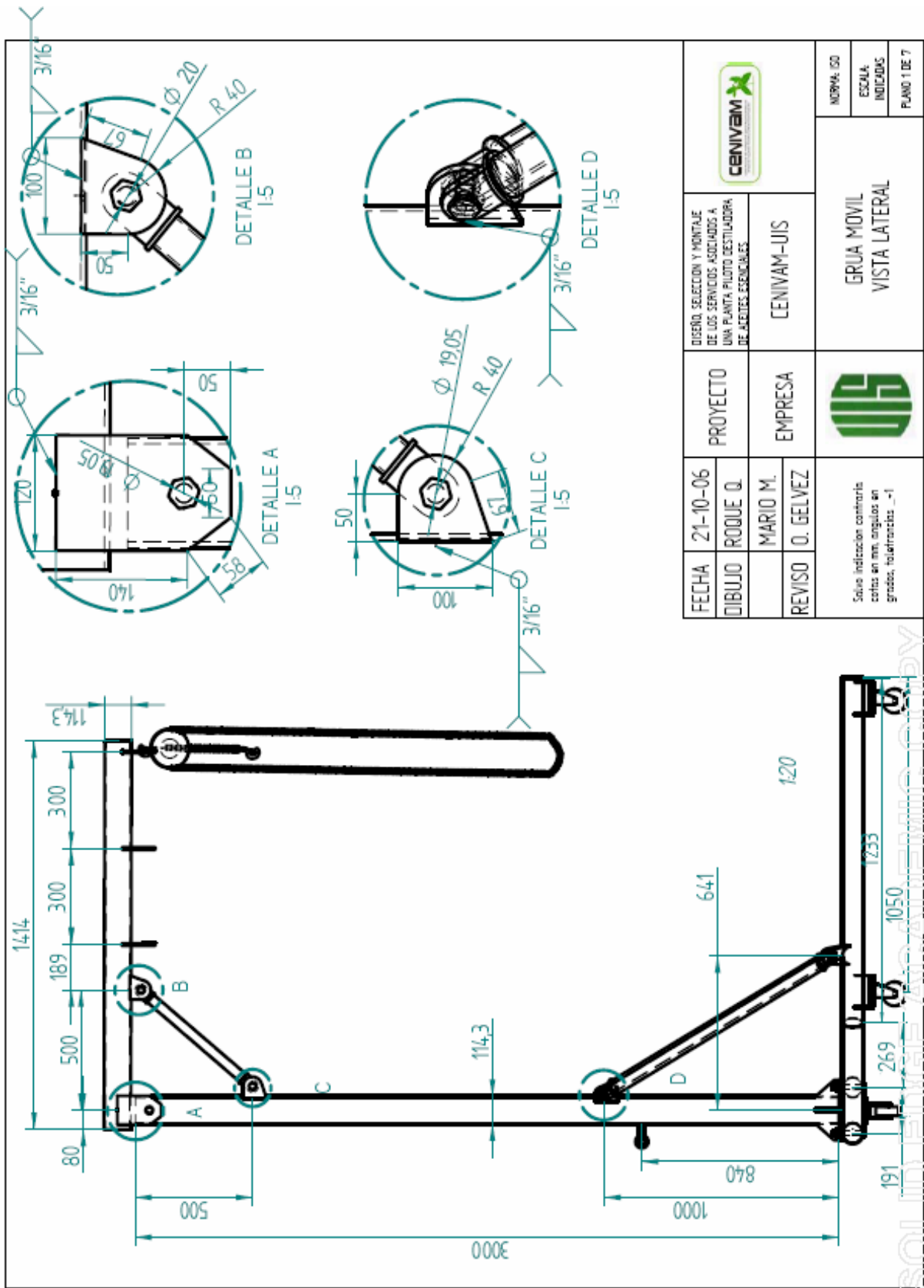
FECHA	21-10-06	PROYECTO	 DISEÑO, SELECCION Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS ASOCIADOS A UNA PLANTA-PILOTO DESTILADORA DE ALCOHOL ESPECIALES	CENIVAM-UIS	NORMA: ISO ESCALA: INDICADAS PLANO 5 DE 7
DIBUJO	ROQUE Q.	EMPRESA			
REVISO	MARIO M. O. GELVEZ				

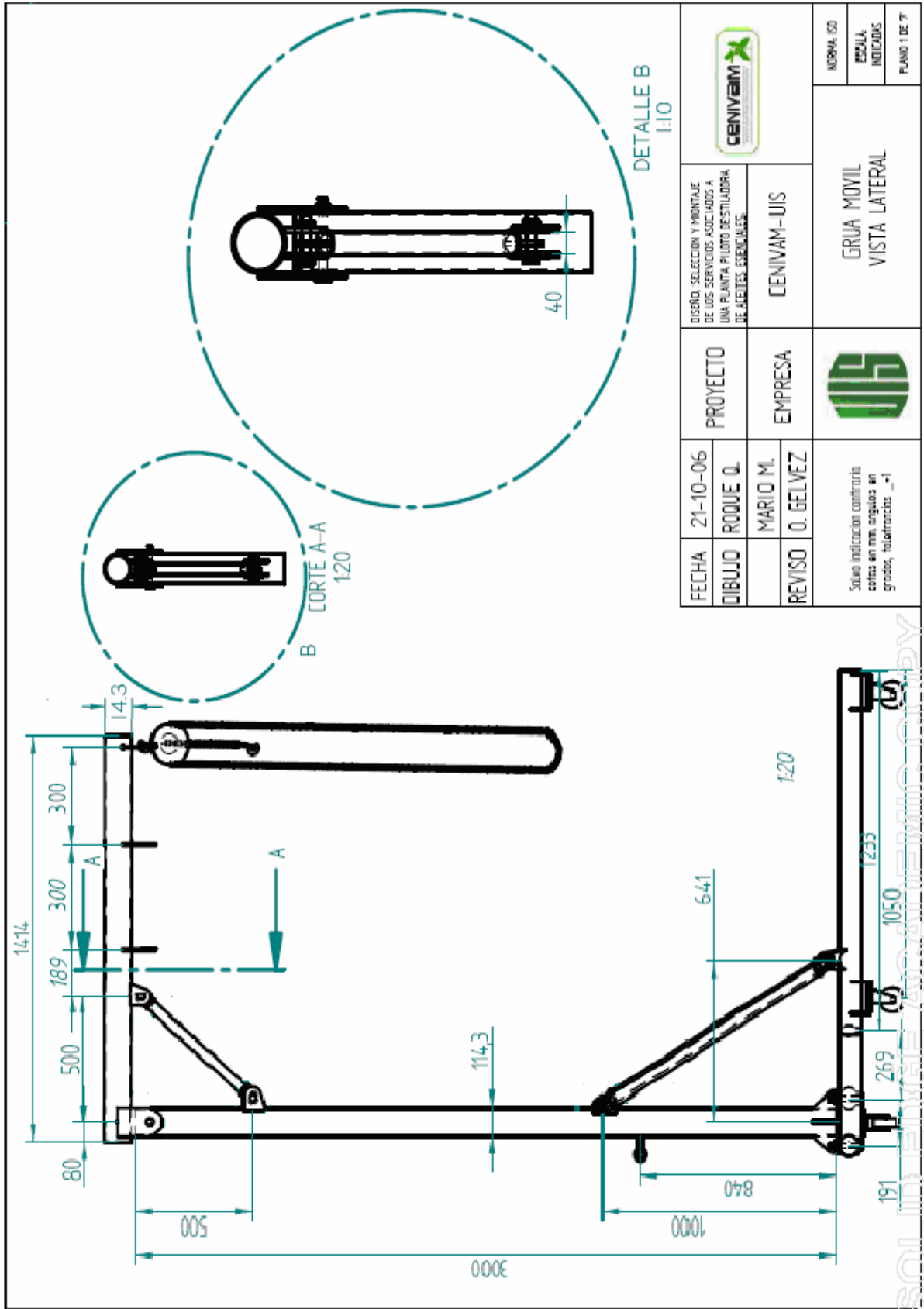
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

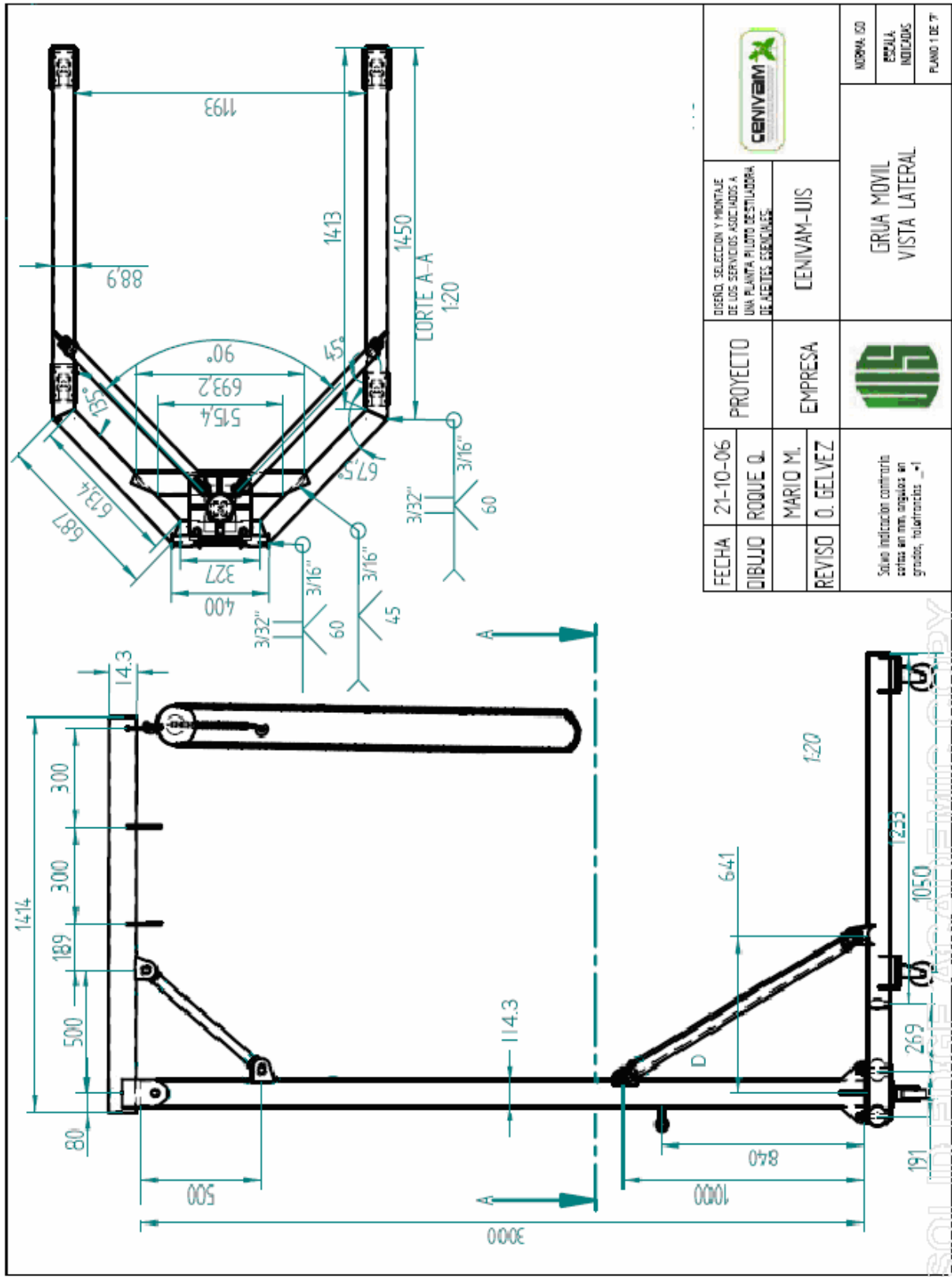


FECHA	21-10-06	PROYECTO	DISEÑO, SELECCIÓN Y MONTAJE DE LOS SERVICIOS ASOCIADOS A UNA PLANTA PILOTO GESTIIONADORA DE AGENTES ESPECIALES	
DIBUJO	ROQUE O.	EMPRESA	CENIVAM-UIIS	
REVISO	MARIO M. O. GELVEZ			
Se ve indicación construida ciertos en mm, ángulos en grados, tolerancias...-1				
		GRUA MOVIL DETALLES		
NORMA ISO		ESCALA INDICADAS		
		PLANO 7 DE 7		

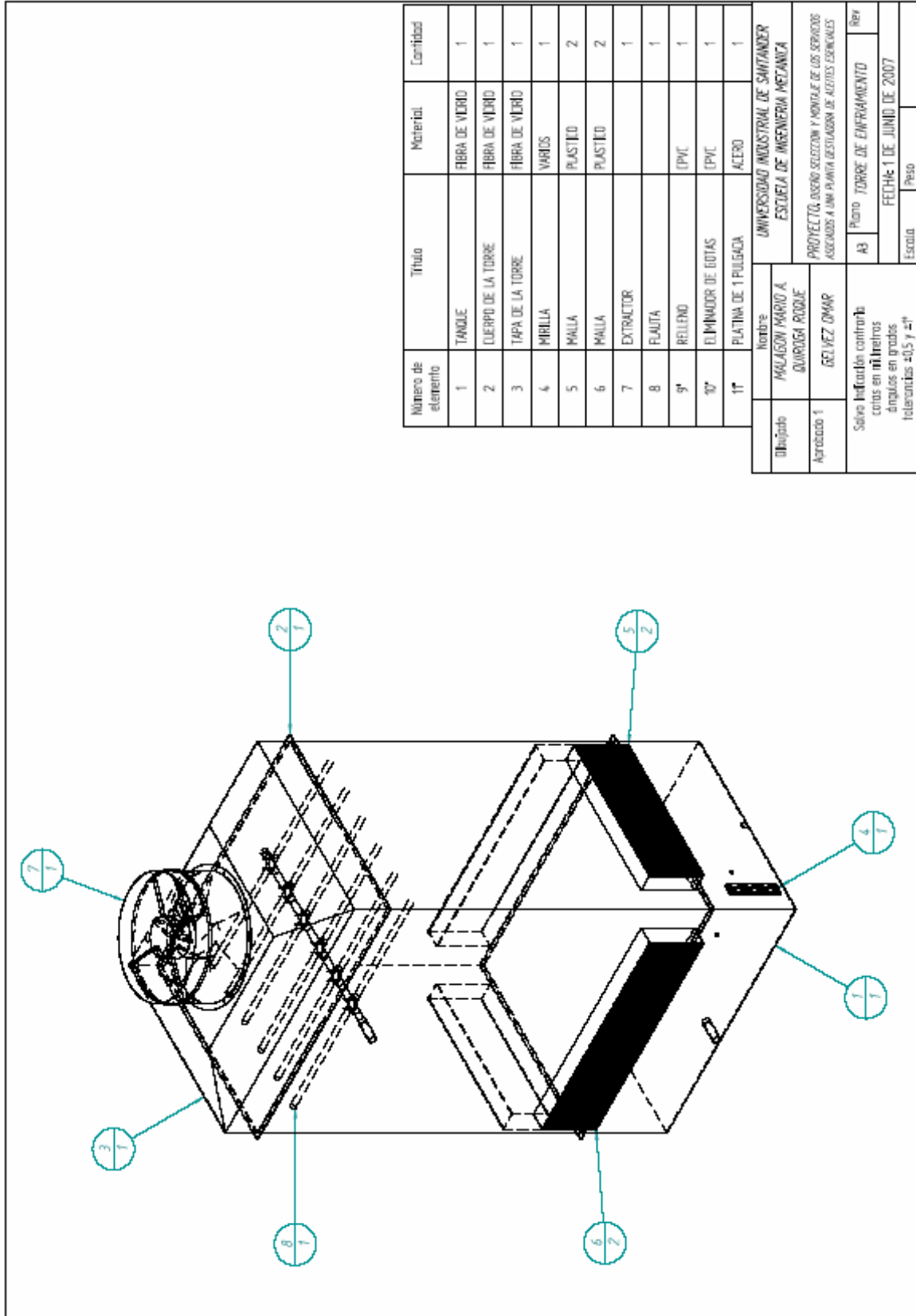
SOLID EDGE ACADEMIC COPY





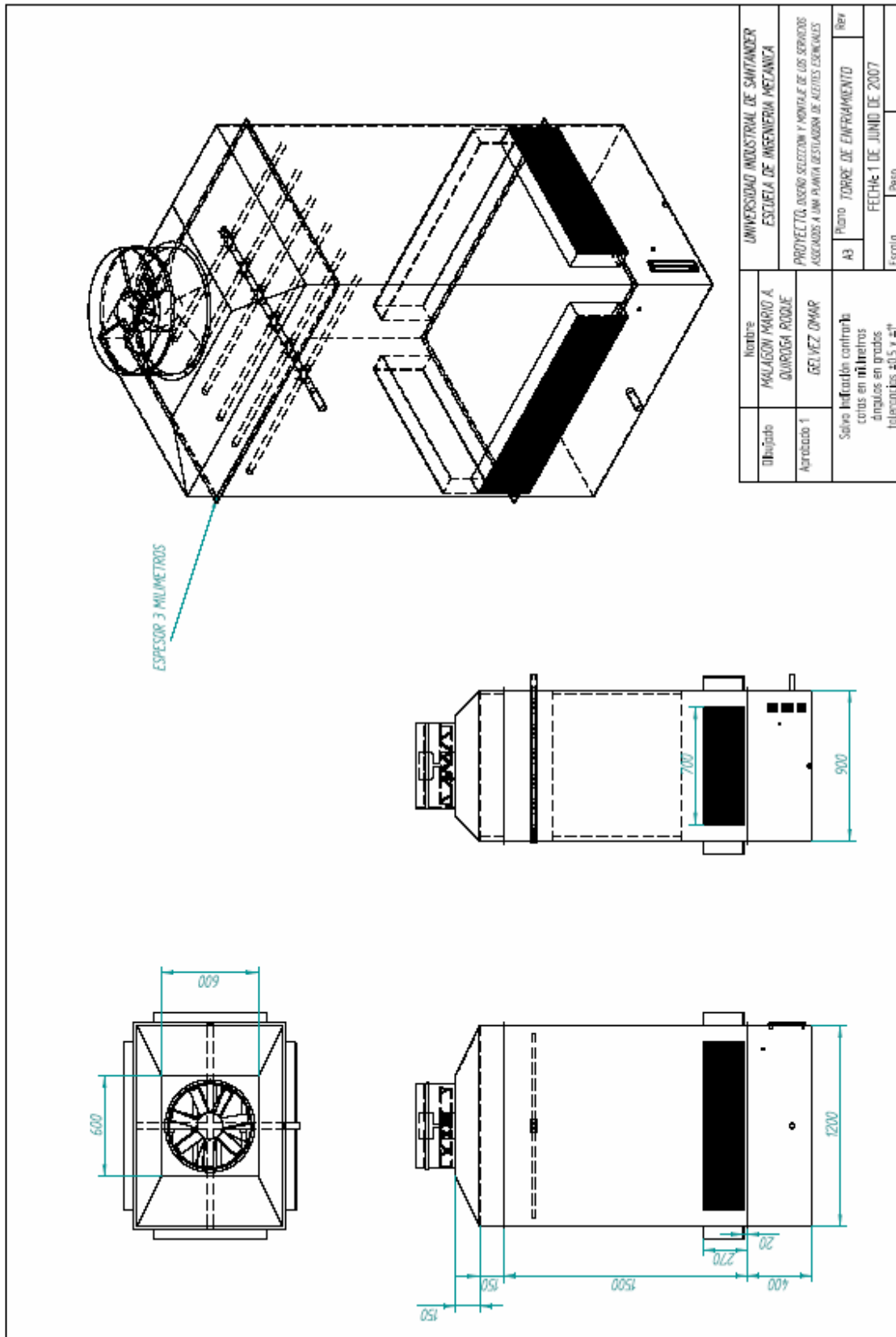


Anexo P. PLANOS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO



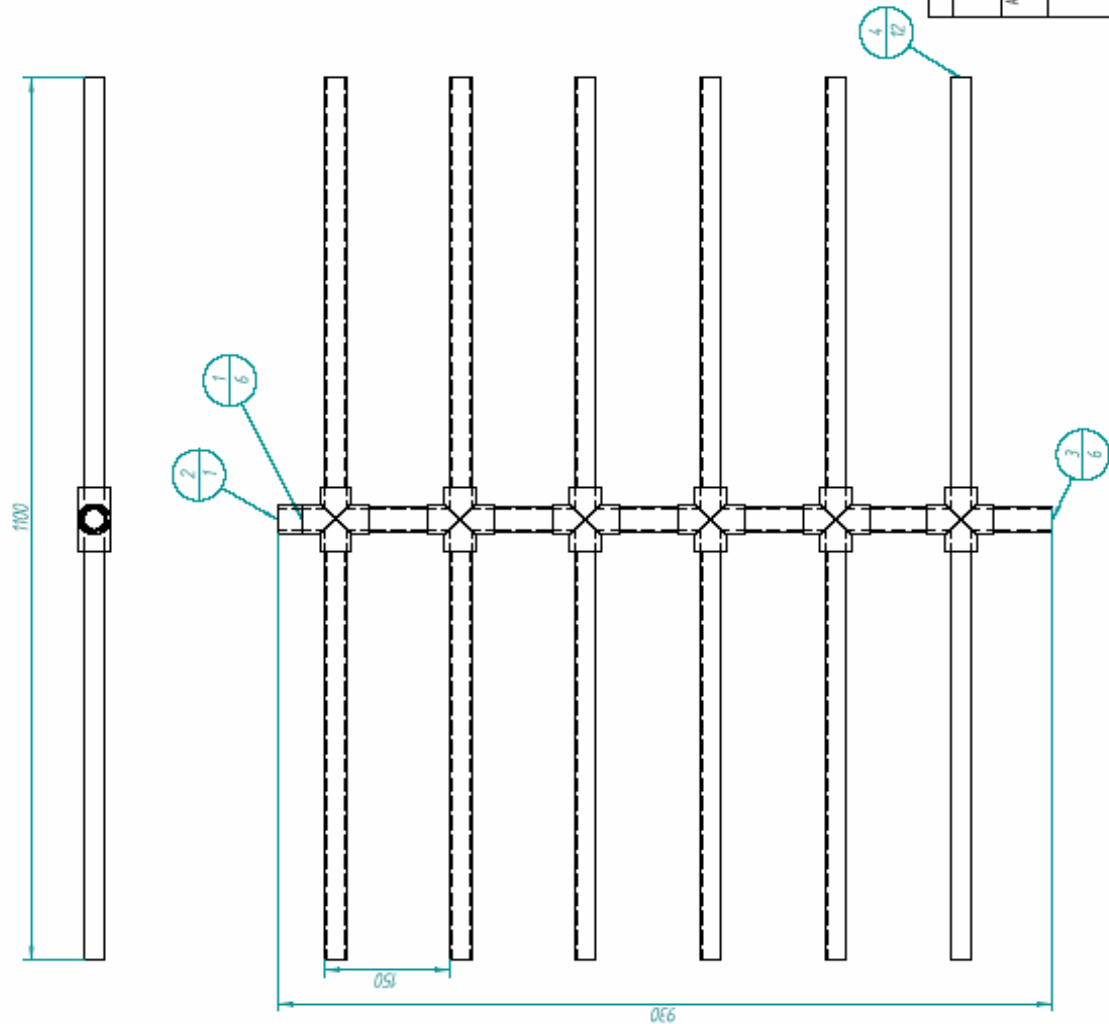
Número de elemento	Título	Material	Cantidad
1	TANQUE	FIBRA DE VIDRIO	1
2	CUERPO DE LA TORRE	FIBRA DE VIDRIO	1
3	TAPA DE LA TORRE	FIBRA DE VIDRIO	1
4	MIRILLA	VARIOS	1
5	MAJILLA	PLASTICO	2
6	MAJILLA	PLASTICO	2
7	EXTRACTOR		1
8	FLAUTA		1
9*	RELLENO	EPVC	1
10*	ELIMINADOR DE GOTAS	EPVC	1
11*	PLATINA DE 1 PULGADA	ACERO	1

Nombre	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERIA METALICA		
Dibujado	MALAGÓN MARIO A		
Aprobado 1	QUIROGA RODRIGUE		
	GEJUEZ OMAR		
Solvo Infinitón contrainfo cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0.5 y ±1*			
Escala		Peso	
A3		Plano TORRE DE ENFRIAMIENTO	
FECHAS		Rev	
1 DE JUNIO DE 2007			



Dibujado	Nombre	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Aprobado 1	MALAGON MARIO A	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
	QUAROGA RODRIGUE	PROYECTO DISEÑO SELECCION Y MONTAJE DE LOS SERVIDORES
	GEJEZ OMAR	ASIGNADOS A UNA PLANTA DESTINADA DE AJUSTES ESPECIALES
		Rev
	Serie Infratitan con traba	A3
	coras en milímetros	
	ángulos en grados	
	tolerancias ± 0.5 y ± 1	
		Escala
		Peso
		Fecha: 1 DE JUNIO DE 2007

AGUJEROS DE 1/32 DE PULGADA REALIZADOS EN EL
COSTADO DE LA TUBERÍA CADA 1/4 DE PULGADA



Número de elemento	Título	Material	Cantidad
1	TEE DOBLE DE 1 PULGADA	EPVC	6
2	RACOR	EPVC	1
3	RACOR 2	EPVC	6
4	RACOR 3	EPVC	12

Dibuja MARIANO MARIO A GUARDIA RODRIGUEZ	Nombre UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
Aprobado 1 GEORGEZ OMAR	Proyecto, diseño, selección y montaje de los servos asociados a una planta de estudio de accionamiento
Solvo indicación contraria en milímetros ángulos en grados Tolerancias ±0.5 y ±1	Rev Plano TORRE DE ENFRIAMIENTO
Fecha: 1 DE JUNIO DE 2007	
Escala	Peso