

DISEÑO DE UN MOLINO DE BOLAS TIPO ATRITOR

FILIBERTO BOTERO ARANGO

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI**

2005

DISEÑO DE UN MOLINO DE BOLAS TIPO ATRITOR

FILIBERTO BOTERO ARANGO

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

Director

**NELLY CECILIA ALBA DE SÁNCHEZ, PhD.
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE ENERGÉTICA Y MECÁNICA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI
2005**

Trabajo aprobado por el comité de grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero mecánico.

ROBERT COOPER

Jurado

EMERSON ESCOBAR

Jurado

Santiago de Cali, Febrero 10 de 2005

AGRADECIMIENTOS

Agradezco primero que todo a Dios por haberme dado la salud, paciencia, perseverancia, para culminar esta carrera, y a mi familia, especialmente a mis padres y hermano, por el apoyo que me brindaron y los sacrificios que los hice pasar.

También quiero dar las gracias a todos los compañeros y profesores del grupo de investigación **Ciencia e Ingeniería de Materiales** que colaboraron en la realización de este proyecto.

CONTENIDO

	pag.
INTRODUCCIÓN	11
1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	12
2 JUSTIFICACIÓN	13
3 OBJETIVOS	14
3.1 <i>OBJETIVO GENERAL</i>	14
3.2 <i>OBJETIVOS ESPECÍFICOS</i>	14
4 ALEACIÓN MECÁNICA	15
5 EQUIPOS EXPERIMENTALES	17
5.1 <i>MOLINOS DE BOLAS</i>	17
5.1.1 Molino De Bolas Planetario	17
5.1.2 Molino de Bolas Vibratorio	17
5.1.3 Molino de Bolas Atritor	18
6 DETERMINACIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS	19
6.1 <i>CAPACIDAD DEL MOLINO</i>	19
6.1.1 Cantidad de Material a Moler	19
6.1.2 Capacidad de Trabajo	20
6.1.3 Numero de Bolas a Utilizar	20
6.2 <i>GENERACIÓN DEL MOVIMIENTO</i>	21
6.2.1 Requerimiento De Potencia	21
6.2.2 Reducción De Velocidad	21
6.3 <i>SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</i>	22
6.3.1 Selección del Sistema de Refrigeración	22
6.4 <i>SISTEMA PARA MANTENER LA PRESIÓN</i>	22
7 PROCESO DE DISEÑO Y SELECCIÓN	24
7.1 <i>DISEÑO DEL TAZÓN</i>	24
7.2 <i>DISEÑO DEL IMPULSOR</i>	24
7.2.1 Diseño del eje	25
7.2.2 Diseño de las paletas	26

7.3	<i>DISEÑO DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN</i>	30
7.3.1	Cálculos de transferencia de calor	30
7.3.2	Selección de los accesorios del sistema de refrigeración	36
7.4	<i>DISEÑO DE LA BASE DEL SISTEMA</i>	36
7.4.1	Análisis de resistencia a la fluencia	38
7.4.2	Análisis de Pandeo	39
7.4.3	Dimensionamiento de los tornillos para fijar la base	40
7.5	<i>SELECCIÓN DEL MOTOR</i>	44
7.6	<i>SELECCIÓN DEL ACOPLA ENTRE EL MOTOR Y EL IMPULSOR</i>	46
7.7	<i>SISTEMA PARA MANTENER LA PRESIÓN</i>	47
7.7.1	Selección del Sello del Eje	47
7.7.2	Selección de los sellos de la tapa	47
8	PROTOTIPO VIRTUAL DEL MOLINO	48
9	ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS	50
9.1	<i>ANÁLISIS DE LA BASE</i>	50
9.2	<i>ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA EL SISTEMA</i>	52
10	CONCLUSIONES	55
	<i>BIBLIOGRAFIA</i>	56
	ANEXOS	58

LISTA DE FIGURAS

	pag.
Figura 1. Cámara de Molienda.	23
Figura 2. Tazón	24
Figura 3. a) Paleta, b) Paleta inferior, c) Impulsor, d) Vista explosionada	25
Figura 4. Paleta cargada a flexión	26
Figura 5. Cámara de refrigeración	30
Figura 6. Esquema camara de refrigeración	31
Figura 7. Circuito Térmico	32
Figura 8. Resistencia por Conducción	32
Figura 9. Resistencia por Convección	32
Figura 10. Anulo	33
Figura 11. Esquema del fondo del tazón	35
Figura 12. Base del Molino	37
Figura 13. Viga en I	37
Figura 14. Diagramas de cuerpo libre de la viga	38
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de la base	40
Figura 16. Unión roscada	41
Figura 17. Resultados de la utilización del Software	45
Figura 18. Sello Mecánico Seleccionado	47
Figura 19. Prototipo Virtual	48
Figura 20. Vista Explosionada del molino	49
Figura 21. Análisis de Esfuerzos de la Base	50
Figura 22. Análisis de Esfuerzos de la Estructura que Soporta el Sistema	52

LISTA DE TABLAS

	pag.
Tabla 1. Cantidad De Bolas	21
Tabla 2. Características Molino Union Process	21
Tabla 3. Resultados de la iteración	29
Tabla 4. Parámetros seleccionados	42
Tabla 5. Tornillo Seleccionado	44
Tabla 6. Parámetros de selección	44
Tabla 7. Características del Moto-Reductor seleccionado	45
Tabla 8. Acoples tipo araña comercial	46
Tabla 9. Parámetros para el Análisis de la Base	51
Tabla 10. Principales Resultados del Análisis de la Base del molino	51
Tabla 11. Frecuencias de vibración de la base	51
Tabla 12. Parámetros para el análisis de la estructura	52
Tabla 13. Resultados del Análisis de la Estructura	53
Tabla 14. Frecuencias de vibración de la estructura	53

LISTA DE ANEXOS

	pag.
Anexo 1: Lista de partes del explosionado del molino Atritor	59
Anexo 2: Explosionado del molino Atritor	60
Anexo 3: Isométrico del molino Atritor	61
Anexo 4: Vista superior molino Atritor	62
Anexo 5: Vista frontal molino Atritor	63
Anexo 6: Vista lateral derecha del molino Atritor	64
Anexo 7: Mesa de soporte del molino Atritor	65
Anexo 8: Tanque de refrigeración molino Atritor	66
Anexo 9: Base de soporte del molino Atritor	67
Anexo 10: Lamina porta cámara de refrigeración	68
Anexo 11: Cámara de refrigeración	69
Anexo 12: Tazón contenedor	70
Anexo 13: Tapa tazón contenedor	71
Anexo 14: Explosionado del impulsor	72
Anexo 15: Impulsor	73
Anexo 16: Eje del impulsor	74
Anexo 17: Paleta inferior del impulsor	75
Anexo 18: Paleta cilíndrica	76

RESUMEN

En este trabajo se realizó el diseño de un molino de bolas tipo Atritor para la producción de materiales compuestos mediante la técnica de aleación mecánica. Se tuvo en cuenta especificaciones iniciales para el diseño como: volumen de trabajo de 2 litros, velocidad de rotación del impulsor 500 rpm, generación de vacío en el recipiente contenedor y condiciones apropiadas para obtener una atmósfera controlada para la incorporación de gases durante la molienda. Con base en estas especificaciones se obtuvo el diseño conceptual de dicho molino.

En el documento se presenta el diseño detallado del tazón contenedor, el impulsor, cámara de refrigeración, base de soporte del sistema, como también la selección de los componentes comerciales requeridos, como lo fue el motor, los sellos, los acoples, etc.. Para todas las fases del diseño se aplicaron herramientas computacionales; en el modelado paramétrico de todos los componentes se utilizó Solid Edge versión 14, para el análisis cinemático se utilizó *Dynamic Designer* y en el análisis estructural el software basado en la teoría de elementos finitos Algor.

La importancia de este proyecto radica en presentar como producto final el diseño de un molino de bolas para la producción de aleaciones mecánicas con tecnología y diseño local y con bajos costos de presupuesto para su construcción, en comparación con las alternativas de molinos importados. Este molino también permitirá el desarrollo y la investigación en materiales compuestos en la Universidad y la región.

INTRODUCCIÓN

Con el rápido avanzar de la tecnología, cada vez se incrementa la demanda de resistencia a la temperatura, al desgaste, rigidez y poco peso, lo cual los materiales tradicionales no están en la capacidad de suplir, creándose así la necesidad de desarrollar nuevos materiales, tema que ha llamado la atención tanto de científicos como ingenieros, quienes han descubierto en la técnica de Aleación Mecánica, una forma fácil y económica, en comparación con la aleación en estado líquido, de crear nuevos y mejores materiales, utilizando la energía de impacto para realizar aleaciones en estado sólido; lo cual abre todo un horizonte a la investigación, ya que se pueden mezclar materiales con puntos de fusión muy diferentes, como es el caso del metal y los polímeros.

La aleación mecánica se lleva a cabo en molinos de alta energía, los cuales son máquinas que agitan en su interior bolas de acero o cerámica, para producir la soldadura y fractura en frío de los materiales a alear, los cuales se encuentran en forma de polvo. Hay diferentes tipos de molinos, entre los cuales se encuentran el tipo Atritor, que es el tema principal de este trabajo, en el cual se describe el procedimiento de diseño de un prototipo a escala de laboratorio, basado principalmente en un proyecto similar realizado por la Universidad de Chile y en los equipos de este tipo fabricados por la compañía Union Process de los Estados Unidos.

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El grupo de investigación Ciencia e Ingeniería de Materiales quiere aportar en la construcción del nuevo conocimiento. Este proyecto pretende aportar un equipo sencillo para la producción de materiales compuestos mediante la técnica de aleamiento mecánico, el cual es de fácil escalamiento a nivel industrial. El equipo que se diseñará es un molino de alta energía tipo Atritor a escala de laboratorio, de aproximadamente 2 litros netos de capacidad en volumen.

Las aplicaciones de los materiales en condiciones extremas hacen que las exigencias sobre las propiedades físicas, mecánicas y químicas sean cada vez mayores, son algunos ejemplos de lo que se exige a los nuevos materiales: elevada resistencia al calor, durezas mayores, alta rigidez, poco peso, mejorada resistencia a la corrosión etc. Por lo tanto el diseño, la fabricación y la estructura de estos materiales han sido objeto de investigación por numerosos grupos a nivel mundial. Dentro de las técnicas utilizadas para estos propósitos se encuentran entre otras el aleamiento mecánico, procesos de inoculación de nanopartículas en estado líquido y pastoso, crecimiento de películas delgadas de materiales duros, etc.

2 JUSTIFICACIÓN

Debido a que los molinos de bolas importados poseen costos elevados, se hace necesario el diseño de un molino que su construcción pueda realizarse con tecnología propia de la región o el país. Debido a que el equipo que se pretende diseñar, puede ser la base para crear una línea de investigación en tecnología de polvos en el grupo de Ciencia e Ingeniería de Materiales de la UAO, para el desarrollo de materiales novedosos, el cual puede beneficiar a la comunidad tanto local como nacional, por que cualquier esfuerzo por minimizar el desgaste de los materiales, aumentar su resistencia mecánica y su resistencia a la corrosión es de indiscutible importancia para todos los sectores.

3 OBJETIVOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar un molino tipo Atritor a escala de laboratorio

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la capacidad del molino
 - Determinar la cantidad de material a moler
 - Determinar el tamaño y número de bolas a emplear
- Diseñar el tazón
- Diseñar el sistema de refrigeración
 - Seleccionar los accesorios del sistema
 - Diseñar la cámara de refrigeración
- Diseñar el impulsor
- Seleccionar el motor a utilizar
- Diseñar el sistema para mantener el vacío
 - Seleccionar el sello del eje
 - Seleccionar el acople entre el motor y el impulsor
 - Seleccionar los sellos herméticos
- Seleccionar el sistema para controlar la velocidad del motor
- Seleccionar los materiales para la construcción de las piezas diseñadas
- Realizar un modelo virtual del molino utilizando el software Solid Edge u otros que sirvan para la aplicación
- Realizar el análisis por elementos finitos de los principales componentes del molino.

4 ALEACIÓN MECÁNICA

La aleación mecánica es un proceso que involucra la repetida deformación, fractura y soldadura continua de partículas al estar sujetas a una molienda constante, además de que por esta técnica se obtienen aleaciones en el estado sólido. El aleado mecánico es una técnica novedosa con lo cual se obtienen materiales avanzados con propiedades inusuales, debido al enfriamiento micro estructural a que son llevados los polvos de elementos metálicos, no metálicos o compuestos, en la cual ocurre una combinación atómica hasta obtener una aleación verdadera de los compuestos.

Desarrollo

El proceso de aleado mecánico fue desarrollado alrededor de 1966 por el laboratorio de investigaciones **INCO's Paul D. Merica**^[1] buscando producir una dispersión de óxidos en superaleaciones base hierro y níquel con el fin de aumentar su resistencia mecánica a altas temperaturas. Se han obtenido aleaciones de base aluminio, titanio, silicio, molibdeno, níquel entre otros; incluyendo los íter metálicos del sistema Ni – Al, así como en sistemas binarios Al-Zr, Fe-Al o en sistemas ternarios Al-Ti-Co. El aleado mecánico es un método para fabricar aleaciones con un tamaño de grano nanométrico.

Ventajas

La fabricación de las aleaciones por aleado mecánico tiene ventajas importantes sobre otros métodos o procesos como son:

- La molienda permite obtener una aleación a niveles atómicos, debido al fenómeno de difusión.
- Se obtienen aleaciones con una baja contaminación de oxígeno y de hierro.

¹ MAN, O. Lilo. Mechanical Alloying. Londres : Kluwer Academic Publishers, 1998. P 1.

- Se obtiene un producto con tamaño de grano nanométrico que beneficia al proceso de sinterización.
- Se forman por energía mecánica, por lo tanto su mezcla no tiene problemas de diferencia en densidad o temperaturas de fusión, tal como sucede en la fusión.
- No se presentan segregaciones microscópicas de elementos o fases.

Procedimiento

El aleado mecánico es la formación de aleaciones mediante el uso de una fuerza externa, es decir la combinación a nivel atómico de dos o más metales sólidos, se realiza por la acción de una fuerza compresiva; a diferencia del aleado convencional que se realiza mediante la mezcla de los metales fundiendo en un crisol.

En la práctica, el aleado mecánico se consigue mezclando polvos muy finos de diferentes metales. La mezcla es introducida en un molino de alta energía, donde las partículas de polvo se comprimen unas con otras, hasta que prácticamente se sueldan, obteniendo una combinación a escala atómica. El polvo aleado mecánicamente, puede entonces ser moldeado y tratado térmicamente para producir piezas útiles, o bien, puede ser usado como recubrimiento, catalizador o conductor.

Cabe destacar que este proceso requiere de equipos e instalaciones de menor costo que una fundición y como no es necesaria la utilización de altas temperaturas, es más seguro y menos contaminante, aunque esté limitado a producción de bajos volúmenes.

5 EQUIPOS EXPERIMENTALES

5.1 MOLINOS DE BOLAS

Un molino de bolas consiste básicamente en una jarra o tazón contenedor, un eje con paletas y bolas de acero o cerámica. La aleación mecánica con molinos de bolas utiliza la alta energía de las colisiones que sufren las bolas ya sea contra el recipiente que las contiene o entre ellas mismas, como el aporte necesario para consolidar la aleación o producir una reacción.

Los tipos de molinos de bolas de alta energía que actualmente existen son:

Molino de bolas tipo Planetario.

Molino de bolas Vibratorio.

Molino de bolas Atritor – vertical y horizontal.

A continuación se describe brevemente cada tipo:

5.1.1 Molino De Bolas Planetario: consiste en un disco rotatorio y dos o cuatro tazones, el molino de bolas planetario debe su nombre al parecido que tiene el movimiento de sus tazones con el movimiento de los planetas alrededor del sol. Los tazones están soportados por el disco rotatorio y un mecanismo especial hace que ellos giren alrededor de sus propios ejes. Los tazones y el disco giran en direcciones opuestas, entonces la fuerza centrífuga ocasionada por este movimiento hace que las bolas contenidas en los tazones rueden alrededor de sus paredes, entrando en contacto con el material a moler. Este molino se caracteriza por tener alta energía de impacto, tiempos de molienda cortos debido a la alta frecuencia de impacto lo cual causa un incremento rápido de temperatura.

5.1.2 Molino de Bolas Vibratorio: Estos molinos tienen la capacidad de moler alrededor de 10-20 g de polvo, son utilizados especialmente para propósitos de investigación, comúnmente consta de un tazón. Su funcionamiento consiste en agitar la

carga de polvos y bolas en tres direcciones mutuamente perpendiculares a aproximadamente 1200 rpm.

5.1.3 Molino de Bolas Atritor: Los hay de dos tipos, el horizontal, el cual consiste en un rotor dispuesto de forma horizontal el cual gira a altas velocidades, sus principales ventajas es que permite lograr extremadamente alta energía y la utilización de atmósfera controlada.

El segundo es el molino de bolas Atritor vertical, el cual es en el que se diseño

El molino de bolas tipo Atritor vertical consta básicamente de lo siguiente:

Motor.

Impulsor.

Contenedor.

Cámara de refrigeración.

Base de soporte.

El motor proporciona el movimiento para hacer girar el impulsor, el que al rotar a alta velocidad choca con las bolas de acero y la mezcla de polvo presentes en el contenedor, teniendo lugar la aleación mecánica debido a la alta energía de impacto.

6 DETERMINACIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS

6.1 CAPACIDAD DEL MOLINO

Cuando se requiere realizar el análisis micro estructural de un material unos pocos gramos bastan para tal propósito, si además se desea hacer pruebas mecánicas, como es el caso del material que se procesara en este molino, se necesita de una cantidad mucho mayor con el fin de fabricar varias probetas para los ensayos.

6.1.1 Cantidad de Material a Moler: De acuerdo a lo mencionado anteriormente se ha considerado que **1Kg** de polvos elementales es la cantidad adecuada para tal propósito.

Las relaciones entre bolas y polvo mas usadas son 10:1 y 20:1 ^[2]. Se utilizará la relación de 10:1, con el fin de evitar incrementos elevados de temperatura; ya que a mayor numero de bolas mayor número de colisiones lo cual resulta en un incremento de temperatura en el interior del molino. De acuerdo con la relación seleccionada la masa del conjunto de bolas a utilizar es la siguiente:

$$\frac{\text{Masa de Bolas}}{\text{Masa de Polvo}} = \frac{10}{1}$$

$$\text{Masa de Bolas} = 10 * \text{Masa de Polvo} = 10 * 1\text{Kg}$$

$$\text{Masa de Bolas} = 10\text{Kg}$$

² MAN, O. Lili. Mechanical Alloying. Londres : Kluwer Academic Publishers, 1998. P 25.

6.1.2 Capacidad de Trabajo: Al empaquetar esferas se puede observar espacios entre ellas, este espacio es aproximadamente el 36% del volumen total ocupado. Para la molienda se utilizaran bolas de acero de ser posible del mismo material del tazón (Acero inoxidable AISI 420) para evitar contaminación.

El volumen real de acero que representan 10 Kg de bolas se determinó utilizando la siguiente ecuación

$$V_{REAL} = \frac{M_{BOLAS}}{\delta_{ACERO}}; \text{ Donde } \delta_{ACERO} = 7770 \text{ Kg/m}^3 \text{ (Acero inoxidable AISI 410)}$$

$$V_{REAL} = 0.62V_{APARENTE}$$

El volumen aparente que ocupan las esferas es

$$V_{APARENTE} = \frac{V_{REAL}}{0.62} = \frac{M_{BOLAS}}{0.62 \delta_{ACERO}} = \frac{10 \text{ Kg}}{0.62 * 7770 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 2.01 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \approx 2 \text{ Lt}$$

El volumen aparente es la capacidad mínima que debe tener el tazón para contener la masa total de bolas, a este volumen se le llama **Capacidad de Trabajo** que para este caso es de **2 Lt**.

6.1.3 Numero de Bolas a Utilizar: el número y el tamaño de bolas a emplear se determina de acuerdo a la capacidad de trabajo del tazón; los tamaños de bolas más utilizados se encuentran entre 10 y 40 mm, para favorecer la fractura, soldadura de los polvos y evitar que existan espacios en los que las bolas no puedan ingresar es recomendable utilizar bolas de diferentes diámetros^[3].

Se determinó que se van a utilizar bolas con dimensiones de 5, 10, 20 y 30 mm de diámetro, las cantidades se muestran a continuación.

³ MAN, O. Lilu. Mechanical Alloying. Londres: Kluwer Academic Publishers, 1998. P 13.

Tabla 1. Cantidad De Bolas

capacidad (ml)			
2000			
Tamaño (mm)	% Capacidad	# Bolas	Masa (Kg)
5	0,31	620	0,315298
10	0,2	400	1,627345
20	0,053	106	3,449971
30	0,021	42	4,613523
TOTAL		1168	10,00614

6.2 GENERACIÓN DEL MOVIMIENTO

6.2.1 Requerimiento De Potencia: el movimiento del impulsor será proporcionado por un motor eléctrico, la potencia que debe tener este motor es de 2 HP, esta se determino utilizando una relación de 1 HP por cada litro de capacidad de trabajo, la relación se estableció basándonos en un molino de capacidad similar; que es construido y comercializado por la Compañía Union Porcess de los Estados Unidos; esta compañía es la de mayor reconocimiento a nivel mundial en cuanto a diseño y construcción de molinos Attritor para diferentes aplicaciones.

Tabla 2. Características Molino Union Process

Capacidad del tazón (gal/lit)	1.5/5.7
Capacidad de trabajo (gal/lit)	0.8/3
HP para Aleación Mecánica	3

Fuente: Equipment. Download the circulation Attritors PDF. [en línea] Ohio: Union Process, 2004. [citado 27 de octubre de 2004]. Disponible en Internet: [http:// www.unionprocess.com](http://www.unionprocess.com).

6.2.2 Reducción De Velocidad: el tiempo de molienda depende de la velocidad a la que se realice el proceso, ya que un aumento en la velocidad de rotación del impulsor significa un incremento en la energía de impacto, lo cual acelera las transformaciones micro estructurales, pero una elevada velocidad de rotación genera un incremento de temperatura. De acuerdo a lo anterior se determino que la máxima velocidad a la que va a rotar el impulsor es de **500 rpm**, ya que esta es la más comúnmente utilizada en procesos de investigación a nivel de laboratorio.

Debido a que los motores de 2HP tienen velocidades nominales de rotación mayores a 500 rpm se hace necesario la utilización de un reductor de velocidad

6.3 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

6.3.1 Selección del Sistema de Refrigeración: Durante el proceso de aleación mecánica se presentan incrementos de temperatura entre 100 y 200 °C en el interior del tazón^[4], lo cual hace necesario refrigerar.

En un molino Atritor vertical el tazón permanece estacionario, lo cual es una ventaja ya que se puede enfriar fácilmente mediante la circulación de agua.

Se determinó que el fluido a utilizar como refrigerante es agua, el cual se hará recircular mediante una bomba centrífuga, que va a estar alimentada de un tanque, en donde se cierra el ciclo; el incremento de temperatura del agua de refrigeración está entre 2 y 4 °C^[5] por lo cual no se ha considerado necesario emplear ningún dispositivo para extraerle el calor.

6.4 SISTEMA PARA MANTENER LA PRESIÓN

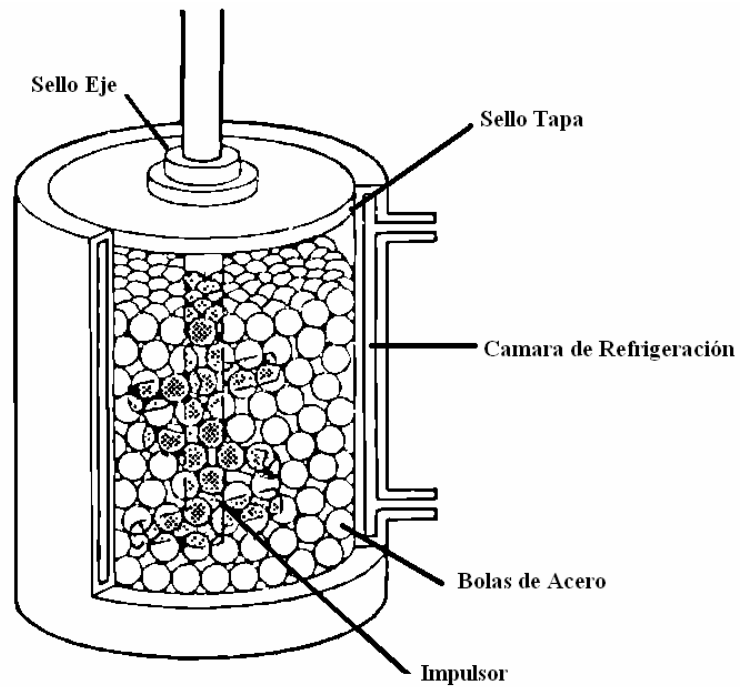
El proceso de aleación mecánica se lleva a cabo en una atmósfera inerte, la cual es generada por un gas, comúnmente Argón; además cuando se procesan materiales muy corrosivos, se debe generar además de la atmósfera, vacío, antes de empezar la molienda; debido a esto el tazón debe estar en la capacidad de permanecer sellado, con el fin de que no se escape el gas y evitar que el aire ingrese al tazón, para tal efecto se requieren sellos en la tapa del tazón, tanto en el área de contacto con la cámara de refrigeración, como en el agujero para el eje del impulsor, como se puede observar en la

⁴ MAN, O. Lili. Mechanical Alloying. Londres : Kluwer Academic Publishers, 1998. P 19.

⁵ ENTREVISTA con Rodrigo Palma, Investigador de la Universidad de Chile. Santiago de Chile 16 de octubre de 2004.

figura 1, donde se muestran los componentes de la cámara de molienda de un molino atritor.

Figura 1. Cámara de Molienda.



Fuente: Suryanarayana, C. Mechanical Alloying And Milling. USA : Elsevier Science Ltd, 2001. P 18.

7 PROCESO DE DISEÑO Y SELECCIÓN

7.1 DISEÑO DEL TAZÓN

La capacidad total del tazón es el volumen de trabajo mas un espacio adicional, el cual se requiere para evitar la excesiva fricción. La capacidad total del tanque es dos veces el volumen de trabajo, esta relación se determinó con base en las características presentadas en la Tabla 2; de acuerdo a lo anterior la capacidad total del tazón es de **4 Lt**. El tazón debe ser construido en acero AISI 420, este se seleccionó debido a su alta resistencia al desgaste. El tazón consiste básicamente de un cilindro de 13 cm de diámetro y 30 cm de altura, redondeado en el fondo con el propósito de evitar esquinas donde se acumule material.

Figura 2. Tazón

	Pieza: Tazón Contenedor
	Material: Acero AISI 420
	Masa: 19,7 Kg.
	Capacidad: 4 Lt

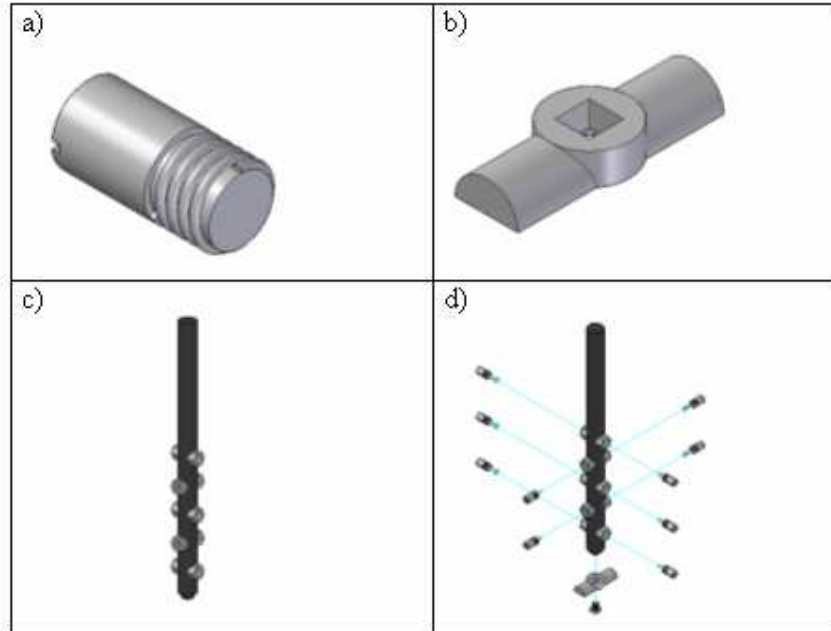
7.2 DISEÑO DEL IMPULSOR

El impulsor tiene la función de transmitirle energía cinética a las bolas, debe ser del mismo material del tazón con el fin de evitar contaminación del polvo procesado^[6].

El impulsor consta de 11 paletas atornilladas a un eje de 25 mm de diámetro, de las cuales 10 de estas tienen la misma forma, como se muestra en la figura 3(a), la paleta restante es de forma diferente con el fin de lograr el acercamiento máximo al fondo del tazón para evitar acumulación de material y bolas, ver figura 3(b), las paletas son removibles para facilitar su mantenimiento.

⁶ MAN, O. Lilu. Mechanical Alloying. Londres : Kluwer Academic Publishers, 1998. P 13.

Figura 3. a) Paleta, b) Paleta inferior, c) Impulsor, d) Vista explosionada



7.2.1 Diseño del eje: Al eje están soldadas las tuercas donde se atornillan las Paletas cilíndricas, las cuales al entrar en contacto con los elementos molidores y el polvo hacen que el eje este sometido a torsión pura. A continuación se muestran los cálculos realizados para determinar el diámetro mínimo de eje requerido para transmitir el torque del motor al contenido del tazón.

El esfuerzo cortante máximo esta dado por:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} < \tau_{adm}$$

Utilizando el valor de la potencia del motor y la velocidad angular a la salida del reductor se determino el torque.

$$P = 2HP = 1500 \text{ w}$$

$$\omega = 500\text{rpm} = 52 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{1500}{52} = 29 \text{ N.m}$$

El esfuerzo admisible se calculó para un factor de seguridad $F.S = 2$. El límite elástico a la tensión para el acero inoxidable de la serie 420 es $S_y = 345 \text{ MPa}$

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2F.S} = \frac{345}{2*2} = 86.25 \text{ MPa}$$

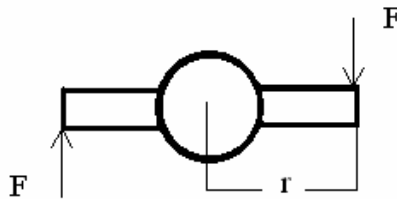
El valor mínimo que debe tener el diámetro del eje se obtuvo de la siguiente ecuación:

$$d > \left[\frac{16T}{\pi\tau_{adm}} \right]^{1/3} > \left[\frac{16*29}{\pi*86.25} \right]^{1/3} > 0.0119m$$

Para que el eje pueda soportar las condiciones de torsión **$d > 12\text{mm}$** .

7.2.2 Diseño de las paletas: Las paletas se diseñaron bajo los criterios de fatiga que aparecen en el capítulo 6 del libro Diseño de maquinas ^[7], para el análisis se considero la paleta como una viga empotrada en un extremo, sometida a flexión.

Figura 4. Paleta cargada a flexión



El diseño se realizó considerando el peor de los casos, el cual sería que el material a agitar ejerciera un torque igual al del motor, y que este lo soportará solo una de las paletas del impulsor.

$$r = 325 \text{ mm} = 0.0325 \text{ m}$$

$$d = 10 \text{ mm} = 0.01 \text{ m}$$

$$L = 0.02 \text{ m}$$

$$T = 29 \text{ N.m}$$

⁷ NORTON, R. Diseño de Maquinas. México: Prentice Hall, 1999. P 345-408.

1) calculo de la fuerza que debe soportar la paleta

$$F_{Max} = \frac{T}{r} = \frac{29}{0.0325} = 892 N$$

Las paletas deben ser fabricadas de acero inoxidable de la serie AISI 420 para el cual

$$S_y = 345MPa$$

$$S_{ut} = 655MPa$$

2) Calculo de la fuerza media, que para este caso es igual a la alterna, ya que la fuerza mínima es cero.

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{892}{2} = 446N$$

$$F_a = F_m = 446N$$

$$M_m = M_a = F_m * L = 446 * 0.02 = 8.92N.m$$

$$M_{Max} = F_{Max} * L = 892 * 0.02 = 18N.m$$

3) Ahora se requiere determinar el valor de la inercia para calcular los esfuerzos

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = \frac{\pi * (0.01)^4}{64} = 4.9x10^{-10} m^4$$

$$C = \frac{d}{2} = \frac{0.01}{2} = 5x10^{-3} m$$

$$\sigma_{a \text{ nom}} = \sigma_m = \frac{M_a C}{I} = \frac{8.92 * 5x10^{-3}}{4.9x10^{-10}} = 91MPa$$

$$\sigma_{Max \text{ nom}} = \frac{M_{Max} C}{I} = \frac{18 * 5x10^{-3}}{4.9x10^{-10}} = 184MPa$$

4) Calculo de los factores concentradores de esfuerzos. Considerando que la paleta esta roscada en uno de sus extremos, el factor de concentración de esfuerzo por filete para roscas cortadas es:

$$K_f = 2.8$$

Con este valor se determino el factor de concentración de esfuerzos en el filete de la rosca.

$$\text{Si } K_f * \sigma_{Max} > S_y \text{ Entonces } K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_a}{\sigma_m}$$

$$2.8 * 184 = 512.2 MPa > 345 MPa$$

$$K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_a}{\sigma_m} = \frac{345 - 2.8 * 91}{91} = 0.99$$

5) El factor K_{fm} se utilizo para calcular el esfuerzo medio y alternante en el filete de la rosca

$$\sigma_a = k_f \sigma_{a \text{ nom}} = 2.8 * 91 = 255 MPa$$

$$\sigma_m = k_{fm} \sigma_{m \text{ nom}} = 0.99 * 91 = 90 MPa$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + \sigma_{ya}^2 - \sigma_{xa} \sigma_{ya} + 3\tau_{xya}^2} = \sqrt{255^2 + 0 - 255(0) + 3(0)} = 255 MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + \sigma_{ym}^2 - \sigma_{xm} \sigma_{ym} + 3\tau_{xym}^2} = \sqrt{90^2 + 0 - 90(0) + 3(0)} = 90 MPa$$

6) El limite de resistencia a la fatiga para el acero esta dado por

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 655 = 328 MPa \text{ [8]}$$

7) Por ultimo se determinaron los factores de reducción de resistencia.

Factor de tamaño: Para $8mm < d < 250mm$

$$C_{tamaño} = 1.189 d^{-0.097} = 1.189 (0.01)^{-0.097} = 1.86$$

Factor de carga: para cargas a flexión

$$C_{carga} = 1$$

⁸ NORTON, R. Diseño de Maquinas. México: Prentice Hall, 1999. P 997.

Factor de superficie: para piezas con acabados por maquinado

$$C_{\text{superficie}} = 0.76$$

Factor de temperatura: para $T < 450 \text{ C}$

$$C_{\text{temperatura}} = 1$$

Factor de confiabilidad: para una confiabilidad del 99.9 %

$$C_{\text{confiabilidad}} = 0.753$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e = C_{\text{tamaño}} C_{\text{carga}} C_{\text{superficie}} C_{\text{temperatura}} C_{\text{confiabilidad}} S_e'$$

$$S_e = 1.46 * 1 * 0.76 * 1 * 0.753 * 328 = 274 \text{ MPa}$$

8) Cálculo del Factor de seguridad para fatiga

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} = \frac{274 * 655}{255 * 655 + 90 * 274} = 0.94$$

Para el peor de los casos el factor de seguridad es de 0.94, a continuación se muestran los resultados de diferentes iteraciones realizadas en una hoja de cálculo, variando desde el peor caso, hasta el caso en que toda la carga está distribuida de manera uniforme en la totalidad de las paletas.

Tabla 3. Resultados de la iteración


# Paletas	Fuerza (N)	F.S
1	888	1
2	444	1,8
3	296	2,7
4	222	3,6
5	178	4,5
6	148	5,4
7	127	6,3
8	111	7,2
9	99	8
10	89	9
11	81	9,9
12	74	10,8

En conclusión de los anteriores cálculos se determinó que el diámetro de las paletas es 10 mm, en cuanto al diámetro del eje del impulsor, este se tomó como 25 mm con el propósito de ajustarlo a los diámetros comerciales del sello que se debe instalar en el eje para mantener la presión.

7.3 DISEÑO DE LA CÁMARA DE REFRIGERACIÓN

La cámara de refrigeración es un cilindro de 220 mm de diámetro y 330mm de altura, con dos orificios para conexión de tubería 12,7 mm (1/2 in), uno en la pared inferior y otro en la superior, que son respectivamente la entrada y salida del agua.

Figura 5. Cámara de refrigeración

	Pieza: Cámara de refrigeración
	Material: Acero Inoxidable AISI 420
	Masa: 14.7 Kg.

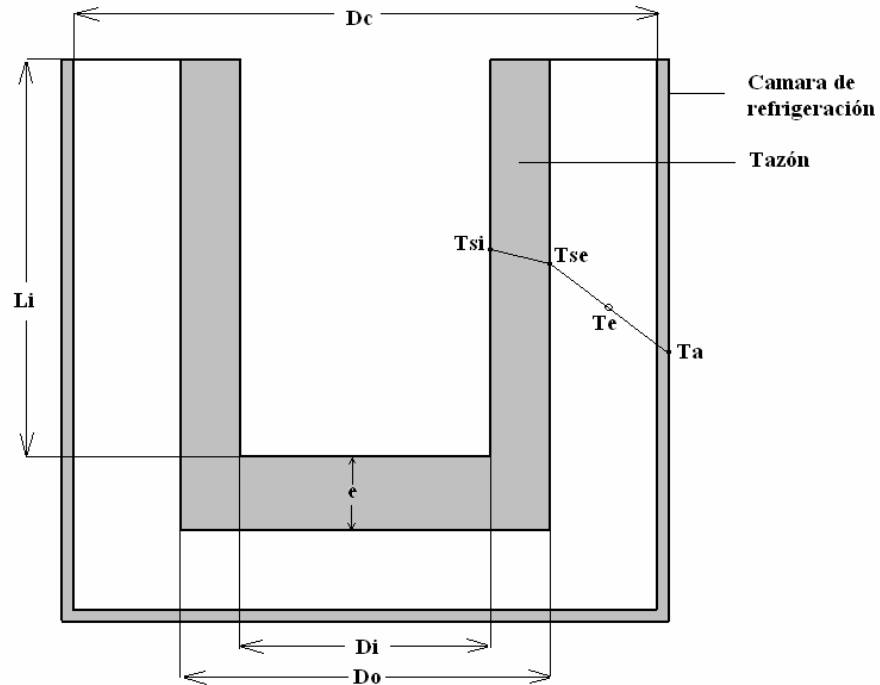
7.3.1 Cálculos de transferencia de calor: Los cálculos que se presentan a continuación se realizaron en función de un caudal de agua de **10 galones por minuto**, el cual corresponde a las bombas centrífugas de menor capacidad que se consiguen fácilmente en el mercado.

Flujo de calor a través de las paredes del Tazón

Consideraciones.

El flujo de calor es el mismo tanto a través de la superficie interior como exterior del tazón asumiendo que la pared no retiene el calor. Se conoce la temperatura en el interior del tazón, y la temperatura de la superficie de la cámara de refrigeración, se requiere determinar el flujo de calor a través de la pared del tazón para determinar si el flujo de agua es suficiente para extraer el calor, las dimensiones y temperaturas requeridas para el cálculo se muestran en la figura 6.

Figura 6. Esquema cámara de refrigeración



Se tiene que:

Longitud interna del tazón = $L_i = 0.3\text{m}$

Diámetro externo del tazón = $D_o = 0.155\text{ m}$

Diámetro interno del tazón = $D_i = 0.13\text{ m}$

Diámetro interno de la cámara = $D_c = 0.2\text{m}$

Temperatura de la superficie interior del Tazón = $T_{si} = 225\text{ }^\circ\text{C}$

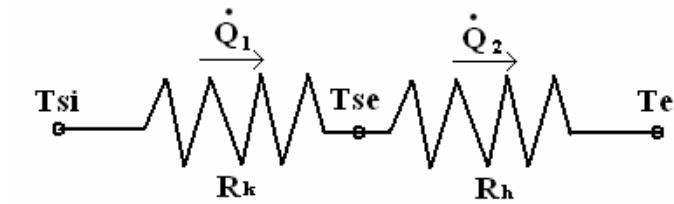
Temperatura promedio en el agua = $T_e = 22\text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura ambiente = $T_a = 25\text{ }^\circ\text{C}$

Espesor del Tazón = $e = 0.0127\text{m}$

Para calcular el flujo de calor se debe conocer la temperatura de la superficie exterior del tazón, para lo cual se necesitó de dos ecuaciones, las cuales se determinaron como lo ilustra la figura 7.

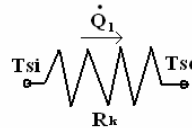
Figura 7. Circuito Térmico



Se plantearon dos ecuaciones para determinar el flujo de calor, una desde el interior hasta el exterior de la pared del tazón \dot{Q}_1 , y otra entre la superficie exterior del tazón y el agua de refrigeración de la cámara \dot{Q}_2

Ecuación 1

Figura 8. Resistencia por Conducción

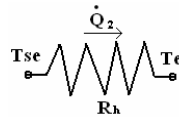


En la pared del tazón se presenta transferencia de calor por conducción, la ecuación de transferencia de calor a través de superficies cilíndricas ^[9] esta dada por:

$$\dot{Q}_1 = \frac{2\pi K_m L_i}{Ln(r_o - r_i)} (T_{si} - T_{se}) \text{ Donde } K_m = \text{Conductividad térmica del material de la pared}$$

Ecuación 2

Figura 9. Resistencia por Convección



La transferencia de calor entre la superficie exterior del tazón y el agua en movimiento es del tipo convectivo, el cual esta definido por la siguiente ecuación:

⁹ Mills, A. Transferencia de calor. España: Irwin, 1995. P 71.

$$\dot{Q}_2 = h_c A (T_{se} - T_e)$$

Donde

h_c = Coeficiente convectivo del fluido en movimiento

A = Área en contacto con el fluido.

De acuerdo a las consideraciones ya mencionadas anteriormente tenemos que $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$, igualdad de la cual se despeja la temperatura de la superficie exterior del tazón.

$$\frac{2\pi K_m L_i}{\underbrace{\text{Ln}(r_0 - r_i)}_{C_1}} (T_{si} - T_{se}) = \underbrace{h_c A}_{C_2} (T_{se} - T_e)$$

$$T_{se} = \frac{C_1 T_{si} + C_2 T_e}{C_1 + C_2}$$

$$K_m = 26 \frac{W}{M^{\circ}C}, \text{ Conductividad térmica del acero a } 225^{\circ}C \text{ [10]}$$

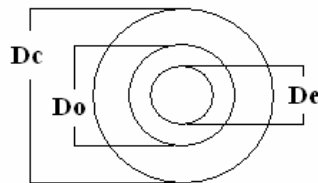
$$C_1 = \frac{2\pi K_m L_i}{\text{Ln}(r_0 - r_i)} = \frac{2\pi * 26 * 0.3}{\text{Ln}\left(\frac{0.0775}{0.065}\right)} = 279 \frac{W}{^{\circ}C}$$

El área en contacto con el agua es la superficie exterior del Tazón

$$A = \pi D_o L_i = \pi * 0.155 * 0.3 = 0.146 m^2$$

Para hallar el coeficiente de transferencia de calor por convección se consideró la superficie entre el tazón y la cámara como un anulo, por lo cual para analizar el comportamiento del fluido en su interior se calculo un diámetro equivalente ^[11] y se realizaron los cálculos como si fuera un tubo de sección circular.

Figura 10. Anulo



¹⁰ MILLS, A. Transferencia de calor. España: Irwin, 1995. P 905.

$$D_e = \frac{D_c^2 - D_o^2}{D_c} = \frac{(0.205)^2 - (0.155)^2}{0.205} = 0.0878m$$

Con el anterior valor se calculó el número de Reynolds para determinar el tipo de flujo

$$R_e = \frac{VD}{\nu}$$

Donde

D = Diámetro de la tubería = $D_e = 0.0878m$

ν = Viscosidad cinemática del fluido = $\nu_{agua@22^\circ C} = 0.97 \times 10^{-6} m^2/s$

V = Velocidad del fluido (m/s)

La velocidad del fluido se calculó utilizando el caudal de la bomba

$$C_{Bomba} = 10 \frac{G}{\text{min}} = 6.31 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$A_{Tuberia} = \frac{\pi}{4} D_e^2 = \frac{\pi}{4} (0.0878)^2 = 6 \times 10^{-3} m^2$$

$$V = \frac{C_{Bomba}}{A_{Tuberia}} = \frac{6.31 \times 10^{-4}}{6 \times 10^{-3}} = 0.105 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{0.105 * 0.0878}{0.97 \times 10^{-6}} = 9.5 \times 10^{-9} < 2300$$

Para un número de Reynolds < 2300 el flujo se considera laminar, de acuerdo a esto y asumiendo que la temperatura en la superficie exterior del tazón es uniforme el coeficiente de transferencia de calor por convección ^[12] esta en función de:

$$K = \text{Conductividad térmica del fluido} = K_{agua@22^\circ C} = 0.602 \frac{W}{m^\circ C}$$

D = Diámetro de la tubería = $D_e = 0.0878m$

$$h_c = 3.66 \frac{K}{D} = 3.66 * \frac{0.602}{0.0878} = 25 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Se reemplazaron los valores calculados para obtener C_2 .

$$C_2 = h_c A = 25 * 0.14 = 3.5 \frac{W}{^\circ C}$$

¹¹ KERN, D. Procesos de Transferencia de Calor. México: Compañía editorial Continental, 1976. P 133-135.

¹² MILLS, A. Transferencia de calor. España: Irwin, 1995. P 18-19.

La temperatura de la superficie exterior del tazón es

$$T_{se} = \frac{C_1 T_{si} + C_2 T_e}{C_1 + C_2} = \frac{279 * 225 + 3.5 * 25}{279 + 3.5} = 222.5^\circ C$$

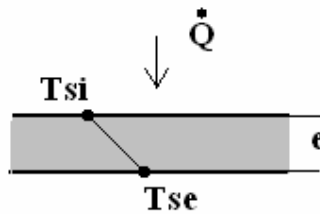
Por ultimo se calculo el flujo de calor a través de las paredes del tazón

$$\dot{Q} = \frac{2\pi K_m L_i}{\ln(r_o - r_i)} (T_{si} - T_{se}) = h_c A (T_{se} - T_e) = 25 * 0.14 * (222.5 - 25) = 691W$$

Flujo de calor a través del fondo del tazón

Considerando el fondo del tazón como una superficie plana y que la temperatura tanto en el interior como en el exterior es uniforme, se calculo el flujo de calor como se muestra a continuación.

Figura 11. Esquema del fondo del tazón



$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi * (0.13)^2}{4} = 0.0132m^2$$

$$\dot{Q} = \frac{K_m A}{e} (T_{si} - T_{se}) = \frac{26 * 0.0132}{0.0127} * (225 - 222.5) = 67.56W$$

El flujo total de calor a través de la superficie del tazón es

$$\dot{Q}_{TOTAL} = \dot{Q}_{paredes} + \dot{Q}_{fondo} = 691 + 67.56 = 759W$$

El calor que puede extraer el agua que circula por la cámara se calculo asi

$$\dot{m} = \text{Flujo de agua} = 10 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} = 0.63 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$C_p = \text{Calor específico del agua a } 22 \text{ } ^\circ\text{C} = 4181 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

Como ya se mencionó en la Sección 6.3.1 el incremento de temperatura que sufre el agua en el paso por la cámara esta entre 2 y 4 °C.

$$\Delta T = 2^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p \Delta T = 0.63 * 4181 * (2) = 5268\text{W}$$

En conclusión el agua de refrigeración esta en la capacidad de extraer aproximadamente 7 veces el calor que fluye del interior del tazón.

7.3.2 Selección de los accesorios del sistema de refrigeración: Se determino que el tanque será un cubo con lados 0.27m que corresponde a una capacidad de 20 L; debido a que el incremento de temperatura en el agua es pequeño, no será necesario utilizar ventiladores u otro accesorio para extraer el calor.

La cámara de refrigeración estará conectada a la bomba y el tanque mediante mangueras de 12.7 mm (1/2in) de diámetro nominal, las cuales tendrán en los extremos de la cámara acoples rápidos, para facilitar la conexión y desconexión.

7.4 DISEÑO DE LA BASE DEL SISTEMA

La base será la encargada de sostener la mayoría de los componentes del sistema excepto la bomba y el tanque; estará compuesta de un tramo de 50 cm de perfil en I, tubos de sección cuadrada con lados de 60 mm y laminas de 9 mm de espesor, todos estos de acero estructural ASTM A-36.

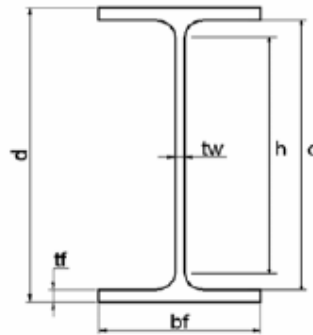
Figura 12. Base del Molino

	Pieza: Base
	Material: Acero ASTM A-36
	Masa: 67 Kg.

Calculo del perfil en I

Se selecciono de la tabla 6: “Vigas I livianas de alas paralelas – IPE” de un catalogo comercial ^[13], la viga de referencia IPE 300 con las siguientes características.

Figura 13. Viga en I



Donde:

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

$$C = 278,6$$

$$t_f = 10,7 \text{ mm}$$

$$b_f = 150 \text{ mm}$$

$$t_w = 7,10 \text{ mm}$$

$$S_y = 80,5 \text{ cm}^3$$

$$h = 248,6$$

$$r_y = 3,35 \text{ cm.}$$

$$A = 53,8 \text{ cm}^2$$

¹³ Productos. Perfiles. Vigas en I. [en línea] Medellín: Ferrasa, 2004. [citado 26 de Noviembre de 2004].

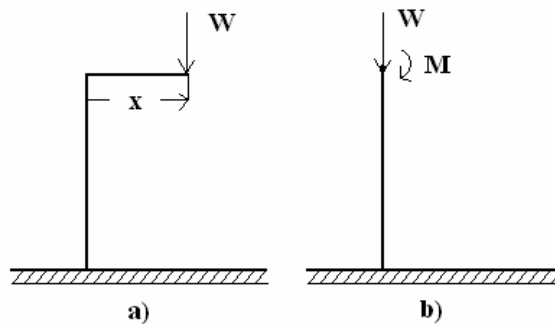
Disponible en Internet: <http://www.ferrasa.com.co>.

7.4.1 Análisis de resistencia a la fluencia: Primero se determinó la carga que va a soportar la base

Bolas y polvo	11
Motor y reductor	22
Tazón	18
Cámara	14.744
Tapa	1.211
Impulsor	2
Agua de refrigeración	8
Accesorios (20 %)	15.4
Total (Kg.)	92

El peso de los componentes del sistema esta ubicado en la misma línea de acción, así que se representó como una sola carga W ubicada en la parte superior de la viga a una distancia $x = 0.22m$, lo cual causa un momento flector, como se muestra en la figura 15.

Figura 14. Diagramas de cuerpo libre de la viga



Entonces

$$W = mg = 92 * 9.8 = 902N$$

$$M = xW = 0.22 * 902 = 198Nm$$

El limite de fluencia del acero ASTM A-36 es $S_y = 250$ MPa, con este valor y considerando un factor de seguridad de 2, se hallo el esfuerzo admisible del material.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{F.S} = \frac{250}{2} = 125MPa$$

Con el valor $S_y = 80.5 \text{ cm}^3$ que corresponde a las propiedades elásticas del perfil en el mismo eje en que esta ubicada la carga, se evaluó la siguiente condición.

$$S_y \geq \frac{M}{\sigma_{adm}}$$

$$8.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \geq \frac{198}{125 \times 10^6} = 0.16 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$8.05 \times 10^{-5} \text{ m}^3 > 0.16 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Debido a que se cumple la condición se concluyo que el perfil no sufre deformación plástica con la carga aplicada.

7.4.2 Análisis de Pandeo: La viga fue analizada como una columna de carga excéntrica utilizando la formula de la secante ^[14] para determinar la carga máxima que puede soportar la viga sin curvarse.

$$\sigma_{Max} = n \sigma_{med} \left[1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{L}{2r} \sqrt{\frac{n}{E} \sigma_{med}} \right) \right]$$

Donde

$\sigma_{Max} = 250 \text{ MPa}$ (limite de fluencia del material)

$n =$ Factor de seguridad = 2

$e =$ Excentricidad de la carga = $x = 0.22 \text{ m}$

$c =$ Distancia a la fibra mas alejada de la columna = $\frac{bf}{2} = \frac{0.15}{2} = 0.075 \text{ m}$

$r =$ Radio de giro de la columna en la dirección de la carga = $r_y = 0.0335 \text{ m}$

$L =$ Longitud de la columna = 0.5 m

$E =$ Modulo de elasticidad del material de la columna = 200 GPa

$$\sigma_{med} = \text{Esfuerzo medio} = \frac{P}{A}$$

$P =$ Carga que puede soportar la columna sin pandearse

¹⁴ BICKFORD, William. Mecánica de Sólidos Conceptos y Aplicaciones. España: McGraw-Hill/Irwin, 1995. P 785-789.

$A =$ Área de la sección donde se aplica la carga

La carga estará aplicada sobre la mitad de la sección de la viga, entonces

$$A = \frac{A_{\text{Perfil}}}{2} = \frac{5.38 \times 10^{-3}}{2} = 2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Utilizando una hoja de calculo se despejo de la formula de la secante

$$\sigma_{\text{med}} = 7.94 \times 10^6 \text{ Pa}$$

La carga máxima que puede soportar la columna sin pandearse es:

$$P = \sigma_{\text{med}} * A = 7.94 \times 10^6 * 2.7 \times 10^{-3} = 21438 \text{ N}$$

Valor que es mucho mayor que el peso que soportara la columna

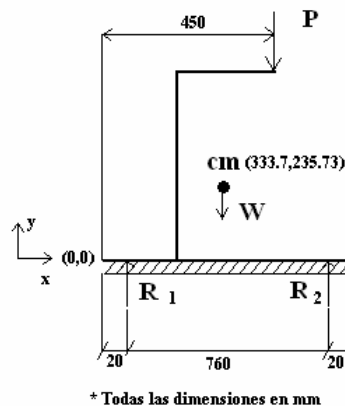
$$P > W$$

$$21438 \text{ N} > 902 \text{ N}$$

En conclusión el perfil puede soportar la carga a la que va a estar sometido sin pandearse.

7.4.3 Dimensionamiento de los tornillos para fijar la base: Primero se determinaron las reacciones en los sitios donde estarán ubicados los tornillos, considerando inicialmente que la base se fijara con dos tornillos como se ilustra en la figura 16.

Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de la base



1) Sumatoria de fuerzas respecto al eje y

$$\sum F_y = R_1 + R_2 - W - P = 0 \quad (1)$$

2) Sumatoria de Momentos respecto a R_1

$$\sum M_{R_1} = 0.76R_2 - 0.313W - 0.425P = 0$$

Despejamos R_2

$$R_2 = \frac{0.313 \cdot 661 + 0.425 \cdot 902}{0.76} = 777N$$

Reemplazando en 1, se tiene que

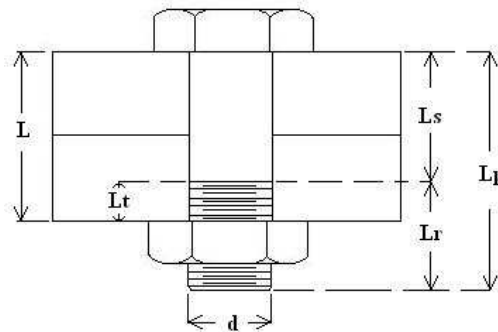
$$R_1 = 661 + 902 - 777 = 786N$$

Para dimensionar los tornillos se tomo la mayor reacción $R_1=786 N$.

Calculo del los tornillos

Los tornillos se calcularon utilizando el procedimiento de diseño de tornillos sometidos a cargas estáticas de tensión ^[15].

Figura 16. Unión roscada



El proceso que se presenta a continuación requiere de varias iteraciones para obtener los factores deseados, en este caso solo se mostrara la iteración en que se obtuvieron los mejores resultados.

¹⁵ NORTON, R. Diseño de maquinas. México: Prentice Hall, 1999. P 914-922.

El tornillo debe unir dos láminas de 9 mm cada una entonces:

$L =$ Longitud de la unión $= 0.018m$.

1) La longitud del perno es:

$$L_p = L + 0.012m = 0.018 + 0.012 = 0.03m$$

2) De las tablas 14-2 y 14-7 ^[16] se selecciono un diámetro de perno comercial y una clase

Tabla 4. Parámetros seleccionados

Diámetro nominal (d)	Tipo de rosca.	Paso (p)	Área de esfuerzo a tensión (A_t)	Clase	Carga de prueba (S_p)
10 mm	Basta	1.5 mm	58 mm ²	4.6	225 MPa

3) Se selección una precarga del 51 % de la carga de prueba

$$F_i = 0.51S_p A_t = 0.51 * 225 \times 10^6 * 5.8 \times 10^{-5} = 6655.5N$$

4) Calculo de la longitud roscada y del vástago

$$L_r = 2d + 0.006 = 2 * 0.01 + 0.006 = 0.026m$$

$$L_s = L_p - L_r = 0.03 - 0.026 = 0.004m$$

La longitud de rosca dentro de la zona de sujeción es

$$L_t = L - L_s = 0.018 - 0.004 = 0.014m$$

5) Determinación de la rigidez del perno

$E =$ Modulo de elasticidad del material del perno $= 207GPa$ (Acero)

$$A_p = \text{Área del perno} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(0.01)^2}{4} = 7.85 \times 10^{-5} m$$

$$\frac{1}{k_p} = \frac{L_t}{A_t E} + \frac{L_s}{A_p E} = \frac{0.014}{5.8 \times 10^{-5} * 207 \times 10^9} + \frac{0.004}{7.85 \times 10^{-5} * 207 * 10^9} = 1 \times 10^{-9} \frac{m}{N}$$

$$k_p = 7 \times 10^8 \frac{N}{m}$$

6) Calculo de la rigidez del material de la unión

Los valores de b y A se tomaron de la tabla 14-9a ^[17] para el acero

¹⁶ NORTON, R. Diseño de Maquinas. México: Prentice Hall, 1999. P 896-915.

$$A = 0.78715$$

$$b = 0.62873$$

$$k_m = dEAe^{b(dL)} = 0.01 * 207 \times 10^9 * 0.78715e^{0.62873(0.01*0.018)} = 16.3 \times 10^8 \frac{N}{m}$$

7) Factor de rigidez de la unión

$$C = \frac{k_p}{k_m + k_p} = \frac{7 \times 10^8}{16.3 \times 10^8 + 7 \times 10^8} = 0.3$$

8) Porción de la carga que absorbe el material y el perno

$$P = R_I = 786 \text{ N}$$

$$P_p = CP = 0.3 * 786 = 235.8 \text{ N}$$

$$P_m = (1 - C)P = (1 - 0.3) * 786 = 550 \text{ N}$$

9) Las cargas resultantes tanto en el perno como en el material una vez aplicada la precarga son

$$F_p = F_i + P_b = 6655.5 + 235.8 = 6891.3 \text{ N}$$

$$F_m = F_i - P_m = 6655.5 - 550 = 6105.5 \text{ N}$$

10) Esfuerzo máximo a tensión en el perno

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_t} = \frac{6891.3}{5.8 \times 10^{-5}} = 119 \text{ MPa}$$

11) Factor de seguridad a la fluencia

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{240 \times 10^6}{119 \times 10^6} = 2$$

12) Carga requerida para separar la unión y factor de seguridad a la separación

$$P_o = \frac{F_i}{(1 - C)} = \frac{6655.5}{(1 - 0.3)} = 9508 \text{ N}$$

$$N_{sep} = \frac{P_o}{P} = \frac{9508}{786} = 12$$

En conclusión solo dos tornillos con las características seleccionadas anteriormente, estarían en la capacidad de soportar la carga estática, pero con el fin de contrarrestar los posibles efectos de las vibraciones se considero utilizar en total cuatro tornillos ubicado

¹⁷ NORTON, R. Diseño de Maquinas. México: Prentice Hall, 1999. P 930.

cada uno a 20 mm de las esquinas de la base. Los cuatro tornillos que se utilizaran para sujetar la base tienen las siguientes características:

Tabla 5. Tornillo Seleccionado

Diámetro nominal	10 mm
Paso	1.5 mm
Tipo de rosca	Basta
Longitud	30 mm
Clase	4.6
Material	Acero de bajo o medio carbono

7.5 SELECCIÓN DEL MOTOR

Para generar el movimiento y controlar la velocidad de rotación se decidió utilizar un Moto-Reductor, el cual se selecciono utilizando el software de la compañía **NORD**^[18], la cual cuenta con representantes en la ciudad de Cali; al programa se le suministraron los siguientes parámetros:

Tabla 6. Parámetros de selección

Parámetros	Datos
Aplicación	Agitación
Tipo de fluido a agitar	Densidad variable
Horas de servicio diario	24 horas
Potencia de entrada	2 HP
Velocidad de salida del reductor	500 rpm

Para lo cual el programa seleccionador arrojó un factor de servicio de 1.5, y varias opciones de Moto-Reductores de los cuales se selecciono el motor, de corriente alterna trifásico de referencia SK02-90L/4, con reductor de engranes helicoidales y variador de frecuencia de 0 a 400 Hz, por ser el que mejor se ajusta a los parámetros de selección.

¹⁸ Productos. Helical Geared Motors [en línea] Hamburg: Nord. 2004. [citado 3 de Noviembre de 2004]. Disponible en Internet: <http://www.nord.com>.

Tabla 7. Características del Moto-Reductor seleccionado

P (HP)	Velocidad de salida (rpm)	Torqué de salida (Nm)	Masa (Kg)	Factor de servicio
2	500	28	22	1.8

Figura 17. Resultados de la utilización del Software

The screenshot shows the eNORD Selector software interface. The left panel displays the input criteria: Input HP is 2.00, Output Speed is 500 rpm, and Service Factor is 1.5. The right panel shows the results table with columns for Type, Picture, Part #, Ratio, Output Speed, SF, max. Output Torque, Input Power, Price Factor, and Page. The table lists six motor options, including Helical Unicase and Nordbloc models.

Type	Picture	Part #	Ratio	Output Speed	SF	max. Output Torque	Input Power	Price Factor*	Page
Helical Unicase		SK02-90L/4	3.89	434	1.60	292	2.00	2.08	854_855.pdf
Nordbloc		SK172-90L/4	3.90	426	1.50	292	2.00	1.91	50_55.pdf
Nordbloc		SK172-90L/4	3.37	493	1.70	257	2.00	1.91	50_55.pdf
Helical Unicase		SK02-90L/4	3.38	500	1.80	248	2.00	2.08	854_855.pdf
Nordbloc		SK172-90L/4	3.03	548	1.80	230	2.00	1.91	50_55.pdf
Helical Unicase		SK02-90L/4	2.95	568	1.80	221	2.00	2.08	854_855.pdf

Fuente: Productos. Helical Geared Motors [en línea] Hamburg: Nord. 2004. [citado 3 de Noviembre de 2004]. Disponible en Internet: <http://www.nord.com>.

7.6 SELECCIÓN DEL ACOUPLE ENTRE EL MOTOR Y EL IMPULSOR

El acople que se selecciono para transmitir la potencia del motor al impulsor es de tipo araña, ya que es el acople comúnmente utilizado para esta aplicación, además es fácil de obtener en el mercado.

Tabla 8. Acoples tipo araña comercial

H.P. A TRANSMITIR Y SUS CARACTERÍSTICAS EN mm										
R.P.M.	Ref.	L 75	L 90	L 95	L 99	L 100	L 125	L 150	L 190	L 225
100	H.P.	0,1	0,3	0,4	0,5	0,8	1,0	1,5	2,5	4,0
600	H.P.	0,4	0,6	1,2	1,8	2,7	4,5	7,5	11,0	15,0
1200	H.P.	0,7	1,4	2,2	3,5	5,0	8,5	15,0	22,0	30,0
1800	H.P.	1,0	2,0	3,0	5,0	7,5	12,0	20,0	30,0	40,0
2400	H.P.	1,3	2,7	4,0	6,4	9,5	15,0	24,0	37,0	50,0
3600	H.P.	2,0	4,0	5,4	7,5	11,0	19,0	30,0	45,0	60,0
Máximo orificio		3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/2"	1 5/8"	2"	2 1/4"
Diámetro Manzana		35,0	40,0	48,0	50,0	58,0	68,0	80,0	96,0	108,0
Diámetro mayor cruceta		45,0	53,0	53,0	63,0	63,0	78,0	94,0	110,0	125,0
Largo total Acople		53,0	60,0	68,0	70,0	82,0	94,0	108,0	125,0	135,0
Peso aprox. Kilos		0,4	0,6	0,8	1,2	1,5	2,5	4,0	6,5	9,0

Requerimientos para la selección del acople

Potencia 2HP

Velocidad de rotación 500 rpm

Máximo Orificio 1 in

El acople seleccionado es el L 100, ya que permite transmitir 2,7 HP a 600 rpm y el máximo orificio que se puede maquinar es de 1 1/4 in; lo cual esta por encima de los parámetros requeridos.

7.7 SISTEMA PARA MANTENER LA PRESIÓN

7.7.1 Selección del Sello del Eje: para mantener la presión en el interior del tazón se selecciono un sello mecánico, el cual es fabricado por la compañía **SEALCO**, y comercializado en Cali por **Empaquetaduras y Empaques**, quienes nos recomendaron para esta aplicación el **sello para servicio severo tipo 900** con diámetro nominal 25 mm.

Figura 18. Sello Mecánico Seleccionado

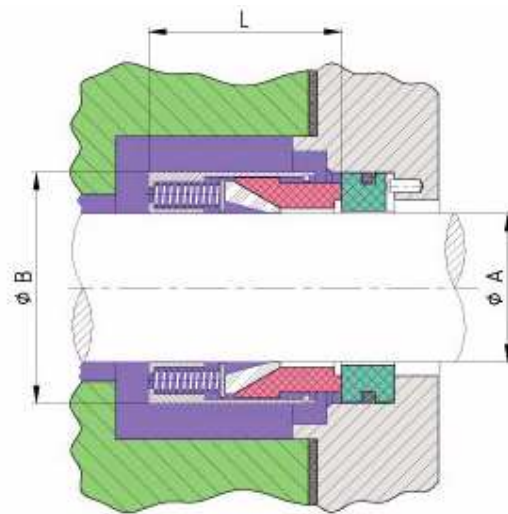
RANGOS DE OPERACIÓN

PRESIÓN: Vacío a 300 psig (20 bar)
Vacío a 750 psig (52 bar)

TEMPERATURA: -74°F a 500°F
(-594°C a 260°C)*

VELOCIDAD: 3600 fpm (18 m/s)

* **Dependiendo del material del O'ring**



DIAMETRO DE EJE		DIAMETRO EXTERNO		LONGITUD DE OPERACIÓN	
A		B		L	
pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
1"	24	1,562	39,67	1,000	25,40
	25	1,562	39,67	1,000	25,40

Fuente: Productos. Sellos Mecánicos [en línea] Itaguaí : Sealco, 2004. [citado 19 de Octubre de 2004].

Disponible en Internet: <http://www.cisealco.com>.

7.7.2 Selección de los sellos de la tapa: debido a las altas temperaturas que se presentaron en el tazón durante la molienda los sellos que se utilizaran deben ser de teflón, material el cual puede resistir temperaturas hasta de 260 °C.

8 PROTOTIPO VIRTUAL DEL MOLINO

El prototipo virtual se realizo utilizando el software Solid Edge

Figura 19. Prototipo Virtual

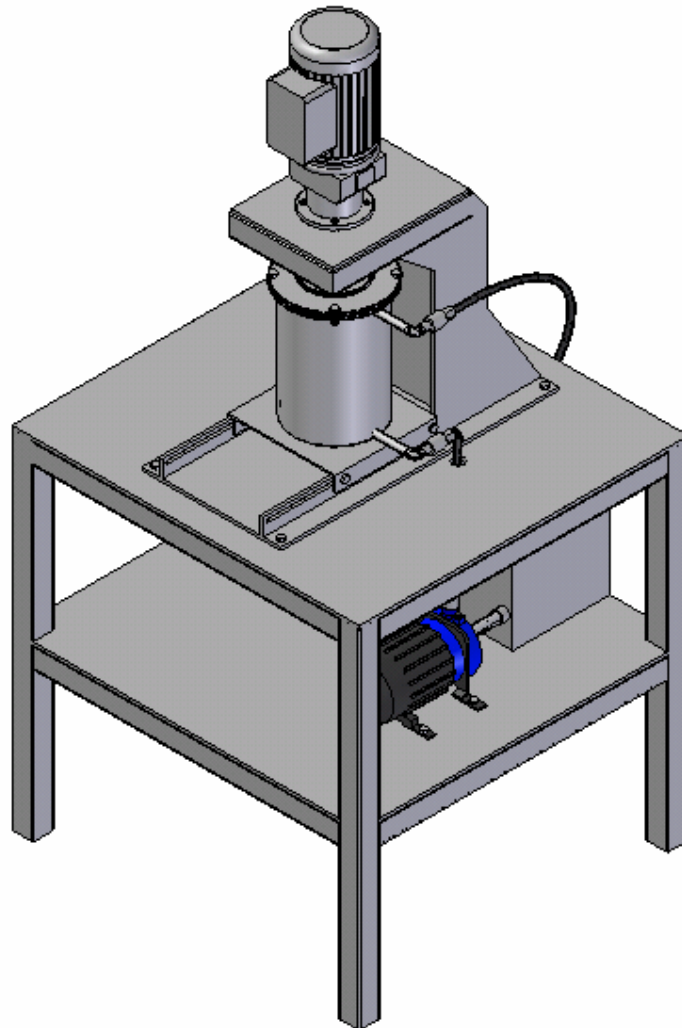
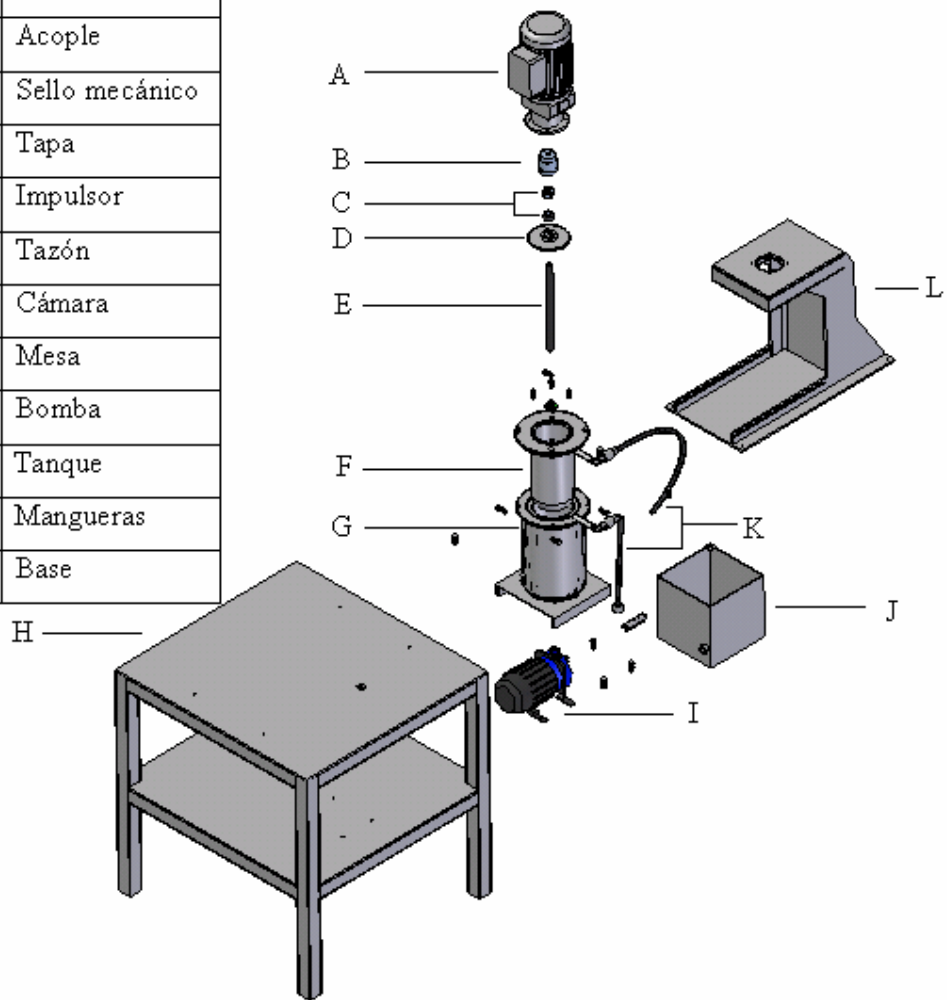


Figura 20. Vista Explosionada del molino

A	Motor
B	Acople
C	Sello mecánico
D	Tapa
E	Impulsor
F	Tazón
G	Cámara
H	Mesa
I	Bomba
J	Tanque
K	Mangueras
L	Base

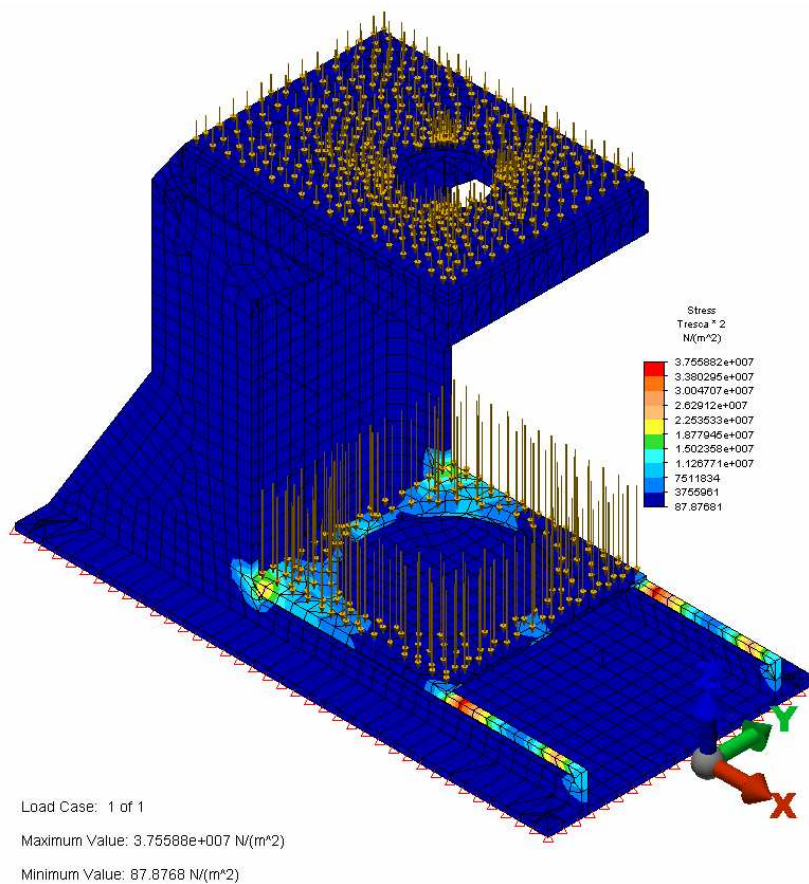


9 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Utilizando el software Algor se analizaron la base del molino y la estructura que soportará todo el sistema

9.1 ANÁLISIS DE LA BASE

Figura 21. Análisis de Esfuerzos de la Base



Las cargas que se utilizaron para este análisis fueron, en la parte superior de la base 480 N y en la parte inferior 940 N, las cuales corresponden a los pesos de los componentes que debe sostener la base multiplicados por un factor de 2, con el objetivo de considerar los efectos dinámicos ocasionados por la vibración del motor.

La tabla 9 muestra los parámetros suministrados al Software Algor para el análisis mediante elementos finitos de la base del molino

Tabla 9. Parámetros para el Análisis de la Base

Elementos tipo	Brick de 4 nodos
# de elementos	15368
Modelo de material	Lineal / Isotropico

En la tabla 10 se muestran los principales resultados del análisis y en la tabla 11 se muestran la 5 primeras frecuencias de vibración de la base del molino.

Tabla 10. Principales Resultados del Análisis de la Base del molino

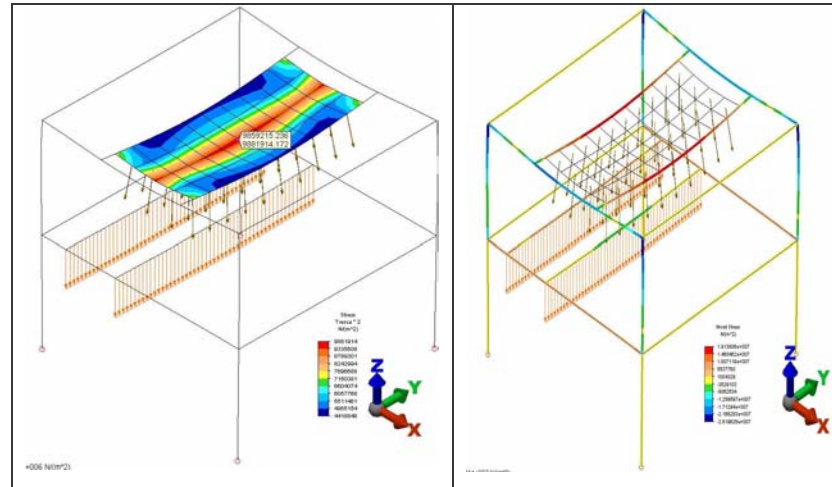
Desplazamiento Máximo [mm]	Esfuerzo Máximo [MPa]	Factor de pandeo
0.19	37.5	563.5

Tabla 11. Frecuencias de vibración de la base

Forma Modal	Frecuencias de vibración [rev/s]
1	205.3
2	265.4
3	286
4	538
5	594

9.2 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTA EL SISTEMA

Figura 22. Análisis de Esfuerzos de la Estructura que Soporta el Sistema



La estructura esta formada por láminas de 9 mm. de espesor y tubos de sección cuadrada con lados de 60 mm. todos estos de acero estructural. La figura 22 muestra el análisis de esfuerzos tanto para la lámina como para los tubos. En la tabla 12 se muestran los parámetros suministrados al software Algor para realizar el análisis de la estructura.

Tabla 12. Parámetros para el análisis de la estructura

	Armazón	Placa soporte
Elemento tipo	Beam	Plate
# de elementos	184	40
Modelo de material	Lineal/ Isotropico	Lineal/ Isotropico

La carga que se utilizó para el análisis de la lamina fue 2726 N, que corresponde al doble del peso de los componentes del molino, la cual se aplicó en el área donde esta apoyada la base del molino; la carga distribuida que se muestra en la parte inferior de la estructura a lo largo de las líneas que representan los tubos fue 880 N que es el doble del peso de la bomba y el tanque.

En la tabla 13 se muestran los resultados del análisis y en la tabla 14 se muestran las cinco primeras frecuencias de vibración de la estructura

Tabla 13. Resultados del Análisis de la Estructura

Desplazamiento Máximo [mm]	Esfuerzo Máximo [MPa]		Factor de pandeo
	Lamina	Tubos	
0.62	10	19	11.8

Tabla 14. Frecuencias de vibración de la estructura

Forma modal	Frecuencias de vibración [rev/s]
1	3.3×10^{-5}
2	14
3	24
4	79
5	89

Las tablas 10 y 13 muestran los resultados principales del análisis por elementos finitos de la base y la estructura, de estos valores se concluyo que:

Desplazamientos. Son aceptables, debido a que son inferiores a 1 mm, por lo cual no afectaran el funcionamiento del equipo.

Esfuerzos. Los valores de esfuerzo máximo que soportaran los componentes analizados están por debajo del limite de fluencia del material $S_y = 250$ MPa, lo que quiere decir que bajo las condiciones analizadas el material no se deformara plásticamente.

Frecuencias de Vibración. Se asume que la frecuencia externa al sistema es la proporcionada por la rotación del eje del motor $f_m = 8.3$ rev/s, lo cual esta por debajo de

las frecuencias de vibración que se muestran en la tablas 11 y 14, esto garantiza que el sistema no entrara en resonancia.

Multiplicadores de carga por pandeo. Este valor es el cociente entre las cargas critica y de trabajo, para garantizar que no se presenta deformación por pandeo el cociente debe ser mayor que 1, condición que se cumple para los componentes analizados.

10 CONCLUSIONES

- Se diseñó y seleccionó todos los componentes de un molino de bolas tipo atritor, de tal forma que se pueda llevar a cabo su construcción, con materiales y tecnología existentes en el país.
- Las herramientas computacionales son una gran ayuda para el diseño con la que cuentan los ingenieros en la actualidad, ya que permiten predecir de manera muy cercana a la realidad el comportamiento tanto de materiales como sistemas, permitiendo así ahorro de tiempo, dinero y brindando mayor confiabilidad a los diseños.
- El utilizar molinos de bolas es una técnica fácil y económica, comparada con los métodos tradicionales de alear metales; además brinda la posibilidad de combinar materiales metálicos con no metálicos, abriendo así todo un horizonte para la investigación de nuevos materiales.

BIBLIOGRAFIA

BICKFORD, William. Mecánica de Sólidos Conceptos y Aplicaciones. España: McGraw-Hill/Irwin, 1995. P 850.

Consultas. Aleado Mecánico. [en línea]: monografías, 1999. [citado 1 de Septiembre de 2004]. Disponible en Internet: <http://www.monografias.com>.

Equipment. Download the circulation Attritors PDF. [en línea] Ohio: Union Process, 2004. [citado 27 de octubre de 2004]. Disponible en Internet: <http://www.unionprocess.com>.

KERN, D. Procesos de Transferencia de Calor. México: Compañía editorial Continental, 1976. P 980.

MAN, O. Lilo. Mechanical Alloying. Londres : Kluwer Academic Publishers, 1998. P 276.

MILLS, A. Transferencia de calor. España: Irwin, 1995. P 932.

NORTON, R. Diseño de Maquinas. México: Prentice Hall, 1999. P 1048.

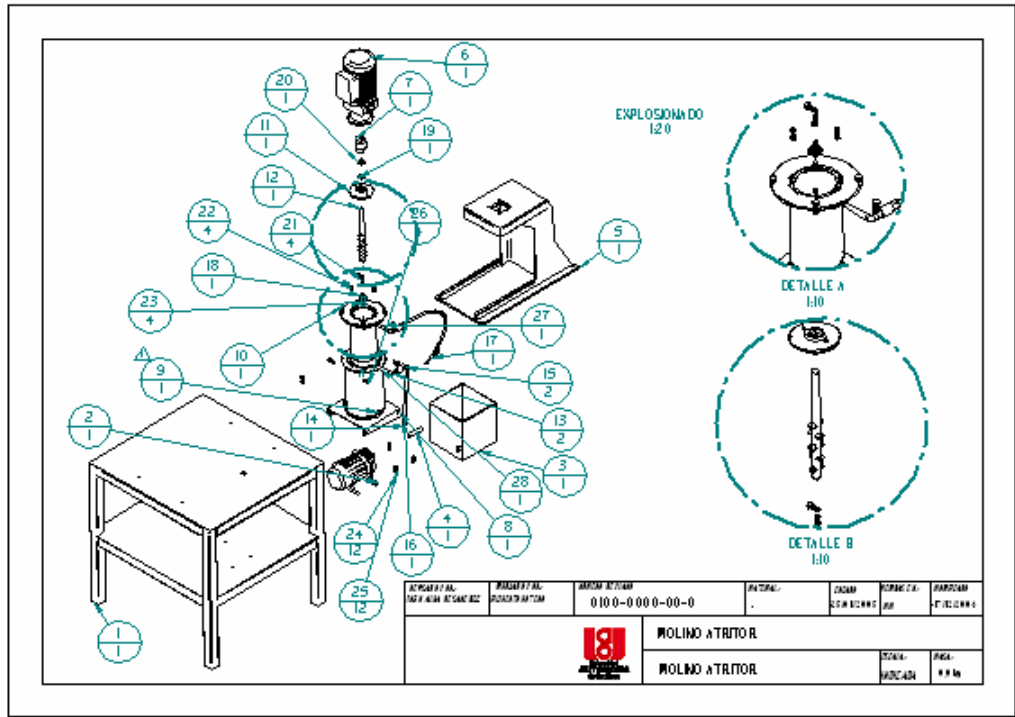
Productos. Sellos Mecánicos [en línea] Itagui : Sealco, 2004. [citado 19 de Octubre de 2004]. Disponible en Internet: <http://www.cisealco.com>.

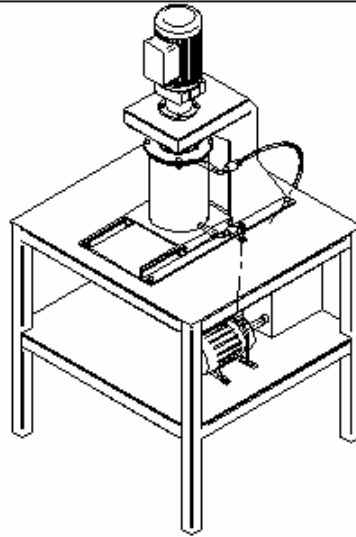
Productos. Perfiles. Vigas en I [en línea] Medellin: Ferrasa, 2004. [citado 26 de Noviembre de 2004]. Disponible en Internet: <http://www.ferrasa.com.co>.

Productos. Helical Geared Motors [en línea] Hamburg: Nord. 2004. [citado 3 de Noviembre de 2004]. Disponible en Internet: <http://www.nord.com>.


SURYANARAYANA, C. Mechanical Alloying and Milling. USA: Elsevier Science Ltd, 2001. P 184.

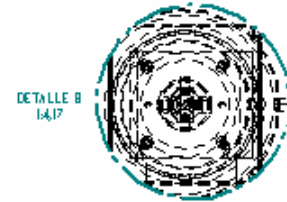
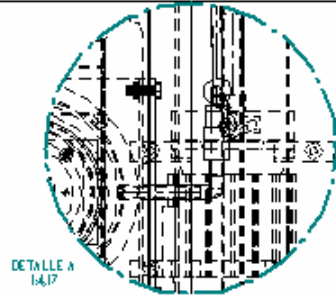
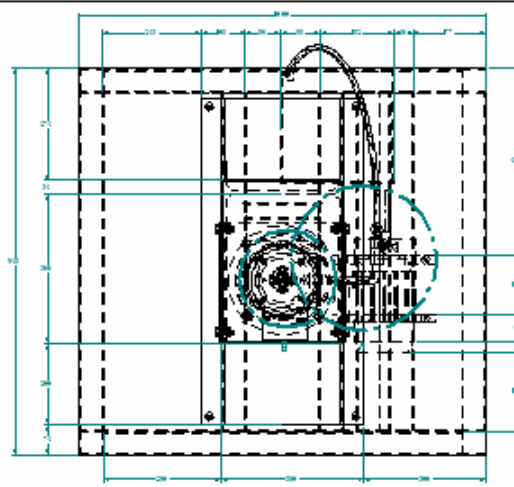
ANEXOS





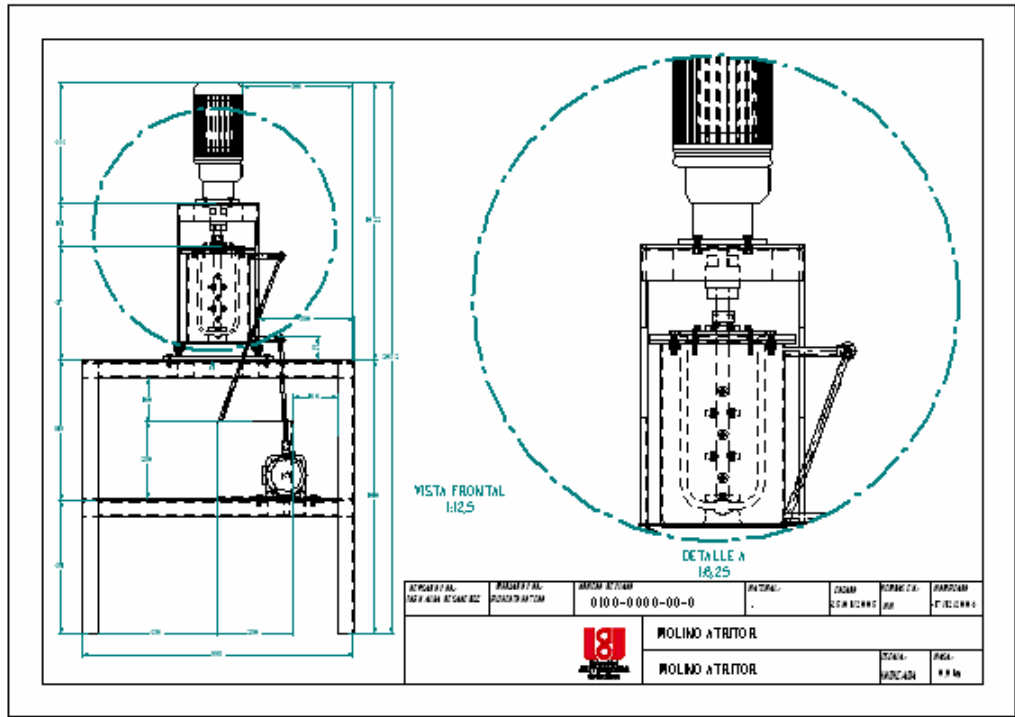
ISOMETRICO
L1333

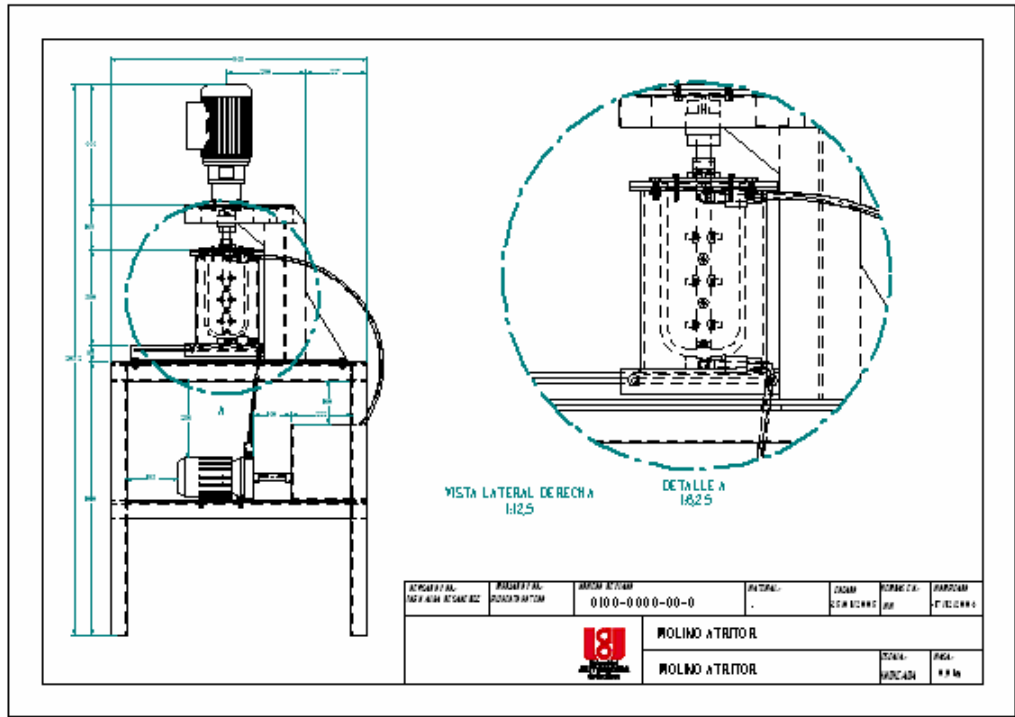
ACRUBRICAL SERIAL NUMBER	PROBANTAL DESIGNATION	ANNO ATTORE 010 0-000 0-00-0	PATR- .	ORGAN SER. UCRUBR	COPIE CA. DE	PARTEAM F. IL. UCRUBR
			MOLINO ATRITOR			
			MOLINO ATRITOR	SCALA MDCADA	PAGE ***	

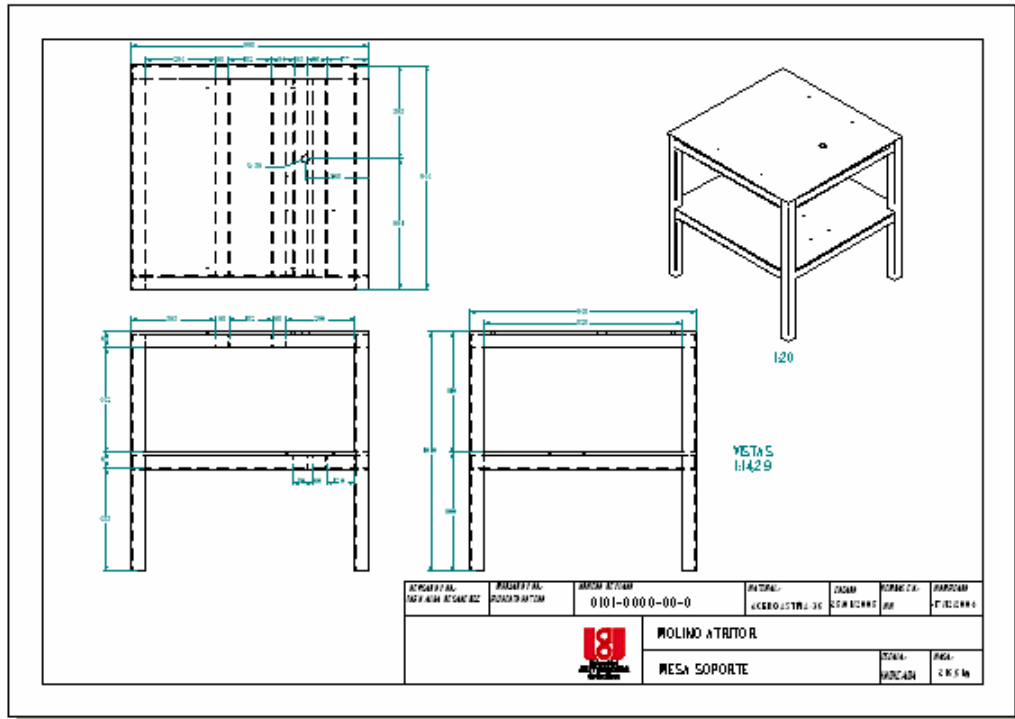


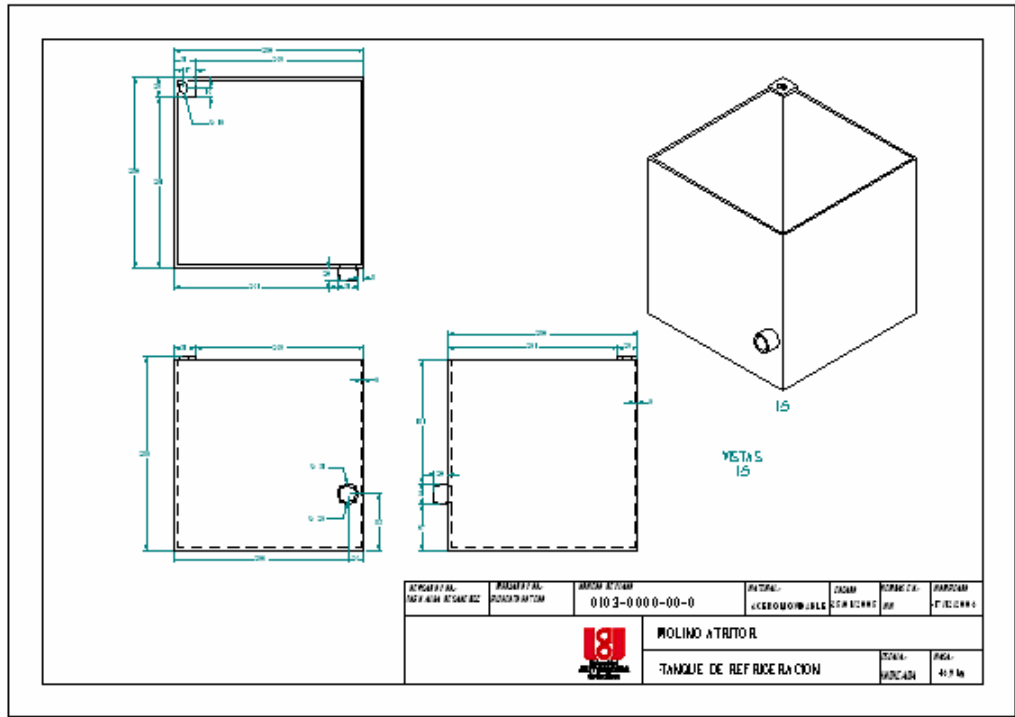
VISTA SUPERIOR
1:3,33

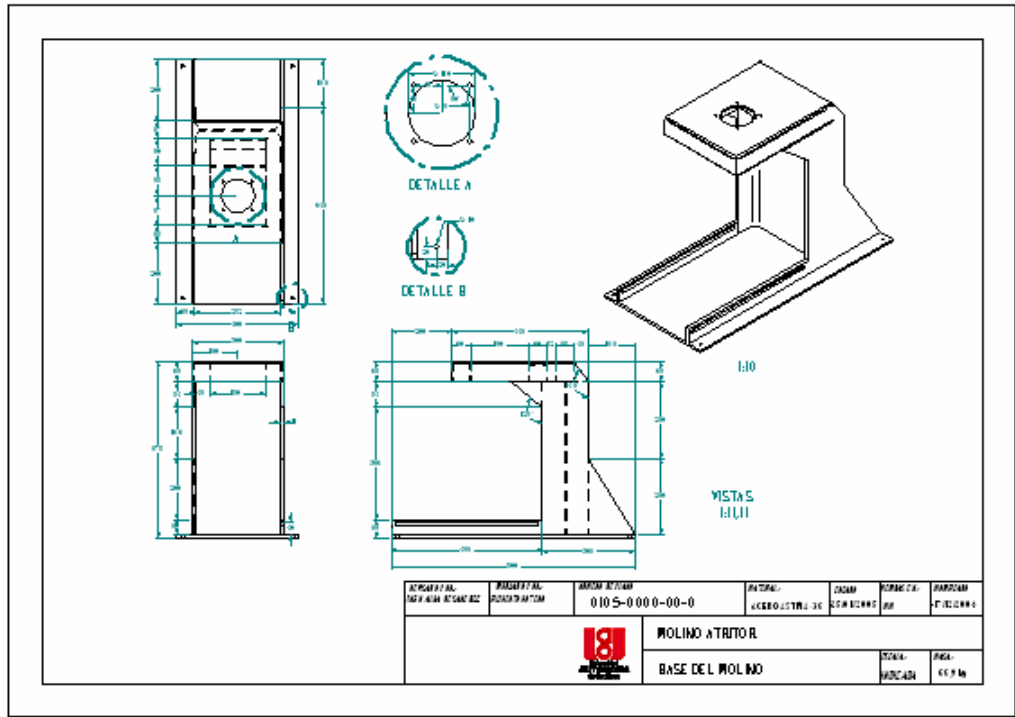
ACERCA DEL MOLINO ATRITOR	PROYECTO DISEÑO DE T.M.	PROYECTO 010 0-000 0-00-0	FECHA .	DESA S.M. U.C.H.R.C.	PROY. CA. J.R.	PROYECTO F. U.C.H.R.C.
			MOLINO ATRITOR		ESCALA	PÁG.
			MOLINO ATRITOR		M.D.C.A.	1111

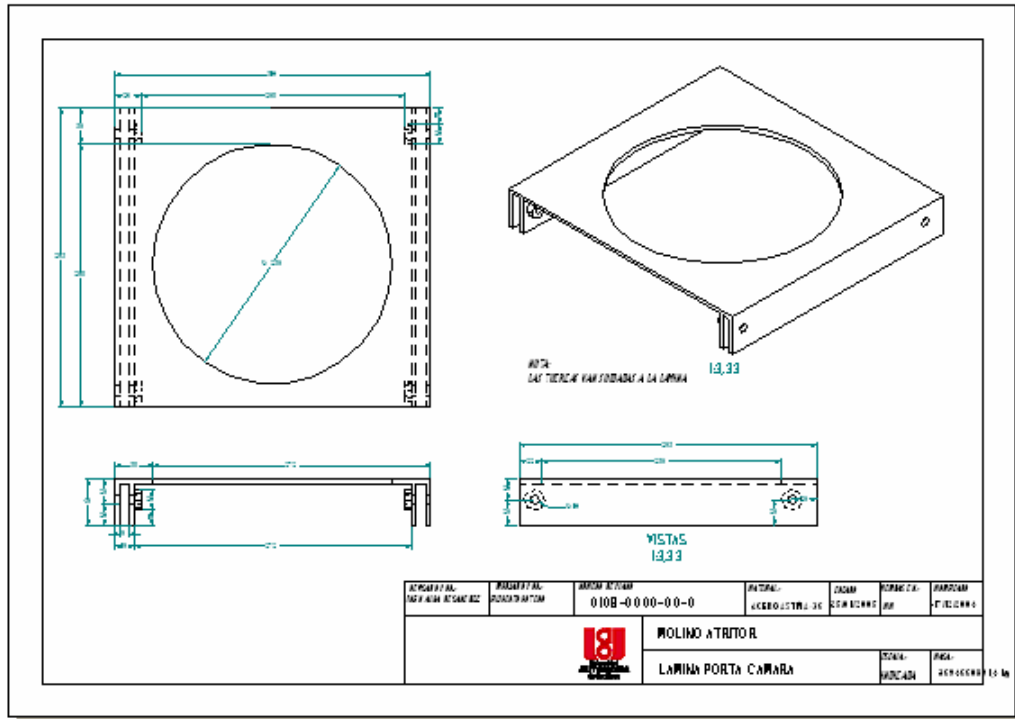


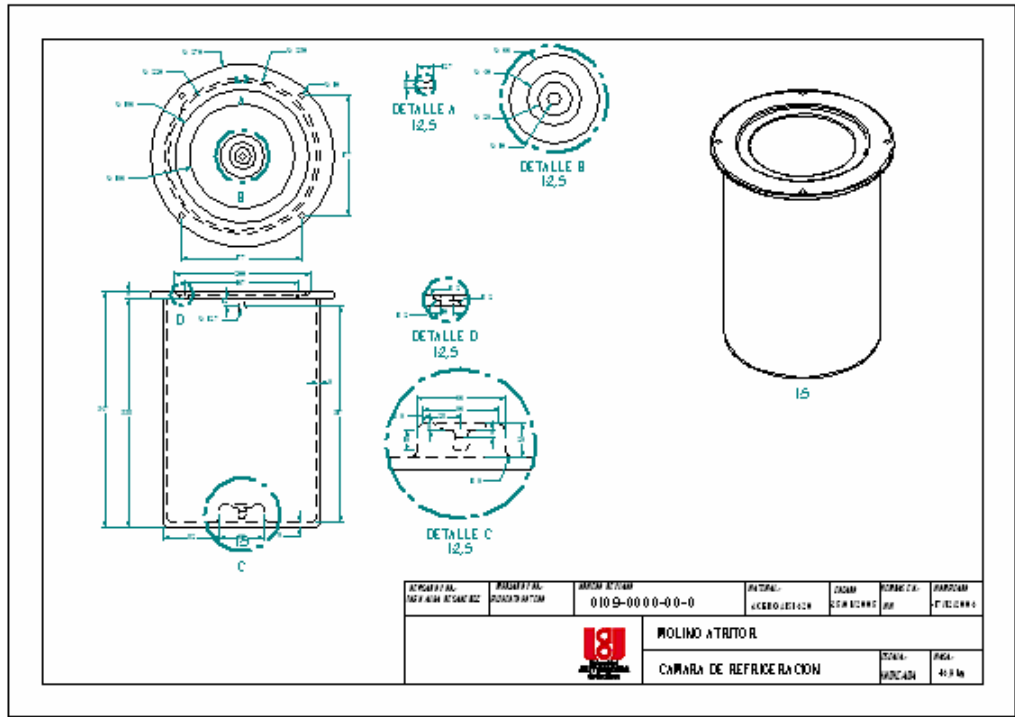


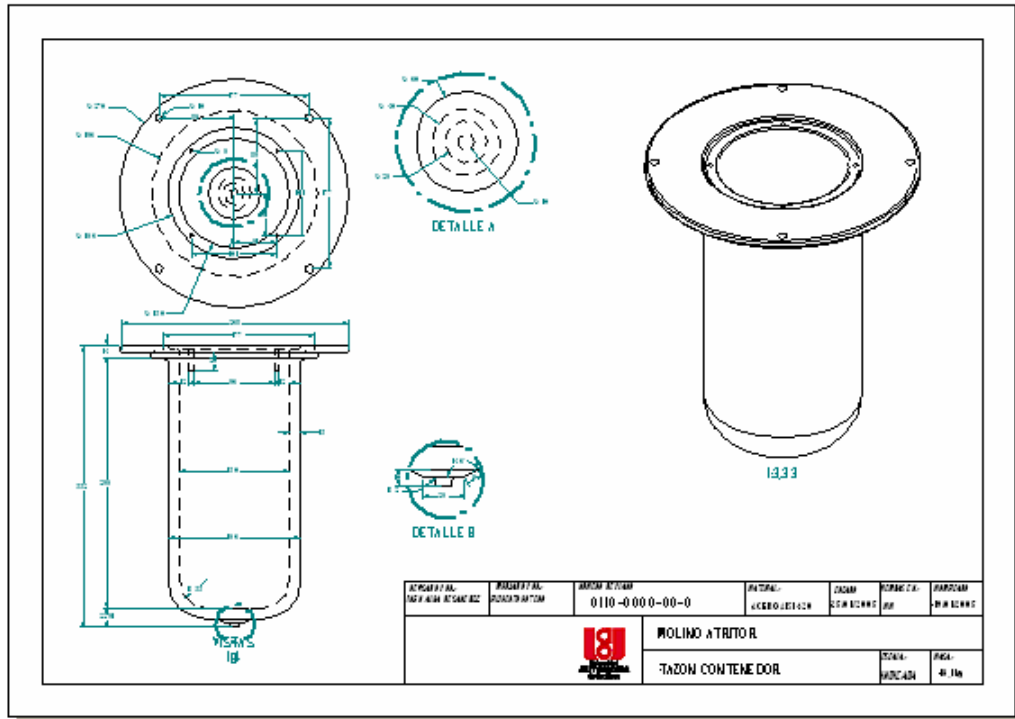


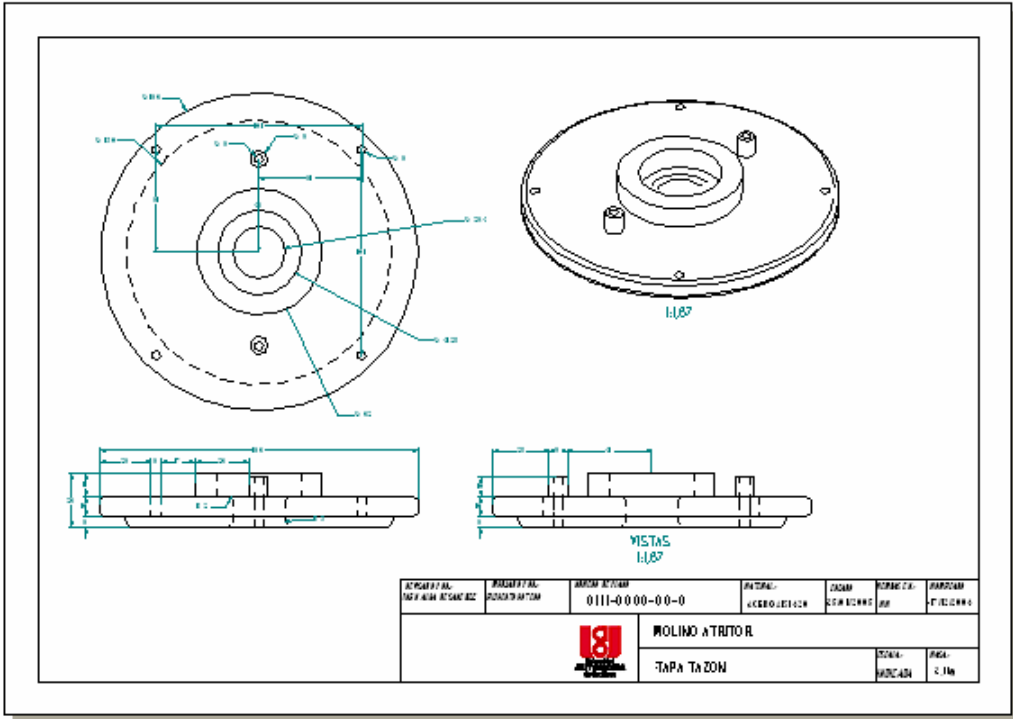


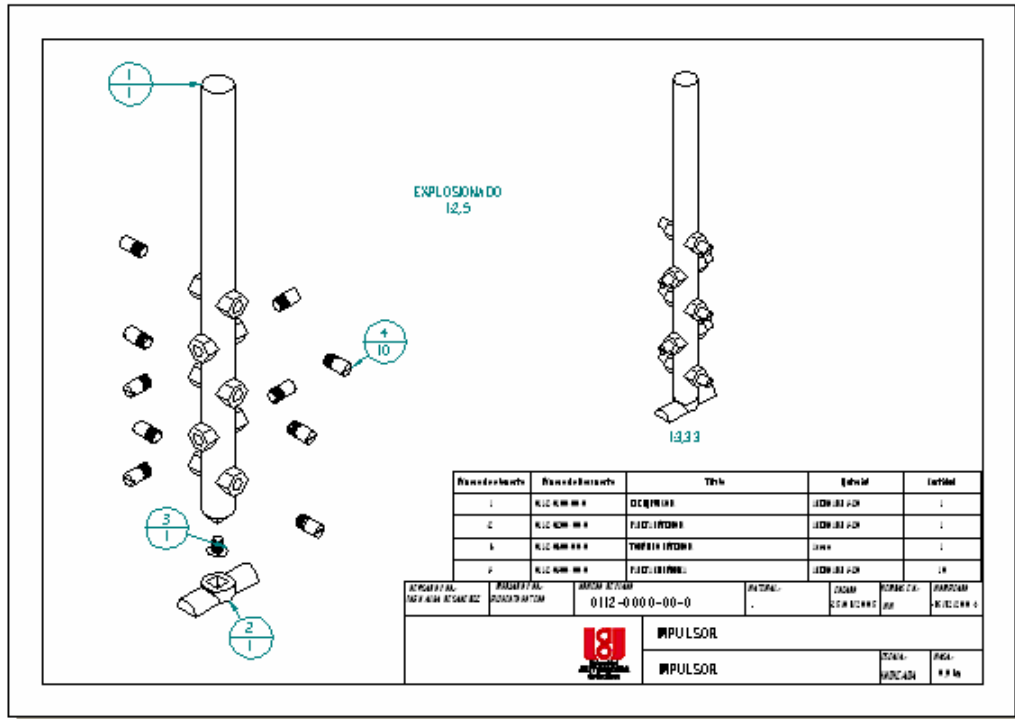


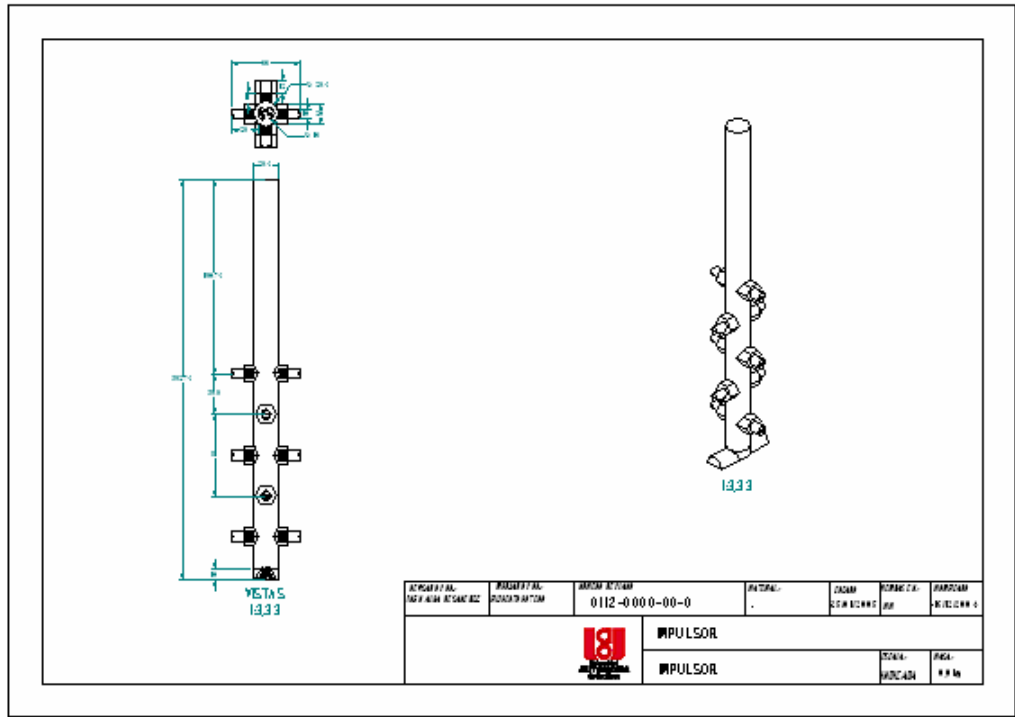


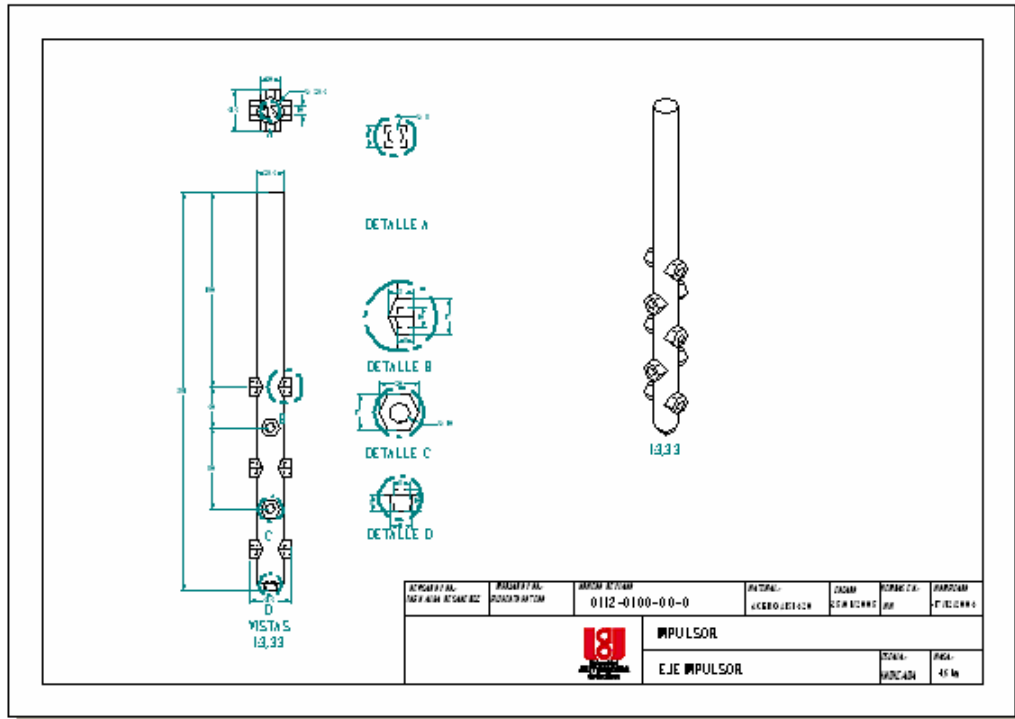


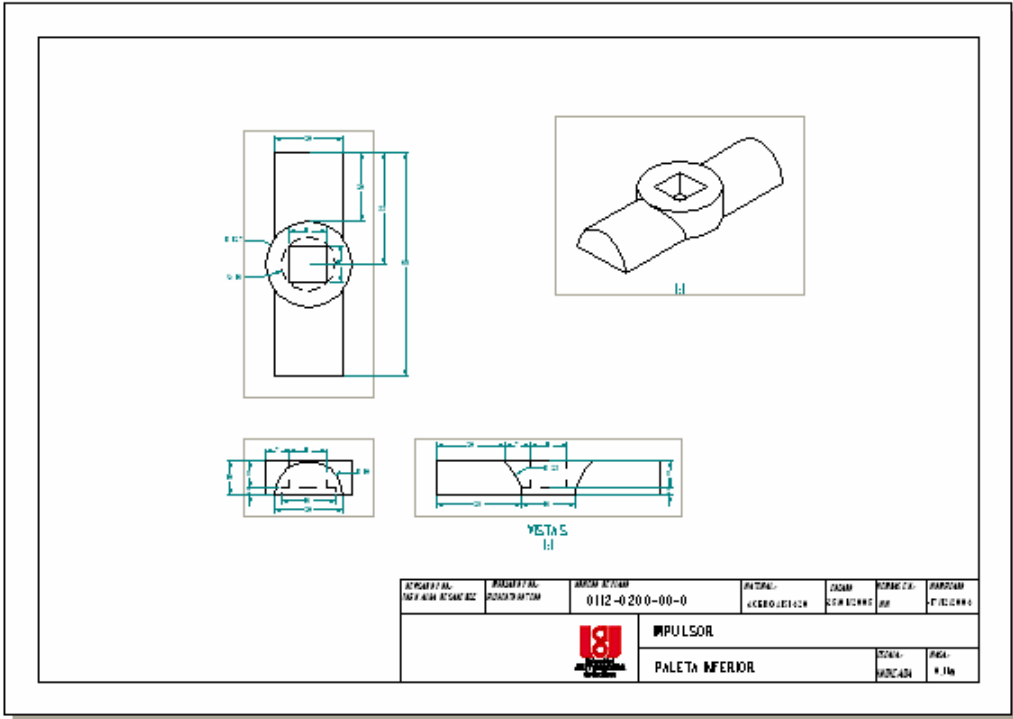


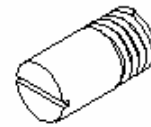
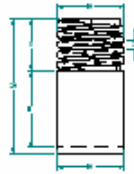












2:1



VISTA S
2:1

ACRABETAL SOCIETATEA SA BUCURESTI	PROIECTIA TEHNICA	IMBINACTION 0112-040-00-0	PARTEA ACROJETIUN	ORGAN SEM LUCRU	OPERATOR J.P.	PROIECTANT F. ILICU
			IMPULSOR			
			PALETA CLINDRICA	SCALA 1:1	PAG. 1/1	