

**DISEÑO DE UNA PLANTA PROCESADORA DE HARINA DE
BANANO VERDE A PARTIR DEL BANANO RECHAZADO, PARA
LA COOPERATIVA DE BANANEROS DEL MAGDALENA**

LUIS ADOLFO FACHOLAS MEZA

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA
CARTAGENA DE INDIAS, D.T Y C.**

2004

**DISEÑO DE UNA PLANTA PROCESADORA DE HARINA DE
BANANO VERDE A PARTIR DEL BANANO RECHAZADO, PARA
LA COOPERATIVA DE BANANEROS DEL MAGDALENA**

LUIS ADOLFO FACHOLAS MEZA

**Proyecto del trabajo de grado presentado como requisito principal para
optar al título de ingeniero mecánico.**

Director

LUIS ALFREDO ROJANO MORALES

Ingeniero Químico

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS, D.T Y C.

2004

Cartagena 20 de Abril del 2004

Señores:

COMITÉ DE TESIS.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR

Ciudad

Apreciados señores:

Atentamente remito a ustedes el proyecto de grado titulado: DISEÑO DE UNA PLANTA PROCESADORA DE HARINA DE BANANO VERDE A PARTIR DEL BANANO RECHAZADO, PARA LA COOPERATIVA DE BANANEROS DEL MAGDALENA el cual fue elaborado y desarrollado por: LUIS ADOLFO FACHOLAS MEZA, bajo mi directa asesoría.

Hago constar que he revisado y analizado el informe final de este trabajo y, por lo tanto, opino que cumple con los requisitos que esta entidad exige para otorgar el título de ingeniero mecánico.

Atentamente.

LUIS ALFREDO ROJANO MORALES

C.C. No. 92.514.774 Sincelejo

Ingeniero Químico de la Universidad del Atlántico

Jefe de Producción POSTOBON S.A Santa Marta

Cartagena 20 de Abril del 2004

Señores:

COMITÉ DE TESIS

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR

Ciudad

Apreciados señores:

Por medio de la presente le hacemos entrega formal del proyecto de grado titulado: DISEÑO DE UNA PLANTA PROCESADORA DE HARINA DE BANANO VERDE A PARTIR DEL BANANO RECHAZADO, PARA LA COOPERATIVA DE BANANEROS DEL MAGDALENA , trabajo que se nos exigía como requisito parcial y final para optar el título de ingeniero mecánico.

Cordialmente

LUIS ADOLFO FACOLAS MEZA

CC # 85.459.473 SANTA MARTA

Nota de aceptación

Presidente del jurado

Jurado

Jurado

Cartagena 20 Abril del 2004

DEDICATORIAS

Dedico este trabajo a mi Dios todo poderoso que desde el cielo guía mi camino, y siempre esta con migo en todo momento. A mi difunta madre Isabel S. Meza Ramírez, que no le alcanzo la vida para verme graduado y hecho todo un profesional que aun que no en la carrera que ella deseaba pero de seguro se hubiera alegrado.

Mi difunto padre Juan B. Facholas Candanoza, que se murió con el anhelo de verme hecho un profesional.

Fanny A. Garzón Ramírez que ha sido una madre para mí, y que con todo su amor, apoyo y tesón me impulsó para que lograra esta meta.

Jairo de J. Garzón Ramírez, que ha sido un padre para mi, el cual le agradezco todo el cariño y amor que me ha dado y su apoyo constante en todo momento de mi vida y en todas las decisiones que he tomado.

Edila Ramírez Villar, Alcira Ramírez Villar (difunta), y abuela Berta Ramírez Villar (difunta), que con todo su cariño y amor y todas sus enseñanzas contribuyeron hacer el hombre que hoy en día soy.

Mi esposa Cenith P. Campo Perdomo, que con su comprensión, cariño y amor, me apoyó desde el momento en que emprendí el camino para llegar a esta meta, y a todos los familiares y amigos que directa o indirectamente han contribuido para culminar este gran objetivo.
Gracias a todos.

LUIS ADOLFO FACHOLAS MEZA

AGRADECIMIENTOS

Los autores de este proyecto agradecen a:

Víctor Forbes. Ingeniero Mecánico, asesor de este proyecto.

Eduardo Cabrera. Ingeniero Pesquero, de Samaria de alimentos.

Ignacio Burgos y Adalberto Matute. Ingenieros Químicos, de la Universidad de San Buena Ventura.

Cenith Campo, Roberto Blanco, Henry Gómez, Elvia Blanco, Miladys Padilla, Meyler Puello y a todas las demás personas que de una u otra forma colaboraron con la ejecución de este proyecto.

Artículo 105

La Universidad Tecnológica de Bolívar se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados y, estos no pueden ser explotados sin su autorización.

RESUMEN

DISEÑO DE UNA PLANTA PROCESADORA DE HARINA DE BANANO VERDE A PARTIR DEL BANANO RECHAZADO, PARA LA COOPERATIVA DE BANANEROS DEL MAGDALENA

OBJETIVO GENERAL:

Diseñar las máquinas para producir harina del banano verde a partir de la fruta rechazada para las cooperativas bananeras del departamento del Magdalena.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Identificar las características de la materia prima para producir la harina.
- Seleccionar el método para obtener un producto higiénico y de alta calidad.
- Realizar las pruebas para la obtención de harina de excelente calidad.
- Diseñar los elementos componentes de las máquinas productoras de harina.
- Valorar los elementos y equipos componentes del proyecto.
- Elaborar los planos de las máquinas productoras de harina.

MARCO TEORICO

Se designa con el nombre de harina de banano, al producto obtenido por la desecación y pulverización de los frutos de diversas especies de bananos. El proceso de desecación consiste en tomar la pulpa de banano en estado natural y extraerle todo el contenido o porcentaje de líquido propio de la fruta. Y pulverizar es tomar el producto final de la desecación y molerlo hasta reducirlo a polvo.

Para fabricar la harina de banano se seleccionan los bananos, se les separa el pericarpio o cáscara con la mano o cuchillo de manejo, hecho esto se hacen rebanadas, se extienden al sol sobre papel, volteándose constantemente hasta su perfecta desecación. Conseguido esto y una vez que estén frías las rodajas, se someten a la operación de la molienda en un molino de mano. Esta harina deberá ser tamizada en una maya fina según lo exija los granos de finuras.

Esta producción no esta sujeta al tamaño ni a la calidad del producto sino a la cantidad de trabajo manual posible.

Si hasta ahora el consumo de esta harina no se ha divulgado como debiera, ha sido causa de las dificultades que presenta su proceso de obtención y también por no contar la industria hasta ahora con procedimientos especializados para la transformación de la pulpa de banano en harina.

Para la transformación de la pulpa en harina de banano se elegirán bananos que, aún en estado de madurez se hallen duros todavía; es decir, se ha de preferir aquel fruto propicio para comer pero cuyo grado de madurez no es excesivo.

Después de haber seleccionado lavado y pelado el banano este ingresa al primer módulo de la máquina el cual por medio de unas cuchillas de acero inoxidable corta en trozos el banano luego estos entran en el proceso de secado, la cual se encarga de sacarle el grado de humedad y llevarlo hasta el punto deseado. Después se hace pasar las tajadas secas por un molino triturador el cual la convierte en polvo o al tamaño de grano deseado.

CONTENIDO

INTRODUCCION

1. DESCRIPCION DEL PROYECTO.

1.1 GENERALIDADES.

1.2 PRODUCCION SEMANAL POR HECTAREAS.

1.3 CARACTERISITCAS DEL BANANO.

1.3.1 Valor alimenticio.

1.3.2 Composición química.

1.4 HARINA DE BANANO.

1.4.1 Características.

1.4.2 Composición química.

2. EVALUACION DE LOS PROCESOS EMPLEADOS EN LA FABRICACION DE HARINA DE BANANO VERDE.

2.1 PROCESOS GENERALES DE FABRICACION DE LA HARINA DE BANANO VERDE EN FORMA TRADICIONAL.

3. CONSIDERACIONES PREVIAS AL DISEÑO.

3.1 DESCRIPCION GENERAL DE LOS EQUIPOS UTILIZADOS EN EL PROCESO DE PRODUCCION.

3.1.1 Mesas de recepción, clasificación y despunte.

3.1.2 Tina de lavado.

3.1.3 Tina de escaldado.

3.1.4 Tina de enfriamiento.

3.1.5 Mesa de pelado.

3.1.6 Maquina tajadora.

3.1.7 Deshidratador.

3.1.8 Molino.

4. PROCESO GENERAL DE DISEÑO.

4.1 DISEÑO DE MESA DE RECEPCION, CLASIFICACION Y
DESPUNTE.

4.1.1 Consideraciones de diseño.

4.1.2 Selección del material para construcción de la mesa.

4.1.3 Diseño de la forma de la mesa de recepción, clasificación y
despunte.

4.1.3.2 Desarrollo del diseño.

4.2 DISEÑO DE TINA DE LAVADO Y ESCALDADO.

4.2.1 Diseño de canasta.

4.2.2 Diseño de la tina de lavado.

4.2.3 Diseño de la tina de escaldado.

4.2.3.1 Selección de materiales.

4.2.3.2 Diseño de la forma de la tina.

4.2.3.3 Procedimiento de selección del quemador de la tina de
escaldado.

4.3 DISEÑO DE LA TINA DE ENFRIAMIENTO.

4.4 DISEÑO DE LA MESA DE PELADO.

4.4.1 Diseño de cubierta.

4.4.2 Diseño de estructura.

4.5 DISEÑO DE LA TAJADORA.

4.5.1 Consideraciones para el diseño.

4.5.2 Procedimiento de cálculo para el diseño.

- 4.5.2.1 Cálculo de potencia requerida para mover la máquina.
 - 4.5.2.1.1 Cálculo de potencia necesaria para mover los elementos que giran.
 - 4.5.2.1.2 Cálculo de potencia necesaria para cortar las tajadas.
- 4.5.2.2 Diseño del sistema de transmisión por correa.
- 4.5.2.3 Diseño del eje de transmisión de la polea conducida.
- 4.5.2.4 Selección de rodamientos.
- 4.6 DISEÑO DEL DESHIDRATADOR.
 - 4.6.1 Parámetros involucrados en el secado.
 - 4.6.2 Transferencia de calor por convección.
 - 4.6.3 Consideraciones del diseño.
 - 4.6.3.1 Parámetros de funcionamiento.
 - 4.6.3.2 Determinación de medidas.
 - 4.6.3.3 Cálculo de potencia calorífica y elección adecuada de la fuente de calor.
 - 4.6.4 Diseño de forma del deshidratador.
 - 4.6.4.1 Diseño del intercambiador de calor.
 - 4.6.4.2 Selección del quemador.
 - 4.6.4.3 Selección de ventilador.
- 4.7 DISEÑO DEL MOLINO.
 - 4.7.1 FRACTURAS.
 - 4.7.1.1 Mecanismo de fracturas.
 - 4.7.2 CARGA DE ALIMENTACIÓN.
 - 4.7.3 TAMIZADO.
 - 4.7.3.1 Malla.
 - 4.7.3.2 Escalas de tamices.

4.7.4 EQUIPOS DE TRITURACIÓN Y MOLIENDA.

4.7.4.1 Clasificación y selección de equipos.

4.7.4.2 Justificación del empleo de molino de martillo en la industria
de alimentos concentrados para animales.

4.7.5 CÁLCULO DE MOLINO.

4.7.5.1 Requerimientos.

4.7.5.2 Potencia necesaria.

4.7.5.3 Diámetro del rotor.

4.7.5.4 Dimensionamientos del tamiz

4.7.5.5 Eficiencia de la lámina.

4.7.5.6 Cálculos de los martillos.

4.7.5.7 Dimensionamiento.

4.7.5.8 Placas separadoras.

4.7.5.9 Volantes.

4.7.5.10 Eje.

4.7.5.10.1 Cálculos de las reacciones.

4.7.5.10.2 Criterio de falla.

4.7.5.10.3 Cálculo por fatiga.

4.7.5.10.4 Cálculo por rigidez.

4.7.5.10.5 Diámetro.

4.7.5.10.6 Chaveta.

4.7.5.10.7 Rodamientos.

5. COSTOS APROXIMADO DE LA INSTALACION.

CONCLUSIONES.

RECOMENDACIONES.

BIBLIOGRAFIA.

LISTA DE TABLAS

Pág.

TABLA 1. Transformación del almidón en azúcares.

TABLA 2. Comparación del banano con otras frutas.

TABLA 3. Análisis químico de la harina de banano.

LISTA DE FIGURAS

Pág.

FIGURA 1. Esquema del sistema de transmisión de potencia.

FIGURA 2. Esquema de elementos montados sobre el eje.

FIGURA 3. Condiciones de carga de eje.

FIGURA 4. Curvas típicas de secado.

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Cálculo de la fuerza de corte de banano.

ANEXO B. Propiedades típicas de los materiales utilizados en ingeniería.

ANEXO C1. Perfil liviano de alas paralelas.

ANEXO C2. Tubería de acero al carbón.

ANEXO C3. Lámina de acero inoxidable.

ANEXO D. Rodamientos SKF.

ANEXO E1. Clasificación de secadores.

ANEXO E2. Tipo de secador.

ANEXO F1. Disposición de tubos y valores de C y n.

ANEXO F2. Disposición de espacio entre tubos según su arreglo.

ANEXO F3. Tubos para intercambiadores.

ANEXO F4. Propiedades de los gases.

ANEXO F5. Viscosidades de los gases.

INTRODUCCIÓN

La siguiente investigación esta orientada discernir sobre el montaje técnico de una fabrica productora de harina de banano en la ciudad de Santa Marta. Teniendo en cuenta su cercanía a la zona bananera del Magdalena lo que facilita el transporte de la materia prima para su procesamiento.

La Cooperativa Agrícola del Magdalena con el propósito de utilizar el excedente de fruta que queda del banano de exportación, monto técnicamente en (1956) en la ciudad de Santa Marta una fabrica productora de harina de banano verde que fracasó, a pesar de haber sacado un producto de buena calidad, debido a la deficiencia de la energía eléctrica industrial que en ese entonces facilitaba la Eléctricadora del Magdalena.

Tomando como base lo anterior y refiriéndose al caso del departamento del Magdalena en donde aún no existen empresas que se dediquen a la fabricación de esta harina; es necesario implementar el diseño y construcción de la máquina productora de harina de banano para las diferentes cooperativas de la región.

La importancia de este trabajo radica en conocer y tecnificar las distintas fases que se llevan a cabo durante los procesos de fabricación de la harina e investigar los cambios que pueden hacerse en los métodos empleados, con el fin de obtener un producto higiénicamente elaborado de mejor calidad.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1. GENERALIDADES

Realizadas las investigaciones necesarias para este estudio, se pudo comprobar que actualmente el único método empleado para la fabricación de harina de banano es el tradicional, este consiste en tajar la pulpa de banano verde y regarla sobre el techo de la casa ó sobre un piso destinado para esto; para obtener desecación bajo la influencia del aire y del sol. Este método como se puede observar es antihigiénico ya que al quedar la tajada de banano expuesta al aire libre y al sol durante 48 horas recibe los microorganismos existentes en el medio ambiente y en el estiércol de lo animales que merodean en la zona.

De esta observación se concluyó que seria conveniente investigar un método que además de poderse realizar con toda las medidas higiénicas pertinentes, se puedan utilizar normas técnicas que aseguren una eficiente producción de la harina de banano.

1.2. PRODUCCIÓN SEMANAL POR HECTÁREA

A pesar del centro fitosanitario que se tiene en todos los cultivos de banano, por parte de los técnicos de las compañías exportadoras y de frecuente aplicación de insecticidas y fertilizantes, existe una alta incidencia de rechazo, calculada con un 30% de la fruta cortada para exportación.

En la fruta para exportación se considera dedo corto aquel cuya longitud es inferior a (8) ocho pulgadas. El dedo con menos de 7 pulgadas es introducido en el mercado local en estado maduro, por lo cual las fuentes compradoras son las plantas de maduración. Las variables que significativamente afectan al racimo y originan, en consecuencia su rechazo son:

a) Dedo corto: 60% así:

- 1.) con más de 7 pulgadas y menos de 8 pulgadas, 45%
- 2.) con menos de 7 pulgadas 15%

b) Maltrato o daño de la fruta 40%

Se ha comprobado del guarismo anterior, que la fruta rechazada por maltrato es aprovechada para el engorde de ganado menor y para la fabricación de harina de banano, mediante el procedimiento tradicional, que consiste en cortar el banano verde en tajadas delgadas

y esparcir las en los techos de las casas para que se sequen con el calor del sol y luego molerlas.

La producción promedio semanal por hectárea, a nivel de finca, es de 36 a 40 cajas de 20 kilos. A nivel de zona hay una producción de 40.000 cajas semanales, más 15.000 racimos, o sea un promedio de semanal de 55.000 cajas por hectárea.

A nivel de zona, un racimo equivale a una caja de 20 kilos. Es cierto que en algunas fincas se obtienen 1.2 por racimo, mientras que en otras de baja eficacia, solo se obtienen 0.8 cajas por racimo.

El punto de equilibrio entre las utilidades y pérdidas deberá alcanzar una producción mínima por hectárea de 18.6 toneladas o 930 cajas por hectáreas por año o 18 cajas por hectárea /semanal.

En consecuencia toda finca que este por debajo del punto de equilibrio, el cual es de; 18.6 tonelada/hectárea/año, no es rentable económicamente.

1.3 CARACTERISTICAS DEL BANANO

La aceptación general de una fruta por los consumidores, no solamente se debe a su composición química y a su contenido en vitaminas, si no también a su perfume y sabor. El banano tiene la

ventaja de que es una fruta que se consume de una manera limpia, por mantenerse la pulpa protegida, hasta el momento de su consumo, por un grueso pericarpio o cáscara que es fácil de eliminar. Pesa de 100 a 200 gramos según la variedad y contiene de 60 a 65% de pulpa comestible.

1.3.1 Valor Alimenticio: El banano es una fruta de excepcionales cualidades alimenticias, diariamente forma parte de los ingredientes necesarios de nuestra alimentación tanto en estado verde como cocinado y/o maduro.

Los médicos aconsejan el consumo de la pulpa ya que es particularmente eficaz en casos de diarreas infantiles graves, y es bien tolerado por el organismo y parece ejercer una acción favorable sobre la flora intestinal, además es poderoso antiescorbútico y generador de energía en el organismo humano.

No obstante lo anterior, el banano es pobre en proteínas y lípidos y no es suficiente como base de una alimentación completa.

1.3.2 Composición Química: Contiene azúcar de fruta, fructosa levulosa en elevada cantidad, pero variable según el grado de madurez que contenga, como igualmente calcio, magnesio, fósforo, proteínas análogas a las de la carne y aminoácidos. También es rico en vitaminas A, B₁₂, C y D. Podemos ver que este conjunto constituye un

complejo de gran valor antirraquítico, formador de huesos fuertes y por la fijación del calcio, su riqueza en vitamina B₁₂ clasifica dicho complejo como gran alimento del sistema nervioso.

Además cuando el banano se va madurando el contenido de almidón de este se va transformando en azúcares, como lo muestra la tabla expuesta a continuación, el cual cuando se encuentra en su grado máximo de madurez la cantidad de almidones que queda es mínima ó nula, en cuanto a los azúcares obtienen su máximo nivel.

TABLA 1. TRANSFORMACIÓN DEL ALMIDÓN EN AZUCARES

Días de maduración	0	3	5	7	9	11
Glipusides totales	21.51	20.49	19.78	19.78	18.6	19.12
Almidón	20.65	12.85	6.00	2.93	1.73	1.21
Azucares reductores	0.24	2.81	7.24	10.73	12.98	15.31
Azucares no reductores	0.62	4.85	6.52	6.12	3.89	2.60

Fuente: Revista "EL PLATANO" pagina 225

TABLA 2. COMPARACIÓN DEL BANANO CON OTRAS FRUTAS

FRUTAS	AGUA	PROTEINAS	GRASAS	HIDRATOS DE CARBONO	CENIZAS	CALORÍAS 0 – 100 GR
	%	%	%	%	%	
MANZANA	84.6	0.4	0.5	14.2	0.3	64
BANANO	72.6	1.3	0.6	22.0	0.5	102.0
CEREZA	80.0	1.0	0.8	16.7	0.6	81.0
UVA	77.4	1.3	1.6	19.2	0.8	144.0
NARANJA	86.9	0.8	0.2	11.6	0.4	53.0
MELOCOTÓN	89.4	0.7	0.1	9.4	0.5	42.0
CIRUELA	78.4	1.0	0.1	20.1	0.5	88.0
FRESA	90.4	1.0	0.6	7.4	0.6	40.0

FUENTE: revista “EL PLATANO” pagina 227

1.4 HARINA DE BANANO

1.4.1. Características: Se designa con el nombre de harina de banano al producto obtenido por la desecación y pulverización de los frutos de diversas especies de banano, especialmente la llamada “MUSA PARADISIACA”, su color suele ser ligeramente grisáceo, la cantidad de azúcar depende del grado de madurez del fruto utilizado, la cual puede estimarse en un 16 %, albúmina en 1.4 %, grasas y sustancias extractivas no nitrogenadas de tipo mineral de 0 a 43 %, cuyas características asociadas a la de su olor y sabor la hacen muy estimada para la fabricación de alimentos para ancianos y enfermos, ya que posee una asociación de elementos muy nutritivos con gran riqueza de vitaminas, por lo cual es muy recomendada también para dietas dirigidas a niños por especialistas en nutrición.

1.4.2. Composición química: La harina de banano al igual que la fruta natural después de su previa observación, posee los mismos componentes que ésta, el complejo de vitaminas, azúcares, proteínas y sales minerales; como son, azúcar de fruta (16%), calcio, magnesio, fosfatos de elementos químicos, proteínas, aminoácidos y vitaminas A, B₁₂, C y D. Todo esto se puede resumir en la tabla 3.

TABLA 3. ANÁLISIS QUÍMICO DE LA HARINA DE BANANO

Contenido de:	% en estado verde
Humedad	12.48
Cenizas	3.56
Grasas	1.65
Proteínas	3.78
Fósforo	0.11
Hierro	0.01
Carbohidratos	78.40

Análisis elaborado por la tecnóloga **NANCY DE MUÑOZ** de la Universidad de Manizales a la Productora Agrícola San José de la ciudad de Ciénaga.

2. EVALUACIÓN DE LOS PROCESOS EMPLEADOS EN LA FABRICACIÓN DE HARINA DE BANANO VERDE

Las características que debe presentar un sistema que se desea emplear en la producción de harina de banano verde son las siguientes:

- Buena productividad.
- Alto porcentaje en el índice de finos productos.
- Facilidad de construcción y montaje.
- Bajos costos de producción y operación.
- Buenas características higiénicas.

Además debe estar en capacidad de manejar en forma eficiente algunas variables, como tiempo de proceso y kilogramo de harina producido.

Teniendo en cuenta los anteriores parámetros se evaluaron los sistemas que se venían empleando en la producción de harina de banano verde.

2.1. PROCESO DE FABRICACIÓN DE HARINA DE BANANO VERDE EN FORMA TRADICIONAL

Para fabricar harina de banano verde se seleccionan los bananos que no hayan empezado a madurar y en los que se notan indicio que han dejado

de crecer, lo que quiere decir que están verdes, se les separa el pericarpio o cáscara con la mano o con un cuchillo de madera para evitar que la pulpa se pinte con el ácido gálico que contiene dicha corteza. Hecho esto, se hacen rebanadas con un cuchillo de acero inoxidable. A medida que se van dividiendo se extienden al solo sobre papel blanco, limpio y sin imprimir o tela previamente lavada y se coloca al sol, volteándose constantemente hasta su perfecta desecación, cuyo grado se conoce, cuando tomándose una rodaja en los dedos puede reducirse a polvo por simple compresión de la misma. Cuando las condiciones climáticas no facilitan esta operación, entonces se puede secar al horno durante unas 24 horas a una temperatura que no baje de 70°C. También se puede acelerar la desecación sometiéndose las rodajas a una temperatura de 120°C durante 8 horas, lo cual asegura la evaporación de una importante cantidad de humedad y facilita así la molienda ha la que hay que someter después al producto.

Conseguido esto y una vez que están frías las rodajas, se someten a la operación de molienda en un molino de mano o eléctrico si se tratase de producir grandes cantidades. Cuando el mercado demanda harina de un grado de molienda muy fino, entonces hay que someter a una nueva molienda la harina de grado semigrueso, la cual deberá ser tamizada en maya fina según lo exijan los grados de finura que se deseen obtener.

3. CONSIDERACIONES PREVIAS AL DISEÑO

Con el desarrollo de este proyecto se logrará agilizar la producción de harina de banano verde en forma higiénica, garantizando la obtención de una mayor cantidad de harina en el menor tiempo posible, que la obtenida por el método tradicional, la cual se hará mediante procesos técnicos estrictamente controlados y supervisados. Esto se logrará mediante la realización de pruebas que permitan observar en forma objetiva los procesos ocurridos y así reafirmar lo expuesto en esta investigación.

3.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LOS EQUIPOS UTILIZADOS EN EL PROCESO DE PRODUCCIÓN

En esta sección se hace una reseña del conjunto de los elementos que compone la instalación, indicándose la misión principal de cada uno de ellos.

Primeramente el banano llega a las instalaciones de la planta en manojos transportados en camiones, procedentes de la zona bananera del Magdalena. Seguidamente es llevado hacia las mesas de recepción en donde se inicia el proceso de transformación en harina de banano.

3.1.1. Mesas de recepción, clasificación y despunte: Son mesas metálicas destinadas a recibir la carga de banano y a su vez clasificarlo, de tal forma que se retiren los bananos, golpeados, partidos, maduros y con hongos; además se le retiran las puntas o extremos para su posterior lavado.

3.1.2. Tina de lavado: Es una tina metálica en donde se lavará el banano sumergiéndolo en una solución de hipoclorito de sodio de 5 partes por millón, de esta forma el banano queda listo para el proceso de escaldado.

3.1.3. Tina de escaldado: Es una tina metálica la cual contiene agua a temperatura de 98°C donde se sumergirá el banano durante un tiempo aproximado de tres minutos.

3.1.4. Tina de enfriamiento. Es una tina metálica en donde se sumerge inmediatamente después del proceso de escaldado el banano en una solución de cloro de 5 partes por millón a temperatura ambiente.

3.1.5. Mesa de pelado. Es una mesa metálica destinada para el proceso de mondado manual del banano y así dejarlo listo para el proceso de corte o tajado de la fruta.

3.1.6. Maquina tajadora. Como su nombre lo indica sirve para hacer tajadas. Los bananos previamente mondados ingresan por unos tubos de recepción y luego un disco con cuchillas procede a tajar la fruta.

3.1.7. Deshidratador. Como su nombre lo indica es el equipo destinado para extraer el exceso de humedad contenido en la fruta, por medio de corrientes inducidas de aire caliente, generadas por quemadores de gas natural e inducidas por ventiladores de tiro forzados.

3.1.8. Molino. Es el equipo encargado de recibir las tajadas de fruta desecada y enfriada, para luego reducirlas a polvo y dejarlo listo para su posterior empaque.

3. PROCESO GENERAL DE DISEÑO

3.2. DISEÑO DE MESAS DE RECEPCIÓN, CLASIFICACIÓN Y DESPUNTE

Debido a la forma en que llega el banano a las instalaciones de la planta, se hace necesario tener herramienta, para recibirlo, seleccionarlo y despuntarlo, convirtiéndose ésta en la primera etapa en el proceso de producción de harina de banano verde; por esta razón, ha de diseñarse una mesa en donde se reciba, se clasifique y se haga el despunte del banano. También debe calcularse el número de mesas necesarias para cumplir con la cuota de producción que se requiere; además de su desempeño y eficiencia depende el resto de las etapas necesarias para la producción de la harina.

4.1.1. Consideraciones de diseño. El diseño de la mesa de recepción, clasificación y despunte, esta fundamentado en una adecuada selección de materiales y en un diseño apropiado de la forma de la mesa acorde con su función.

Como se explicó anteriormente el banano llega en forma de manojos, los cuales llegan a las instalaciones de la planta en camiones que son

descargados manualmente en la parte receptora de la mesa. En esta sección la fruta se individualiza del manajo.

Como se entiende, la mesa en esta sección debe soportar el peso de cierta cantidad de fruta y debe estar a una altura ergonómicamente adecuada para el descargue del camión. Después que la fruta es individualizada pasa a ser clasificada y luego es despuntada; en esta parte de la mesa debe existir un aditamento especial para el desalojo de las frutas hacia las canastas en donde pasará a la siguiente sección.

4.1.2. Selección del material para la construcción de las mesas.

4.1.2.1. Material de la cubierta. La cubierta de la mesa es la parte superior que esta en contacto directo con la fruta, esta debe cumplir con los siguientes requisitos para su buen funcionamiento como son:

- a) Resistencia mecánica, esta debe resistir el peso de la fruta descargada.
- b) Resistencia química, la cubierta debe resistir el ataque de ciertos álcalis o ácidos, en nuestro caso el banano contiene una sustancia alcalina pegajosa la cual contiene unos taninos que se activan con el oxígeno y forman unas manchas de color negruscos, el material

de la cubierta debe resistir este ataque químico para que dichas manchas salgan fácilmente con el lavado.

- c) Durabilidad, la cubierta debe estar construida en un material en el que sus propiedades no cambien ni se vean afectados por el paso del tiempo.
- d) Facilidad de construcción, la cubierta debe ser de un material de fácil adquisición en el mercado local y que su construcción sea simple y rápida.

Los principales materiales en los cuales se puede construir la cubierta tenemos:

- Madera
- Plástico
- Lámina de acero galvanizado
- Lámina de acero inoxidable

Después de analizar los requisitos anteriores para cada uno de estos materiales se eligió para este proceso lámina de acero inoxidable AISI 304L la cual esta aprobada por la F.D.A. (Food and Drug Administration) para el manejo de alimentos de toda clase.

- ❖ Resistencia mecánica. La resistencia mecánica de la lámina de acero inoxidable radica básicamente en su espesor y en la estructura de soporte que existirá bajo ella, ya que ésta en sí misma es muy flexible, para fabricar una mesa; por ello se debe construir un soporte en tubos de acero galvanizado, la cual sustenta la cubierta, y esta al recibir el peso de la fruta no se deformará. Para este caso el espesor adecuado tanto técnica como económicamente es el de calibre 16 (1.5 mm de espesor).
- ❖ Resistencia química. El acero inoxidable tipo 304L es un acero químicamente resistente a muchísimas sustancias alcalinas y ácidas. Ha sido por excelencia el material más utilizado en el manejo de alimentos durante mucho tiempo, es químicamente inerte, es decir no impregna olor, sabor, y no interviene en las propiedades químicas del producto, es resistente en el manejo de temperaturas bajas, medias y relativamente altas (aprox. 300°C) sin perder sus propiedades, por lo tanto el uso que se le daría construyendo las cubiertas en acero inoxidable, el desempeño del mismo sería excelente.
- ❖ Durabilidad. El acero inoxidable tiene una larga vida útil. Debido a que no envejece, sus propiedades no cambian con el tiempo, no sufre abrasión ya que no tiene ningún tipo de recubrimiento, al ser

soldado es con el mismo acero inoxidable lo cual no va tener problemas de oxidación en los puntos de soldadura.

- ❖ Facilidad de construcción. Es un material de alta maleabilidad y fácil de soldar. La única dificultad es que es un poco mas costoso que la lámina de acero galvanizado, pero en cuanto al mantenimiento, se podría decir que no hay que hacerle de ningún tipo.

4.1.2.2. Material para construcción de la estructura. En la sección anterior se eligió el acero inoxidable AISI 304L como material más adecuado para la construcción de la cubierta de la mesa. Como es necesario construir una estructura para la cubierta, debido a que ella por sí misma, no es capaz de soportar el peso del producto. El material mas adecuado para construir la estructura de la cubierta, es tubería de acero galvanizado, la cual es de alta resistencia, y como no está en contacto directo con el producto ni está sometida a la abrasión, se obtendría una mayor durabilidad; además es de fácil consecución, de fácil construcción y es soldable.

Esta estructura debe ser pintada para protegerla de la acción corrosiva de la humedad especialmente en la zona donde se aplica la soldadura.

La tubería de soporte de la mesa (patas) será construida en tubería de 2 pulgadas, y la tubería de sustentación de la cubierta será construida en tubería de 1¹/₂ pulgada.

4.1.3. Diseño de las formas las mesas de recepción, clasificación y despunte.

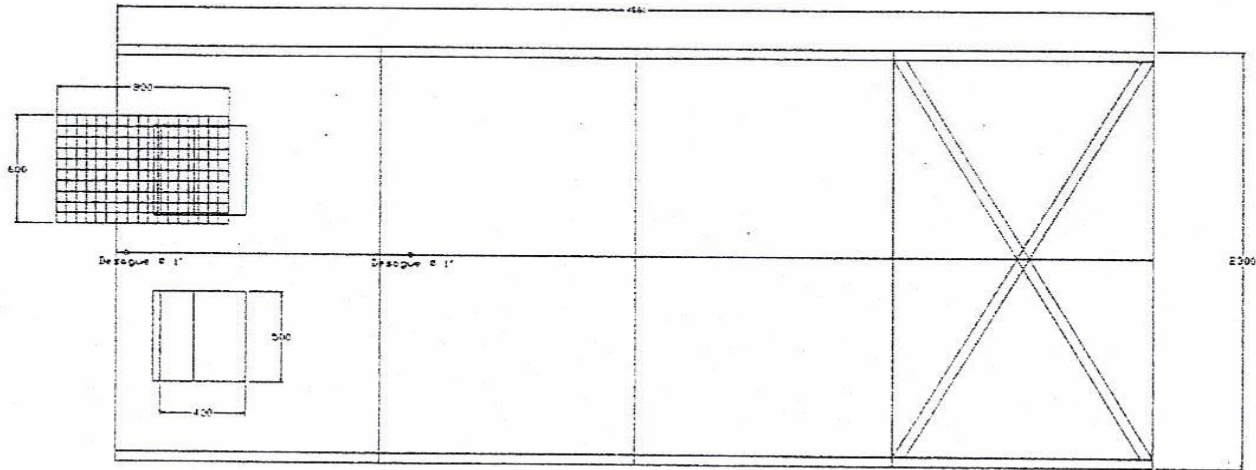
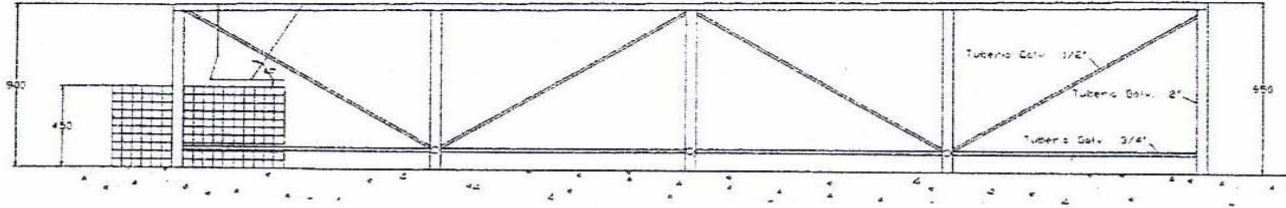
4.1.3.1. Consideraciones para el diseño. Dentro de las consideraciones de diseño se debe tener en cuenta:

- a) Altura. La altura de la mesa para que sea ergonómicamente aceptable, no debe sobrepasar los 90 cm, ya que esta altura es la recomendable para que los operarios trabajen sin esfuerzo adicional al movilizar el producto por encima de las mesas, además la altura de descargue del producto en el camión se encuentra un poco por encima de los 90 cm, y así se facilita la operación de descargue ya que va desde un sitio mas alto a uno más bajo.
- b) Ancho. Para lograr que la mesa tenga un espacio adecuado para la operación, se tendrá el número de operarios trabajando a cada lado (3) y la cantidad de producto que se va a manejar; entonces la mesa debe tener un ancho de 2,30 metros. Otra de las razones por las cuales no debe sobrepasarse este ancho, es porque las

medidas de las lámina de acero inoxidable, vienen en presentación de 2,44 por 1,22 metros, de la cual el lado largo de la lámina se va a usar como lado ancho de la mesa y el lado corto se va a usar como una parte del largo de la mesa.

- c) Largo. El lado largo de la mesa, se determinó de acuerdo al volumen de fruta por cada mesa siendo este de aproximadamente de 3425 bananos; por lo tanto el largo de la mesa es de 4,88 metros.

4.1.3.2. Desarrollo del diseño. En esta sección se expondrá las razones por las cuales la mesa tiene la forma ilustrada en los planos #1. En el desarrollo del proceso de producción de harina de banano verde las etapas de recepción y clasificación requieren de una mesa, en la cual al producto se le aplique el control de calidad inicial (inspección visual), para que luego pase a ser despuntado en otro sector dentro de la misma mesa. En esta parte la forma de la mesa no tiene que ser muy especial, esta ha de tener una pendiente hacia el centro de la misma de aproximadamente 3° , para que ésta al ser lavada para remover las manchas dejadas por el producto, el agua residual sea desalojada por un canal. Lógicamente esto indica que debe haber un desagadero al final de esta sección por donde saldrán todas la aguas trabajadas, el cual es tubo de acero inoxidable tipo 304.



UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR		MESA DE RECEPCION, CLASIFICACION Y DESPUNTE	
		INTEGRANTES LUIS ADOLFO FACHOLAS M	DIRECTOR BENJAMIN E. ARANGO Z.

En esta sección los bananos que no pasen la inspección visual serán depositados por el operario en una canasta externa al lado de la mesa.

En la parte que corresponde a la etapa de despunte la mesa debe tener un sistema adecuado donde el banano despuntado valla a las canastas que se utilizaran en el proceso de escaldado sin que este sufra daños por impacto. Para evitar este hecho se diseñó una boca de salida de 400 por 500 mm en la cual el banano se desliza fácilmente, por medio de una pared de 60° de inclinación adyacente a la boca de salida (esta inclinación se hizo con base en experiencias realizadas al banano), por donde el banano baja a poca velocidad, disminuyendo así los daños por impacto. La boca de salida tiene medidas inferiores a las de la canasta que recibe el banano. Esto con el fin de evitar que el producto caiga fuera de la canasta y así no correr el riesgo de que se contamine con el piso de la planta.

En cada lado de la mesa deben trabajar 3 operarios, un receptor, un clasificador y un despuntador.

4.2. DISEÑO DE TINA DE LAVADO Y ESCALDADO

Esta etapa del proceso de producción de harina de banano verde, como se explicó anteriormente consiste el proceso de inmersión del producto ya despuntado en una solución de hipoclorito de sodio de 5 partes por millón párale proceso de lavado, y de la inmersión en agua a una temperatura de 98° C durante 3 minutos. Para llevar a cabo este objetivo se hace necesario el diseño de unas canastas de acero inoxidable, las cuales aseguran un manejo higiénico del producto. Estas canastas tendrán unas dimensiones de: 80 cm de largo, 60 cm de ancho y 40 cm de alto, esto da un volumen de aproximadamente 192 litros.

4.2.1. Diseño de canasta. En la sección anterior se menciona los materiales en los que deben estar contruidos los equipos que están en contacto directo con el producto (acero inoxidable AISI 304L), por lo tanto la canasta no es la excepción, la altura de la canasta esta determinada para que entre por debajo de la boca de salida de la sección de despunte, el ancho sobrepasa 10 cm al ancho de la boca de salida y el largo se calculo para que fuera modular, es decir que la posición de los bananos en la canasta de ser paralela al largo de la misma. La canasta debe soportar un peso de 100 kg, y estarán contruidas en varillas de acero inoxidable tipo 304. la estructura externa con varillas de 3/8 de pulgadas de diámetro y el tejido de la canasta con varillas de 3/16 de pulgadas, los espacios del tejido no deben sobrepasar los 4 cm entre varilla y varilla, ya que un espacio superior dejaría pasar el producto. Las

uniones entre varillas se deben hacer con procedimiento de soldadura TIG y estas deben ser limpiadas con un desincrustante para evitar oxidación en ese punto. (ver plano # 1)

4.2.2. Diseño de tina de lavado. Está fundamentada básicamente en las medidas de la canasta, ya que en esta se sumergirá la canasta contenida de producto, que deberá lavarse en una solución de hipoclorito de sodio de 5 p.p.m.

Para el diseño de la tina se utilizará acero inoxidable AISI 316L, debido a que es el más adecuado para soportar este tipo de soluciones.

Las medidas interiores de la tina deben tener cierta amplitud con respecto a las externas de la canasta, esto con el fin de facilitar la inmersión, sin tener salpicaduras ni derrames; por esto la tina en su ancho y largo supera en 10 cm el tamaño de la canasta, ya que con esta holgura se hace fácil la operación. En cuanto a la altura de la tina estará determinada de la siguiente manera:

# de bananos que caben en la canasta	288
Volumen desplazado de la canasta	10 litros aprox.
Volumen de producto contenido en la canasta	42 litros
Peso del producto contenido en la canasta	43 kg

La altura de la tina es igual a:

Altura = (volumen desplazado del producto + volumen desplazado de la canasta)/ (área de la tina) +40 cm de altura de la canasta + 5 cm de altura de seguridad.

Altura = 55 cm.

Para construir la tina se usará lámina de acero inoxidable AISI 316L calibre 16 con un espesor de 1.5 mm; también llevará un reborde doblado para darle rigidez, y un desagüe en la parte baja para retirar el agua utilizada, en tubería de acero inoxidable 316 de 1¹/₂ pulg. de diámetro. La tina llevará unas patas para separarlas del piso, de 10 cm de altura soldadas al fondo de la tina por medio de unos sobresanos. (plano # 2)

4.2.3. Diseño de la tina de escaldado.

4.2.3.1. Selección de materiales. La tina de escaldado de ser construida en lámina de acero AISI 304L, por razones ya conocidas; como la tina estará sometida a altas temperaturas en el fondo para lograr la temperatura deseada del agua esta debe construirse con un espesor más alto que el de calibre 16 con el cual se ha venido trabajando, ya que las altas temperaturas podrían causar deformaciones si se usara la misma lámina. El espesor recomendado para este tipo de aplicaciones es igual o superior a 2 mm, ya que con éste las deformaciones térmicas serían

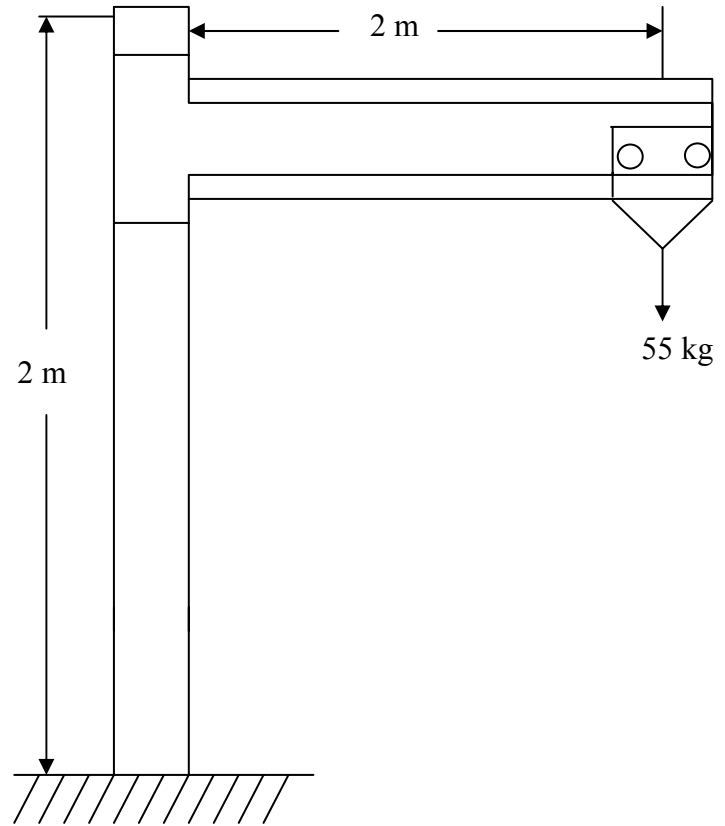
insignificantes, entonces este espesor se obtiene usando una lámina calibre 14.

4.2.3.2. Diseño de la forma de la tina. En cuanto a las medidas y forma de la tina serán muy parecidas a las de la tina de lavado, con un extremo un poco más amplio para permitir la instalación de una termocupla, para medir la temperatura del agua, para efectos de control del proceso. En el fondo de la tina las patas de soporte se instalarán en forma encajonada, para alojar los quemadores de gas natural. La tina deberá tener en la parte superior un reborde para darle rigidez, y actuar como defensa a los choques de las canastas debido a una mala operación.

En vista de que la tina estará a una temperatura medianamente peligrosa para los operarios, el producto de las canastas deberá manejarse por medio de un sistema sencillo de elevación, en donde a través de un diferencial manual se izará la canasta para introducirla en la tina y así evitar el contacto de los operarios con el agua caliente. (ver diseño del sistema de elevación).

La tina deberá tener una salida para drenarla, por efectos de cambio del agua, esta tubería deberá ser en acero inoxidable de 1¹/₂ pulg. de diámetro para permitir una drenada rápida. Los detalles de construcción están en el plano # 2, quedando las medidas de la siguiente forma:

Altura 60 cm.



DISEÑO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

CALCULOS BÁSICOS

$$Q = m g = 55 \cdot 9.81 = 539.55 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0$$

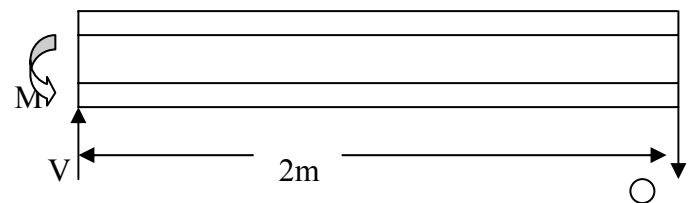
$$V - Q = 0$$

$$V = Q = 539.55 \text{ N}$$

$$\Sigma M_o = 0 \quad M - (Q \cdot L) = 0$$

$$M = Q \cdot L = 539.55 \cdot 2$$

D. C.L

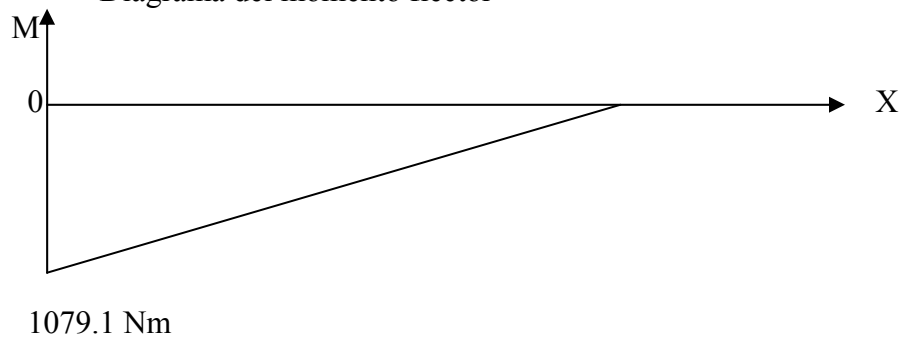


$$M = 1079.1 \text{ Nm}$$

Diagrama de cortante



Diagrama del momento flector



La fuerza cortante es constante y el momento flector es máximo en 0 . se tiene

$$V_{\text{máx}} = 539.55 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 1079.1 \text{ Nm}$$

Se asume acero estructural ASTM – A36 con:

$$\Delta u = 400 \text{ Mpa}$$

$$\Delta y = 250 \text{ Mpa}$$

$$\tau_y = 145 \text{ Mpa}$$

$$F.S = 4: 1 \text{ asumido}$$

$$F.S = \Delta_y / \Delta_{adm}$$

$$\Delta_{adm} = \Delta_y / F.S$$

$$\Delta_{adm} = 250 \text{ Mpa} / 4$$

$$\Delta_{adm} = 62.5 \text{ Mpa}$$

$$F.S = \tau_y / \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = \tau_y / F.S$$

$$\tau_{adm} = 145 \text{ Mpa} / 4$$

$$\tau_{adm} = 36.25 \text{ Mpa}$$

Consideraciones de resistencia de materiales

El mínimo modulo de sección admisible es

$$S_{\text{mín}} = M_{\text{max}} / \Delta_{\text{adm}}$$

$$S_{\text{mín}} = 1079.1 \text{ Nm} / 62.5 \text{ Mpa}$$

$$S_{\text{mín}} = 17.265 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Luego $S > S_{\min}$

$$S_{\min} = 17.2656 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Para perfil I liviano de alas paralelas (IPE)

I_x 10^6 mm^4	Perfil	$S(10^3 \text{ mm}^3)$	Área $A \text{ mm}^2$	Altura d. mm	Aleta Ancho espeso bf mm tf mm	Espesor alma tw mm
0.801	IPE 80	20	764	80	46 5.2	3.8
1.71	IPE 100	34.2	1030	100	55 5.7	4.1
2.57	IPE A 120	43.8	1100	117.6	64 5.1	3.8

Catálogo Industrial NICASTILLO S.A pag 28

Se eligió el IPE 100 por economía

Luego se comprueba por cortante medio (τ_{med})

$$\tau_{\text{med}} = V_{\text{max}} / A_{\text{alma}}$$

$$\tau_{\text{med}} = 539.55 \text{ N} / 1030 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{\text{med}} = 0.52383 \text{ Mpa} = 523.834 \cdot 10^3 \text{ N} / \text{m}^2$$

se verifica si: $\tau_{\text{med}} < \tau_{\text{adm}}$

$$0.52383 \text{ Mpa} < 36.25 \text{ Mpa}$$

La viga es aceptable

Ahora se comprueba si el máximo esfuerzo normal en un punto justo debajo de la aleta superior en la sección de momento máximo excede el esfuerzo normal admisible.

$$y = C_{\max} - t_f$$

$$y = 200 \text{ mm} - 5.7 \text{ mm}$$

$$y = 94.3 \text{ mm}$$

De la tabla I $1.71 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

$$\Delta_x = My / I$$

$$\Delta_x = 1079.1 \cdot 10^3 \text{ N.mm} \cdot 94.3 \text{ mm} / 1.71 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\Delta_x = 59.508 \text{ Mpa}$$

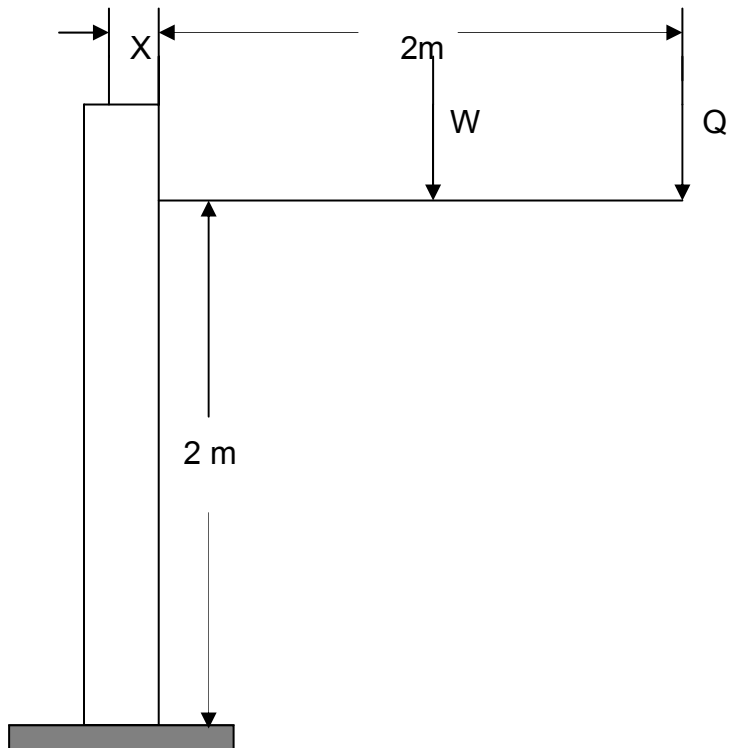
$$\Delta_x < \Delta_{\text{adm}}$$

$$59.508 \text{ Mpa} < 62.5 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto la viga es aceptable

Después de las comparaciones se tiene que el perfil IPE 100 seleccionado es aceptable

DISEÑO DE LA COLUMNA DEL PESCANTE

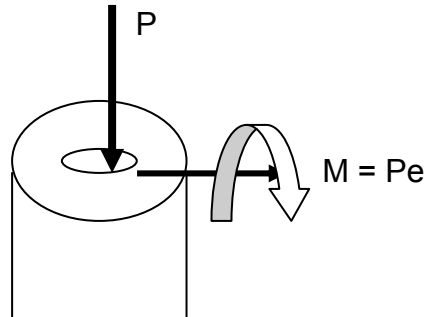


$$W = mg = 16.2 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$W = 158.92 \text{ N}$$

$$Q = 539.55 \text{ N}$$

$$E = 200 \text{ Gpa}$$



$$P = W + Q$$

$$P = 158.92 + 539.55$$

$$P = 698.472 \text{ N}$$

Por prueba y error y usando el método del esfuerzo admisible

$$\Delta_{adm} \leq P/A + Mc/I_x$$

$$Mc/I = M/S$$

$$F.S = 4$$

Probando con un tubo de acero-carbon ASTM A53 GR. B con:

2.5 in nominal

$$S_y = 241 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 413 \text{ Mpa}$$

Sch 80

$$D_{ext} = 73 \text{ mm}$$

$$t = 7.01 \text{ mm}$$

$$A = \pi dt$$

$$I_x = I_y = \pi d^3 t / 8$$

$$A = \pi * 0.073 * 0.00701$$

$$A = 1.607 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I = \pi * (0.073)^3 * 0.00701 / 8$$

$$I = 1.0708 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$S = 1.0708 * 10^{-6} / 0.0365$$

$$S = 2.9339 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P_e = Wx_1 + Qx_2$$

$$e = (Wx_1 + Qx_2) / P$$

$$e = (158.92 * 1 + 539.55 * 2) / 698.47$$

$$e = 1.77 \text{ m}$$

$$C_c = \sqrt{(2 * \pi^2 E / \Delta y)}$$

$$C_c = \sqrt{(2 * \pi^2 * 200 * 10^9 / 241 * 10^6)}$$

$$C_c = 127.9886$$

$$L / r = 2 / 0.0365$$

$$L / r = 54.7945$$

$$P / A = 698.47 \text{ N} / 1.607 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P / A = 434.642 \text{ Kpa}$$

$$ec / r^2 = eA / S$$

$$ec / r^2 = 1.77 * 0.365 / 0.0365^2$$

$$ec / r^2 = 48.493$$

Remplazando en:

$$\Delta_{\max} = P/A [1 + ec/r^2 * \sec(1/2r\sqrt{P/EA})]$$

$$\Delta_{\max} = 21.511.741 \text{ Mpa}$$

$$\Delta_{\text{adm}} = \Delta y / F.S$$

$$\Delta_{\text{adm}} = 241 * 10^6 / 4$$

$$\Delta_{\text{adm}} = 60.25 \text{ Mpa}$$

$$\Delta_{\max} < \Delta_{\text{adm}}$$

$$21.51 \text{ Mpa} < 60.25 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto la columna es aceptable

Para un ASTM A53 GR B Sch 40 de 3in de diámetro nominal se obtuvo un

$$\Delta_{\max} = 18.595 \text{ Mpa}$$

Para un ASTM A53 GR B Sch 80 de 3 in de diámetro nominal se obtuvo un

$$\Delta_{\max} = 13.4 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto se asume como columna ideal para el diseño la de 2.5 in de diámetro exterior teniendo en cuenta que esta es un poco mas económica.

Ancho 70 cm.

Largo 100 cm.

4.2.3.3. Procedimiento de selección de los quemadores de la tina de escaldado. Para seleccionar el quemador que calentará el agua de la tina de escaldado, se debe calcular el calor necesario para elevar la temperatura del agua, de temperatura ambiente (30°C), hasta 98°C temperatura de escaldado; por lo tanto se procede de la siguiente manera:

Volumen tina de escaldado = 343 litros

Temperatura inicial = 30 °C = 86 °F

Temperatura final = 98 °C = 208.4 °F

$Q_1 = C_p * m * \Delta T$ donde: C_p = capacidad calorífica [BTU/°F.lb]

m = masa [lb]

ΔT = diferencia de temperatura [°F]

$C_p = 1.007$ BTU/°F.lb

$m = 755.7$ lb

$\Delta T = 122.4$ °F

reemplazando en Q_1 se tiene:

$Q_1 = 93145.16$ BTU

El tiempo de calentamiento de la tina debe estar dentro de los 45 minutos o sea 0.75 horas entonces.

$Q_1 = 93145/0.75$ BTU/hr

$$Q_1 = 124193.3 \text{ BTU/hr}$$

También se debe calcular que la tina disipa por convección natural (esto debido a que no hay corrientes de aire importante) mientras es calentada, lo cual debe ser suplido por el quemador.

Para un paralelepípedo como es la tina, la formulas para calcular la convección natural según Karlekar es:

$$Q_2 = A * h * \Delta T \quad \text{donde: } A = \text{área exterior de la tina [pies}^2\text{]}$$

$$h = \text{coeficiente de convección natural} \quad \dots \dots \dots$$
$$[BTU/hr.pie^2 \text{°F}]$$

$$h = Nup * K_{\text{aire}} / Lc \quad \text{donde: } Nup = \# \text{ de nusselt promedio}$$

$$K_{\text{aire}} = \text{conductividad térmica del aire}$$

$$Lc = \text{longitud característica}$$

$$Nup = 0.55 Ra^{1/4} \quad \text{donde: } Ra = \# \text{ de raly}$$

$$Ra = Gr * Pr \quad \text{donde: } Gr = \# \text{ de grashof}$$

$$Pr = \# \text{ de prandtl}$$

$$Gr = (g * \beta * \Delta T * Lc^3 * \rho^2) / \mu^2 \quad \text{donde: } \beta = \text{coeficiente de expansión térmica}$$

$$\mu = \text{viscosidad}$$

$$\beta = 2.17 * 10^{-3}$$

$$\mu = 18.09 * 10^{-5}$$

$$\rho = 1.87 * 10^{-3}$$

$$Lc = 1.23$$

$$g = 32.2$$

$$Gr = 1700.66$$

$$Pr = 0.706$$

$$Ra = 1200.66$$

$$Nup = 3.237$$

$$k_{aire} = 0.0154$$

$$h = 0.0405$$

$$A = 31.52$$

$$Q_2 = 156.25 \text{ BTU/hr}$$

El calor necesario que deben suministrar los quemadores $Q = Q_1 + Q_2$

$$Q = 124193.3 + 156.25$$

$$Q = 124349.55 \text{ BTU/hr}$$

Según datos suministrados por, Industrias Arte Acero LTDA, los quemadores para cocinas industriales son:

12000 BTU/hr para un diámetro de 10 cm

25000 BTU/hr para un diámetro de 30 cm

30000 BTU/hr para un diámetro de 40 cm

Con los cuales se puede hacer un montaje de los 3 quemadores que generan 67000 BTU/hr con un diámetro de 40 cm.

Según los cálculos de calor requeridos se concluye que con 2 quemadores con este tipo de montaje se suplen las necesidades de calor requeridas.

4.3. DISEÑO DE TINA DE ENFRIAMIENTO

El diseño de la tina de enfriamiento es básicamente semejante al diseño de la tina de lavado, ya que en esta también se sumergirán las canastas que contienen el producto, para enfriarse en una solución de agua clorinada de 5 p.p.m.

Para el diseño de la tina se usará acero inoxidable AISI 316L, el cual es adecuado para soportar el ataque del ión cloro en las zonas aledañas a las soldaduras y así evitar fugas posteriores.

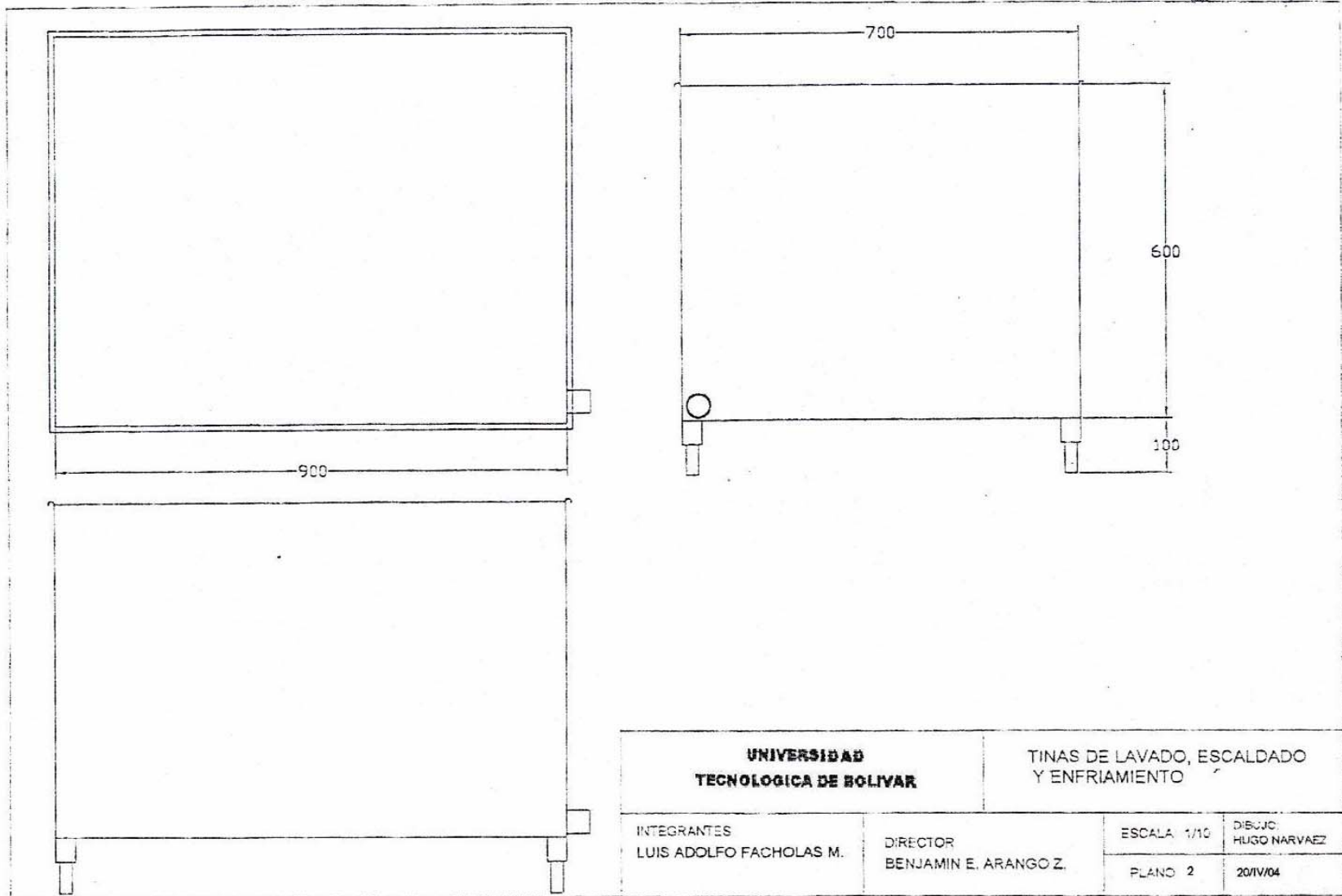
Las medidas interiores de la tina son las mismas justificadas para la tina de lavado, ya que en ellas se sumergirán las mismas canastas, quedando las medidas así:

Alto 55 cm.

Ancho 70 cm.

Largo 90 cm.

Se construirá en lámina calibre 16 (espesor 1.5 mm) con un reborde doblado para darle mayor rigidez; también constará de un desagüe para retirar la solución utilizada, en tubería de acero inoxidable tipo 316 de 1½ pulg. de diámetro. Lo mismo que la tina de lavado esta constará de



**UNIVERSIDAD
TECNOLOGICA DE BOLIVAR**

TINAS DE LAVADO, ESCALDADO
Y ENFRIAMIENTO

INTEGRANTES
LUIS ADOLFO FACHOLAS M.

DIRECTOR
BENJAMIN E. ARANGO Z.

ESCALA 1/10
PLANO 2

DIBUJO:
HUGO NARVAEZ
20/IV/04

unas patas para separarlas del piso de las mismas especificaciones y dimensiones, para guardar simetría en el diseño. (plano # 2)

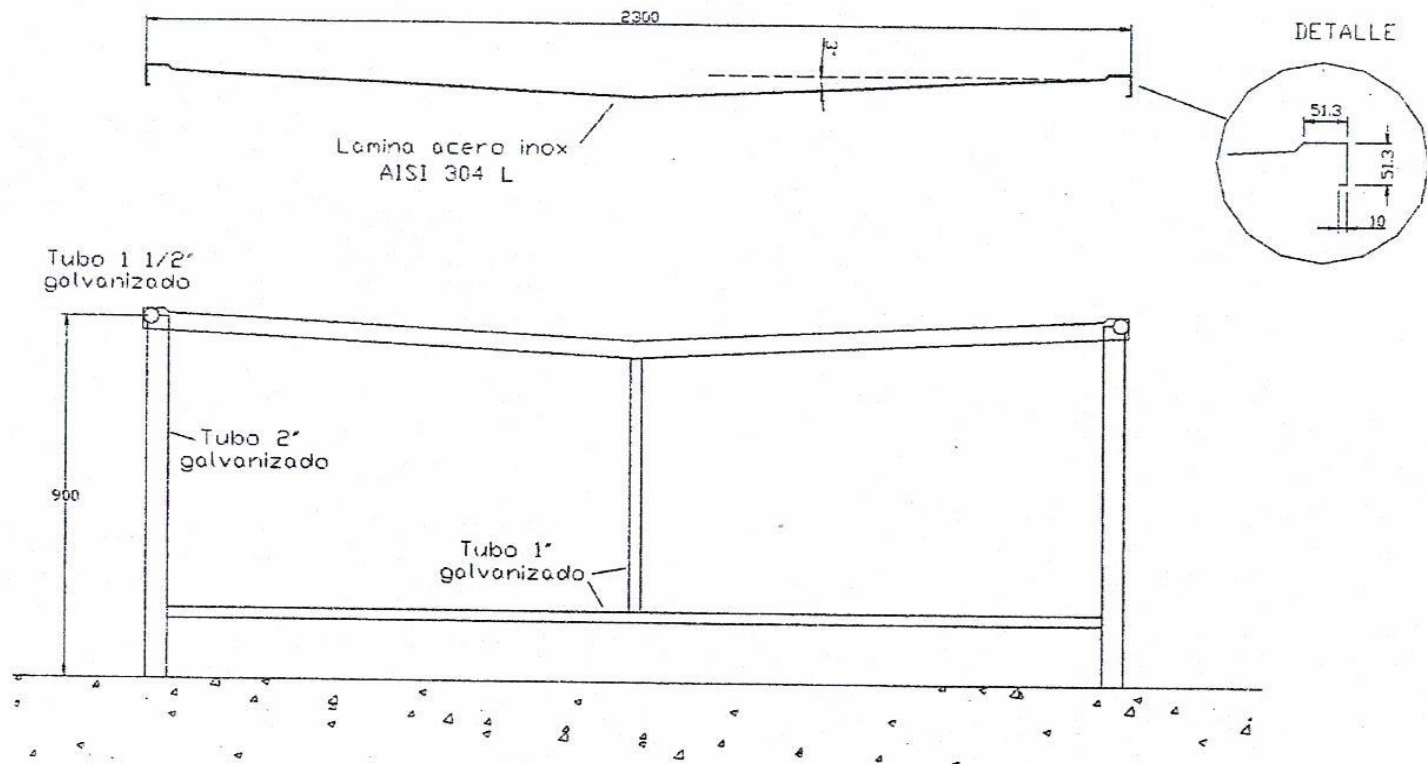
4.4. MESA DE PELADO

Esta es una herramienta necesaria para hacer el vínculo entre los procesos anteriores y el de tajado, en donde a la fruta se le retira el pericarpio y quedará lista para el posterior tajado.

4.4.1. Diseño de cubierta. El diseño de la mesa deberá estar orientado de la siguiente manera: el material de la cubierta debe ser de acero inoxidable por las razones ya conocidas, y en esta etapa se debe utilizar con más razón debido a que la fruta va a estar despojada de su capa protectora (pericarpio) por lo tanto se debe proceder con más cuidado para evitar contaminaciones del producto. Como la fruta viene de un proceso de sucesivas inmersiones, siendo el enfriamiento la última de ellas, se espera que el producto llegue extremadamente humedecido y aun goteando al ser descargado de las canastas; por lo tanto la mesa debe tener una forma tal que el agua que viene acompañando al producto sea drenada; de ahí que el perfil de la mesa tenga una inclinación hacia el centro para cumplir este objetivo.

Para establecer las medidas de la mesa de pelado se debe tener en cuenta lo siguiente:

Flujo de frutas hacia la mesa. Esto se refiere a la cantidad de fruta que llega a la mesa y el intervalo de tiempo que hay entre la llegada de cantidades similares a la mesa. Se estableció que de acuerdo al tiempo de los anteriores procesos, cada mesa recibirá unos 86 kilos de banano cada 12 minutos aproximadamente. Esta cantidad de fruta debe estar distribuida en un área aproximada de 2 m^2 , para que el apilamiento no sea excesivo; también se debe tener en cuenta que debe haber un área sobre la mesa, donde se coloque el producto mondado y un área de trabajo de los operarios. El área de producto mondado es similar al área de producto sin mondado y el área de los operarios que será de aproximadamente 1 m^2 por cada 2 operarios; en este proceso para desalojar la cantidad de bananos que llega en 12 minutos, se necesitan 4 operarios; entonces el área disponible para la operación será de 2 m^2 adicionales a los del área de bananos mondados y sin mondado. Sumando entonces estas áreas se tiene un área total requerida de 6 m^2 , esta medida se puede lograr fabricando la mesa, en un ancho de 1.40 m con un largo de 4.50 m siendo esta medida ideal para construir con láminas de tipo comercial sin desperdicio de material.



UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR		PERFIL MESA RECEPCION, CLASIFICACION Y DESPUNTE	
INTEGRANTES LUIS ADOLFO FACHOLAS M.	DIRECTOR BENJAMIN E. ARANGO Z.	ESCALA: 1/10	DIBUJO: HUGO NARVAEZ
		PLANO 1	20/IV/04

4.4.2. Diseño de la estructura de la mesa de pelado. El diseño de la estructura, está basado en el mismo concepto que el de la mesa de clasificación y despunte. Esta será construida en tubería de acero galvanizado, que por razones ya conocidas presenta gran resistencia y alta durabilidad para la labor a desempeñar, las patas de soporte serán construidas en tubos de acero galvanizado de 1¹/₂ pulg. con una altura de 90 cm cada una, y el marco superior será construida en tubería de 1¹/₄ de pulg., los travesaños de soporte de la cubierta se construirán en tubería de ³/₄ de pulg. y los travesaños inferiores en tubería de ¹/₂ pulg.

El peso que ha de resistir la mesa está dado por la máxima cantidad de producto que en determinado tiempo ha de haber, más el apoyo de los operarios que en ella trabajan, dicha carga es aproximadamente 200 kg; la mesa consta de 6 patas las cuales soportan un peso de 33.3 kg por carga y 17 kg por el peso de la cubierta, para un total de 50.3 kg por cada una, las cuales resisten con amplitud dicha carga.

4.5. DISEÑO DE TAJADORA

Dentro del proceso de producción de harina de banano verde, es necesario el tajado de los bananos con el fin de lograr una mayor área

superficial para una masa pequeña de fruta y así lograr una deshidratación óptima, ya que su mayor área de exposición aumenta la capacidad de transferencia de cada tajada y así esta pueda ceder agua al ambiente para lograr la desecación y poder ser convertida en harina.

4.5.1 Consideraciones para el diseño de tajadora. El diseño de la tajadora está fundamentado en la necesidad de convertir el mesocarpio de la fruta en tajadas de aproximadamente 3 mm de espesor. Como es bien sabido el banano es una fruta de forma alargada y tiene aproximadamente un diámetro máximo entre 3.5 y 4 cm. Para lograr el objetivo de tajar la fruta se diseñó un disco el cual portará un par de cuchillas dispuestas a 180° una de la otra, construidas en acero inoxidable para cuchillería (acero AISI 430). Las cuchillas están aseguradas mediante tornillos que van sujetos al disco y giran solidarias con el mismo. El disco será fabricado en aluminio, el cual observa las siguientes ventajas:

- a) Es muy resistente para esta aplicación y de bajo peso.
- b) Es fácilmente moldeable.
- c) Está aprobado por la F.D.A. para el manejo de alimentos en frío.

Por ser un material relativamente liviano, el aluminio permite elegir elementos como, ejes, rodamientos más pequeños que absorben menos potencia por inercia, dando como resultado la selección de un motor más

pequeño que se traduce en ahorro de energía y por ende un ahorro en los costos de producción.

La tajadora comprende un aparejo para cargarlo, que facilita la carga de este equipo. Este aparejo tiene dos tubos dispuestos uno frente al otro soportado por una base que acopla en la boca de carga del equipo; quedando estos tubos en posición perpendicular a los cuchillos del disco de corte, asegurando que cada vez que se introduzca un banano por el tubo carga de forma perpendicular a las cuchillas del disco de corte, aprovechando al máximo este proceso.

Inicialmente se pensó en una capacidad de 2 toneladas, pero al colocar este aparejo la limitante de la carga (peso) desaparecería y esta pasaría a ser el tiempo que tardaría en tajar dicha cantidad de bananos. Como inicialmente nos interesa el tiempo que tardaría en cortar las (2) toneladas, lo calcularemos de la siguiente forma:

Datos:

$2T_n = 2000 \text{ kgr}$

Peso de un banano 200 gr

Largo de un banano 7 plg = 17.5 cm

Espesor de la tajada = 3 mm

Vel. Disco = 450 r.p.m

$$= \frac{1000 \text{ kgr}}{0.2 \text{ kgr}} = 10.000 \text{ bananas}$$

Del diseño de formas sabemos que se introducen 2 bananas a la vez y que en cada revolución al banano se le hacen dos cortes o sea 2 tajadas; luego al cortar un banano salen 6 tajadas.

1 rev \longrightarrow 2 Tajadas

X \longrightarrow 6 Tajadas

$$X = \frac{6 \text{ taj} \times 1 \text{ rev}}{2 \text{ taj}} = 3 \text{ rev taja un banano}$$

X \longrightarrow 450 rev/min

2 Bnos \longrightarrow 3 Rev

$$X = \frac{450 \text{ rev/min} \times 2 \text{ bananos}}{3 \text{ rev}}$$

X = 300 bananas/min.

1 min \longrightarrow 300 bananas

X \longrightarrow 10.000 bananas

$$X = \frac{10000 \text{ bananas} \times 1 \text{ min}}{300 \text{ bananas}}$$

X = 33.3 min → se cortan 10.000 bananas en 33.3 min

Esto es dependiendo de la pericia del operario.

La tajadora también comprende un recipiente que tiene una forma adecuada para recibir la tajada cortada y desalojarla a la parte externa, donde será acumulada para que sea llevada al próximo proceso (deshidratación). Dicho recipiente debe ser construido en acero inoxidable para asegurar el buen manejo del producto, debido a que la tajada tendrá mayor contacto en este punto.

El disco mencionado anteriormente trabajará dentro de este recipiente el cual es movido por un eje de acero inoxidable en donde se acopla el disco, haciéndolo girar a 450 R.P.M. (dato obtenido experimentalmente) y que estará movido por un sistema de transmisión por correas, diseñado convenientemente para lograr la relación de velocidades necesaria requerida. Los soportes serán rodamientos autoalineantes rígidos de bolas, los cuales estarán soportados por bases fabricadas en fundición de aluminio.

El motor que proporcionará la potencia necesaria para todo el movimiento será eléctrico, y estará montado sobre una mesa, donde a su vez también estará montada la máquina tajadora.

4.5.2. Procedimiento de cálculo del diseño de la tajadora.

4.5.2.1. Cálculo de potencia requerida para mover la máquina. Los cálculos de potencia están basados en la potencia necesaria para cortar las tajadas de la fruta por la herramienta de corte y la potencia necesaria para mover los elementos que giran, es decir potencia para romper la inercia.

En la figura # 1 se observa la disposición de los elementos en la transmisión de la potencia y se asignan las dimensiones y los materiales de cada uno de estos elementos.

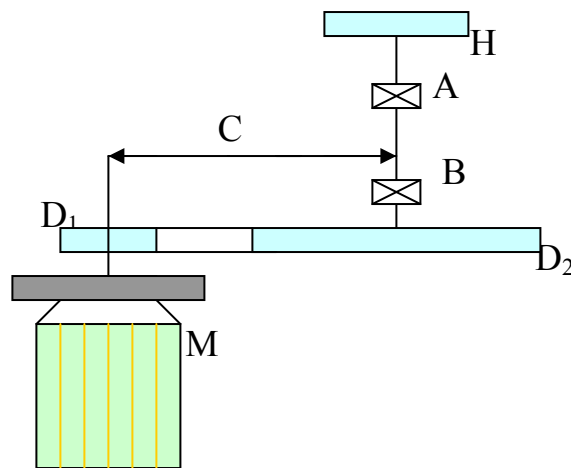


Figura 1 Esquema del sistema de transmisión de potencia

donde: A: apoyo 1, B: apoyo 2, C: distancia entre centro, D1: polea conductora,
D2: polea conducida, H: herramienta de corte, M: motor.

Se tienen los siguientes datos necesarios para el cálculo:

H: $D_H = 215$ mm; $t_H = 10$ mm; $w = 450$ r.p.m; material aluminio.

M: $w = 1800$ r.p.m; $D_{\text{eje}} = 20$ mm.

D₁: $D_{D1} = 75$ mm; $t_{D1} = 20$ mm; material aluminio.

D₂: $D_{D2} = 300$ mm; $t_{D2} = 20$ mm; material aluminio.

$M_w = D_2 / D_1 = w_1 / w_2$.

C: = distancia entre ejes de las poleas.

Con los datos y los materiales supuestos, se pueden calcular los momentos de inercia necesarios para calcular la potencia absorbida por la inercia del sistema.

4.5.2.1.1. Cálculo de potencia necesaria para mover los elementos que giran. La potencia absorbida por la inercia de los elementos que componen el sistema, es particular para cada elemento; debido a que el momento de inercia de masa, es diferente para cada uno de ellos. Las ecuaciones utilizadas son:

$P = T.w$ donde: P = potencia [watt]

T = torque [N.m]

W = velocidad angular [rad/seg]

$T = I.\alpha$ donde: I = momento de inercia de masa [kg.m²]

α = aceleración angular [rad/seg²]

$\alpha = w/\Delta t$ donde: Δt = tiempo necesario para que el motor alcance sus r.p.m nominales [seg]

1) Cálculo del momento de inercia de masas del sistema.

El momento de inercia de masa se simboliza con I, sus unidades son de masa por unidad de longitud al cuadrado M.L² y es particular para cada elemento del sistema. Para el cálculo del momento de inercia es necesario conocer de antemano, las masas de los elementos, y para conocer las masas hay que tener en cuenta el volumen y la densidad del material.

Momento de inercia para las poleas (Aluminio)

$I_x = \frac{1}{2} * m * (r_1^2 - r_2^2)$ donde: I_x = momento de inercia de masas de un anillo

Cilíndrico [kg.m]

m = masa del anillo [kg]

r_1 = radio exterior del anillo [m]

r_2 = radio interior del anillo [m]

$m = \rho * v$ donde: ρ = densidad del material [kg/m³]

v = volumen del elemento [m³]

$v = \pi * h * (r_1^2 - r_2^2)$ h = altura [m]

Momento de inercia del eje (acero inoxidable)

$I_x = \frac{1}{2} * m * r^2$ donde: $I_x =$ momento de inercia de masas para un cilindro circular macizo [kg.m²]

$m =$ masa del cilindro [kg]

$r =$ radio del cilindro [m]

$v = \pi * r^2 * L$ donde: $L =$ longitud del cilindro [m]

Momento de inercia de la herramienta de corte

$I_x = \frac{1}{2} * m * r^2$ donde: $I_x =$ momento de inercia para una placa circular [kg.m²]

$m =$ masa de la placa [kg]

$r =$ radio de la placa [m]

$V = \pi * r^2 * h$ donde: $h =$ altura de la placa [m]

❖ Cálculo tipo (I)

Polea conductora

$$r_1 = 0.0375 \text{ m}$$

$$r_2 = 0.010 \text{ m}$$

$$\rho = 2710 \text{ kg/m}^3$$

$$h = 0.020 \text{ m}$$

Remplazando en la ecuación de volumen para un anillo cilíndrico.

$$v = \pi * 0.020 \text{ m} * (0.0375^2 \text{ m} - 0.010^2 \text{ m})$$

$$v = 8.20741 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Remplazando v en la ecuación de masa

$$m = 2710 \text{ kg/m}^3 \cdot 8.20741 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m = 0.2224 \text{ kg}$$

Remplazando m en la ecuación de momento de inercia de masa para un anillo cilíndrico

$$I = \frac{1}{2} \cdot 0.2224 \text{ kg} \cdot (0.0375^2 \text{ m} - 0.010^2 \text{ m})$$

$$I = 1.4111 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Polea conducida.

$$r_1 = 0.15 \text{ m}$$

$$r_2 = 0.0125 \text{ m}$$

$$\rho = 2710 \text{ kg/m}^3$$

$$h = 0.020 \text{ m}$$

$$I = 0.0424 \text{ kg.m}^2$$

Eje

$$r = 0.0125 \text{ m}$$

$$\rho = 7920 \text{ kg/m}^3$$

$$L = 0.25 \text{ m}$$

$$I = 9.1109 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

Herramienta de corte

$$r = 0.1075 \text{ m}$$

$$\rho = 2710 \text{ kg/m}^3$$

$$h = 0.10 \text{ m}$$

$$I = 5.4265 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

2) Cálculo de la aceleración angular.

Cada uno de los elementos tiene una aceleración angular diferente que se calcula a continuación; con un $\Delta t = 1 \text{ seg}$, que es tiempo aproximado en que el motor alcanza sus revoluciones nominales.

Polea conductora

$$\omega = 1800 \text{ r.p.m} \cong 188.5 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 188.5 \text{ rad/seg/1seg}$$

$$\alpha = 188.5 \text{ rad/seg}^2$$

Polea conducida

$$\omega = 450 \text{ r.p.m} \cong 47.124 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 47.124 \text{ rad/seg}^2$$

Eje

$$\omega = 450 \text{ r.p.m} \cong 47.124 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 47.124 \text{ rad/seg}^2$$

Herramienta de corte

$$\omega = 450 \text{ r.p.m} \cong 47.124 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 47.124 \text{ rad/seg}^2$$

❖ Cálculo tipo (P)

Polea conductora

$$I = 1.4111 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

$$\omega = 188.5 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 188.5 \text{ rad/seg}^2$$

$$P = 1.4111 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \cdot 188.5 \text{ rad/seg} \cdot 188.5 \text{ rad/seg}^2$$

$$P = 5.013 \text{ watt}$$

Polea conducida

$$I = 0.0424 \text{ kg.m}^2$$

$$\omega = 47.124 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 47.124 \text{ rad/seg}^2$$

$$P = 94.6 \text{ watt}$$

Eje

$$I = 9.1109 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

$$\omega = 47.124 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 47.124 \text{ rad/seg}^2$$

$$P = 0.202 \text{ watt}$$

Herramienta de corte

$$I = 5.43 \text{ kg.m}^2$$

$$w = 47.124 \text{ rad/seg}$$

$$\alpha = 47.124 \text{ rad/seg}^2$$

$$P = 12.050 \text{ watt}$$

4.5.2.1.2. Cálculo de potencia necesaria para cortar las tajadas. Es la potencia generada por la fuerza necesaria para cortar una rebanada o tajada de banano en forma transversal.

$$P = T.w \quad \text{donde: } T = \text{torque [N.m]}$$

$$w = \text{velocidad angular [rad/seg]}$$

$$T = F.d \quad \text{donde: } F = \text{fuerza encasaría para cortar una tajada de banano verde [N]}$$

$$d = \text{distancia radial de corte [m]}$$

$$F = 12.42 \text{ N (dato obtenido experimentalmente) anexo A2}$$

$$d = 0.00575 \text{ m (dato obtenido del diseño de forma)}$$

$$w = 47.124 \text{ rad/seg}$$

$$P = 12.42\text{N} * 0.0075\text{m} * 47.124\text{rad/seg}$$

$$P = 33.65 \text{ watt (esto es para un corte)}$$

En una revolución se hacen 4 cortes entonces:

$$P = 33.65 \text{ watt} * 4$$

$$P = 134.6 \text{ watt}$$

Para calcular la potencia requerida para mover la máquina, se suman las potencias generadas por la inercia y por la fuerza de corte.

$$P = 5.013 + 94.16 + 0.202 + 12.05 + 134.6 \text{ watt}$$

$$P = 246 \text{ watt.}$$

La potencia obtenida mediante los cálculos anteriores indican los consumos principales de potencia de la máquina; pero existen otros consumos de potencia que hasta cierto punto se les puede llamar indeseables, pero que en toda máquina que haya movimiento rotativos existen. Estos consumos de potencia están representados básicamente en fricción. Como se puede apreciar en la figura # 1, se tiene dentro de los elementos rodamientos, correas, poleas, etc. Los cuales para poder funcionar necesitan vencer sus rozamientos internos, consumido potencia; también existe rozamiento en un medio viscoso como el aire. Estas fricciones son realmente muy difíciles de determinar sin contar con los equipos de laboratorio especializado, sin embargo es una práctica normal de ingeniería asumir un factor de seguridad lo suficientemente amplio para suplir estas necesidades de potencia. Para este diseño se

asumirá un factor de seguridad de 1.2, o sea un 20%, este factor de seguridad no incluye las posibles necesidades de potencia adicionales, que se presentan por una sobrecarga ocasionadas por operación incorrecta del equipo.

Para este diseño ampliar en un 15% más el factor de seguridad sería suficiente para suplir las posibles sobrecargas que pueda tener la máquina en operación.

Se puede decir que el motor debe suministrar una potencia de:

$$P_{\text{motor}} = P_{\text{cálclda}} * 1.2 \text{ (potencia calculada + potencia de fricción)}$$

$$P_{\text{real motor}} = P_{\text{motor}} * 1.15$$

$$P_{\text{motor}} = 246 * 1.2 \text{ watt}$$

$$P_{\text{motor}} = 295.2 \text{ watt}$$

$$P_{\text{real motor}} = 295.2 * 1.15 \text{ watt}$$

$$P_{\text{real motor}} = 339.48 \text{ watt}$$

$$P_{\text{real motor}} \cong 340 \text{ watt}$$

Dentro de los motores eléctricos con potencias comerciales, el más conveniente para este diseño es un motor de 373 watt (0.5 H.P), el cual es un motor de jaula de ardilla que trabaja a 1800 r.p.m, 220 voltios, monofásico, con sistema de montaje tipo brida (B5).

4.5.2.2. Diseño del sistema de transmisión por correa. Para el diseño de la correa se tiene del diseño de la forma de la cortadora los siguientes datos:

$$D_1 = 75 \text{ mm}$$

$$D_2 = 300 \text{ mm}$$

$$W_{\text{motor}} = 1800 \text{ r.p.m}$$

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

$$P_{\text{motor}} = 373 \text{ watt}$$

Se necesita seleccionar el tipo de correa trapezoidal para transmitir la potencia del motor a la herramienta de corte.

$$P_{\text{proy}} = P_{\text{serv}} * N_{\text{sf}} \quad \text{donde: } P_{\text{proy}} = \text{potencia de proyecto [CV]}$$

$$P_{\text{serv}} = \text{potencia de servicio [CV]}$$

$$N_{\text{sf}} = \text{factor de servicio}$$

$$P_{\text{serv}} = 373 \text{ watt} = 0.51 \text{ CV}$$

$$N_{\text{sf}} = 1.4 - 0.2 \quad \text{tabla 17.2 (fares)}$$

$$N_{\text{sf}} = 1.2$$

$$P_{\text{proy}} = 0.51 * 1.2$$

$$P_{\text{proy}} = 0.61 \cong 1 \quad \text{para trabajar con la figura 17.14 (fares)}$$

De la figura 17.14 se selecciona la correa trapezoidal tipo A

Angulo de contacto menor para ver cual es la polea que rige el diseño

$$\theta_1 = \pi + (D_2 - D_1)/C$$

$$\theta_1 = \pi + (300 - 75)/300$$

$$\theta_1 = 3.98 \text{ rad}$$

$$\theta_2 = \pi - (D_2 - D_1)/C$$

$$\theta_2 = \pi - (300 - 75)/300$$

$$\theta_2 = 2.39 \text{ rad}$$

Como es el mismo coeficiente de fricción para ambas poleas, la polea que rige el diseño es la polea menor.

Para calcular la potencia nominal se tiene:

$$P_{\text{nominal}} = [2.98 * a * (10^3 / V_m)^{0.09} - 8.43 * c / K_d D_1 - 35.72 * V_m^2 / 10^6] * V_m / 10^3$$

[CV]

Donde: a, c y e = constantes para potencia nominal

K_d = coeficiente de diámetro pequeño

D_1 = diámetro de la polea pequeña [cm]

V_m = velocidad en m.p.m

$V_m = \pi * D_1 * n$ donde: n = # de r.p.m de la polea menor

$$V_m = \pi * 0.075 * 1800$$

$$V_m = 424.1 \text{ m.p.m}$$

$K_d = 1.14$ tabla 17.4 coeficiente de diámetro pequeño (fares)

$$a = 2.684$$

$$c = 5.326$$

$$e = 0.0136$$

Remplazando en P_{nominal}

$$P_{\text{nominal}} = 1.39 \text{ CV}$$

$$P_{\text{nominal ajustada}} = k_{\theta} k_l * P_{\text{nominal}}$$

$$\text{Con } (D_2 - D_1)/C = 0.75$$

$$k_{\theta} = 0.88 \text{ tabla 17.5 coeficiente de arco de contacto (fares)}$$

$$\text{con } L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2/4C$$

$$L = 123.1 \text{ cm}$$

$$K_L = 0.929 \text{ tabla 17.6 factores de corrección de longitud (fares)}$$

$$P_{\text{nominal ajustada}} = 0.88 * 0.929 * 1.39$$

$$P_{\text{nominal ajustada}} = 1.136 \text{ CV}$$

Para calcular el # de correas se divide la potencia de proyecto sobre la potencia nominal ajustada.

$$\# \text{ de correas} = 0.61/1.136$$

$$\# \text{ de correas} = 0.53$$

Esto quiere decir que con 1 correa tipo A se puede transmitir la potencia del motor hacia la herramienta de corte.

Se seleccionó.

Correa A 51

$$L = 132.8 \text{ cm.}$$

v_s = velocidad en m.p.s

g_c = constante gravitacional [m/seg²]

$A = \frac{1}{2}(b_1 + b_2)*t$ donde: b_1 = base mayor del trapecio [cm]

b_2 = base menor del trapecio [cm]

t = espesor de la correa [cm]

$$(F_1 - F_2) = P*33000/v_m$$

$$P = 0.51CV$$

$$V_m = 424.1 \text{ m.p.m}$$

$$V_s = 7.1 \text{ m.p.s}$$

$$\theta = 2.39 \text{ rad}$$

$$b_1 = 1.27 \text{ cm}$$

$$b_2 = 0.762 \text{ cm}$$

$$t = 0.794 \text{ cm}$$

$$g_c = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

Remplazando en la ecuación de potencia se tiene:

$$(F_1 - F_2) = 39.684 \text{ kg}$$

$$k = 0.513 \text{ kg}$$

Remplazando en la ecuación de la fuerza tangencial neta de la correa:

$$F_1 = 56.424 \text{ kg entonces}$$

$$F_2 = 16.740 \text{ kg.}$$

4.5.2.3. Diseño del eje de transmisión de la polea conducida. Para el diseño del eje se toma como base la medida establecida en el diseño de la forma, y para el cual se le hace una comprobación por resistencia para así establecer cual es diámetro más óptimo para el diseño del eje, teniendo en cuenta el sistema de cargas a que está sometido el eje.

Procedimiento para el diseño del eje:

$$F = 392.2 \text{ N}$$

$$T = 58.83 \text{ N.m}$$

$$\sigma_Y = 520 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sigma_Y/2$$

$$\tau_y = 260 \text{ MPa}$$

Acero Inoxidable 304

Cálculos básicos

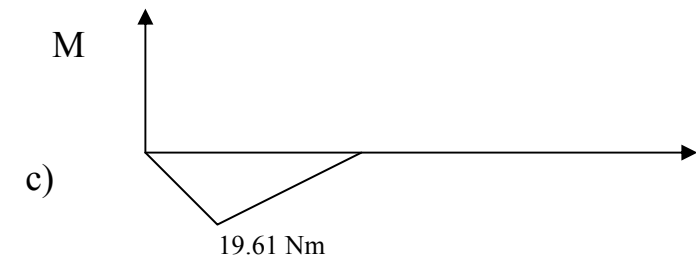
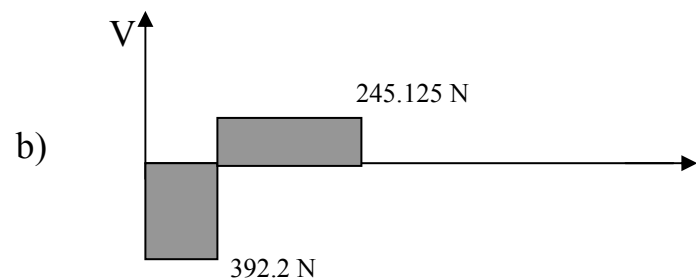
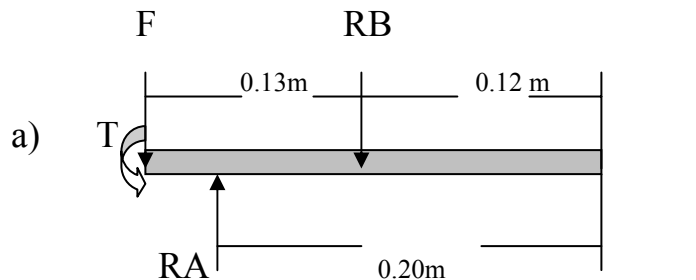
$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$F = R_A - R_B$$

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

$$F \cdot 0.05 - R_B \cdot 0.08 = 0$$

$$R_B = 245.125 \text{ N}$$



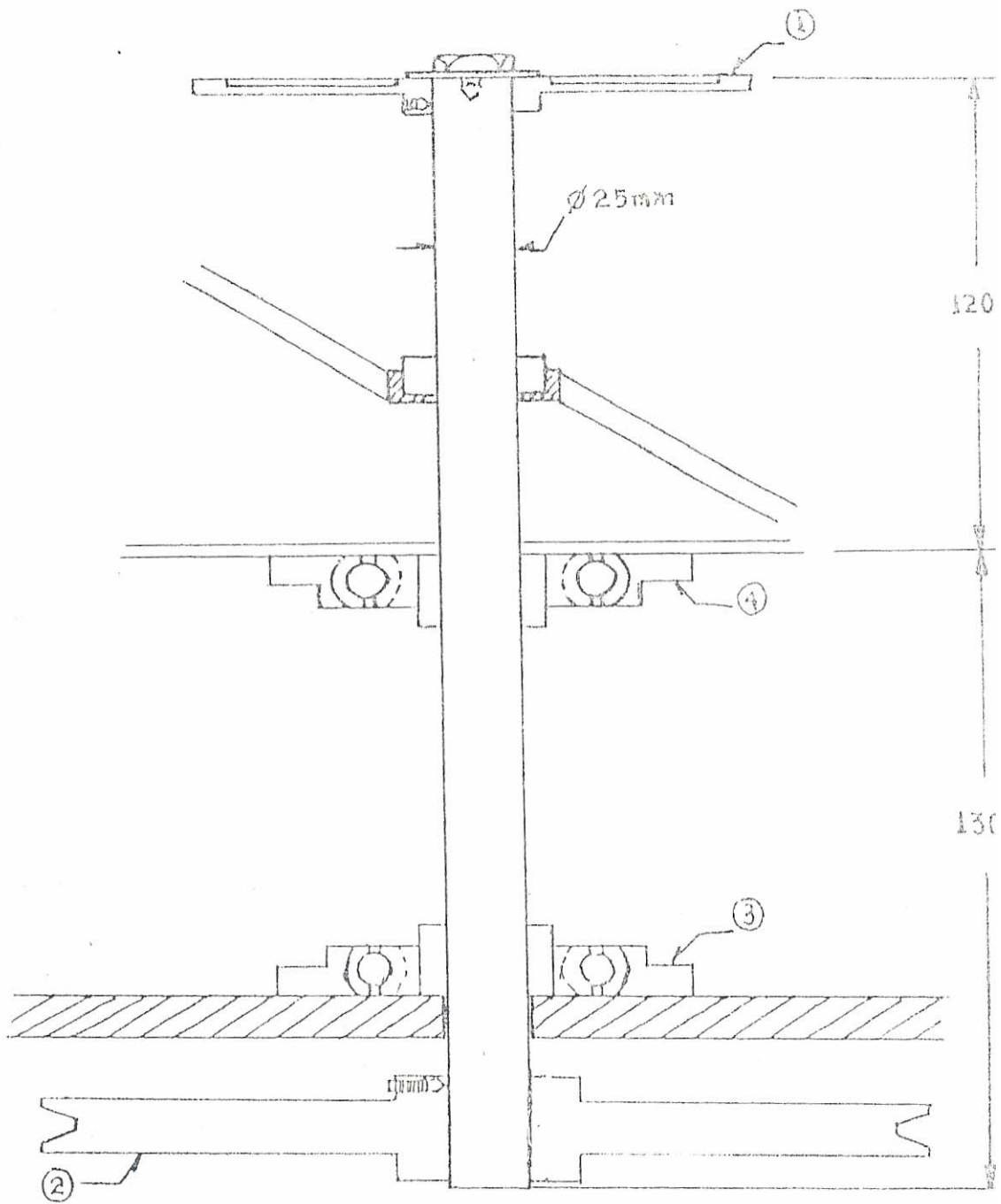


FIGURA 2. Esquema de elementos montados sobre el eje

1. Disco con cuchillas; 2. Polea; 3 y 4. Chumacera

Remplazando en la ecuación de fuerzas

$$R_A = 637.325 \text{ N}$$

$$\tau_{adm} = \tau_y / F.S$$

para un $F.S = 3$

$$\tau_{adm} = 86.66 \text{ MPa}$$

Aplicando el teorema de área

Momento se tiene:

$$M_{max} = 19.61 \text{ N.m}$$

Resistencia de materiales

$$J/c = \sqrt{M^2 + T^2} / \tau_{adm}$$

$$J/c = (\pi/2) * c^3$$

Remplazando datos

$$(\pi/2) * c^3 = 7.155 * 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$c = 7.7 \text{ mm}$$

$$d = 2c$$

$$d = 15.4 \text{ mm}$$

Por fatiga



Figura 3. Condiciones carga del eje

a) diagrama de cuerpo libre, b) diagrama de cortante,

c) diagrama de momento, d) diagrama de torque.

Para el cálculo por fatiga se aplicara la relación de GOODMAN modificada.

$$d = \{32n/\pi[(k_f * M_a / s_e)^2 + (T_m / s_y)^2]^{1/2}\}^{1/3} \quad \text{ecuación 18-30 de SHIGLEY}$$

Donde:

n = factor de seguridad

k_f = factor de concentración de esfuerzos por fatiga

M_a = momento alternante

s_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

T_m = torque medio

s_y = resistencia de fluencia

Datos

$$s_y = 520 \text{ Mpa}$$

$$s_{ut} = 860 \text{ Mpa}$$

$$M_a = 19.61 \text{ Nm}$$

$$T_m = 58.83 \text{ Nm}$$

$$n = 3$$

Cálculos

$$s_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e$$

S_e' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

$$S_e' = 0.504 S_{ut} \quad (S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa})$$

$$S_e' = 0.504 * 860 \text{ Mpa}$$

$$S_e' = 433.44 \text{ Mpa}$$

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

Donde a y b son factores de acabado de superficies

Tabla 7 – 4 SHIGLEY

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$k_a = 4.51 * 860^{-0.265}$$

$$k_a = 0.111$$

$k_b = 0.8$ asumido por desconocer el diámetro

$k_c = k_d = k_e = 1$ por las condiciones del eje; por lo tanto:

$$S_e = 433.44 \text{ Mpa} * 0.111 * 0.8 * 1$$

$$S_e = 38.489 \text{ Mpa}$$

$K_f = 1$ por la forma del eje

$$d = \{ 32 * 3 / \pi [(19.61 / 38.489 * 10^6)^2 + (58.83 / 520 * 10^6)^2]^{1/2} \}^{1/3}$$

$$d = 25 \text{ mm}$$

Recalculando para k_b

$$k_b = (d / 7.62)^{-0.1133}$$

$$k_b = (25 / 7.62)^{-0.1133}$$

$$k_b = 0.874$$

Con el nuevo k_b se recalcula el S_e

$$S_e = 42.05 \text{ Mpa}$$

Con este nuevo S_e se calcula un nuevo d

$$d = 24.47 \text{ mm}$$

El eje obtenido a través de los cálculos, indica que el eje seleccionado en el diseño de las formas, cumple con las condiciones de carga a las cuales esta sometido. A nivel comercial es de fácil consecución un eje de 25 mm teniendo en cuenta que 25 mm es una medida estándar por lo tanto para este diseño se puede trabajar con el eje asumido de 25 mm.

4.5.2.4. Selección rodamientos. Para seleccionar los rodamientos adecuados a utilizar, en la cortadora, primero se establece que deben ser rodamientos con soportes, que comercialmente son de fácil consecución.

Estos soportes vienen equipados con rodamientos rígidos de bola, los cuáles absorben grandes cargas radiales y cargas axiales medianas, en este caso el eje ejerce fuerzas sobre estos rodamientos estrictamente radiales, las cuales son generadas por las tensiones del sistema de poleas y correas.

Según el catálogo de rodamiento de SKF, la carga equivalente dinámica esta dada por:

$$X*F_r + Y*F_a = P$$

Para carga estática se tiene: $P_e = 0.6F_r + 0.5F_a$

Para carga dinámica se tiene: $F_a/F_r \leq e$ ó $F_a/F_r \geq e$.

Donde: e = constante relacionada a la resistencia del rodamiento dado por el catalogo.

$$F_r = 40 \text{ kg}$$

$$F_a = 2 \text{ kg}$$

Para carga estática

$$P_e = 0.6*40+0.5*2$$

$$P_e = 25 \text{ kg}$$

Para carga dinámica

$$F_a/F_r = 0.05$$

F_a/C_o donde: C_o = capacidad de carga estática (dato específico de cada rodamiento)

Se asume rodamiento de 25 mm

$$C_o = 6950 \text{ N}$$

$$F_a/C_o = 0.00282$$

Por catálogo

$$e = 0.22$$

$0.05 < 0.22$ entonces

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = 40 \text{ kg} \cong 393 \text{ N}$$

Mediante este cálculo se comprueba que el rodamiento asumido soporta ampliamente la carga, y su duración según catálogo esta dado por:

$$L = (1000000/60N)(C/P)^p \text{ donde: } N = \text{velocidad de rotación r.p.m}$$

C = capacidad de carga equivalente

P = carga constante

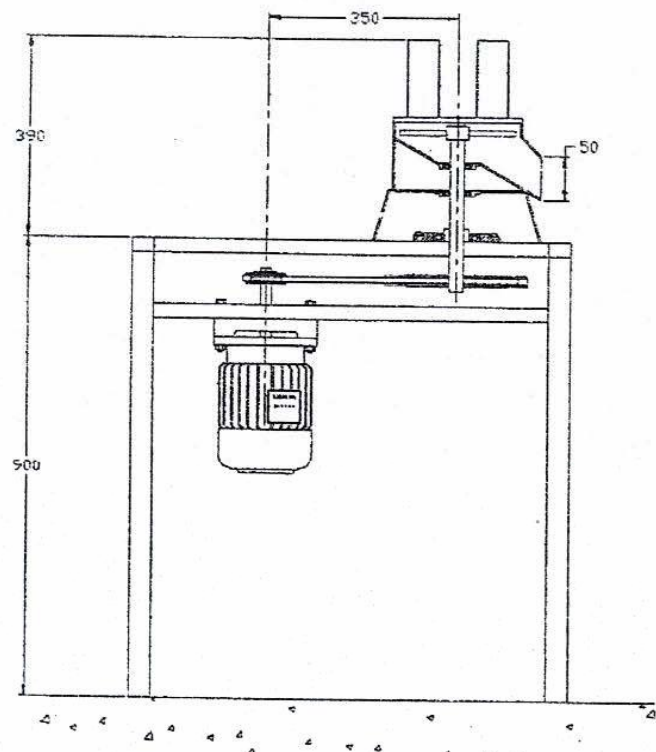
p = constante exponencial

$$C = 10800 \text{ N}$$

$$p = 3$$

$$L = 772183.5 \text{ hr}$$

Por lo tanto el rodamiento de 25 mm soportado rígido de bolas soporta ampliamente la carga con una excelente vida útil. Su referencia según SKF es: 238205BD2LS.



Polea Motriz
 Ancho: 20 mm
 Radio: 37.5 mm
 Ø eje: 20 mm
 Aluminio

Polea Movid
 Ancho: 20 mm
 Radio: 150 mm
 Ø eje: 25 mm
 Aluminio

Polea Movida
 Ancho: 20 mm
 Radio: 150 mm
 Ø eje: 25 mm
 Aluminio

Heramienta
 de corte
 Ancho: 10 mm
 Radio: 215 mm

UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR		MAQUINA TAJADORA	
INTEGRANTES LUIS ADOLFO FACHOLAS M.	DIRECTOR BENJAMIN E. ARANGO Z.	ESCALA: 1/8	DIBUJO: HUGO NARVAEZ
		PLANO 4	20/IV/04

4.6. DISEÑO DEL DESHIDRATADOR.

La característica esencial del proceso de secado, es la eliminación de un líquido por conversión en vapor, que se separa del sólido. En la práctica la energía necesaria para evaporar el líquido se suministra en forma de calor.

La deshidratación de alimentos determina una reducción del peso y normalmente también de volumen, por unidad de valor alimenticio, e incrementa la vida útil de los productos desecados, en comparación con los correspondientes alimentos frescos. Los métodos empleados en el secado de alimentos, pueden clasificarse convenientemente de la siguiente manera:

- ❖ Desecación con aire caliente, el alimento se pone en contacto con una corriente de aire caliente, el vapor se aporta al producto principalmente por convección.
- ❖ Desecación por contacto directo con una superficie caliente, el calor se aporta al producto por conducción.
- ❖ Desecación mediante una fuente radiante, de micro ondas o dieléctrica.

- ❖ Liofilización, el agua de los alimentos se congela y seguidamente se sublima a vapor, generalmente por aporte de calor en condiciones de vapor muy bajas.

Las condiciones teóricas del secado de alimentos, son las mismas del secado de sólidos, los alimentos sin embargo, son mucho más complejos y heterogéneos que dichos sistemas.

Entre los componentes de los alimentos figuran, proteínas, grasas, carbohidratos, vitaminas y sales inorgánicas, y muchos de estos componentes están fuertemente hidratados. El agua presente en los alimentos no se encuentra en estado puro, si no que puede estar en forma de solución de sólidos, de gel, e emulsión o ligada de diversos modos a los constituyentes sólidos; Además, los tejidos vegetales son de naturaleza celular, hecho que también afecta su conducta durante su desecación.

Para elegir una instalación de secado o de diseñar una planta especial, que reúna condiciones no probadas anteriormente, deben tener en cuenta los efectos de las variables expuestas al final de esta sección, para lograr una planta de secado capaz de dar un producto de propiedades rígidamente especificadas. La importancia de estas variables no es la misma para cada problema, muchas de ellas

interactúan durante todo el proceso o algunas durante el periodo inicial de velocidad constante y otras durante o más etapas del período de velocidad decreciente.

4.6.1. Parámetros involucrados en el período de secado.

A. Transferencia de calor.

1. Transferencia de calor desde el medio calefactor a la superficie líquida.
2. Transferencia de calor en la película de líquido adherida al sólido.
3. Transferencia de calor directa del sólido al líquido.
4. Transferencia de calor del sólido al líquido a través de la película superficial y dentro de los intersticios y poros de la masa sólida.
5. Transferencia de calor desde el medio calefactor a la zona de sólido seco.
6. Conductividad térmica del líquido.
7. Conductividad térmica del sólido húmedo.
8. Conductividad térmica de la zona cercana al sólido seco.
9. Calor latente del líquido.
10. Calor de hidratación.

B. Atmósfera de secado

11. Presión y temperatura de la atmósfera de secado.
12. Composición de la atmósfera de secado.

13. Velocidad de la atmosfera de secado respecto a la superficie a secar
 14. Presión de vapor efectiva del líquido.
- C. Propiedades del sólido
15. Tamaño de partículas.
 16. Área efectiva de sólido.
 17. Porosidad.
 18. Resistencia del material seco a la fricción.
 19. Máximo contenido de líquido tolerable en el producto seco.

4.6.2. Transferencia de calor por convección. En este caso, el sólido húmedo se seca al pasar sobre él o a su través una corriente de gas caliente. El gas caliente sirve para transferir calor al sólido y para eliminar el vapor formado. Si el gas caliente es suministrado al sistema a temperatura y humedad constante, se observa que el proceso de secado ocurre en dos etapas diferentes. Inicialmente la velocidad de secado es constante y cuando alcanza un cierto grado de humedad la velocidad comienza a disminuir progresivamente hasta ser nula cuando el material esta completamente seco.

El contenido de humedad a partir del la velocidad de secado comienza a disminuir se conoce como humedad crítica, pero generalmente el cambio tiende a ocurrir en forma gradual, dentro de un intervalo de

humedad, como se indica en las curvas típicas de secado de la figura 4.

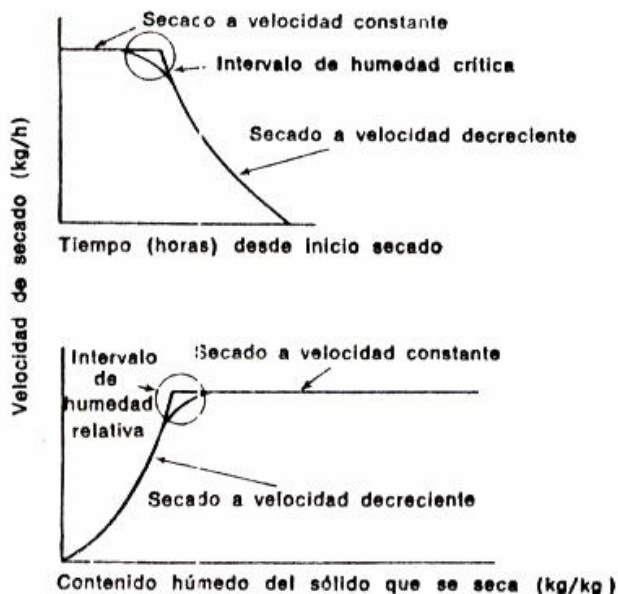


Figura 4. curvas de secado típicas. secado convectivo, condiciones externas constantes.
Fuente: NONHEBER, El secado de sólidos en la industria química.

En algunos casos, el contenido inicial de humedad puede estar por debajo del valor crítico y el secado transcurrirá completamente con velocidad decreciente sin período de velocidad constante.

4.6.3. Consideraciones de diseño. Como se puede entender de la introducción de este capítulo, el proceso de diseño de un deshidratador, está estrechamente ligado a un proceso de investigación y de pruebas, para determinar con exactitud los parámetros a los que debe funcionar dicho equipo para desecar satisfactoriamente determinado sólido.

El proceso de deshidratación del banano verde, es un proceso que como se vio en capítulos anteriores, se ha venido haciendo de una forma artesanal por muchos años y que también a través del tiempo, se han implementado procesos técnicos de secado de dicha fruta. De hecho dentro del diseño del deshidratador adecuado para las necesidades de esta planta, son particulares en la medida en que las cantidades y condiciones de trabajo son diferentes a cualquier otra implementación de deshidratador antes realizada; es por esta razón que se enunciarán los parámetros óptimos de funcionamiento del deshidratador, para lograr el objetivo de secar óptimamente el banano verde y dejarlo en las condiciones adecuadas para la molienda, para así obtener una harina de excelente calidad.

4.6.3.1. Parámetros de funcionamiento.

Cantidad de pulpa de fruta a desecar = 1950 kg

Temperatura inicial de secado = 30°C

Temperatura constante de secado = 75°C

Velocidad del aire = 4 m/seg

Medidas de bandeja = 1m*1m

Capacidad de la bandeja 13.5 kg

% de agua de la pulpa de banano verde = 72.6

% de agua optimo de la harina de banano verde = 12.48

% de agua a extraer = 60.12

Al iniciar el diseño del deshidratador, se debe tener en cuenta preliminarmente las cantidades de pulpa de fruta a desecar, ya que de acuerdo a la magnitud de esta se podrá determinar el tamaño adecuado del equipo; también permitirá determinar las dimensiones de los accesorios internos del deshidratador, como son; bandejas y carros transporte; por lo tanto el primer paso a seguir para el diseño, es establecer el espacio necesario para las cantidades necesarias de pulpa de fruta a procesar, seguido de esto elegir el aislamiento del cuerpo del deshidratador, para posteriormente realizar los cálculos de potencia calorífica, ya con las dimensiones, cantidades y aislamiento elegido, se podrá determinar la fuente de calor, así como las velocidades de aire adecuadas para que el deshidratador funcione óptimamente.

4.6.3.2. Determinación de medidas. Para determinar las medidas del deshidratador, se deben tener en cuenta algunas variables como: espacio disponible, forma constructiva, forma de alimentación del deshidratador.

Se empieza con las medidas generales, observando que el deshidratador no tiene restricciones de espacio en el lugar de montaje.

Las dimensiones del mismo están determinadas por la cantidad de producto que va a contener, para este caso la cantidad de pulpa de fruta asciende a 1950 kg, los cuales estarán distribuidos en un número determinado de bandejas. La capacidad de cada bandeja es determinada experimentalmente, en donde cada m² de bandeja se puede alojar hasta 14 kg de producto. Esta cantidad es exclusiva para el banano verde, otras frutas necesitarían otro tipo de bandejas, ya que esta capacidad es determinada por la superficie libre de cada fruta.

Para determinar la cantidad de bandejas a utilizar se decidió que esta tendría como medidas laterales 1m x 1m, siendo la cantidad de bandejas necesarias 139, esto de acuerdo a la cantidad de pulpa.

Tomando como base lo anterior se decidió establecer la altura y el ancho del cuerpo del deshidratador, estableciéndose en 1.10 m de ancho por 2 m de alto (medidas internas), esto da como resultado que los carros transportadores de bandeja pueden llevar 36 unidades cada uno, teniendo en cuenta que las distancias bandejas es de 5 cm, quedando como espacio para la corriente de aire de 3 cm (debido a que la bandeja tiene 2 cm de alto). Haciendo la distribución de esta forma hay una disposición de 144 bandejas distribuidas en 4 carros de transporte y con 13.5 kg cada una.

El material de las bandejas será acero inoxidable AISI 304L y estará construida por un marco exterior de 2 cm x 2 cm y una malla de acero inoxidable fabricada en alambre calibre 20 y un tejido con abertura de 10 mm x 10 mm.

4.6.3.3. Cálculo de potencia calorífica y elección adecuada de la fuente de calor. Para calcular la potencia calorífica del deshidratador se necesita:

- 1) Calcular el calor sensible necesario para elevar el agua contenida en las tajadas de pulpa de banano verde.
- 2) Calcular el calor sensible necesario para elevar la fibra de la pulpa de banano verde hasta la temperatura de vaporización recomendada (75°C).
- 3) Calcular el calor sensible de los elementos dentro del túnel de secado (carros, bandejas, etc.).
- 4) Calcular el calor latente de vaporización del agua contenida en la pulpa de banano que se desea remover.
- 5) Calcular la pérdida de calor en las paredes del cuerpo del deshidratador.

A la suma de todas estas potencias caloríficas se la debe agregar una cantidad de calor adicional como factor de seguridad, debido a condiciones no mesurables como estados transitorios de transferencia de

calor y elementos que consumirán calor en pequeñas cantidades que no son relevantes en el cálculo. Como por ejemplo; infiltraciones de aire cambiante, por apertura de alguna compuerta, fugas de aire caliente por un empaque en estado deteriorado, etc.

1) Cálculo de calor sensible del agua en las tajadas.

$Q = C_{Ps} * m * \Delta T$ donde: C_{Ps} = calor específico sensible del agua

m = masa de agua contenida en la pulpa

$C_{Ps} = 1.007 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$

m = % de agua en la fruta x peso de la pulpa

$m = 1415.7 \text{ kg} \cong 3121.6 \text{ lb}$

$\Delta T = T_f - T_o$

$\Delta T = 81^\circ\text{F}$

$Q = 254619.54 \text{ BTU}$

2) Cálculo de calor sensible de la fibra de la pulpa

$Q = C_{Ps} * m * \Delta T$

$C_{Ps} = 0.45 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$ tabla 12 datos sobre almacenamiento de productos. Manual del Ingeniero Mecánico.

$m = 534.3 \text{ kg} \cong 1178.13 \text{ lb}$

$\Delta T = 81^\circ\text{F}$

$Q = 42942.83 \text{ BTU}$

3) Cálculo de calor sensible de los elementos dentro.

- Bandejas

$$m = 5.56\text{kg} * 144$$

$$m = 800.64 \text{ kg} \cong 1765.41\text{lb}$$

$$C_{Ps} = 0.109 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

$$Q_B = 15586.81 \text{ BTU}$$

- Carros

$$m = 137 \text{ kg} \cong 302 \text{ lb}$$

$$C_{Ps} = 0.109 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 81^\circ\text{F}$$

$$Q = 2667.1 \text{ BTU}$$

$$Q_{ST} = 18253.91 \text{ BTU}$$

4) Cálculo de calor latente de vaporización del agua

$$Q = C_{PL} * m * \Delta T \text{ donde: } C_{PL} = \text{capacidad calorífica latente}$$

$$C_{PL} = 0.55 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 81^\circ\text{F}$$

$$Q = 63069.43 \text{ BTU}$$

5) Cálculo de pérdidas de calor en las paredes

$$C_p = 0.183 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F}$$

$$m = 71.145 \text{ kg} \cong 156.87 \text{ lb}$$

$$\Delta T = 81^\circ\text{F}$$

$$Q = 2325.35 \text{ BTU}$$

Q_{Total} = a la suma de todos los Q calculados

$$Q_{\text{Total}} = 381211.06 \text{ BTU}$$

La potencia calorífica Q total es igual a el Q_{Total}/t

Donde: t = tiempo de calentamiento optimo

t recomendado 7 hr

$$Q = 381211.06 \text{ BTU} / 7 \text{ hr}$$

$$Q = 54458.71 \text{ BTU/hr}$$

Por razones técnico- económicas, infraestructura existente y por facilidad de adquisición, la fuente más adecuada de calor para el deshidratador es el gas natural.

Entre sus propiedades físicas se tienen:

Fórmula química	CH
Estado normal	Gas
Poder calorífico (BTU/lb)	
Superior	23890
Inferior	21600
Mezcla	1396

Además es un combustible limpio y seguro.

Para elegir el quemador o quemadores adecuados se debe definir la forma del deshidratador para instalar el quemador en el sitio donde se va a instalar y el tamaño adecuado.

4.6.4. Diseño de formas para el deshidratador. En la introducción al diseño del deshidratador, se seleccionó el deshidratador de bandejas discontinuo cuyo principio de desecación es la convección forzada con aire caliente.

Para diseñar un deshidratador de este tipo debe calcular en primera instancia el espacio disponible, lo cual ya se hizo en la sección anterior.

Este tipo de deshidratador es un túnel de sección rectangular el cual consta de unas paredes de aluminio con un aislamiento de lana de fibra de virio y que tiene un ventilador instalado para forzar el aire a recircular entre las bandejas; también se instalarán dentro del cuerpo del deshidratador un intercambiador de caloren donde el aire impulsado por el ventilador se calentará debido a los gases calientes producidos por la combustión del gas natural en un hogar estrictamente colocado dentro del deshidratador. Ver plano 3

4.6.4.1. Diseño del intercambiador de calor. Para el diseño del intercambiador de calor se necesitan las condiciones del aire así como las

condiciones de los gases de la combustión. El aire pasará por el exterior de los tubos y los gases de la combustión pasaran por el interior de los tubos.

Para el flujo de tubos del intercambiador se hará una disposición en escalones o triangular de 63 tubos dispuestos en 7 filas de 9 tubos.

Anexo F1

Condiciones del aire:

$$t_1 = 86 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 167 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$v = 13.12 \text{ pies/seg}$$

$$Q = 18645.5 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

$$C_p = 0.241 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F anexo F4}$$

$$a_t = 5.91 \text{ pie}^2$$

$$d_e = 1.5 \text{ pie}$$

$$\mu = 0.469 \text{ lb/pie.hr anexo F5}$$

$$\rho = 0.0679 \text{ lb/pie}^3 \text{ anexo F4}$$

$$k = 0.0168 \text{ BTU/hr.pie}^\circ\text{F}$$

Cálculo de MLTD

$$\text{MLTD} = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \text{Ln}(\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

$$\Delta T_1 = 1300 - 167$$

$$= 1133 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_2 = 1138 - 86$$

Gases de la combustión:

$$T_1 = 1300 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 1138 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$v = 3.28 \text{ pie/seg}$$

$$C_p = 1.05 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$a_t = 0.32 \text{ pie}^2 \text{ anexo F2}$$

$$d = 0.104 \text{ pie anexo F2}$$

$$\mu = 0.716 \text{ lb/pie.hr}$$

$$\rho = 0.0142 \text{ lb/pie}^3$$

$$k = 0.036514 \text{ BTU/hr.pie}^\circ\text{F}$$

$$= 1052 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{MLTD} = 1092 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Re}_{\text{max. aire}} = \rho \cdot v \cdot D / \mu$$

$$\text{Re}_{\text{max. aire}} = 10257$$

$$\text{Re}_{\text{max. gas}} = 24.35$$

$$\text{Nu} = C(\text{Re}_{\text{max}})^{n^*}$$

$$C = 0.518 \text{ anexo F1}$$

$$n^* = 0.556 \text{ anexo F1}$$

$$\text{Nu}_{\text{aire}} = 82.24$$

$$\text{Nu}_{\text{gas}} = 30.6$$

$$h_{\text{prom}} = R \cdot \text{Nu}(k/D)$$

$$R = 0.97 \text{ anexo F1}$$

$$h_{\text{prom. aire}} = 17.86 \text{ BTU/hr.pie}^2\text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_{\text{prom. gas}} = 3.056 \text{ BTU/hr.pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$U = h_{\text{prom. aire}} \cdot h_{\text{prom. gas}} / (h_{\text{prom. aire}} + h_{\text{prom. gas}}) + R_d$$

R_d = coeficiente de obstrucción

$R_d = 0.00012$ para este tipo de aplicación

$$U = 2.6 \text{ BTU/hr}^\circ\text{Fpie}^2$$

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MLTD} \cdot F_T$$

$F_T \cong 1$ figura 18 factores de corrección de MLTD. Kern

$$A = 53.14 \text{ pie}^2 \text{ anexo F2}$$

$$Q = 150875 \text{ BTU/hr}$$

Para este diseño el intercambiador calor es capaz de suministra el calor necesario para el secado de la pulpa de fruta, con un factor de seguridad de 3:1, para el área del deshidratador.

4.6.4.2. Selección del quemador. En la sección 4.6.3.3 se eligió el gas natural como fuente de calor adecuada, para aportar la energía calorífica necesaria para la desecación. Según los cálculos realizados, el calor necesario es de 54458.71btu/hr, los cuales se van a generar con un quemador tipo flauta, que es el más adecuado para el hogar de combustión. Este presenta un sistema de montaje con flanches, permitiendo una fácil instalación; además posee un sistema de regulación con válvula accionada por solenoide, facilitando un sistema de control de temperatura, el cual censaría la temperatura interior del deshidratador, y mediante un circuito electrónico se controlaría el nivel de temperatura deseado.

Dentro de la gama de quemadores existentes en el mercado, se seleccionó un quemador marca TERMAQ, referencia GS 100, el cual puede calibrarse para quemar desde 40000 BTU/hr hasta 120000 BTU/hr, y dentro de este rango se encuentra el calor calculado del deshidratador.

4.6.4.3. Selección del ventilador. Como se sabe el deshidratador funciona por el principio de convección forzada, el cual implica que el aire debe

ser impulsado y obligado a pasar por un intercambiador de calor, donde recibe la energía calorífica; la cual es entregada al estar en contacto con la superficie de las tajadas de la fruta, logrando la desecación de la misma. Esto implica que el aire debe ser impulsado por un ventilador o ventiladores, que hacen fluir el aire caliente por el interior del deshidratador.

Existen velocidades recomendadas de aire caliente, para la desecación óptima de productos alimenticios, y en este caso la velocidad recomendada es de 4 m/seg (proporcionado por Nichols), como se conoce la sección del deshidratador, se puede calcular el flujo necesario que deben proporcionar los ventiladores, para tener la velocidad recomendada anteriormente.

$Q = A \cdot v$ donde: $Q =$ flujo del ventilador [m^3/seg]

$A =$ área sección interior del deshidratador [m^2]

$v =$ velocidad recomendada del aire [m/seg]

$v = 4$ m/seg

$A = 2.2$ m^2

$Q = 4m/seg \cdot 2.m^2$

$Q = 8.8$ m^3/seg

$Q = 18631$ cfm

Como dato importante y necesario, se necesita conocer la presión estática que debe suministrar el ventilador, para vencer la fricción en las paredes

de los ductos, la superficie de los haces de tubos y bandejas de productos; tanto como las bandejas y en las superficies de los ductos, el cálculo de la caída de presión se hace despreciable, en comparación con el producido por el paso a través de los haces de tubos, y es solo incluido en el factor de seguridad asumida para la selección de este.

Para la caída de presión en los haces de tubos se tiene:

$$\Delta P = N \cdot f \cdot (\rho \cdot v_{\text{prom}}^2 / 2g_c) \quad \text{donde: } \Delta P = \text{caída de presión [lb/pie}^2]$$

N = número de líneas de tubos
en la dirección del flujo

ρ = densidad del fluido que fluye
a través del banco de tubos

v_{prom} = velocidad promedio del fluido
a través del área entre tubos

$$f = 4 [0.25 + (0.1175 / ((s_t - D)/D)^{1.08})] \cdot \text{Re}_{\text{max}}^{-0.16} \quad (\text{es válida para } 2000 < \text{Re} < 40000)$$

$s_t = p_T$ para arreglo triangular

$s_t = 1.5625$ pulg anexo F2

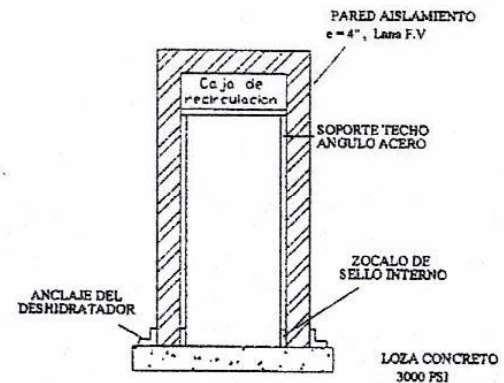
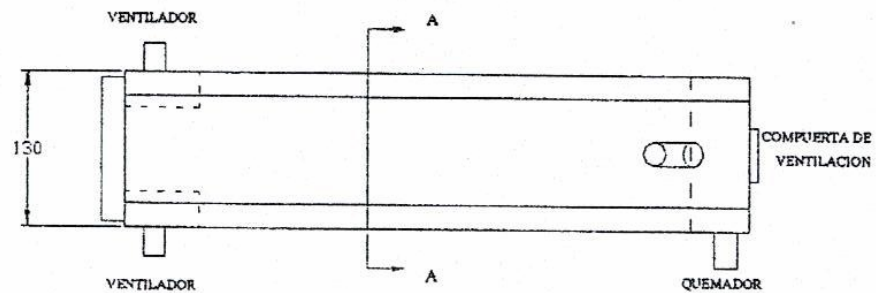
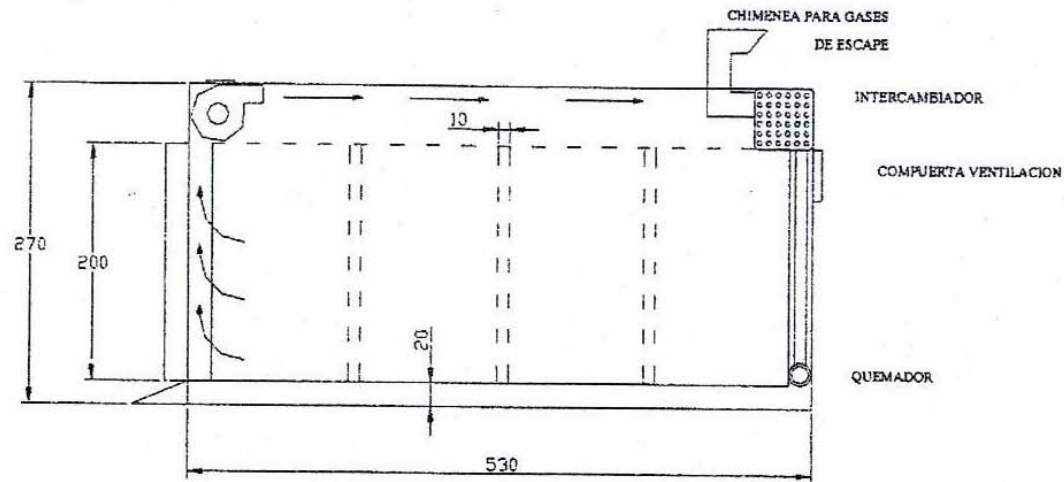
$D = 1.25$ pulg

$\text{Re} = 10257$

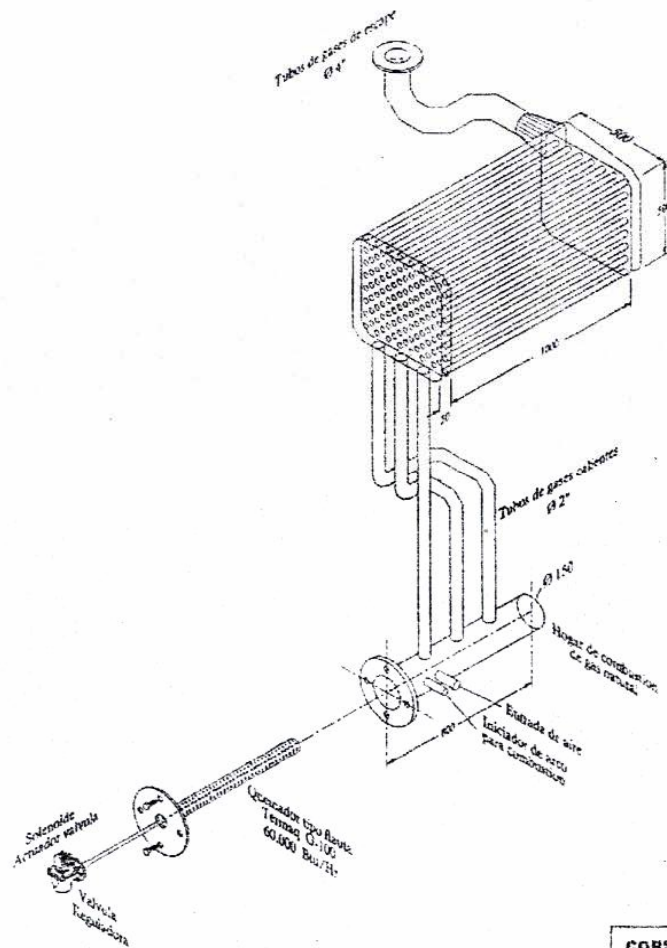
$f = 0.7$

$N = 7$

$g_c = 32.2$ pie/seg²



UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR		DESHIDRATADOR DE BANDEJAS	
INTEGRANTES LUIS ADOLFO FACHOLAS M.	DIRECTOR BENJAMIN E. ARANGO Z.	ESCALA: 1/5	DIBUJO: HUGO NARVAEZ
		PLANO 3	20/IV/04



CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR		DETALLE DEL QUEMADOR Y HOGAR DE GAS CALIENTE DEL DESHIDRATADOR	
INTEGRANTES LUIS ADOLFO FACHOLAS M.	DIRECTOR BENJAMIN E. ARANGO Z.	ESCALA: 1/20	DISEÑO MURDO NARVAEZ
		PLANO 3	20/IV/04

$$\rho = 0.0679 \text{ lb/ pie}^3$$

$$v_{\text{prom}} = 13.12 \text{ pie/seg}$$

$$\Delta P = 0.88 \text{ lb/pie}^2$$

$$\Delta P = 0.17 \text{ pulg H}_2\text{O estandarizando a } 3/8 \text{ pulg H}_2\text{O.}$$

Para este diseño se seleccionan 3 ventiladores AMCA LS 2017 (tabla 6.3 selección de ventilador. Quinchia pag 151)

Motor LS

Entrada

$$\text{Diámetro} = 17 \text{ pulg}$$

$$\text{Área} = 1.53 \text{ pie}^2$$

Salida

$$16 \frac{1}{2} \times 14 \frac{5}{16} \text{ pulg O/D}$$

$$\text{r.p.m} = 802$$

$$\text{BHP} = 4.40$$

4.7 DISEÑO DEL MOLINO

4.7.1 Fractura:

Se define como la completa destrucción de la cohesión del material, dando como resultado la separación de una porción del cuerpo del material.

Tipos de Fracturas:

Puede ser frágil o dúctil. La fractura frágil se caracteriza generalmente por una rápida propagación de la grieta con una absorción mínima de energía y deformación plástica. La fractura dúctil ocurre después de que el material absorbe una considerable deformación plástica. Un mismo material puede presentar fractura dúctil o frágil, dependiendo de la magnitud de las fuerzas aplicadas, así como también de los valores de las fuerzas de corte y cohesivas. Si la fuerza de corte es mayor que la cohesiva, el material fallará de manera frágil; pero si es menor el material será dúctil deformándose plásticamente antes de su fractura.

4.7.1.1 Mecanismo de Fractura:

Hay básicamente tres mecanismos por los cuales se puede efectuar mecánicamente la reducción de tamaño: compresión o impacto, cizallamiento y abrasión.

Al aplicar una carga de suficiente magnitud perpendicularmente a la superficie de un sólido homogéneo e isotrópico a través de su centro de gravedad, se obtienen dos o más fragmentos, denominándose compresión o impacto dependiendo de la velocidad con que se aplique la carga. Cuando la carga se aplica fuera de dicho centro, el proceso se conoce

como corte. Si la carga se aplica paralelamente a la superficie del sólido, el mecanismo de fractura se denomina abrasión.

Las fuerzas de compresión se utilizan para la reducción grosera de sólidos duros, obteniéndose relativamente poca cantidad de finos; el impacto da productos gruesos, medios o finos; la abrasión da productos muy finos.

4.7.2 Carga de Alimentación:

En todo aparato de molienda se dispone de un volumen efectivo a través del cual pasará el material alimentado, volumen que utilizado debidamente llevara a la capacidad de alimentación máxima, o sea, una carga adecuada del molino. Para conseguir esto, debe añadirse siempre el material nuevo la cantidad correcta de carga circulante procedente del clasificador que del tonelaje óptimo a través del molino. Si el tonelaje de alimentación total es excesivo para el volumen total disponible, el molino se ahogará.

Aun no ha sido desarrollada suficientemente una teoría a tal punto que, sea posible tomar una alimentación con distribución de tamaño masa y calcular el tamaño del molino requerido para obtener un producto con distribución de tamaño – masa deseada, a una rata de salida determinada.

4.7.3 Tamizado:

Consiste en la separación de una mezcla de partículas de tamaños diferentes en dos o más fracciones, cada una de las cuales estará formado por partículas de tamaño mas uniforme que la mezcla original. El material que no atraviesa los orificios del tamiz se designa como rechazo o fracción positiva y se indica por (+) del tamiz; el que pasa se llama tamizado o fracción negativa y se indica (-) del tamiz. Utilizando más de un tamiz se producen distintas fracciones de tamizado que pueden designarse según los tamaños de los orificios o según el número de mallas por unidad de superficie, utilizados en la separación.

4.7.3.1 Malla:

Significa el número de aberturas por pulgada lineal, medidas desde el centro de un alambre cualquiera; se indica por malla/pulg. El numero del tamiz corresponde en general al numero de mallas por pulgadas inglesa de longitud; así, el tamiz de 20 mallas/pulg, es el numero 20, tiene 20 orificios en una pulgada y su abertura tendrá una longitud de 0.05 pulg; menos el espesor del hilo. La malla es pues, un valor aleatorio que no permite deducir exactamente el tamaño de los orificios del tamiz si no se conoce el grosor de los hilos utilizados en su construcción. En los países

que aplican el sistema métrico los tamices se clasifican también por el número de mallas por centímetros.

4.7.3.2 Escalas de Tamices:

Es una serie de estos, que tienen sucesivamente mayores o menores aberturas. El intervalo, razón o progresión del tamiz, es una relación entre los tamaños sucesivos de las aberturas de los tamices que forman la serie. Puede utilizarse una serie aritmética sencilla, de forma tal que los orificios del tamiz sean, por ejemplo 10,9,8,7,6,5,4,3,2,1 mm. Lo imperfecto de este sistema reside en el hecho de que existe una diferencia relativamente grande entre los tamaños 1 y 2 mm. Los tamaños 9 y 10 mm son, para fines prácticos, casi iguales. Todo el material inferior a un milímetro hasta una micra se halla reunido en una sola fracción. Una escala de tamices mas satisfactoria es aquella en la cual las aberturas de cada tamiz varían respecto a la del siguiente, en un múltiplo tal que resulte una serie de orificios 8,4,2,1,1/2, y así sucesivamente. Estos tamaños varían según una progresión geométrica, y la razón de esta progresión es 2, para una clasificación granulométrica entre límites más estrechos, se incluye un tamiz intermedio y el intervalo es entonces $\sqrt{2}$. En la escala normalizada de tamices de Tyler, cada tamiz tiene abertura de $\sqrt{2}$ veces mayor que el siguiente.

4.7.4 Equipos de Trituración y Molienda:

4.7.4.1 Clasificación y Selección de Equipos:

Debido a la variedad de productos a moler, las cualidades exigidas, así como la cantidad limitada de datos teóricos útiles sobre la molienda, no existe una normalización adecuada de los equipos. Se puede clasificar estos, de acuerdo al tipo de fuerza que predomina en su operación, al rango de tamaño del producto o algunas ventajas características que puedan reunir.

Las fuerzas presentes en el trabajo de un molino se desarrollan:

1. Entre dos superficies sólidas (Compresión, corte).
2. Una superficie sólida contra la partícula (impacto).
3. Por acción de un medio circundante y sin la presencia de superficies sólidas (molino coloidal).
4. Por medio de energía no mecánica (choque térmico, fragmentación explosiva electrohidráulica).

Como guía en la elección de la maquinaria a emplear, se puede utilizar como base el tamaño y la dureza del material que se quiere moler. Cada tiempo de equipo es generalmente disponible en una variedad de tamaño

basado en las dimensiones, potencias requeridas, capacidad y tipos de materiales procesables. Muchos materiales pueden ser manejados muy eficientemente por un equipo determinado aun cuando no este diseñado para este tipo de material. La última decisión sobre el equipo apropiado para la reducción de tamaño puede ser obtenida únicamente por ensayo, por esto, los fabricantes experimentados de estos equipos solicitan muestra de los productos a moler para realizar pruebas de laboratorio y poder hacer una recomendación.

Una clasificación práctica para la selección del equipo de trituración y molienda se da en la tabla X al final de este capítulo.

4.7.4.2 Justificación del Empleo de Molino de Martillo en la Industria de Alimentos concentrados para Animales:

Con el fin de obtener una idea global de los diferentes equipos utilizados en las operaciones de molienda, se presenta la tabla X que resume las principales características de cada uno. El molino de martillo satisface mejor los requerimientos como son:

Menor consumo de potencia.

Para un modulo de fineza dado, en el rango de fines y muy finos (menores a 3.0), la potencia requerida para la molienda es menor para un molino de matillos que para uno de disco.

Menor elevación de temperatura.

La molienda, tal como se realiza en la actualidad, es una operación ineficiente. Una indicación de la ineficiencia es la elevación de la temperatura durante el proceso, ver tabla XI. Ya que la energía absorbida por el material en forma de calor, no se utiliza en la reducción del tamaño. Los útiles de trituración de un molino de martillos que perfectamente ejercen esfuerzos cortantes, ocasionan un incremento de temperatura relativamente pequeño (5 a 10°C).

Tabla XI. Elevación de temperatura durante la molienda °C

Producto	Modulo de fineza	Molino de disco	Molino de martillos
Avena	2.8	11 a 41	2 a 12
Cebada	3.5	2 a 15	2 a 4
Maíz en grano	4.0 a 3.0	3 a 17	3 a 12
Maíz en tusa	3.1	3 a 15	3 a 6
Alfalfa	2.0	37 a 40	3 a 7
Heno de soya	3.0	15 a 20	0.5 a 11

Una operación de un molino de martillos muestra menor elevación de temperatura, debido al efecto de enfriamiento del aire movido por el ventilador a través del molino.

Menor distribución del tamaño del producto.

Los molinos con martillos oscilantes, producen un producto mas uniforme, a partir de un rango más amplio de materiales que otros tipos de molinos.

Facilidad de transmisión de potencia.

La alta velocidad con que trabajan los martillos es excelente para una conexión directa con un motor eléctrico y no es perjudicial operar el molino cuando esta vacío.

Resistencia a cuerpos extraños.

Contrariamente a todos los demás tipos de molinos, los de martillos son muy resistentes a cuerpos extraños, incluso pequeños trozos de hierro que se escapan a la selección previa no ocasionan daños, son transformados en píldoras mínimas mas o menos redondas, sin ocasionar daños secundarios.

4.7.5 CALCULO DE MOLINO

4.7.5.1 Requerimientos

El molino debe reunir las siguientes características:

Material a moler:	Tajada de banano verde deshidratada
Capacidad:	2 Toneladas
Tamaño de alimentación:	2 mm
Servicio:	5 Horas.

4.7.5.2 Potencia Necesaria.

Existen varios métodos para calcularla, algunos basados en conceptos experimentales y otros de carácter teórico.

Experimentalmente para calcular la potencia del motor se encontraron ciertas dificultades, con respecto a la información teórica existente, para hallar la potencia absorbida para la fracturación de las partículas (de ciertas frutas como el banano) en molinos de martillos, para esto nos basamos en la experiencia de otros diseñadores o constructores.

Evaluando teóricamente según la ley de Bond.

$$E = Wi \left[\frac{\sqrt{VF} - \sqrt{VP}}{\sqrt{VP}} \right] \sqrt{\frac{i}{VP}}$$

De los datos suministrados tenemos:

Wi = Índice de trabajo: 10.5 kw – b/ton – short

Xf = Tamaño alimentación: 2 mm

Xp = Tamaño del producto: 0.5 mm

i = 0.1 mm

$$E = 6.73 \times \frac{4}{3} \left[\frac{\sqrt{2000} \cdot \sqrt{500}}{\sqrt{500}} \right] \times \sqrt{\frac{100}{500}}$$

E = 6.25 kw.h/ton.short

Como 1 ton. Short = 907.03 kg luego para 2000 kg se necesitaran:

$$E = \frac{6.25 \times 2000}{907.03} = 13.78 \text{ kw.h} \equiv 18.47 \text{ Hp} \approx 18 \text{ Hp}$$

El índice de trabajo se halla seleccionando el valor de los suministrados por la talla I entre minerales de características similares al alimento a procesar.

De acuerdo a los dos criterios evaluados obtenemos que la potencia del motor es 5 HP.

TABLA I. Indices de Trabajo para molienda húmeda.

Para molienda en seco, se multiplica por 4/3.

MATERIAL	Densidad Relativa	Indice de Trabajo W_i
Bauxita	2.20	8.78
Barita	4.28	6.20
Clinker de cemento	3.15	13.45
Carbón bituminoso	1.63	11.37
Carburo de silicio	2.73	26.20
Materias primas de cemento	2.67	10.51
Arcilla	2.51	6.30
Carbón	1.40	13.00
Coque	1.31	15.13
Granito	2.66	15.13
Sulfato de calcio	2.69	8.16
Grava	2.66	16.06
Mineral de Yeso	2.69	6.73
Dolomita	2.82	11.30
Pedernal	2.65	26.20
Mineral de hierro (hematita)	3.53	12.84
Vidrio	2.58	3.10
Piedra caliza	2.66	12.74
Mineral de fosfato	2.74	9.92
Piedra pómez	1.96	11.93
Quarzo	2.65	13.57
Esquistos	2.63	15.87
Gizarra	2.57	14.30
Basalto	2.87	19.32

4.7.5.3 Diámetro del Rotor.

Dependiendo de la velocidad periférica deseada y de la velocidad del motor seleccionada para último, se asigna una velocidad de giro de 1800 rpm; para reunir las siguientes características: mas larga vida de servicio comparado con uno de 3600 rpm; construcción mas robusta y por ende mas adecuado para maquinas de impacto; por referencia de los constructores de molinos de martillos, esta es la velocidad mas eficiente en motores eléctricos; mayor disponibilidad comercial para este rango de exigencias.

Se asume una velocidad periférica de 9000 pie/min recomendada según otros diseñadores y fabricantes.

$$V_{per} = W \times R = 2 \pi \times N \times R \rightarrow R = \frac{V_{per}}{2 \pi \times N} \text{ reemplazando valores}$$

$$R = \frac{9000}{2 \pi \times 1760} = 0.81 \text{ Pie} \rightarrow R = 0.81 \text{ Pie donde } D = R \times 2 = 1.62 \text{ Pie}$$

$$D = 1.62 \text{ Pie} \cong 500 \text{ mm}$$

4.7.5.4 Dimensionamientos del Tamiz

Sobre la capacidad y tamaño de abertura del tamiz tenemos: que a menor tamaño de abertura, es menor la capacidad. La sección de información industrial “UNIDO” UNITED NACIONAL INDUSTRIAL DEVELOPMENT ORGANIZATION recomienda en tamices de molinos de martillos de área abierta de:

10 – 12 plg² por cada HP requerido.

Basándonos en lo anterior, el área abierta necesitaría para 18 HP será de:

$$10 \times 18 = 180 \text{ plg}^2 = 116128 \text{ mm}^2$$

La forma geométrica del tamiz está condicionada a la facilidad del montaje e intercambiabilidad, tratando de obtener la mayor área de tamizado. Esto se logra con un casquete cilíndrico de longitud igual a media circunferencia. Por lo tanto el radio de curvatura del casquete será el radio del rotor mas la holgura. Se recomienda 8 mm entre el extremo del martillo y la superficie del tamiz.

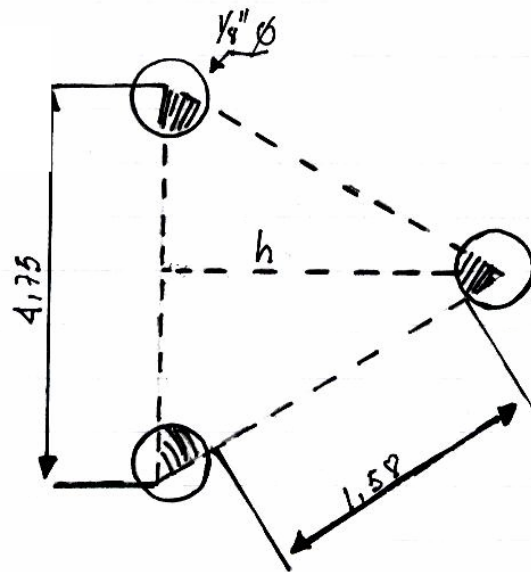
El radio del tamiz es de 258 mm; su longitud será $\pi R = \pi \times 258 = 810,5$ mm.

Teniendo en cuenta que parte de la molienda se realiza entre los martillos y el tamiz y que la holgura se debe mantener aproximadamente constante durante el recorrido de los mismos, el tamiz debe ser relativamente rígido, por lo tanto se construirá de placa perforada con huecos de 1/8" (3,17 mm) que es el caso mas desventajoso.

4.7.5.5 Eficiencia de la Lámina.

Los huecos se dispondrán al tresbolillo para obtener la máxima cantidad de área abierta; esta disposición permite una distancia mínima entre huecos de 3/16" (4.75 mm).

$$h = \text{Tg } 60^\circ \times \frac{4,75}{2} = 4,11 \text{ mm}$$



Área de triángulo:

$$A = \frac{4,75 \times 4,11}{2} = 9,77 \text{ mm}^2$$

Área del hueco:

$$A = \frac{\pi \times 3,17^2}{4} = 3,94 \text{ mm}^2$$

$$N = \frac{3,94}{9,77} \times 100 = 40,33\% \text{ (eficiencia)}$$

Área total de la lámina.

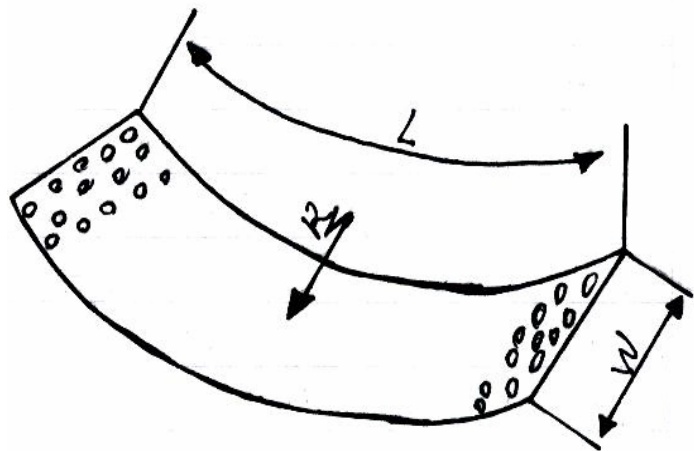
$$A = \frac{\text{Área necesaria}}{n} = \frac{116.128 \text{ mm}^2}{0,4033} = 287.961 \text{ mm}^2$$

Como el área = M x L, entonces:

$$W = \frac{287.961 \text{ mm}^2}{810 \text{ mm}}$$

$$W = 355,5 \text{ mm}$$

Donde W = ancho del tamiz



4.7.5.6 Calculo de los Martillos

Numero de martillos.

Depende de la longitud útil del rotor que a su vez depende del ancho del tamiz, y de la distribución en el rotor para facilitar el balanceo, para lograr, la mayor eficiencia de la máquina, se distribuirán de tal manera que se cubra toda la longitud útil del rotor con el menor número de martillos y ninguna órbita sea recorrida por mas de un martillo.

Para facilitar el balanceo y a su vez mejorar su eficiencia del molino, los martillos se montaran en placas triangulares equiláteras giradas a 30° entre si, obteniendo un mayor numero de aristas de corte.

La disposición anterior origina un arreglo hexagonal que unido a los problemas de tipo dinámico, determinan que los martillos deban cumplir series múltiplos de 12.

La longitud útil de eje sobre el cual se montaran martillos es el ancho del tamiz menos los dos discos de los extremos cuya función es soportar axialmente los pasadores del rotor, por lo tanto la longitud útil del eje es: $355,5 \text{ mm} - 2 \text{ discos}$ asignando inicialmente una pulgada para el espesor de los dos discos se tendrá que:

Long Útil del eje = $355,5 - 50,8 = 304,7$ mm

$$\text{No.de Martillos} = \frac{304,7}{6,35} = 47,98 \approx \underline{\underline{48}} \text{ Martillos}$$

4.7.5.7 Dimensionamiento.

Ésta determinado por la resultante de las fuerzas sobre el martillo que son la fuerza de impacto y la fuerza centrífuga.

El análisis de las fuerzas que se presentan en el momento del impacto (se asume impacto directo central) esta basado en la conservación de la cantidad de movimiento.

De las leyes de la mecánica clásica, el impulso que recibe una partícula es igual a la variación de su momentum es decir, la cantidad del movimiento del sistema antes del impacto deber ser igual a la cantidad de movimiento después del impacto, por lo tanto:

$$(\Sigma \text{Imp})_x = \Delta G_x$$

$$\int F \, dt = m (v_f - v_i)$$

Tomando la fuerza media que actúa durante el impulso y considerando la partícula a romper inicialmente en reposo por acercarse en dirección perpendicular a la trayectoria del martillo, la ecuación se transforma en:

$$Ft = mv$$

$$F = mv/c$$

Donde f= fuerza durante el choque; t= tiempo de duración del impacto; m= masa del martillo y v= velocidad lineal del extremo del martillo. Para evaluar la ecuación anterior, asumimos inicialmente que el tiempo de duración del impacto es del orden de una milésima de segundo por lo tanto:

$$F = \frac{0,12}{9,81} \times \frac{45,7}{0,001} = 559 \text{ kcf}$$

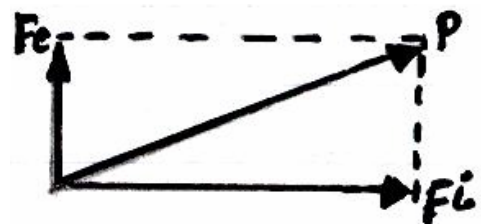
Debido a la incertidumbre del valor de la fuerza anterior y recordando que es valor promedio durante el ciclo de impacto se toma una seguridad de dos y por lo tanto la fuerza máxima será de: $F_i = 1118 \text{ Kcf}$

$F_c = m w^2$ fuerza centrífuga

$$F_c = \frac{0,12}{9,81} \left[\frac{1.760 \times 2}{60} \right]^2 \quad 0,25$$

$$F_c = 104 \text{ kgf}$$

$$P = 1.123 \text{ kgf}$$



a. Tensiones de contacto de Hertz

$$\sigma_{mx} = 0.6 \sqrt{\frac{PE}{sd}} \sqrt{1 - \frac{1}{a}}$$

Donde P = Resultante de las fuerzas, Kg

E = Modulo de elasticidad del acero

s = Espesor de martillo, mm

d = Diámetro del pasador, mm

a = D/d = 1,0025 (ajuste H7/h6)

D = Diámetro del hueco, mm

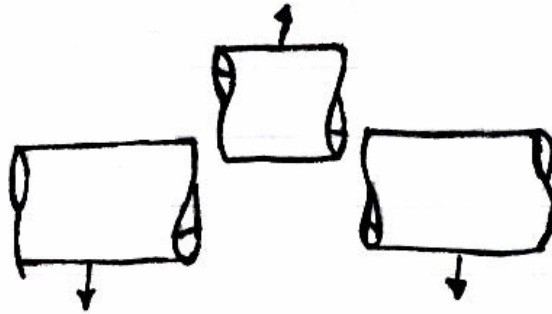
$$\sigma_{mx} = 0.6 \sqrt{\frac{1.123 \times 21.000}{6 \times 9.491}} \sqrt{1 - \frac{1}{1.00253}}$$

$$\sigma_{mx} = 19,4 \text{ kg/mm}^2$$

Material del martillo, SAE 1040 $\sigma_y = 38 \text{ kg/mm}^2$; por lo tanto el coeficiente de seguridad es:

$$n = \sigma_y / \sigma_{mx} = 1.96$$

b. Verificación del pasador.



Existen dos caras sometidas a cizallamiento puro. Se elige como material del pasador un SAE 1020 $\sigma_y = 26 \text{ kg/mm}^2$.

$$T = P/2^a = 1.123 \times 4 / 2 \pi \times 9.491^2 = 7.94 \text{ kg/mm}^2.$$

La seguridad del pasador es:

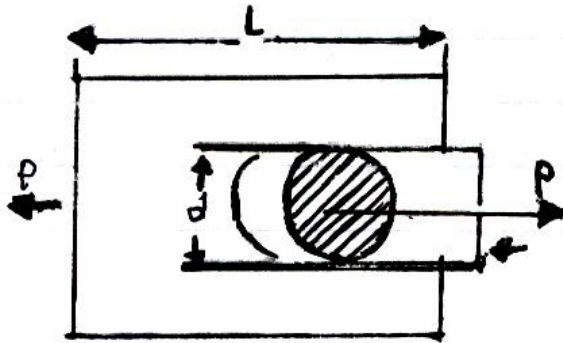
$$n = S_{sy}/t = 0.577 \times 26 / 7.94 = 1.89$$

c. Desgarramiento por cizalladura.

Este cálculo se hace para determinar la distancia mínima permisible entre la línea central del pasador y el borde del martillo. Se considerarán las siguientes hipótesis:

1. La carga total del perno actúa por perpendicularmente sobre el borde mas próximo.

2. El área de desgarro ocurre en la distancia mas corta entre el pasador y el borde.



$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{p}{21 s}$$

$$1 = \frac{1.123 \times 2}{2 \times 6 \times 0.577 \times 38}$$

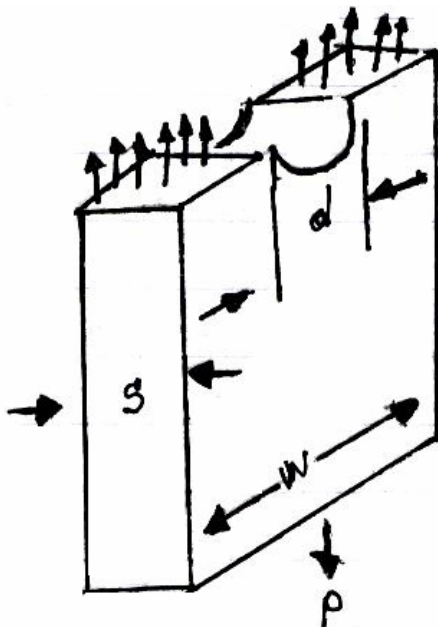
$$1 = 8.54 \text{ mm}$$

La distancia del centro del pasador al borde es:

$$8.54 \text{ mm} + d/2 = 13,29 \text{ mm} \text{ lomo } 14 \text{ mm.}$$

d. ancho del martillo

Por tracción pura se tiene:



$$(w - d) s = p / \sigma d$$

$$\sigma d = \sigma_y / n = 38 / 2$$

$$\sigma d = 19 \text{ kg/mm}^2$$

$$w = \frac{1.123}{19 \times 6} + 9.941$$

$$w = 19.44 \text{ mm}$$

Como la distancia mínima del centro del pasador al borde es de 14 mm según el numeral anterior; entonces tomo $W = 28$ mm.

e. Longitud.

Peso neto de un martillo igual a 0,11 kg como ζ acero = $7,8 \zeta/\text{cm}^3$, el volumen requerido es de $14,1 \text{ cm}^3$.

$$V = A \times L$$

$$L = \frac{V}{A} = \frac{14.1}{0.6 \times 2.8} = 8.39 \text{ cm}$$

Con el fin de aumentar la vida útil de los martillos debido al excesivo desgaste de sus extremos, se protegerán con pastillas de carburo de Tungsteno que son más duras que el acero u otras aleaciones. Del catalogo de 30 Ehlerit de placas soldables de metal duro, seleccionamos la del código 140.060.030 que tiene una longitud de $140 \times 6 \times 3$ mm; teniendo en cuenta el material perdido durante los cortes, se obtiene cuatros plaquitas, por lo tanto la longitud del martillo a mecanizar es de 80 mm

4.7.5.8 Placas Separadoras.

Su forma geométrica son triangulares como se dijo anteriormente, y el numero esta limitado por el de los martillos y por la disposición para lograr el balanceo dinámico del rotor, por lo tanto se necesitan 49 placas.

Dimensionamiento.

Espesor.

Se basa en la tensión ejercida sobre el área de las placas puesto que cada lado de la placa soporta la mitad de la carga, la tensión en los soportes de la carga es:

$$\sigma_d = \frac{10/2}{SD} = \frac{1.123/2}{9.509 \text{ S}} = \frac{59.05}{S}$$

Haciendo $\sigma_d = S_y/n$ y utilizando para las placas acero A - 36 con $\sigma_y = 36.000 \text{ psi} = 25.3 \text{ kg/mm}^2$ y tomando una seguridad de dos, se tiene:

$$\sigma_d = 25.3/2 = 12.6 \text{ kg/mm}^2$$

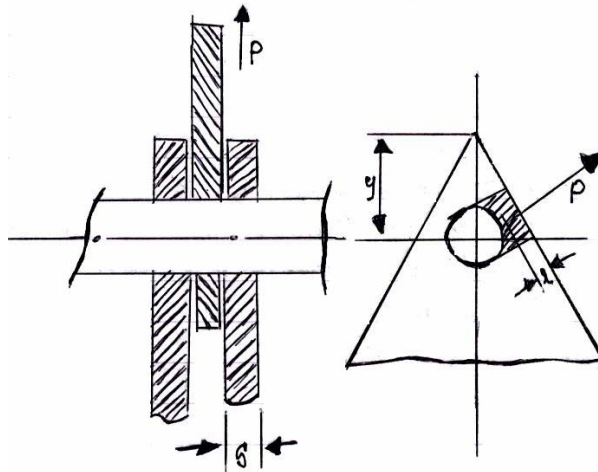
El espesor S, será:

$$S = 59,05/12,6 = 4,7 \text{ mm.}$$

Con el espesor de las placas debe ser ligeramente mayor que el de los martillos con el objeto de que estos puedan oscilar, se asigna un espesor de 1/4" (6,35 mm).

La seguridad de la resistencia al contacto para cada placa, $\sigma_{mx} = 19,4 \text{ kg/mm}^2$, entonces:

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{mv}/2} = \frac{25.3}{9.7} = 2.6$$



4.7.5.9 Volantes:

Debido a que el molino trabaja por impacto, durante a su giro esta sometido a variaciones de su velocidad periférica. Estas variaciones se pueden estimar por medio del coeficiente de fluctuación de velocidad, es necesario aumentar el momento de inercia del conjunto del rotor, añadiendo una masa adicional en forma de volante que atenúa o iguala la variación del flujo de energía del circuito mecánico.

La energía entregada por el motor en cada revolución es:

$$U = 4.560 \text{ Hp/N (kgm)}$$

$$U = 4.560 \times 20/1.760 = 51.82 \text{ kgm}$$

Para calcular la velocidad periférica promedio del volante, se asigna inicialmente un diámetro mínimo igual al de las placas triangulares porque estas soportaran los pasadores de los martillos.

La velocidad periférica promedio es:

$$V = \frac{2 \pi NR}{60} = \frac{2 \pi \times 1.760 \times 0.214}{60} = 39.4 \text{ m/seg}$$

Tomando un valor típico del coeficiente de fluctuación de velocidad para molinos de harina, $C_s = 0.02$ y de $C_u = 2.4$ para el caso más extremo de fluctuación de energía se tiene que el peso necesario del volante es:

$$P = \frac{C_v}{C_s} \times \frac{g v}{V^2} = \frac{2.4}{0.02} \times \frac{9.81 \times 51.82}{39.42} = 39.3 \text{ kg}$$

El peso del rotor (peso de las placas más el peso de los martillos) es:

$$\text{Placas} = 49 \times \frac{37.07 \times 32.1}{2} \times 0.635 \times \frac{7.8}{1.000} = 144.4 \text{ kg}$$

$$\text{Martillos} = 48 \times 0.11 = 5.28 \text{ kg}$$

$$\text{Peso del rotor} = 149.7 \text{ kg}$$

Nota: Del cálculo anterior se ve que el peso del rotor es mucho mayor que el del volante necesario con lo que el rotor mismo cumple esta función, quedando reducido su diseño a consideraciones geométricas y de montaje.

Las dimensiones principales de los discos laterales son: diámetro = 428 mm y espesor de 9.52 mm (3/8 plg).

4.7.5.10 Eje

Se calculará desde el punto de vista de su resistencia, velocidad y rigidez. La potencia la suministra un motor eléctrico de 24 Hp mediante un acople flexible; asumiendo que el montaje se efectúa de una manera tal que los ejes queden colineales, se elimina la presencia de posibles fuerzas externas tales como momentos flectores. El eje está soportado por dos cojinetes de doble fila de bolas o rotura que, absorben las desalineaciones del eje respecto del bastidor.

Se conoce la siguiente información:

Velocidad de eje: 1.760 rpm.

Material: A 10 40 con $\sigma_{vT} = 65 \text{ kg/mm}^2$ y $\sigma_y = 34 \text{ kg/mm}^2$.

Peso total del rotor: 150kg.

Condiciones de trabajo: Un turno diario de cinco horas netas de operación sin sobrecarga, 240 días el año y una vida útil de cinco años,

temperatura de trabajo 30°C y un medio ambiente libre de corrosión y humedad.

Par de torsión.

$$T = \frac{71.600 \times C.V}{\text{rpm}} = \frac{71.600 \times 24.35}{1.760} = 990 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

La deflexión mínima del eje está limitada por las restricciones que impone la velocidad crítica considerando el eje rígido. La carga se aplica de manera constante, es decir, no hay fluctuación del torque.

4.7.5.10.1 Calculo de las reacciones

Teniendo en cuenta la distribución de carga sobre el eje, para los cálculos se asumirá la carga uniformemente repartida en toda su longitud. La figura muestra la geometría del eje, los diagramas de carga, cortantes, momentos flectores y torsores.

Del diagrama de carga se tiene:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A - 150 + R_B = 0$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$- 150 \times 24.85 + 49.69 R_B = 0$$

Luego

$$R_A = R_B = 75 \text{ kg.}$$

Diámetro aproximado.

La primera aproximación del diámetro del eje se efectuará mediante la fórmula de Oberg – Jones, “Manual Universal de la Técnica Mecánica”, tomo I, Pagina 543; con 24.35 C.V y 1.750 r.p.m.

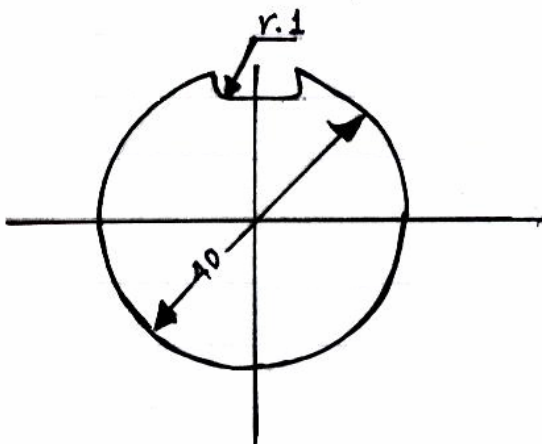
$$d = \sqrt[3]{\frac{1.800 \times CV}{r.p.m.}} = \sqrt[3]{\frac{1.800 \times 24.35}{1.760}} = 2.92 \text{ cm}$$

Se asume $d = 35 \text{ mm}$ para el diámetro menor.

Análisis de las Secciones Peligrosas.

Del diagrama de momentos flectores seleccionamos las secciones E,F,G y H para determinar cual de ellas esta sometida a mayores esfuerzos.

Sección E: concentrador de tensiones, chavetero según Hetény; para fresado por disco $K_{tb} = 1.38$.



$$r/\Delta = 0.25 \Rightarrow K_{ts} = 2.54$$

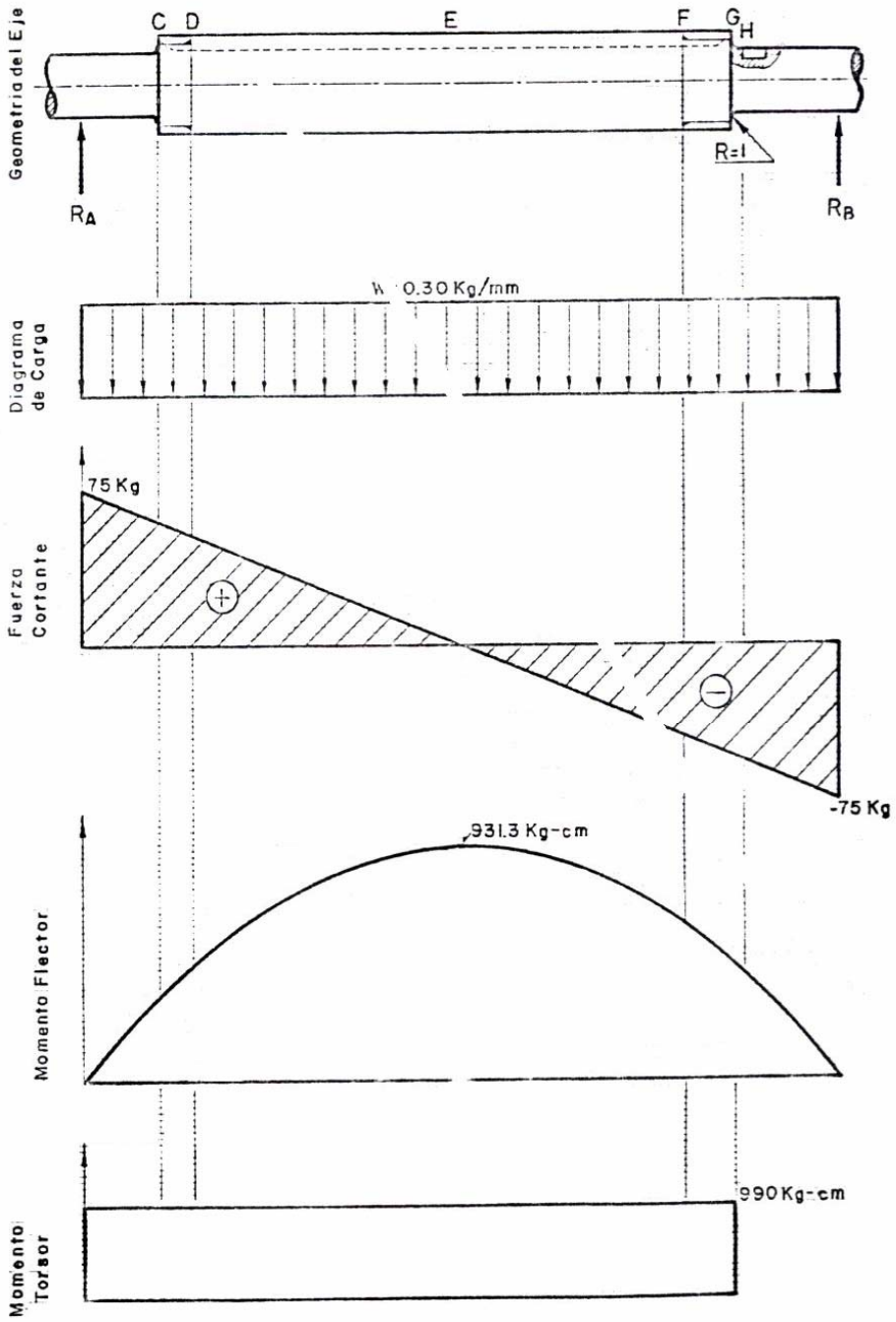
$$M_{\max} = 931.3 \times 1.38 = 1285 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_{\max} = 990 \times 2.54 = 2.514 \text{ kg} - \text{cm}$$

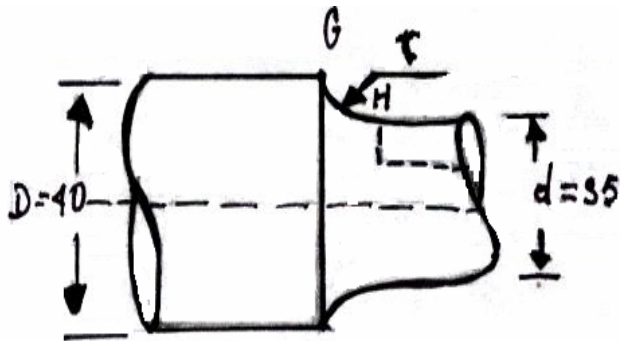
Sección F: Concentrador de tensiones, final de la rosca para múltiples entallas (caso de la rosca), la concentración de tensiones para los filetes intermedios es relativamente baja; máxima concentración ocurre en el último filete de la rosca, hacen las veces de desconcentradotes y actúan de un modo equivalente al aumento de la suavidad de la transición en un escalón. Para roscas de tipo Whitworth, Hetényi mediante pruebas foto elásticas de un valor de $K_z = 4.43$ para el ultimo filete. Por lo tanto:

$$M_{\max} = 614.6 \times 4.43 = 2.722 \text{ kg} - \text{cm}$$

$$T_{\max} = 990 \times 2.54 = 2.514 \text{ kg} - \text{cm}$$



Sección G: Concentrador de tensiones, cambio de sección.



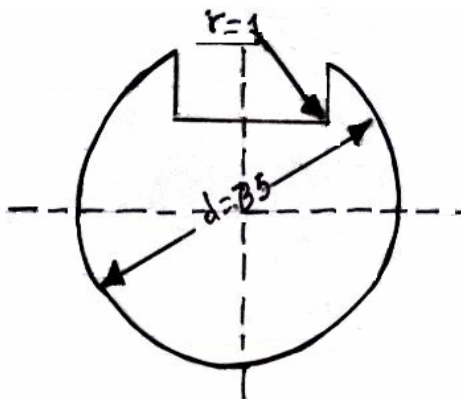
$$r/d = 0.0286 \quad \left. \vphantom{r/d} \right\} K_{tb} = 2.2$$

$$D/d = 1.143 \quad \left. \vphantom{D/d} \right\} K_{ts} = 1.48$$

$$M_{\max} = 466.5 \times 2.2 = 1.024 \text{ kg-cm}$$

$$T_{\max} = 990 \times 1.48 = 1465 \text{ kg-cm}$$

Sección H: Concentrador de tensiones al final del chavetero.



$$r/d = 0.029$$

$$K_{tb} = 1.79$$

$$K_{ts} = 2.44$$

$$M_{\max} = 450 \times 1.79 = 805 \text{ Kg-cm}$$

$$T_{\max} = 990 \times 2.44 = 2.415 \text{ Kg-cm}$$

Conclusión: Seleccionamos la sección F, al final de la rosca como sección peligrosa por tener los máximos valores de los momentos flector y torsor.

4.7.5.10.2 CRITERIO DE FALLA

Se escoge la teoría de la energía de distorsión o teoría de Von Mises Hencky, por predecir la fluencia con mayor exactitud. Las ecuaciones de los esfuerzos alternantes y medio de Von Mises son:

$$\sigma_a^1 = \sqrt{\sigma_{xa}^2 - \sigma_{xa} \sigma_{ya} + \sigma_{ya}^2 + 3 \tau_{xya}^2}$$

$$\sigma_m^1 = \sqrt{\sigma_{xm}^2 - \sigma_{xm} \sigma_{ym} + \sigma_{ym}^2 + 3 \tau_{xym}^2}$$

Debido a la ausencia de cargas axiales constantes, de tracción o compresión radial y asumiendo el torque constante, se tiene que $\sigma_{xm} = 0$; $\sigma_{ym} = 0$; $\tau_{xya} = 0$; $\sigma_{ya} = 0$, por lo que las ecuaciones se reducen a:

$$\sigma_a^1 = \sigma_{xa}$$

$$\sigma_m^1 = \sqrt{3 \tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_{xa} = \frac{32 M_{max}}{d^3} = \frac{32 \times 2.722}{\pi \times 4.0^3} = 433 \text{ Kg / cm}^2$$

$$\tau_{xym} = \frac{16 T_{max}}{d^3} = \frac{16 \times 2.514}{\pi \times 4^3} = 200 \text{ Kg / cm}^2$$

$$\sigma_a^1 = 433 \text{ Kg / cm}^2$$

$$\sigma_m^1 = 346 \text{ Kg / cm}^2$$

4.7.5.10.3 CALCULO POR FATIGA

El limite de endurancia $S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e$, cuyos coeficientes valen:

$K_a = 0.9$ eje rectificado.

$K_b = 0.85$ para $5 / 16 < d < 2^{11}$

$K_c = 0.814$ confiabilidad del 99%

$K_d = 1.0$ temperatura menor a 71°C

$K_e = 0.33$ con $q = 0.6$ y $K_t = 4.43$

$K_f = 1.0$

$S_e = 0.9 \times 0.85 \times 0.814 \times 0.33 \times 0.577 \times 65 = 7.71 \text{ Kg / mm}^2$

Del diagrama de Goodman se tiene que:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_m^1} = \frac{580}{346} = 1.68$$

4.7.5.10.4 CALCULO POR RIGIDEZ

Un eje se considera rígido cuando gira por debajo del 70 % de la primera velocidad crítica: como el eje del Molino gira a 1.760 r.p.m., la primera velocidad crítica será 2.514 r.p.m.

La frecuencia natural para un eje con carga con entrada en el centro (caso más crítico), es:

$$W_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{Kg}{w}}$$

El modulo de resorte K es:

$$K = \left(\frac{2 \pi W_n}{60} \right)^2 \times \frac{W}{g} = \left(\frac{2\pi \times 2514}{60} \right)^2 \frac{150}{980} = 10.608 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

Este factor será la mayor deflexión permitida en el eje para considerarlo como rígido.

4.7.5.10.5 DIAMETRO

Para una viga con carga uniformemente repartida, la máxima deflexión del eje esta dada por:

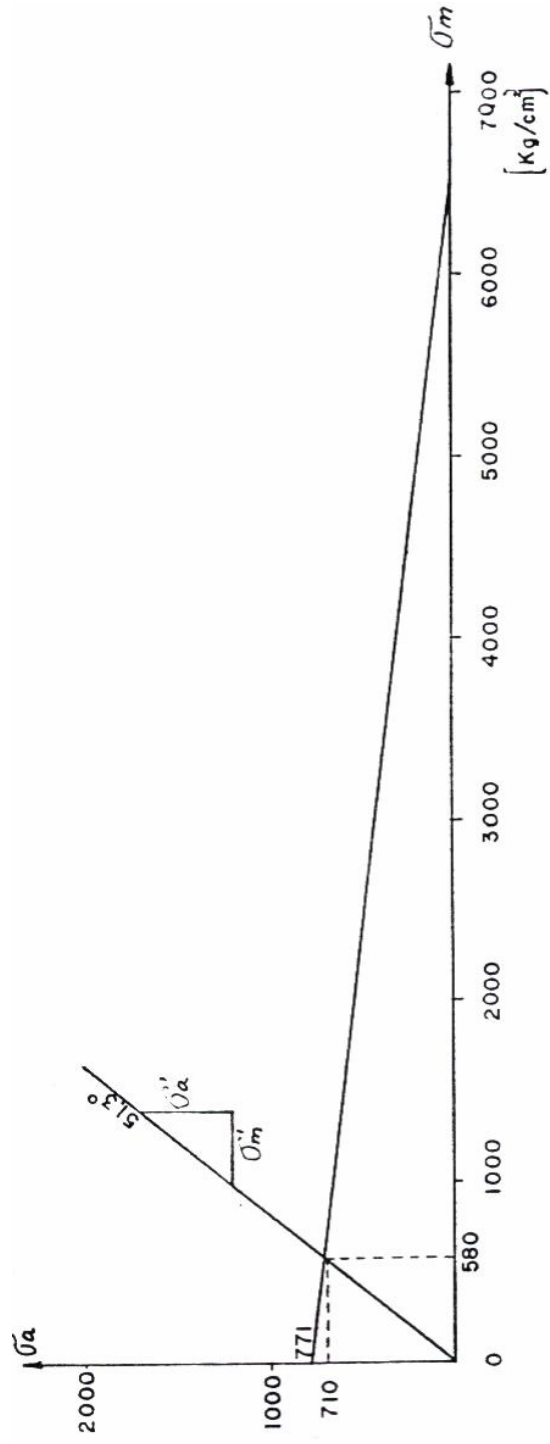
$$F_{\max} = \frac{w L^3}{384 EI}$$

Donde $I = \frac{\pi}{64} d^4$, entonces:

$$d = \sqrt[4]{\frac{5 w L^3 \times 64}{384 \times E \times \pi \times K_{\max}}}$$
$$d = \sqrt[4]{\frac{5 \times 150 \times 49.67^3 \times 64}{384 \times 2,1 \times 10^6 \times \pi \times 0.01414}}$$

$$d = 3.58 \text{ cm}$$

Como la deflexión máxima ocurre en la parte central del eje, se toma un diámetro de 40 mm para esta sección y de 35 mm para los escalones.

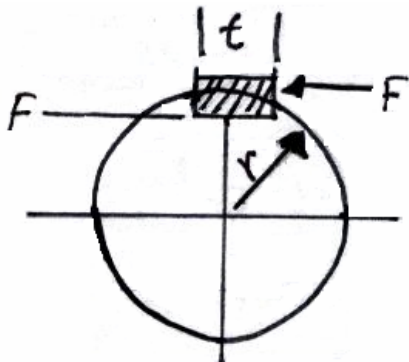


4.7.5.10.6 Chaveta

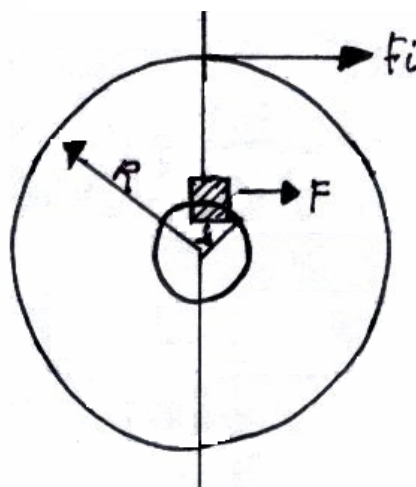
Para el cálculo de las dimensiones se emplea un factor de seguridad alto que se puede tomar como: 1.5 para torques constantes hasta 2.5 para fluctuaciones del torque fuerte.

La longitud de la chaveta esta limitada por la longitud del rotor ($l = 32$ cm). Se asume como primera aproximación una chaveta cuadrada de 6mm, SAE 1020 laminado en caliente con una resistencia a la fluencia de 26kg/mm^2 .

En relación con la figura siguiente la fuerza F en la superficie del eje es:



$$F = \frac{T}{r} = \frac{990 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{2 \text{ cm}} = 495 \text{ kg}$$



Pero teniendo en cuenta el par de torsión debido a las elevadas fuerzas de impacto que se generan en la periferia del rotor y que se analizaran en el numeral entonces:

$$F \times r = F_i \times R.$$

$$F = \frac{F_i \times R}{r} = \frac{1.118 \text{ kg} \times 25 \text{ cm}}{2 \text{ cm}} = 13.975 \text{ kg}$$

Aplicando la teoría de la energía de distorsión, la resistencia a la cizalladura es:

$$S_{sy} = 0.577 \sigma_y$$

$$S_{sy} = 0.577 \times 2.600 = 1.500 \text{ kg/cm}^2$$

La falla por corte a través del área se originara un esfuerzo $\tau = F/tl = S_{sy}/n$; entonces, despejando el factor de seguridad n se tiene:

$$n = \frac{1.500 \text{ kg/cm}^2 \times 0.6 \text{ cm} \times 32 \text{ cm}}{13.975 \text{ kg}} = 2.00$$

La seguridad al aplastamiento se determina con un área igual a la mitad de la cara de la cuña:

$$\frac{\sigma_y}{n} = \frac{F}{A}$$

$$n = \frac{2.600 \times 0.6 \times 32}{2 \times 13.975} = 1.79$$

4.7.5.10.7 Rodamientos

Los datos para su elección son: r.p.m del motor 1.760; vida nominal mínima de 20.000 horas de servicio.

Del catalogo SKF, el valor de la seguridad de carga $C/P = 12.5$ como no se tienen carga axiales, se tiene que la carga dinámica equivalente P es igual a la carga radial Fr . Por lo tanto, se requiere un rodamiento que tenga una capacidad de carga dinámica $C \geq 12.5 P$.

Para el cálculo de Fr , se tendrá en cuenta las fuerzas transmitida a los cojinetes debido a la excentricidad durante el giro. Admitiendo una excentricidad máxima de $e = 0.01414$ cm calculado en el numeral 4.7.5.9.4, la fuerza transmitida a ambos cojinetes es:

$$\frac{W}{g} \times e \times w^2 = \frac{150}{980} \times 0.01414 \times \left[\frac{1.760 \times \pi}{60} \right]^2 = 73.52 \text{ kg}$$

La fuerza Fr en cada cojinete será:

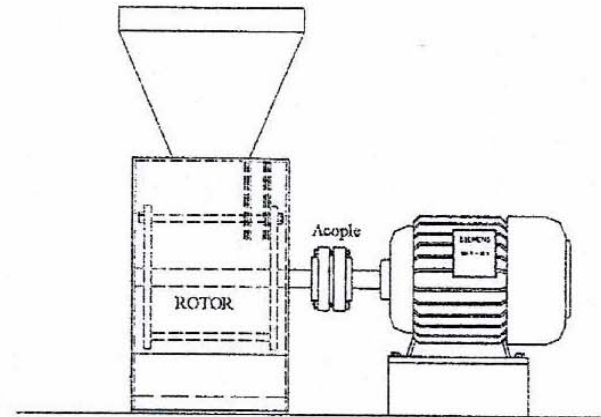
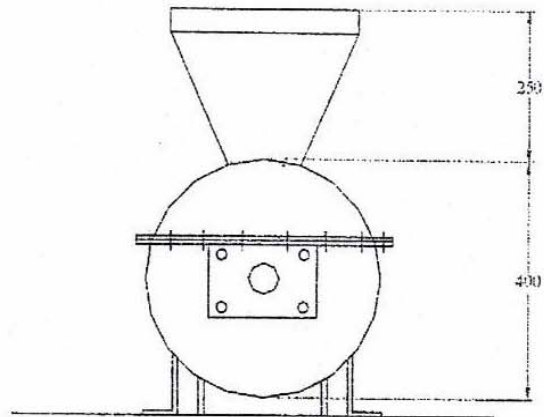
$$Fr = 150/2 + 73.52/2 = 111.76 \text{ kg}$$

$$Fr = 111.76/0.102 = 1.095 \text{ Newtons}$$

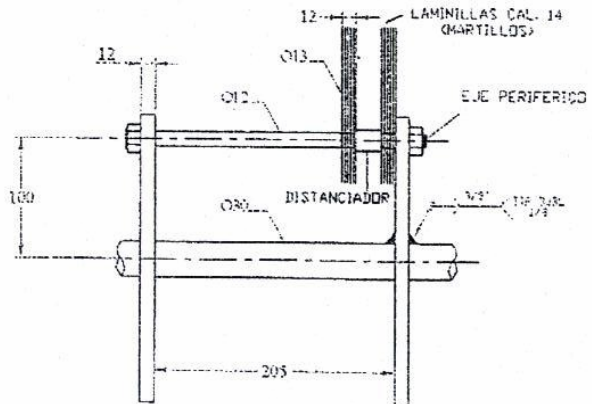
El rodamiento debe tener una capacidad de carga dinámica:

$$C \geq 12.5 \times 1095 = 13.687.5 \text{ N.}$$

Se selecciona el rodamiento 1205 K de doble hileras de bolas a rotula, el cual tiene una capacidad de carga de 14.600 N. este rodamiento permite pequeñas desviaciones angulares del eje como las ocasionadas por errores de montaje o por flexión del eje. Las especificaciones de los soportes para los rodamientos anteriores son: el SNA50BATA y el SNA508tc, ambos con manguitos de fijación H208.



DETALLE ROTOR



UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DE BOLIVAR		MOLINO DE MARTILLOS	
INTEGRANTES LUIS ADOLFO FACHOLAS M.	DIRECTOR BENJAMIN E. ARANGO Z.	ESCALA: 1/10	DIBUJO: HUGO NARVAEZ
		PLANO 5	20/IV/04

5. COSTO DE INSTALACIÓN

Mesas de recepción clasificación y despunte	
Cantidad 4 unidades	\$ 6037270.00
Canastas 12 unidades	5604960.00
Tina de lavado y enfriamiento 4 unidades	1986500.00
Tina de escaldado	2372000.00
Mesa de pelado 2 unidades	2838580.00
Cortadora/ Tajadora	2853940.00
Deshidratador	21782000.00
<u>Molino de martillo</u>	<u>4194000.00</u>
COSTO TOTAL APROXIMADO	\$ 46249960.00

CONCLUSIONES

Al finalizar este proyecto he procurado, y con seguridad he conseguido los objetivos propuestos inicialmente.

Después de haber estudiado y analizado los factores de diseño, más relevantes en estos procesos, se puede asegurar con plena certeza que:

Al trabajar con alimentos se presenta la dificultad del manejo de parámetros de comportamiento frente a las condiciones de proceso, por ejemplo; que las temperaturas y velocidades de secado de un alimento, solo pueden ser determinadas experimentalmente, es decir, no se pueden calcular y los experimentos deben realizarse con el tipo de secador propuesto, de condiciones variables. Además propiedades como resistencia al corte y al aplastamiento, también deben ser obtenidas experimentalmente, con métodos no convencionales, ya que las máquinas para este tipo de pruebas manejan unas escalas muy por encima de las adecuadas para los alimentos.

Otro aspecto que se debe tener en cuenta es que, como ingenieros mecánicos tenemos la limitante del desconocimiento de procesos acerca del adecuado manejo de alimentos y debemos fiarnos de la veracidad y efectividad de los datos suministrados por los profesionales encargados

de estos temas, como son los ingenieros de alimentos y los ingenieros químicos, capacitados al respecto.

La eficiencia en el montaje del equipo estará sujeta a la precisión con que se sigan los cálculos propios del diseño, teniendo en cuenta que en el montaje en ingeniería es posible, el realizar ciertas consideraciones por el ingeniero de montaje, sin que estas conduzcan a errores significativos en la operación del equipo; para esto siempre habrá de tenerse en cuenta, el criterio y las recomendaciones del diseñador al fijar las condiciones de operación.

Resulta importante una apropiada selección de accesorios y de los materiales de construcción especificados, sin dejar de lado las normas del diseño que son quienes en última instancia garantizan el buen funcionamiento de los equipos.

RECOMENDACIONES

Impulsar la realización de un proyecto de grado, para diseñar un secador, de condiciones de trabajo variables, para aprovechar su uso con diferentes tipos de materiales.

Impulsar la investigación sobre el diseño y construcción de molinos o trituradores ya que, en la actualidad, éste está basado en la experimentación.

Implementar equipos y acesorías para la toma de datos muestrales, experimentales no convencionales o normalizados, para futuras investigaciones.

Instalar gas natural domiciliario en la universidad, ya que esto facilita la experimentación con equipos que trabajen con este combustible.

BIBLIOGRAFÍA

BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. Mecánica de Materiales. 2^a Ed. Colombia. McGraw – Hill. 1994. 444 – 673 p.

BEER, Ferdinand y JOHNSTON, Russell. Mecánica Vectorial para Ingenieros. 5^a Ed. México. McGraw-Hill. 1990. 401 p.

EARLE, R. L. Ingeniería de los Alimentos 1^a Ed. Acribia. Zaragoza 1968

FORMOK, Edinson. 2000 Procedimientos Industriales al Alcance de Todos. 1^a Ed. Roverte S.A. Barcelona 1969.

GERE, James y TIMOSHENKO, Stephen. Mecánica de Materiales. 2^a Ed. México. Grupo Iberoamerica. S.A. 1986. 612-613 p.

KARLEKAR, B. Y DESMOMD, R. Transferencia de Calor. 2^a Ed. México. McGraw-Hill. 1994.

KERN, Donald. Procesos de Transferencia de Calor. 27^a Ed. México. McGraw-Hill. 1996.

NONHEBER, G. El Secado de Sólidos en la Industria Química. Roverté. S.A. Barcelona. 1979.

QUICHIA, Rigoberto y PUERTA, Jorge. Ventilación Industrial. Buo S.A. España. 1988.

SHIGLEY, Joseph E. Y MISCHKE, Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica. 5ª Ed. Mc GRAW- HILL, Interamericana de México S.A. 1990

VEGA, Gabriel. Estudio de la zona Bananera del Magdalena.

WOODS, Guía de la Ventilación. 1ª Ed. Blume. Barcelona. 197

ANEXO A.

CALCULO DE LA FUERZA DE CORTE DEL BANANO

Debido a la carencia de datos de las propiedades mecánicas del banano, se tuvo que implementar un proceso experimental para medir la fuerza de corte necesaria para aplicársele al banano, ya que los bancos de pruebas existentes en la región no son aptos para medir dicha fuerza.

Por medio de una guillotina y pesas se implementó un proceso de medición para la fuerza de corte, que arrojó los siguientes datos:

CARGA APLICADA GRAMOS	RESULTADO
147.5	NO HUBO CORTE
295	NO HUBO CORTE
528.4	NO HUBO CORTE
590	NO HUBO CORTE
725	NO HUBO CORTE
952.5	NO HUBO CORTE
1118.4	NO HUBO CORTE
1180	NO HUBO CORTE
1270	SI HUBO CORTE
1280	SI HUBO CORTE
1413.4	SI HUBO CORTE

Se realizaron alrededor de cinco pruebas en las cuales se varió la carga entre 1000 y 1300 gr las cuales arrojaron como resultado que la fuerza de corte promedio es de 1266 gr aproximadamente. Por lo tanto:

$$F_{\text{corte}} = 1.266 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{\text{corte}} = 12.4$$

ANEXO B

Apéndice B. Propiedades típicas de materiales seleccionados usados en ingeniería^{1,5}
(Unidades SI)

Material	Densidad kg/m ³	Resistencia última			Fluencia ³		Módulo de elasticidad, GPa	Módulo de rigidez, GPa	Coeficiente de expansión térmica 10 ⁻⁶ /°F	Ductilidad, de elongación porcentaje en 50 mm:
		Tensión, MPa	Compresión ² , MPa	Cortante, MPa	Tensión, MPa	Cortante, MPa				
ACERO:										
Estructural (ASTM-A36)	7860	400			250	145	200	77	11.7	23
Alta resistencia										
ASTM-A242	7860	480			345	205	200	77	11.7	22
ASTM-A441	7860	460			320		200	77	11.7	21
ASTM-A572	7860	415			290		200	77	11.7	24
Templado										
ASTM A-514	7860	760			690	380	200	77	11.7	18
AISI 302										
Laminado en frío	7920	880			520		190	75	17.3	12
Recocido	7920	655			260	150	190	75	17.3	50
Acero de refuerzo										
Resistencia media	7860	480			275		200	77	11.7	
Alta resistencia	7860	620			415		200	77	11.7	
FUNDICIÓN:										
Fundición gris										
4.5% C, ASTM A-48	7200	170	655	240			69	28	12.1	0.5
Hierro fundido										
2% C, 1% Si, ASTM A-47	7800	245	620	330	230		165	65	12.1	10
ALUMINIO:										
Aleación 1100-H14 (99% Al)	2710	110		70	100	55	70	26	23.6	9
Aleación 2014-T6	2800	455		275	400	230	75	27	23.0	13
Aleación 2024-T4	2800	470		280	325		73		23.2	19
Aleación 5456-H116	2630	320		185	230	130	72		23.9	16
Aleación 6061-T6	2710	260		165	240	140	70	26	23.6	17
Aleación 7075-T6	2800	570		330	500		72	28	23.6	11
COBRE:										
Libre de oxígeno (99.9% Cu)										
Recocido	8910	220		150	70		120	44	16.9	45
Endurecido	8910	390		200	265		120	44	16.9	4
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)										
Laminado en frío	8470	510		300	410	250	105	39	20.9	8
Recocido	8470	320		220	100	60	105	39	20.9	65
Latón rojo (85% Cu, 15% Zn)										
Laminado en frío	8740	585		320	435		120	44	18.7	3
Recocido	8740	270		210	70		120	44	18.7	48
Estano bronce (88 Cu, 8Sn, 4Zn)	8800	310			145		95		18.0	30
Manganeso bronce (63 Cu, 25 Zn, 6 Al, 3 Mn, 3 Fe)	8360	655			330		105		21.6	20
Aluminio bronce (81 Cu, 4 Ni, 4 Fe, 11 Al)	8330	620	900		275		110	42	16.2	6

ANEXO C1



PERFIL I LIVIANO DE ALAS PARALELAS - IPE

PERFILES IPE

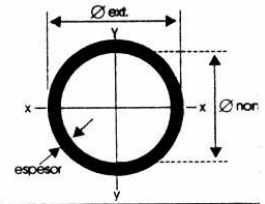
Dimensiones y propiedades para el diseño

DESIGNACION	DIMENSIONES							AREA	PESO	PROPIEDADES ELASTICAS						MODULO PLASTICO		CONS TORS
	ALTURA		ALA		DISTANCIAS					EJE X-X			EJE Y-Y			Zx	Zy	
	h	s	b	t	r	c	d			Ix	Sx	rx	Iy	Sy	ry	cm ³	cm ³	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	kg/mt	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ⁴		
IPE 80	80.00	3.80	46.00	5.20	5.00	69.60	59.60	7.84	6.00	80.10	20.00	3.24	8.50	3.70	1.05	23.20	5.80	0.70
IPE 100	100.00	4.10	55.00	5.70	7.00	88.60	74.60	10.30	8.10	171.00	34.20	4.07	15.90	5.80	1.24	39.40	9.10	1.20
IPE A 120	117.60	3.80	64.00	5.10	7.00	107.40	93.40	11.00	8.56	257.00	43.80	4.83	22.40	7.00	1.42	49.90	11.00	1.04
IPE 120	120.00	4.40	64.00	6.30	7.00	107.40	93.40	13.20	10.40	318.00	53.00	4.90	27.70	8.60	1.45	60.70	13.60	1.74
IPE A 140	137.40	3.80	73.00	5.60	7.00	126.20	112.20	13.40	10.50	435.00	63.30	5.70	36.40	10.00	1.65	71.60	15.50	1.36
IPE 140	140.00	4.70	73.00	6.90	7.00	126.20	112.20	16.40	12.90	541.00	77.30	5.74	44.90	12.30	1.65	88.30	19.20	2.45
IPE R 140	142.00	5.30	72.00	7.80	7.00	126.40	112.40	18.40	14.40	611.00	86.10	5.77	48.80	13.50	1.63	99.10	21.30	3.43
IPE A 160	157.00	4.00	82.00	5.90	9.00	145.20	127.20	16.20	12.70	689.00	87.80	6.53	54.40	13.30	1.83	99.10	20.70	1.96
IPE 160	160.00	5.00	82.00	7.40	9.00	145.20	127.20	20.10	15.80	869.00	109.00	6.58	58.30	16.70	1.84	124.00	26.10	3.60
IPE R 160	162.00	5.60	81.00	8.50	9.00	145.00	127.00	22.60	17.70	989.00	122.00	6.62	75.70	18.70	1.83	140.00	29.40	5.13
IPE A 180	177.00	4.30	91.00	6.50	9.00	164.00	146.00	19.60	15.40	1,063.00	120.00	7.37	61.90	18.00	2.05	135.00	28.00	2.70
IPE 180	180.00	5.30	91.00	8.00	9.00	164.00	146.00	23.90	18.80	1,317.00	146.00	7.42	101.00	22.20	2.05	166.00	34.60	4.79
IPE O 180	182.00	6.00	92.00	9.00	9.00	164.00	146.00	27.10	21.30	1,505.00	165.00	7.45	117.00	25.50	2.08	189.00	39.90	6.76
IPE R 180	183.00	6.40	89.00	9.50	9.00	164.00	146.00	28.10	22.10	1,554.00	170.00	7.44	112.00	25.20	2.00	195.00	39.70	7.78
IPE A 200	197.00	4.50	100.00	7.00	12.00	183.00	159.00	23.50	18.40	1,591.00	162.00	8.23	117.00	23.40	2.23	182.00	36.50	4.11
IPE 200	200.00	5.60	100.00	8.50	12.00	183.00	159.00	28.50	22.40	1,943.00	194.00	8.26	142.00	28.50	2.24	221.00	44.60	6.98
IPE O 200	202.00	6.20	102.00	9.50	12.00	183.00	159.00	32.00	25.10	2,211.00	219.00	8.32	169.00	33.10	2.30	249.00	51.90	9.45
IPE R 200	204.00	6.60	98.00	10.50	12.00	183.00	159.00	33.90	26.60	2,363.00	232.00	8.35	166.00	33.60	2.21	265.00	53.20	11.70
IPE A 220	217.00	5.00	110.00	7.70	12.00	201.60	177.60	28.30	22.20	2,317.00	214.00	9.05	171.00	31.20	2.46	240.00	48.50	5.69
IPE 220	220.00	5.90	110.00	9.20	12.00	201.60	177.60	33.40	26.20	2,772.00	252.00	9.11	205.00	37.30	2.48	285.00	58.10	9.07
IPE O 220	222.00	6.60	112.00	10.20	12.00	201.60	177.60	37.40	29.40	3,134.00	282.00	9.16	240.00	42.80	2.53	321.00	66.90	12.30
IPE R 220	225.00	6.70	108.00	11.80	12.00	201.40	177.40	40.20	31.60	3,474.00	309.00	9.29	249.00	46.10	2.49	352.00	71.80	16.20
IPE A 240	237.00	5.20	120.00	8.30	15.00	220.40	190.40	33.30	26.20	3,290.00	278.00	9.94	240.00	40.00	2.68	312.00	62.40	8.35
IPE 240	240.00	6.20	120.00	9.80	15.00	220.40	190.40	39.10	30.70	3,892.00	324.00	9.97	284.00	47.30	2.69	367.00	73.90	12.90
IPE O 240	242.00	7.00	122.00	10.80	15.00	220.40	190.40	43.70	34.30	4,369.00	361.00	10.00	329.00	53.90	2.74	410.00	84.40	17.20
IPE R 240	245.00	7.50	118.00	12.30	15.00	220.40	190.40	47.50	37.30	4,823.00	394.00	10.10	339.00	57.40	2.67	449.00	90.10	22.70
IPE A 270	267.00	5.50	135.00	8.70	15.00	249.60	219.60	39.10	30.70	4,917.00	368.00	11.20	358.00	53.00	3.02	412.00	82.30	10.30
IPE 270	270.00	6.60	135.00	10.20	15.00	249.60	219.60	45.90	36.10	5,790.00	429.00	11.20	420.00	62.20	3.02	484.00	97.00	15.90
IPE O 270	274.00	7.50	136.00	12.20	15.00	249.60	219.60	53.80	42.30	6,947.00	507.00	11.40	513.00	75.50	3.09	575.00	118.00	24.90
IPE R 270	276.00	7.70	133.00	13.10	15.00	249.60	219.60	56.00	44.00	7,312.00	530.00	11.40	516.00	77.60	3.03	602.00	121.00	28.80
IPE A 300	297.00	6.10	150.00	9.20	15.00	278.60	248.60	46.50	36.50	7,173.00	483.00	12.40	519.00	69.20	3.34	542.00	107.00	13.40
IPE 300	300.00	7.10	150.00	10.70	15.00	278.60	248.60	53.80	42.20	8,356.00	557.00	12.50	604.00	80.50	3.35	628.00	125.00	20.10
IPE O 300	304.00	8.00	152.00	12.70	15.00	278.60	248.60	62.80	49.30	9,994.00	658.00	12.60	746.00	96.10	3.45	744.00	153.00	31.10
IPE R 300	306.00	8.50	147.00	13.70	15.00	278.60	248.60	65.90	51.70	10,500.00	686.00	12.60	728.00	99.00	3.32	780.00	155.00	37.10

ANEXO C 2



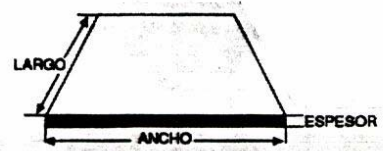
TUBERIA DE ACERO CARBON



CALIDADES	Composición Química					Características Mecánicas			
	C	Mn	Si	P	S	Limite	Elásticas	Resistencia a la tracción	
API - 5L x 42	0.29	1.35	-	0.04	0.05	42.000 PSI	289 MPA	60.000 PSI	413 MPA
ASTM - A 53 GR A	0.25	0.90	-	0.05	0.06	30.000 PSI	207 MPA	48.000 PSI	331 MPA
ASTM - A 53 GR B	0.30	1.20	-	0.05	0.06	35.000 PSI	241 MPA	60.000 PSI	413 MPA
ASTM - A 106 GR B	0.30	0.29/ 106	0.1	0.048	0.058	35.000 PSI	241 MPA	60.000 PSI	413 MPA

DIAMETRO			Espesor Pared		Peso Nominal		Weigh Class	Schedule
Nominal	Exterior		Pulg.	MM	L/P	Kg/m		
Pulg.	Pulg.	MM						
2 1/2"	2.875	73.00	0.276	7.01	7.66	11.41	XS	80
2 1/2"	2.875	73.00	0.375	9.53	10.01	14.92		160
3"	3.500	88.90	0.216	5.49	7.58	11.29	STD	40
3"	3.500	88.90	0.300	7.62	10.25	15.27	XS	80
3"	3.500	88.90	0.438	11.13	14.32	21.35		160
4"	4.500	114.30	0.237	6.02	10.79	16.07	STD	40
4"	4.500	114.30	0.337	8.56	14.98	22.32	XS	80
4"	4.500	114.30	0.531	13.49	22.51	33.54		160
5"	5.563	141.30	0.258	6.55	14.62	21.77	STD	40
5"	5.563	141.30	0.375	9.53	20.78	30.97	XS	80
5"	5.563	141.30	0.625	15.88	32.96	49.11		160
6"	6.625	168.30	0.280	7.11	18.97	28.26	STD	40
6"	6.625	168.30	0.432	10.97	28.57	42.56	XS	80
6"	6.625	168.30	0.719	18.26	45.35	67.56		160
8"	8.625	219.10	0.322	8.18	28.55	42.55	STD	40
8"	8.625	219.10	0.500	12.70	43.39	64.64	XS	80
8"	8.625	219.10	0.906	23.01	74.69	111.27		160
10"	10.750	273.10	0.365	9.27	40.48	60.31	STD	40
10"	10.750	273.10	0.594	15.09	64.43	96.01	XS	80
12"	12.750	323.90	0.406	10.31	53.52	79.70	STD	40
14"	14.875	377.90	0.440	11.13	63.51	94.49	STD	40
16"	17.000	431.80	0.500	12.70	82.86	123.29	STD	40
18"	19.125	485.80	0.506	14.27	104.78	155.91	STD	40
20"	21.185	538.20	0.590	15.08	123.03	183.05	STD	40
24"	25.375	644.50	0.690	17.48	171.49	255.14	STD	40

ANEXO C3



LAMINAS EN ACERO INOXIDABLE

LAMINAS DE ACERO INOXIDABLES

Especificaciones técnicas

CALIDADES MAS COMUNES		COMPOSICION QUIMICA							PROPIEDADES MECANICAS					APLICACIONES MAS FRECUENTES	
AISI	ACERINOX	L	C	MN	P	S	SI	Cr	Ni	LIMITE ELASTICO	RESISTENCIA A LA TRACCION	% ALAR	DUREZA		
AISI 304	ACX 120	MIN						18.00	8.00	31kg/mm2	-	70kg/mm2	60	82	Tubos-Caldereria-Ind. alimenticia-Nuclear-Menaje. Industria textil-Alimenticia-Quimica-Petroquimica. Hornos - Chimeneas Electrodomesticos - Construcción interior.
		MAX	0.06	2.00	0.04	0.03	0.75	19.00	9.00	-	-	-	-	-	
AISI 316	ACX 250	MIN						16.50	10.50	31kg/mm2	-	60kg/mm2	57	81	
		MAX	0.07	2.00	0.04	0.03	0.75	18.00	12.00	-	-	-	-	-	
AISI 310	ACX 350	MIN						24.00	19.00	31kg/mm2	-	67kg/mm2	45	85	
		MAX	0.07	2.00	0.04	0.03	0.75	26.00	22.00	-	-	-	-	-	
AISI 430	ACX 500	MIN						16.00	-	-	-	31kg/mm2	31	82	
		MAX	0.10	1.00	0.04	0.03	0.75	17.50	-	-	-	-	-	-	

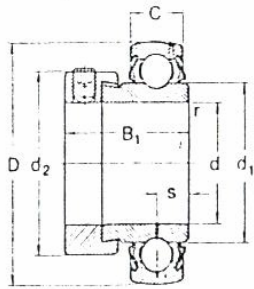
DIMENSIONES Y PESOS DE LAMINAS COMERCIALES

LAMINAS CALIDAD				AISI 430					AISI 304				
L	CALIBRE	ESPESOR		M2	1.0 X 2.0MTS	0.91 X 3.05MTS	1.22 X 2.44MTS	1.52 X 3.05MTS	M2	1.0 X 2.0MTS	0.91 X 3.05MTS	1.22 X 2.44MTS	1.52 X 3.05MTS
		PULGADA	MILIMETRO		3' X 10'	4' X 8'	5' X 10'		3' X 10'	4' X 8'	5' X 10'		
A				Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg
M	30		0.30	2.31	4.62	6.41	6.88	10.71	2.38	4.76	6.61	7.06	11.03
I	28		0.40	3.08	6.16	8.55	9.17	14.28	3.17	6.35	8.81	9.45	14.71
N	26		0.48	3.70	7.39	10.26	11.00	17.13	3.81	7.62	10.57	11.34	17.65
A			0.60	4.62	9.24	12.82	13.75	21.42	4.76	9.52	13.21	14.17	22.07
D	24		0.63	4.85	9.70	13.46	14.44	22.49	5.00	10.00	13.87	14.88	23.17
A	22		0.75	5.78	11.55	16.03	17.19	26.77	5.95	11.90	16.51	17.71	27.58
S			0.80	6.16	12.32	17.10	18.34	28.56	6.35	12.69	17.62	18.89	29.42
	20		0.90	6.93	13.86	19.23	20.63	32.13	7.14	14.28	19.82	21.25	33.17
E			1.00	7.70	15.40	21.37	22.92	35.70	7.93	15.87	22.02	23.62	36.78
N	18		1.20	9.24	18.46	25.65	27.51	42.84	9.52	19.04	26.42	28.34	44.15
	16		1.50	11.55	23.10	32.06	34.38	53.55	11.90	23.80	33.03	35.42	55.17
F	14		1.90	14.63	29.26	40.61	43.55	67.82	15.07	30.15	41.84	44.87	69.58
R			2.00	15.40	30.60	42.74	45.84	71.39	15.87	31.73	44.04	47.23	73.58
I			2.50	19.25	38.50	53.43	57.30	89.24	19.83	39.67	55.05	59.04	91.95
O	12		2.66	20.48	40.96	56.85	60.97	94.95	21.10	42.21	58.57	62.82	97.83
	11		3.00	23.10	46.20	64.11	68.76	107.09	23.80	47.60	66.06	70.85	110.34

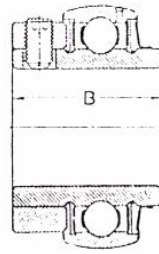
ANEXO D

Rodamientos Y
d 15-65 mm

SKF



Serie 2382(00) BD2LS1)
con anillo de fijación excéntrico



Serie 4792(00) D para d < 30 mm
con anillo de fijación cilíndrico



Serie 4792(00) D para d ≥ 30 mm
con anillo de fijación cilíndrico

Dimensiones principales		Capacidad de carga		Límite de velocidad cuando la tolerancia del eje es					Masa	Designación		
d	D	B, B ₁	C	C	estát. C ₀	h6	h7	h8	h9	h11	kg	
mm		mm		N (1 N = 0,102 kgf)		r/min					kg	
15	35	26,5	11	6 000	3 550	10 000	6 300	4 500	1 600	1 000	0,11	238202 D ²
17	40	28,6	12	7 350	4 500	9 500	6 000	4 300	1 500	950	0,13	238203 D ²
20	47	31	14	9 800	6 200	8 500	5 300	3 800	1 300	850	0,17	238204 BD2LS
				9 800	6 200	8 500	5 300	3 800	1 300	850	0,20	479204 D
25	52	31	15	10 800	6 950	7 000	4 500	3 200	1 000	700	0,20	238205 BD2LS
				10 800	6 950	7 000	4 500	3 200	1 000	700	0,25	479205 D
30	62	35,7	16	15 000	10 000	6 300	4 000	2 800	900	630	0,31	238206 BD2LS
				15 000	10 000	6 300	4 000	2 800	900	630	0,38	479206 D
35	72	38,9	17	19 600	13 700	5 300	3 400	2 200	750	530	0,53	238207 BD2LS
				19 600	13 700	5 300	3 400	2 200	750	530	0,59	479207 D
40	80	43,7	18	23 600	16 600	4 800	3 000	1 900	670	480	0,63	238208 BD2LS
				23 600	16 600	4 800	3 000	1 900	670	480	0,76	479208 D
45	85	43,7	19	25 500	18 600	4 300	2 600	1 700	600	430	0,74	238209 BD2LS
				25 500	18 600	4 300	2 600	1 700	600	430	0,83	479209 D
50	90	43,7	20	27 000	19 600	4 000	2 400	1 600	560	400	0,74	238210 BD2LS
				27 000	19 600	4 000	2 400	1 600	560	400	1,05	479210 D
55	100	55,6	25	33 500	25 000	3 600	2 000	1 400	500	360	1,35	479211 D
60	110	65,1	26	36 500	28 000	3 400	1 900	1 300	480	340	1,75	479212 D
65	120	68,3	27	43 000	34 000	3 000	1 700	1 100	430	300	2,20	479213 D

SKF

Rodamientos Y
d 15-65 mm

Carga equivalente
dinámica $P = X F_r + Y F_a$
estática $P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$
Si $P_0 < F_r$, se toma $P_0 = F_r$

Otras dimensiones

d	d ₁	d ₂	s	r
mm				
15	19,2	28	5,5	0,5
17	21,6	30	6,5	0,5
20	28,2	33	7,5	0,5
	28,2	40	12,7	1
25	33,6	37	7,5	0,5
	33,6	45	14,3	1
30	39,7	44	9	0,5
	39,7	50	15,9	1
35	46,1	55	9,5	0,5
	46,1	64	17,5	1
40	52	60	11	0,5
	52	68	19	1
45	56,6	63	11	0,5
	56,6	74	19	1
50	62,5	69	11	0,5
	62,5	83	19	1,5
55	69,1	89	22,2	1,5
60	75,6	95	25,4	1,5
65	82,5	102	25,4	1,5

Factores de carga
dinámica

F _a /C ₀	e	F _a /F _r ≤ e	F _a /F _r > e
		X	Y
0,025	0,22	1	0
0,04	0,24	0	0,56
0,07	0,27	1	0,56
0,13	0,31	1	0,56
0,25	0,37	1	0,56
0,5	0,44	1	0,56

ANEXO E1

Tabla 3.1. Clasificación de los secadores en base a su método de operación

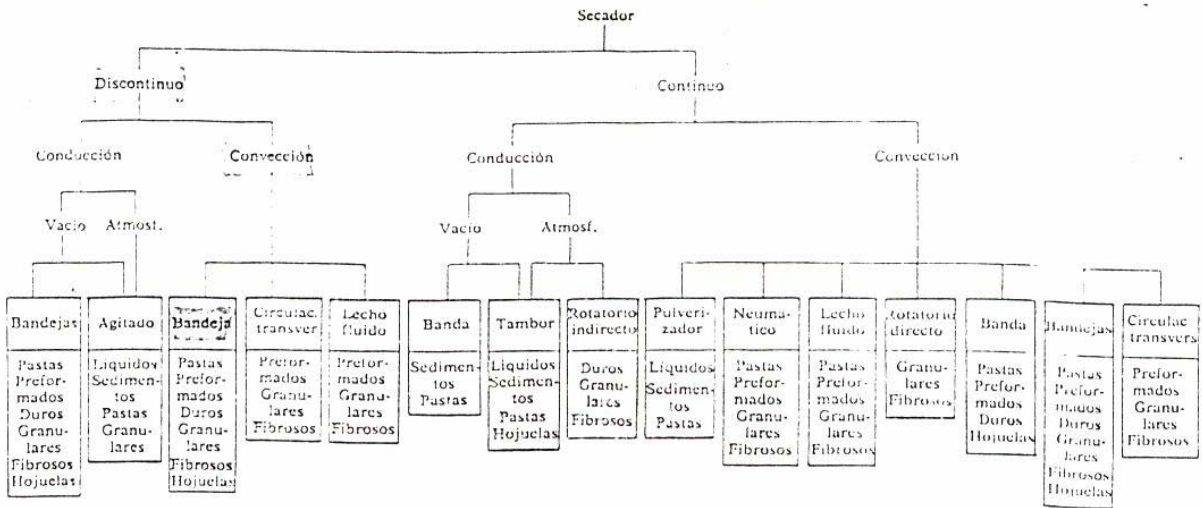


Tabla 3.2. Clasificación de los secadores en base a la forma física de la alimentación

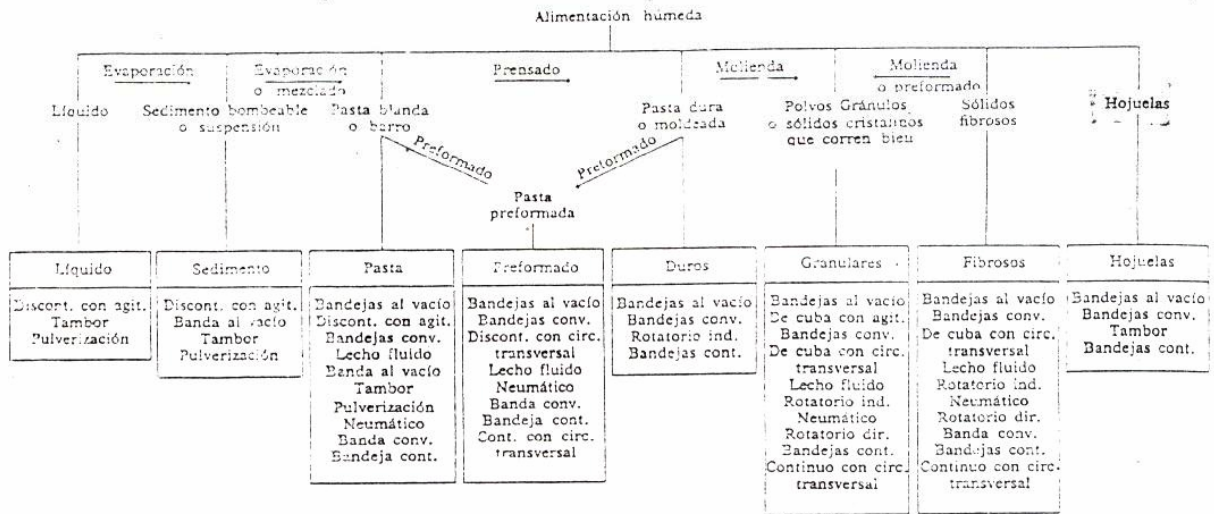
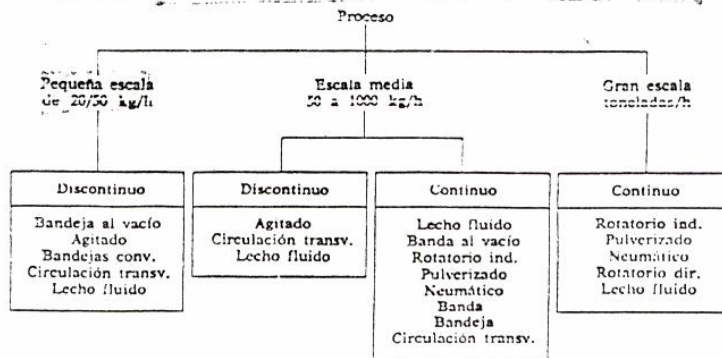


Tabla 3.3. Clasificación de los secadores por su escala de producción



ANEXO E 2

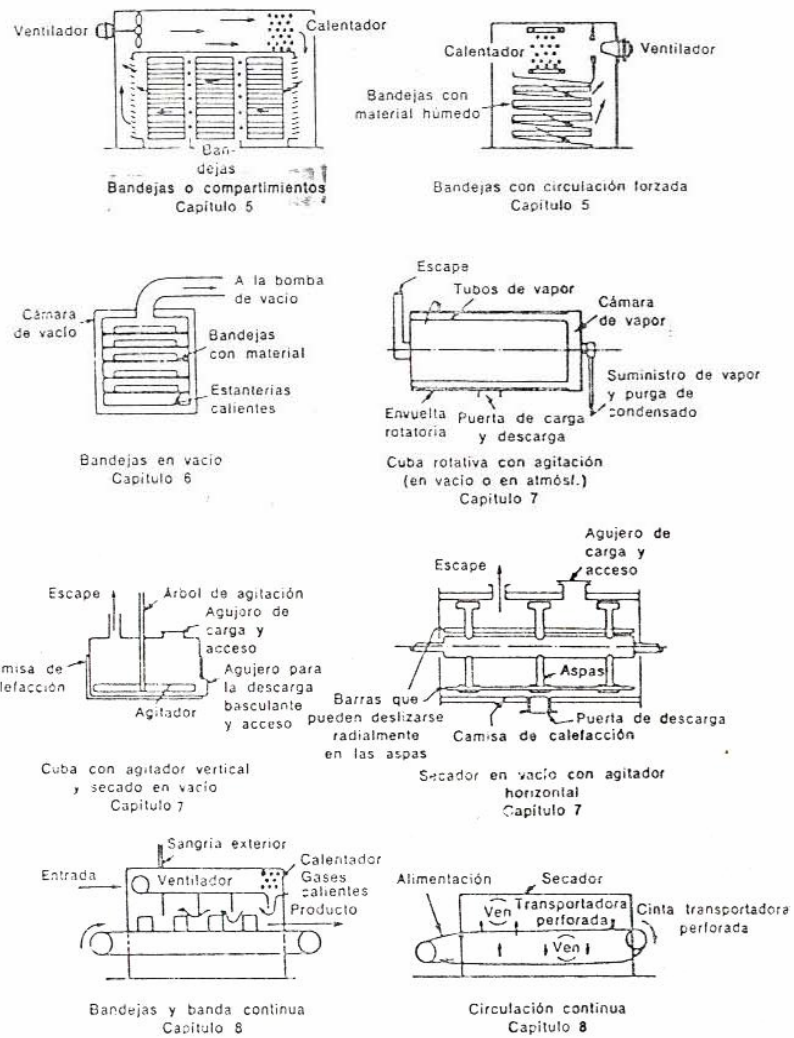


Fig. 3.1. Clasificación de los secadores según el método de operación.

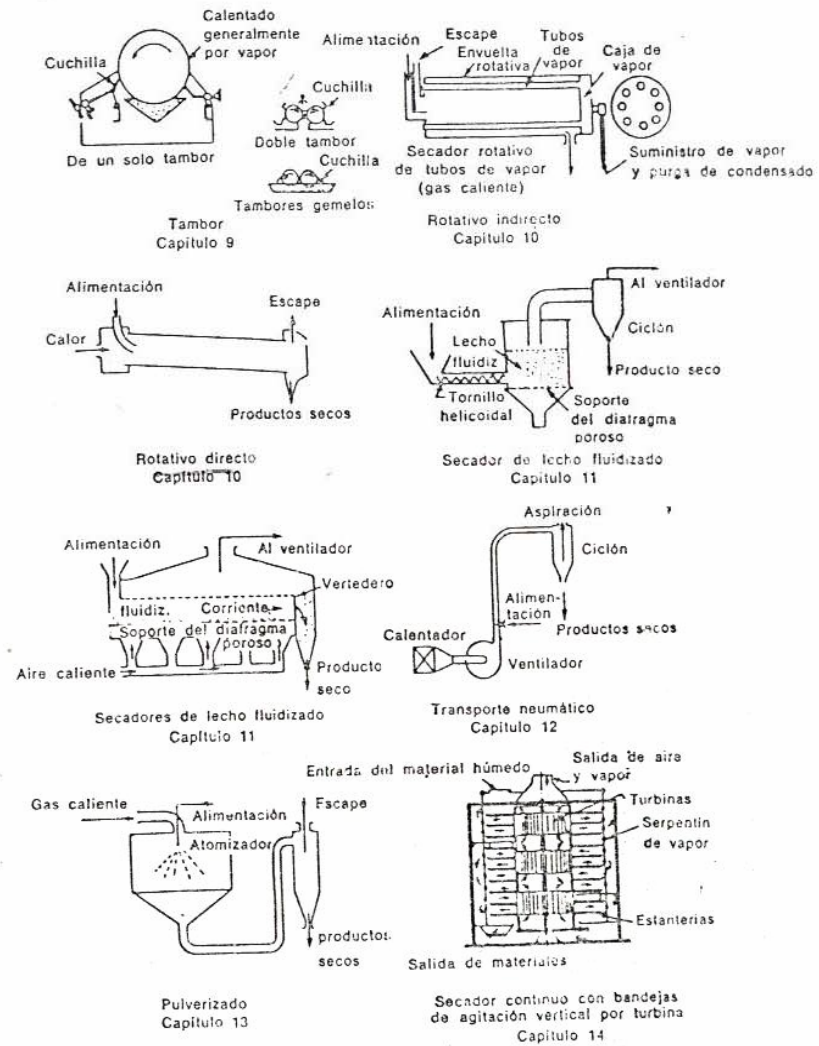


Fig. 3.1. Clasificación de los secadores según el método de operación. (Continuación.)

ANEXO F1

Tabla 8-7. Valores de C y n en la correlación para transferencia de calor en flujo de aire a través de bancos de tubos de 10 hileras o más.

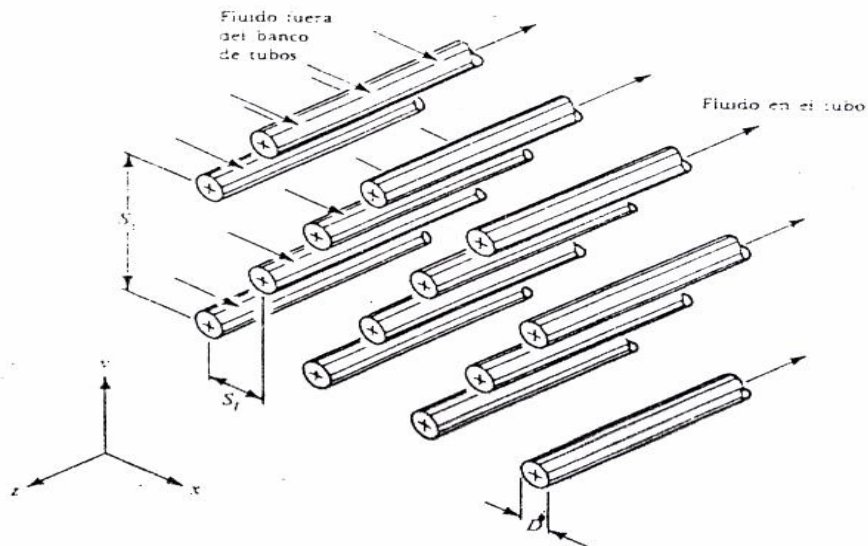
$$Nu = C Re^n$$

$$(2000 \leq Re_{\max} \leq 40,000)$$

	S_1/D	S_2/D							
		1.25		1.5		2.0		3.0	
		C	n	C	n	C	n	C	n
En línea:	1.250	0.348	0.792	0.275	0.608	0.100	0.794	0.623	0.752
	1.500	0.367	0.589	0.250	0.620	0.101	0.702	0.678	0.744
	2.000	0.413	0.570	0.259	0.602	0.229	0.632	0.748	0.648
	3.000	0.290	0.501	0.257	0.584	0.374	0.581	0.256	0.608
Escalaado:	0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.536
	0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
	1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
	1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.515	0.560
	1.250	0.518	0.756	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
	1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574

Tabla 8-8. Razón de $(Nu_{\text{promedio}})_N$ para N hileras en fondo $(Nu_{\text{promedio}})_{10}$ para 10 hileras en fondo, basado en la tabla 8-7.

N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Razón para tubos en línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.0
Razón para tubos escalaados	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99	1.0



(b) Arreglo escalonado

ANEXO F 2

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg					Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg				
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	8-P
8	32	26	20	20	8	21	16	14	
10	52	52	40	36	10	32	32	26	24
12	81	76	68	68	12	48	45	40	38
13 1/4	97	90	82	76	13 1/4	61	56	52	48
15 1/4	127	121	116	108	15 1/4	81	76	68	64
17 1/4	177	166	158	150	17 1/4	112	112	96	96
19 1/4	224	220	204	192	19 1/4	138	132	128	122
21 1/4	277	270	246	240	21 1/4	177	166	158	152
23 1/4	341	324	308	302	23 1/4	213	208	192	184
25	413	394	370	356	25	260	252	238	226
27	481	460	432	420	27	300	288	278	260
29	553	526	480	468	29	341	326	300	294
31	657	640	600	580	31	406	398	380	358
33	749	718	688	676	33	465	460	432	414
35	845	824	780	766	35	522	518	488	472
37	934	914	886	866	37	596	574	542	544
39	1049	1024	982	968	39	665	644	624	612

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 9/16 plg

Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 9/16 plg					Tubos de 1 1/2" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg				
10	16	12	10		12	16	16	12	
12	30	24	22	16	12	22	22	16	16
13 1/4	32	30	30	22	13 1/4	22	22	16	16
15 1/4	44	40	37	35	15 1/4	29	29	25	24
17 1/4	56	53	51	48	17 1/4	39	39	34	32
19 1/4	78	73	71	64	19 1/4	50	48	45	43
21 1/4	96	90	86	82	21 1/4	62	60	57	54
23 1/4	127	112	106	102	23 1/4	78	74	70	66
25	140	135	127	123	25	94	90	86	84
27	166	160	151	146	27	112	108	102	98
29	193	188	178	174	29	131	127	120	116
31	226	220	209	202	31	151	146	141	138
33	258	252	244	238	33	176	170	164	160
35	293	287	275	268	35	202	196	188	182
37	334	322	311	304	37	224	220	217	210
39	370	362	348	342	39	252	246	237	230

TABLA 9. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 1/16 plg					Tubos de 3/4" DE, arreglo triangular de 1 plg				
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	8-P
8	36	32	26	24	8	37	30	24	24
10	62	56	47	42	10	61	52	40	36
12	109	98	86	82	12	92	82	76	74
13 1/4	127	114	96	90	13 1/4	109	106	86	82
15 1/4	170	160	140	136	15 1/4	151	138	122	118
17 1/4	239	224	194	188	17 1/4	203	196	178	172
19 1/4	301	282	252	244	19 1/4	262	250	226	216
21 1/4	361	342	314	306	21 1/4	316	302	278	272
23 1/4	442	420	386	378	23 1/4	384	376	352	342
25	532	506	468	446	25	470	452	422	394
27	637	602	550	536	27	559	534	488	474
29	721	692	640	620	29	630	604	556	538
31	847	822	766	722	31	745	728	678	666
33	974	938	878	852	33	856	830	774	760
35	1102	1068	1004	988	35	970	938	882	864
37	1240	1200	1134	1104	37	1074	1044	1012	986
39	1377	1330	1258	1248	39	1206	1176	1128	1100

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 plg					Tubos de 1 1/4" DE, arreglo triangular de 1 9/16 plg				
8	21	16	16	14	10	20	18	14	
10	32	32	26	24	12	32	30	26	22
12	55	52	48	46	12	32	30	26	22
13 1/4	68	66	58	54	13 1/4	38	36	32	28
15 1/4	91	86	80	74	15 1/4	54	51	45	42
17 1/4	131	118	106	104	17 1/4	69	66	62	58
19 1/4	163	152	140	136	19 1/4	95	91	86	78
21 1/4	199	188	170	164	21 1/4	117	112	105	101
23 1/4	241	232	212	212	23 1/4	140	136	130	123
25	294	282	256	252	25	170	164	155	150
27	349	334	302	296	27	202	196	185	179
29	397	376	338	334	29	235	228	217	212
31	472	454	430	424	31	275	270	255	245
33	538	522	486	470	33	315	305	297	288
35	608	592	562	546	35	357	348	335	327
37	674	664	632	614	37	407	390	380	374
39	766	736	700	688	39	449	436	425	419

Tubos de 1 1/2" DE, arreglo triangular de 1 7/8 plg

12	18	14	14	12	12
13 1/4	27	22	18	16	14
15 1/4	36	34	32	30	27
17 1/4	48	44	42	38	36
19 1/4	61	58	55	51	48
21 1/4	76	72	70	66	61
23 1/4	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

ANEXO F3

TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR.

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ² Q ⁺	Superficie por pie A/L lin. pies ² Q ⁺		Peso por pie lineal, lb. de acero	
					Exterior	Interior		
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0718	0.493	
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403	
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329	
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258	
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.189	
3/4	16	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965	
	14	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884	
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817	
	10	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727	
	11	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647	
	12	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571	
	13	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520	
	14	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469	
	15	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401	
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61	
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47	
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36	
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23	
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14	
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00	
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890	
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781	
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710	
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639	
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545	
	1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
		9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
10		0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75	
11		0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58	
12		0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45	
13		0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28	
14		0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13	
15		0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991	
16		0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900	
17		0.058	1.13	1.01		0.2969	0.806	
18		0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688	
1 1/2		8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
		9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14	
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98	
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77	
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56	
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37	
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20	
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09	
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978	
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831	

TABLA 11. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ² Q ⁺	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/2	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.050	0.32
3/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.070	0.54
5/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.38
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.065	28.0	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.47	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20†	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20†	21.25	353	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extragrueso.

‡ Aproximadamente.

ANEXO F4

APENDICE G-1. Valores de propiedades de gases a presión atmosférica (Sistema inglés de unidades)*

T, F	ρ , lb/pe ³	c_p , Btu/lb F	μ , lb/seg pie	ν , pie ² /seg	k , Btu/h pie ² F	α , pie ² /h	Pr
Aire							
-280	0.2248	0.2452	0.4653	2.070	0.005342	0.09691	0.770
-190	0.1478	0.2412	0.6910	4.675	0.007936	0.2226	0.753
-100	0.1104	0.2403	0.8930	8.062	0.01045	0.3939	0.739
-10	0.0882	0.2401	1.074	10.22	0.01287	0.5100	0.722
80	0.0735	0.2402	1.241	16.88	0.01516	0.8587	0.708
170	0.0623	0.2410	1.394	22.38	0.01735	1.156	0.697
260	0.0551	0.2422	1.536	27.88	0.01944	1.457	0.689
350	0.0489	0.2438	1.669	31.06	0.02142	1.636	0.683
440	0.0440	0.2459	1.795	40.80	0.02333	2.156	0.680
530	0.0401	0.2482	1.914	47.73	0.02519	2.531	0.680
620	0.0367	0.2520	2.028	55.26	0.02692	2.911	0.680
710	0.0339	0.2540	2.135	62.98	0.02862	3.324	0.682
800	0.0314	0.2568	2.239	71.31	0.03022	3.748	0.684
890	0.0294	0.2593	2.339	79.56	0.03183	4.175	0.686
980	0.0275	0.2622	2.436	88.58	0.03339	4.631	0.689
1070	0.0259	0.2650	2.530	97.68	0.03483	5.075	0.692
1160	0.0245	0.2678	2.620	106.9	0.03628	5.530	0.696
1250	0.0232	0.2704	2.703	116.5	0.03770	6.010	0.699
1340	0.0220	0.2727	2.790	126.8	0.03901	6.502	0.702
1520	0.0200	0.2772	2.955	147.8	0.04178	7.536	0.706
1700	0.0184	0.2815	3.109	169.0	0.04410	8.514	0.714
1880	0.0169	0.2860	3.258	192.8	0.04641	9.602	0.722
2060	0.0157	0.2900	3.398	216.4	0.04880	10.72	0.726
2240	0.0147	0.2939	3.533	240.3	0.05098	11.80	0.734
2420	0.0138	0.2982	3.668	265.8	0.05348	12.88	0.741
2600	0.0130	0.3028	3.792	291.7	0.05550	14.00	0.749
2780	0.0123	0.3075	3.915	318.3	0.05750	15.09	0.759
2960	0.0116	0.3128	4.029	347.1	0.0591	16.40	0.767
3140	0.0110	0.3196	4.168	378.8	0.0612	17.41	0.783
3320	0.0105	0.3278	4.301	409.9	0.0632	18.36	0.803
3500	0.0100	0.3390	4.398	439.8	0.0646	19.05	0.831
3680	0.0096	0.3541	4.513	470.1	0.0663	19.61	0.863
3860	0.0091	0.3759	4.611	506.9	0.0681	19.92	0.916
4160	0.0087	0.4031	4.750	546.0	0.0709	20.21	0.972
Helio							
-456		1.242	5.66	3.68	0.0061		
-400	0.0915	1.242	33.7	39.95	0.0204	0.1792	0.74
-200	0.211	1.242	84.3	69.30	0.0536	2.044	0.70
-100	0.0152	1.242	105.2	102.8	0.0680	3.599	0.694
0	0.0119	1.242	122.1	186.9	0.0784	5.299	0.70
200	0.00829	1.242	154.9		0.0977	9.490	0.71

APENDICE G-1. Valores de propiedades de gases a presión atmosférica (continúa)

T, F	ρ , lb/pe ³	c_p , Btu/lb F	μ , lb/seg pie	ν , pie ² /seg	k , Btu/h pie ² F	α , pie ² /h	Pr
Mercurio (continúa)							
400	0.00637	1.242	184.8	289.9	0.114	14.40	0.72
600	0.00517	1.242	209.2	404.5	0.130	20.21	0.72
800	0.00439	1.242	233.5	531.9	0.145	25.81	0.72
1000	0.00376	1.242	256.5	682.5	0.159	34.00	0.72
1200	0.00330	1.242	277.9	841.0	0.172	41.98	0.72
Hidrogeno							
-406	0.05259	2.589	1.079	3.040	0.0132	0.0966	0.759
-370	0.03181	2.508	1.691	5.253	0.0209	0.262	0.721
-280	0.01534	2.682	2.830	18.45	0.0384	0.933	0.712
-190	0.01022	3.010	3.760	36.79	0.0567	1.84	0.718
-100	0.00756	3.234	4.578	59.77	0.0741	2.99	0.719
-10	0.00613	3.358	5.321	86.80	0.0902	4.38	0.713
80	0.00511	3.419	6.023	117.9	0.105	6.02	0.706
170	0.00438	3.448	6.689	152.7	0.119	7.87	0.697
260	0.00383	3.461	7.300	190.6	0.132	9.95	0.690
350	0.00341	3.463	7.915	232.1	0.145	12.26	0.682
440	0.00307	3.465	8.491	276.6	0.157	14.79	0.675
530	0.00279	3.471	9.055	324.6	0.169	17.50	0.668
620	0.00255	3.472	9.599	376.4	0.182	20.56	0.664
800	0.00218	3.481	10.68	489.9	0.203	26.75	0.659
980	0.00191	3.505	11.69	612	0.222	33.18	0.664
1160	0.00170	3.540	12.62	743	0.238	39.59	0.676
1340	0.00153	3.575	13.55	885	0.254	46.49	0.686
1520	0.00139	3.622	14.42	1039	0.268	53.19	0.703
1700	0.00128	3.670	15.29	1192	0.282	60.00	0.715
1880	0.00118	3.720	16.18	1370	0.296	67.40	0.733
1940	0.00115	3.735	16.42	1429	0.300	69.80	0.736
Oxigeno							
-280	0.2492	0.2264	5.220	2.095	0.00522	0.09252	0.815
-190	0.1635	0.2192	7.721	4.722	0.00790	0.2204	0.773
-100	0.1221	0.2181	9.979	8.173	0.01054	0.3958	0.745
-10	0.0975	0.2187	12.01	12.32	0.01305	0.6120	0.725
80	0.0812	0.2198	13.86	17.07	0.01546	0.8662	0.709
170	0.0695	0.2219	15.56	22.39	0.01774	1.150	0.702
260	0.0609	0.2250	17.16	28.18	0.02000	1.460	0.695
350	0.0542	0.2285	18.66	34.43	0.02212	1.786	0.694
440	0.0487	0.2322	20.10	41.27	0.02411	2.132	0.697
530	0.0443	0.2360	21.48	48.49	0.02610	2.496	0.700
620	0.0406	0.2399	22.79	56.13	0.02792	2.867	0.704

ANEXO F5

VISCOSIDADES DE GASES*

Para usarse como Coordenadas con la Fig. 15

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoniac	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Bióxido de Azufre	9.6	17.0
Bióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroforno	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
3H ₂ + 1N ₂	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

930

PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

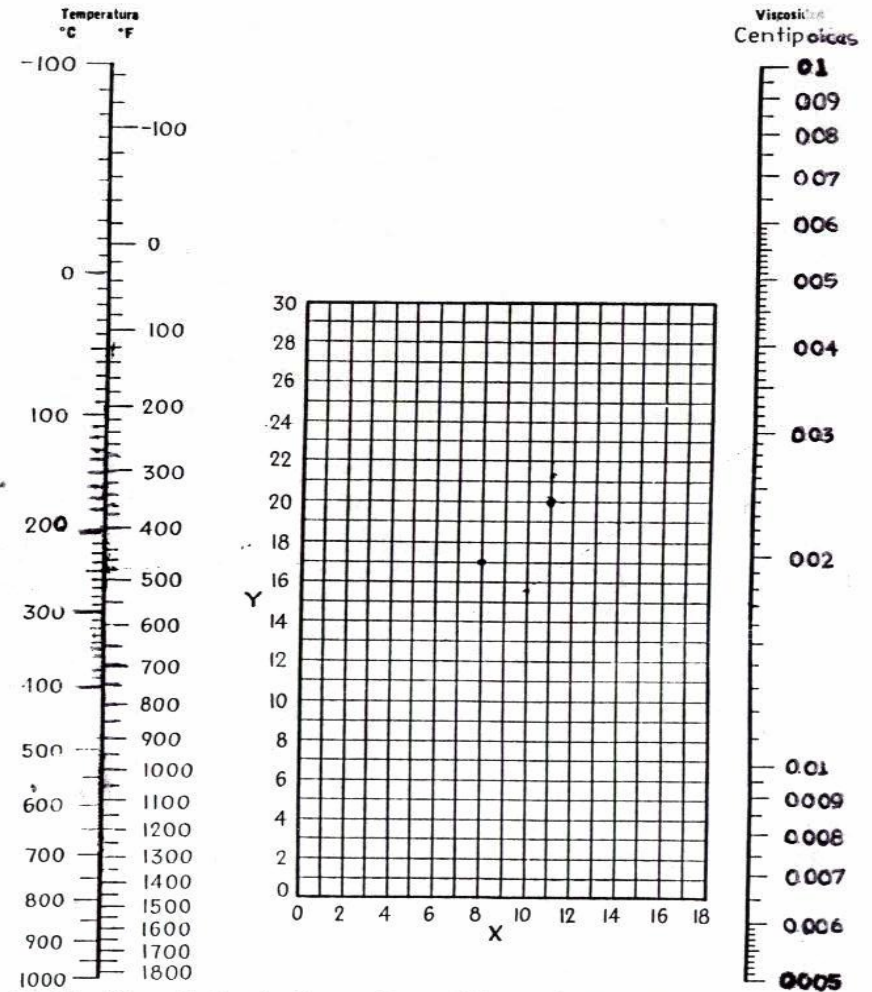


Fig. 15. Viscosidades de Gases. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3rd ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

