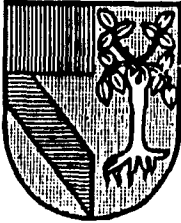


308917



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

38

24

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA  
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

DISEÑO DE UNA MÁQUINA CENTRÍFUGA PARA LA SEPARACIÓN  
DE COMPONENTES SANGUÍNEOS

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA  
ÁREA: INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

VÍCTOR ALBERTO LÓPEZ JIMÉNEZ

DIRECTOR: FÍS. MARIANO ROMERO VALENZUELA

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

MÉXICO, D.F., 1996

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Dedicatoria:

A Dios por su providencial asistencia en todo proyecto.

A mis padres, por su ejemplo, sacrificios y atinadas decisiones para mi formación en los años clave de mi vida.

A mis profesores, por su empeño en la ardua tarea de mostrar a los alumnos los porqués de la vida y al mismo tiempo motivar la curiosidad y el talento en los alumnos, pero más aún por mostrar los valores que cada hombre debe hacer propios.

**Aquilato en todo su valor la antistad, el apoyo y el entusiasmo del Ingeniero Jorge Izquierdo Pellón dentro y fuera del aula. Su dirección y atenciones prestadas a este trabajo hicieron posible su culminación.**

## Índice.

	Página.
<b>Capítulo I. Introducción.</b>	3
1.1 Panorama general.	4
1.2 Bolsas plásticas.	5
1.3 Centrifugado.	5
1.4 Máquinas centrifugas.	6
1.5 Mantenimiento y seguridad.	7
1.6 Proceso de centrifugado típico para la separación del paquete globular.	10
1.7 Usos del plasma.	12
1.8 Usos del paquete globular.	13
Notas al capítulo.	14
<b>Capítulo II. Objetivo de la tesis.</b>	15
2.1 Condiciones de operación.	15
<b>Capítulo III. Criterios para el diseño.</b>	17
<b>Capítulo IV. Sistema motriz.</b>	19
4.1 Fuerza cortante por desbalanceo.	20
4.2 Reacciones en los apoyos.	22
4.3 Cálculo del diámetro mínimo del eje de transmisión.	25
4.4 Selección de los rodamientos.	26
4.4.1 Selección del rodamiento A.	27
4.4.2 Selección del rodamiento B.	28
4.5 Acoplamiento del motor al eje de transmisión.	29
4.6 Diseño del asentamiento del cabezal.	30
4.7 Diseño del cilindro centrador de la flecha.	32
4.8 Diseño del cabezal.	34
Notas al capítulo.	41
<b>Capítulo V. Suspensión del sistema motriz.</b>	42
5.1 Reacciones en los apoyos sin desbalanceo.	43

	Página.
5.2 Reacciones en los apoyos con desbalanceo.	47
5.3 Diseño de los resortes del sistema de suspensión.	48
Notas al capítulo.	56
<b>Capítulo VI. Sistema de refrigeración.</b>	<b>57</b>
6.1 Transferencia de calor a través de las paredes.	58
6.2 Cambios de aire.	59
6.2.1 Volumen de la cámara.	59
6.2.2 Humedad relativa del aire.	59
6.2.3 Número de cambios de aire.	60
6.2.4 Temperaturas ambiente y de la cámara.	60
6.3 Carga del producto.	60
6.3.1 Calor específico.	61
6.3.2 Masa del producto.	61
6.4 Misceláneos.	61
6.5 Carga térmica total.	62
6.6 Selección del equipo de refrigeración.	62
6.7 Válvula termostática.	63
6.8 Breve descripción del funcionamiento del sistema de refrigeración.	64
Notas al capítulo.	66
<b>Capítulo VII. Sistema de medición, control y seguridad.</b>	<b>67</b>
7.1 Medición de la velocidad.	67
7.2 Controlador del motor.	68
7.3 Equipo de control remoto.	70
7.4 Control de aceleración y desaceleración.	70
7.5 Velocidades programadas.	70
7.6 Paro por desbalanceo excesivo.	71
7.7 Bloqueo de la compuerta de acceso a la cámara de centrifugado.	71
7.8 Indicador de la temperatura en la cámara de centrifugado.	73

	Página.
7.8.1 Descripción de las diversas condiciones de operación.	75
Notas al capítulo.	77
<b>Capítulo VIII. Estructura y ensamble.</b>	<b>78</b>
8.1 Barras del sistema de suspensión.	79
8.2 Bastidor general.	83
8.3 Vista superior.	83
8.4 Vista frontal.	83
8.5 Vista lateral.	87
Notas al capítulo.	89
<b>Capítulo IX Conclusiones.</b>	<b>90</b>
9.1 Resultado del diseño.	90
9.2 Metodología utilizada.	91
9.3 Caso práctico.	91
9.4 Relevancia del diseño.	91
9.5 La computadora como herramienta.	91
9.6 Siguiendo pasos.	92
9.6.1 Mercado.	92
9.6.2 Modelo a escala y prototipo.	92
9.6.3 Vibración.	93
9.6.4 Estética.	93
<b>Bibliografía</b>	<b>94</b>
<b>Índice de planos.</b>	<b>95</b>
<b>Índice de figuras.</b>	<b>96</b>
<b>Índice de tablas.</b>	<b>97</b>

## I. Introducción

La sangre humana es en la actualidad tan indispensable como siempre, y es gracias a los adelantos científicos y a su constante estudio, que el hombre ha aprendido a manejarla y ha creado la infraestructura necesaria en las comunidades humanas para recolectarla, mantenerla en condiciones favorables, así como utilizarla como medio de detección y corrección de deficiencias o enfermedades. Para este tipo de actividades comúnmente se utilizan diferentes equipos tanto en hospitales, centros de donación, así como en bancos de sangre, siendo estos últimos verdaderas reservas de este líquido. Dentro del equipo indispensable que se utiliza en estos lugares se encuentran las máquinas centrifugas, con las cuales se separan los componentes de la sangre para obtener los siguientes productos: plasma, paquete globular, y separaciones selectivas de eritrocitos, leucocitos, plaquetas, concentrado de factor VIII, y albúmina, por citar algunos.



En México, los centros de donación han adoptado los estándares contenidos en el Manual Técnico de la Asociación Americana de Bancos de Sangre AABB, (American Association of Blood Banks) (1). En él se encuentran todos los requisitos y procedimientos que buscan asegurar la calidad de los componentes sanguíneos, así como la seguridad del donador, receptor y del personal del centro.

### 1.1 Panorama general.

Las centrifugas utilizadas en los bancos de sangre son generalmente de origen norteamericano o europeo. En los bancos de sangre se les utiliza para obtener componentes de la sangre. Durante las campañas de donación la demanda de su uso crece para simplemente, eliminar el plasma del paquete globular y aumentar las reservas de este último.

En el manual de la AABB, se contemplan todos los procedimientos a seguir en los bancos de sangre, durante la extracción de sangre (flebotomía), tales como:

- la selección del donador, en el caso de que se trate de una donación,
- petición y registro de sus datos,
- el examen físico previo,
- acondicionamiento del material utilizado y del área de flebotomía,
- identificación de los productos obtenidos,
- cuidados necesarios para la conservación estática o transporte de los productos,
- atención al donador después de la flebotomía,
- tratamiento a reacciones adversas a la flebotomía,
- procesado de la sangre.

Los objetivos principales para la recolección, preparación, almacenamiento, y transporte de la sangre y de sus componentes (2), son :

1. mantener la viabilidad (capacidad de utilizarse) y funcionalidad de todos y cada uno de los constituyentes sanguíneos relevantes;
2. prevenir la ocurrencia de cambios físicos que afecten a los constituyentes; y
3. minimizar la proliferación bacteriológica.

Para la sangre entera y las células rojas las condiciones arriba mencionadas son satisfechas mediante el almacenamiento y transporte a temperaturas entre 1 y 6 C, mientras que para las plaquetas y granulocitos mantienen mejor sus propiedades al ser manejados a temperatura ambiente. A su vez, los factores de coagulación del plasma son mantenidos a temperaturas de -18C o menores.

### 1.2 Bolsas plásticas.

Las bolsas donde se deposita la sangre son hechas con láminas de plástico esterilizado sellado por calor, con un tubo que une a dos bolsas entre sí. A la bolsa que admitirá la sangre entera se le denomina primaria, mientras que la que se encuentra vacía inicialmente se le llama satélite. La disponibilidad de bolsas plásticas con conductos integrados y los avances tecnológicos en centrifugado rápido han hecho posible la preparación de componentes sanguíneos a partir de sangre entera. La sangre obtenida puede ser procesada para extraerle los siguientes componentes de un donador simple: glóbulos rojos (eritrocitos), plaquetas, glóbulos blancos (leucocitos), plasma y precipitados. De varios donadores, es posible cultivar a partir de sangre entera derivados sanguíneos tales como: albúmina, fracción proteica de plasma, concentrado de factor VIII, preparados de globulina, y concentrados de factores II, VII, IX y X.

### 1.3 Centrifugado

La fuerza centrífuga se define como la fuerza que experimenta un cuerpo en movimiento circular en dirección radial desde el centro de rotación hacia afuera, y en dinámica (3), se la define como:

$$F_c = mr(\omega)^2 \quad \text{①}$$

donde:

$F_c$ : Fuerza centrífuga;

$m$ : masa del cuerpo o partícula en movimiento circular;

$r$ : radio o brazo de giro, y

$\omega$ : velocidad angular.

Usando esta fuerza es posible separar por diferencia de densidades las partículas de una mezcla en cualquier fase, sólida, líquida o gaseosa, aplicando la fuerza centrífuga a la mezcla durante un tiempo razonable. De este modo, siendo la velocidad angular ( $\omega$ ) igual para toda la mezcla, la fuerza centrífuga variará de acuerdo al radio y a la masa de las partículas. Se considera para fines prácticos que la diferencia de radios entre las partículas no altera de modo significativo la fuerza centrífuga con velocidades angulares altas. Esto se comprende si se toma en cuenta que en la fórmula ① la velocidad angular afecta a la fuerza centrífuga elevada a la segunda potencia, mientras que el radio le afecta linealmente.

La sangre es una mezcla de varios tipos de células y líquidos. Por ello al someter a una bolsa de sangre entera a un movimiento circular, las partículas más pesadas sufren una mayor fuerza centrífuga y por ello tienden a alejarse del centro de rotación más rápidamente que las menos pesadas.

#### 1.4 Máquinas centrífugas.

El uso de máquinas centrífugas requiere precaución. A altas velocidades los rotores de estas máquinas desarrollan fuerzas gravitacionales muy altas. Los contenidos en recipientes opuestos deben ser lo más parecidos posible en peso, ya que las cargas no balanceadas producen condiciones de operación peligrosas, además de baja eficiencia en la centrifugación y cargas irregulares en el motor.

Las variables críticas para la preparación de componentes por centrifugación son la velocidad y la duración del centrifugado. Cada máquina debe ser calibrada para alcanzar las velocidades y tiempos óptimos para la separación de los componentes. En la tabla 1 se presentan los parámetros que se utilizan en el Centro de Donación Sanguínea de Mixcoac. Es importante señalar que los tiempos aquí indicados no incluyen el tiempo de aceleración ni tampoco el de desaceleración, sino que se refieren al tiempo neto aplicado a velocidad constante. Esto es debido a que dependiendo de la centrifuga que se trate su capacidad de aceleración y desaceleración variará. Por otra parte, tal y como se observa, se indica el radio de rotación para esta tabla. En caso de tener una máquina con radio de giro diferente, se deberá calcular la velocidad necesaria para aplicar la misma fuerza centrífuga durante el mismo tiempo.

Como se observa en esta tabla, la velocidad de rotación más común es 2,400 r.p.m., especialmente durante las campañas de donación cuando únicamente se retira el plasma de la sangre.

#### 1.5 Mantenimiento y seguridad.

En general, el manual de la AABB especifica que todos los instrumentos utilizados deben ser mantenidos apropiadamente, limpios y estar monitoreados. (4). En particular, establece que las revoluciones por minuto de las máquinas centrifugas deben ser verificadas periódicamente con un medidor óptico o electrónico y llevar un registro de los resultados, y de las condiciones en que se tomó la medición (lecturas del tacómetro de la máquina, temperatura, fecha de mantenimiento, y/o reparación hecha). Por su lado, el tiempo de centrifugado puede ser medido con un cronómetro. Específicamente se recomienda calibrar las máquinas centrifugas al ser instaladas, después de reparaciones y cada 4 meses como mínimo, con o sin reparaciones. Dentro de la calibración se menciona como una práctica obligatoria el nivelado de la máquina, sobre todo para aquellas centrifugas que se instalan en laboratorios móviles.

Con respecto a la seguridad, el manual arriba citado recomienda diversas precauciones al personal que maneja sangre en general. Por ejemplo: utilizar guantes en caso de tener alguna herida en las manos, no succionar pipetas con la boca, no clupar plmas ni etiquetas en el laboratorio, no fumar, comer ni beber en el laboratorio,

Tabla 1 Resumen de componentes, conservación y aplicación de la sangre.

Componente.	Contenido.	Indicaciones para su uso.	Vol. aprox. (ml).	Cantidad de subst. activa por unidad aplicada.	Condiciones de sangre para ser fraccionada.	Vigencia del producto.			Temp. de conservación (C).		
						(CP)	(CP) + ADENINA	Parámetros de centrifugación con radio de 254 mm.			
							Vel (rpm)	Tiempo (min)	Temp. (c)		
Sangre total	Eritrocitos, plasma, plaquetas, y factores de la coagulación.	Incrementar el volumen sanguíneo.	500	500 ml. sangre total.		Cerrado 21 días.	Cerrado 25 días.				4 - 6 (+/-2)
Eritrocitos	Eritrocitos, algo de plasma, algunos glóbulos blancos y plaquetas o productos de degradación.	Incrementar la masa eritrocítica del paciente.	250-300	200 ml. de paquete de masa eritrocitaria.	Hasta 21 días de extraída.	Cerrado 21 días, abierto 24 horas.	Cerrado 35 días, abierto 24 horas.	2,400	10	6	4 - 6 (+/-2)
Sangre pobre en eritrocitos	Eritrocitos, algo de plasma, escasos leucocitos.	Prevención de reacciones febriles.	200-250	185 ml. de eritrocitos.	Hasta 21 días de extraída.	Cerrado 21 días, abierto 24 horas.	Cerrado 35 días, abierto 24 horas.	2,400	10	6	4 - 6 (+/-2)
Eritrocitos congelados	Eritrocitos sin plasma, mínima cantidad de leucocitos y plaquetas.	Aumentar la masa eritrocítica, prevenir la sensibilización al ag. tisular.	200	169-190 ml. de eritrocitos.	Menos de 6 horas de extraída.	3 años congelado, 24 horas descong.	3 años congelado, 24 horas descong.				
Concentrado leucocitario	Leucocitos con muy pocas plaquetas.	Agranulocitosis	50-100	Número variable de granulocitos.	Menos de 4 horas de extraída.	12 horas.	12 horas.	2,800	10	6	4 - 6 (+/-2)
Concentrado de plaquetas	Plaquetas, algunos leucocitos, algo de plasma.	Hemorragias debidas a trombocitopenia.	30-50	5.5 x 10 <sup>10</sup> de plaquetas o más.	Menos de 6 horas de extraída.	6-72 horas según el almacenamiento.	6-72 horas según el almacenamiento.	3,200	20	22	22, en agitación constante.
Plasma	Plasma - sin factores lábiles de coagulación.	Expansión del volumen sanguíneo.	220-250	N.d.	De inmediato.	5 años.	5 años.	2,400	10	6	-2 a -30
Plasma no congelado	Plasma	Ninguna. No está disponible.									
Plasma fresco congelado	Plasma - todos los factores de la coagulación sin plaquetas.	Tratamiento de los factores de la coagulación.	200-210	220 - 210 unidades de factor VIII.	Menos de 6 horas de extraída.	12 meses congelado 6 horas descongelado.	12 meses congelado 6 horas descongelado.	2,400	10	6	-20 a -30
Crioprecipitado	Factores de la coagulación I - VIII.	Hemofilia y enf. de Von Willebrand. Deficiencia de fibrinógeno.	10 - 25	80 - 100 unidades de factor VIII.	Menos de 6 horas de extraída.	12 meses congelado, 6 horas descongelado.	12 meses congelado, 6 horas descongelado.	2,800	10	6	-20 a -30
Concentrado de factor VIII	Factor VIII.	Hemofilia.	Liofilizado	Unidades de concentrado indicado en la etiqueta.	Menos de 6 horas de extraída.	La fecha indicada.	La fecha indicada.	2,600	10	6	-20 a -30
Complejo protomb.	Factores II, VII IX y X.	Enfermedad de Christmas.	Liofilizado		Menos de 6 horas de extraída.	La fecha indicada.	La fecha indicada.	2,800	10	6	-20 a -30

Componente.	Contenido.	Indicaciones para su uso.	Vol. aprox. (ml).	Cantidad de subst. activa por unidad aplicada.	Condiciones de sangre para ser fraccionada.	Vigencia del producto.		Parámetros de centrifugación con radio de 254 mm.			Temp. de conservación (C).
						CPD	CPD + ADENINA	Vel (rpm)	Tiempo (min)	Temp. (°C)	
Albumina	Albumina	Expansión del volumen sanguíneo, reposición de proteínas.	250-650	12,5 g. de albúmina.	Menos de 6 horas de extraída.	3 - 5 años.	3 - 5 años.	2,400		No se obtiene en banco de sangre (laboratorio).	-4 a -6 (+/- 2)
Fración de globulina	Fpp - albúmina globulinas $\alpha$ y $\beta$ .	Expansión del volumen sanguíneo.	250	12,5 g. de proteínas mas 39 % de globulinas.	Menos de 6 horas de extraída.	3 - 5 años.	Obtención en la industria farmacéutica.				-4 a -6 (+/- 2)
Fibrinógeno	Fibrinógeno	Hipofibrinogenemia		Indicado en el frasco	Menos de 6 horas de extraída.	5 años.	Obtención en la industria farmacéutica.				-1 a -6 (+/- 2)
$\gamma$ globulina	$\gamma$ globulina	Profilaxis de la agammaglobulina.	Varia según peso del paciente.	N.d.	Menos de 6 horas de extraída.	3 años	Obtención en la industria farmacéutica.				-4 a -6 (+/- 2)
Inmunoglobulina Rh o (D)	$\gamma$ Globulina de donadores sensibilizados	Prevención de la sensibilización al Rh o (D)	1 - 2	300 $\mu$ del anticuerpo.	Menos de 6 horas de extraída.	3 años	Obtención en la industria farmacéutica.				-4 a -6 (+/- 2)
Substitutos del plasma	Electrolitos y sustancias macromoleculares.	Expansión del volumen sanguíneo.	Segun indicaciones.	N.d.	Menos de 6 horas de extraída.	3 años	Obtención en la industria farmacéutica.				22

y limpiar cuanto antes y lo mejor posible cualquier derrame de cualquier sustancia.

#### 1.6 Proceso de centrifugado típico para la separación del plasma del paquete globular. (5).

A continuación se enumeran los distintos pasos que se siguen para la separación del plasma del paquete globular:

##### Acondicionamiento de la centrífuga.

Para prevenir el deterioro de la sangre, es necesario mantener el cuarto donde se le procese a una temperatura adecuada. En el caso de los centros de donación sanguínea típicamente se encuentran entre 4 y 8 C. De igual forma, las centrífugas deben mantenerse a una temperatura similar para minimizar el intercambio de calor hacia la sangre, lo que podría dañar los componentes sanguíneos durante el centrifugado.

##### Identificación del grupo sanguíneo:

Para conocer el tipo sanguíneo al que pertenece el donador, bastan algunas gotas de sangre, por lo cual se prefiere utilizar una región que no sea demasiado dolorosa para extraer esta pequeña cantidad. Típicamente se pincha el lóbulo de la oreja o bien algún dedo de las manos. Esta operación se realiza con lancetas esterilizadas y desechables. A estas gotas se les aplican reactivos que identifican el grupo sanguíneo al que pertenece el donador (grupo A, B, O, etcétera), así como el factor Rh (+ o -).

##### Flebotomía:

Se le extrae la sangre al donador mediante la incisión con material desechable de una vena con suficiente fluidez, típicamente en la unión del antebrazo y el bíceps, conectándose la aguja a un tubo de recolección de una de las bolsas hasta llenarla. A los juegos de bolsas se les denomina unidades de recolección. Las unidades de recolección estándares admiten 450 ml. de sangre. Si se considera que la sangre humana tiene una densidad promedio de  $1.058 \text{ Kg./m}^3$ , entonces se puede calcular que cada unidad de recolección pesa aproximadamente 0.476 Kg.

#### Acondicionamiento de las bolsas de sangre previo al centrifugado.

Se rotulan sobre la bolsa diversos datos como la fecha, el centro de donación y el tipo de sangre. A continuación se toma otra unidad de recolección llena para centrifugar y se colocan ambos juegos en una balanza agregándose pequeños trozos de poliuretano o pedazos de ligas quirúrgicas, hasta lograr el mejor balanceo posible entre ambas unidades. El material que se utilice para balancear las cargas deberá estar seco. Se recomienda el uso de discos de goma calibrados y ligas grandes del mismo material, que son disponibles en varios espesores para proporcionar flexibilidad en el balanceo sin necesidad de cortarlos. Se envuelve la bolsa primaria con la satélite e incluso pueden meterse ambas en una bolsa de plástico para prevenir alguna ruptura.

#### Cargado de la centrifuga.

Se colocan los juegos de bolsas en las cubetas de la centrifuga diametralmente opuestos a la bolsa balanceada junto con el material añadido para balancear. Las bolsas de sangre a veces presentan imperfecciones por donde la fuerza centrífuga puede forzar a la sangre. Ocasionalmente las bolsas pueden romperse o bien los sellos entre los tubos integrados a la bolsa pueden tener fugas durante la centrifugación. El recubrir con plástico las bolsas previene las fugas de sangre o componentes en caso de que la bolsa se rompa. La bolsa deberá situarse dentro de la cubeta de tal forma que un lado plano haga contacto completo con la pared de la cubeta, de forma que se evite que la fuerza centrífuga empuje la sangre a través de las orillas selladas.

#### Centrifugado.

Se programa la centrifuga en la velocidad y tiempo necesario dependiendo del producto a separar. Para la máxima eliminación del plasma, las cubetas oscilantes ofrecen mejores interfaces líquido - células que las cubetas de ángulo fijo. Las cubetas oscilantes presentan una geometría diseñada de tal forma que puedan ser suspendidas sobre un eje transversal a su eje de simetría. De este modo al no haber movimiento, pueden ser cargadas con comodidad, y al aplicarse el movimiento cada cubeta tiende a desplazar su masa del mismo modo que la sangre por lo que se inclinan apoyándose en el eje transversal, y al mismo tiempo permiten que el fondo de las balsas agrupe las partículas más pesadas. Al ir disminuyendo la velocidad, las cubetas regresan



suavemente a su estado original, lo que impide que se generen turbulencias en la bolsa y con ello se logra una mejor interfaz entre los componentes de diferente densidad.

#### Descarga de la centrifuga.

Una vez que la centrifuga deja de moverse, deben extraerse las bolsas con cuidado de no provocar turbulencias que pudieran mezclar los componentes. Pueden observarse claramente dos zonas en las bolsas: arriba el plasma: un líquido amarillento y transparente y abajo el paquete globular: un líquido rojo carmesí intenso y turbio.

#### Vaciado del plasma.

Se aparta la bolsa primaria de la satélite y se aplica una pinza al tubo entre ellas. A continuación se exprime alrededor de 225 - 250 ml. de plasma por arriba de la bolsa y a través del conducto con las manos o bien con expulsores de plasma, que son prensas suaves diseñadas para ello. Esto permite que el paquete globular quede con un 70 a 80 % de pureza. El plasma pasa a la bolsa satélite y el paquete globular queda en la bolsa primaria. Se chequea que la bolsa satélite tenga los mismos datos que la bolsa primaria. Se separan las dos bolsas y se sella el conducto con dos abrazaderas o bien con dos nudos en el tubo. Por último se corta el tubo entre las dos abrazaderas. Dependiendo de las necesidades, el plasma puede desecharse o bien guardarse.

#### Almacenamiento de los productos.

Se almacena el paquete globular y el plasma en cuartos refrigerados o bien en recipientes refrigerados especiales para su transporte, (consultar la tabla I en la columna de conservación).

#### 1.7 Usos del plasma.

El plasma se encuentra formado básicamente por agua, electrolitos, y proteínas, principalmente albúmina, globulina, y los factores de la coagulación. El plasma es utilizado frecuentemente para aportar factores de coagulación a algún paciente o bien como reemplazos temporales de emergencia en personas que han perdido mucho volumen de sangre, por ejemplo en accidentes.

### 1.8 Usos del paquete globular.

El paquete globular es un agregado de glóbulos rojos, y glóbulos blancos básicamente. Se ha dicho anteriormente que los bancos de sangre son verdaderas reservas de este líquido. Las aplicaciones del paquete globular son numerosas. Sirve para proveer de sangre a un paciente en plena operación, para elevar el volumen sanguíneo en caso de pérdida de sangre, o bien se le puede almacenar y posteriormente seleccionar algún componente que se desee proveer a otra persona. Sin embargo, existen muchas veces inventarios bajos de sangre, ya sea porque la demanda ha sido muy grande, bien sea porque se ha cumplido la vida útil de las unidades de recolección. Para recuperar los niveles adecuados de sangre, es que se realizan las campañas nacionales de donación sanguínea.

**Notas al capítulo**

- (1) cfr. American Association of Blood Banks. Technical Manual of the American Association of Blood Banks. 1117 North St. Suite 600, Arlington Virginia, 22209. Editor Frances K. Widmann, MD. 1985. ISBN 0-915355-06-X. Páginas 1-17.
- (2) cfr. idem. Páginas 35-43.
- (3) cfr. Beer & Johnston. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Dinámica. México. McGraw-Hill. 1987. (Cuarta edición). Página 500.
- (4) cfr. American Association of Blood Banks. op. cit. supra (1). Páginas 471,472.
- (5) cfr. idem. Páginas 53,54.

## II. Objetivo de la tesis.

Como objetivo del presente trabajo se diseñará una máquina centrífuga que pueda ser utilizada en hospitales, centros de donación sanguínea o bancos de sangre y que sea competitiva con las existentes en el mercado en aquellas aplicaciones más comunes. Se cubrirán los requisitos indicados por la AABB, garantizando la seguridad del personal y procurando lograr un diseño sencillo a través de la utilización de piezas estándares.

### 2.1 Condiciones de operación.

Una vez que se han discutido las condiciones generales donde se utilizan estos equipos, es ahora necesario traducir en parámetros las condiciones en que operará la máquina. A continuación en la tabla 2 se encuentran las condiciones de operación para los principales productos que se obtienen con una centrífuga de sangre.

Con estas condiciones también se establecen los parámetros que están fuera de nuestro control, es decir que son los valores que no es posible cambiar. A manera de ejemplo, no se puede esperar que la máquina opere en un voltaje diferente al que se tiene disponible, dado que entonces se restringiría el uso de la centrifuga a lugares con un sistema de voltaje especial. De la misma manera se sabe la velocidad de rotación y el tiempo a los cuales se separan los diferentes productos de la sangre, pero esto depende del radio de rotación, por lo que al fijar uno de estos valores automáticamente se fija el otro. Con estos datos, se harán los cálculos de los diferentes sistemas de la máquina.

Tabla 2 Condiciones de operación de la máquina centrifuga.

Variable	Valor	Unidades
Velocidades de rotación	2,400, 2,600, 2,800	r.p.m.
Tiempo de centrifugado aproximado	10	min.
Radio de rotación	254	mm.
Temperatura de operación	6	C
Volumen de las unidades de recolección (bolsas)	450	ml.
Densidad de la sangre	1,058	Kg./m <sup>3</sup>
Voltaje en México	220	Voltios AC
Frecuencia del voltaje en México	60	Hz.

Para organizar el proceso de diseño, se divide la máquina en los siguientes sistemas:

- Sistema motriz.
- Sistema de refrigeración.
- Sistema de medición, control y seguridad.
- Estructura y ensamble.

Una vez concluidos los sistemas se procederá a dibujar su ensamble. Para los planos de los diferentes elementos de la máquina centrifuga se utilizará el paquete de diseño asistido por computadora CADKEY ®.

### III. Criterios para el diseño.

En los siguientes capítulos se documentarán los cálculos realizados para cada uno de los sistemas mencionados en el capítulo anterior.

En el diseño es necesario establecer los lineamientos o criterios que facilitarán la toma de decisiones ante las distintas alternativas que se tienen. En el presente trabajo se consideraron los siguientes criterios:

- Se cumplirá con las especificaciones de la AABB (American Association of Blood Banks).
- Será segura en su operación, con un factor de seguridad mínimo de 4.
- Utilizará en lo posible componentes estándares para que sea fácilmente reparable.

- Será fácil de limpiar, evitando al máximo los depósitos de polvo o alojamientos en caso de derrame de líquidos.

Dado que el diseño es un proceso iterativo tomaría demasiado espacio el documentar todas las iteraciones que se realizan hasta alcanzar una solución aceptable. Por esta razón y para efectos prácticos, solamente se documentarán los cálculos finales, con la observación de que dichos resultados no fueron obtenidos de modo inmediato, sino que es el paso final de una serie de intentos y fracasos.

#### IV. Sistema motriz.

El movimiento circular de las cubetas se efectuará mediante un motor eléctrico. Dado que en esta aplicación la variable más importante es la velocidad, se recomienda utilizar un motor "shunt" de corriente directa (1). Estos motores se emplean cuando se requiere una velocidad prácticamente constante. El motor que mejor se acomoda a la variación regulada de la velocidad es el "shunt". Por consiguiente se emplean también en los casos en que se requiere una velocidad variable a voluntad. Si se requiere ajustar la velocidad, se la puede llevar al valor que se desee y luego mantenerla invariable, sin importar que la carga varíe.



Al seleccionar un motor se utilizó el catálogo de la compañía BOSTON Gear ® (2), y en él se encontró el motor "shunt" con las especificaciones contenidas en la tabla 3:

Tabla 3 Especificaciones del motor.

Marca	H.P.	Velocidad base (r.p.m.)	Nema	No. de catalogo	Código	Peso aprox. (kgf.)
BOSTON Gear®	1	3,450	56CZ	V910030TF-C	66902	25.4

El fabricante también proporciona las dimensiones externas del motor, las cuales pueden verse en el plano 1. Cabe decir que el torque permanece constante durante el intervalo de velocidades que va desde 1/20 de la velocidad base, i.e., desde 172.5 r.p.m., hasta la velocidad base.

El elemento crítico del sistema motriz lo constituye la flecha. Ésta transmitirá el movimiento circular del motor al cabezal donde se colocarán las cubetas a centrifugar. Para diseñarla, se deben considerar las distintas fuerzas que la afectarán. Dichas fuerzas son:

#### 4.1 Fuerza cortante por desbalanceo

Se diseñará la centrifuga para que admita un cierto desbalanceo; se piensa admitir un desbalanceo entre cubetas opuestas de 50 gramos. Este desbalanceo es aceptable si se considera que antes de cargar la centrifuga, las bolsas opuestas diametralmente serán balanceadas siempre, tal y como se describió en el capítulo de introducción.

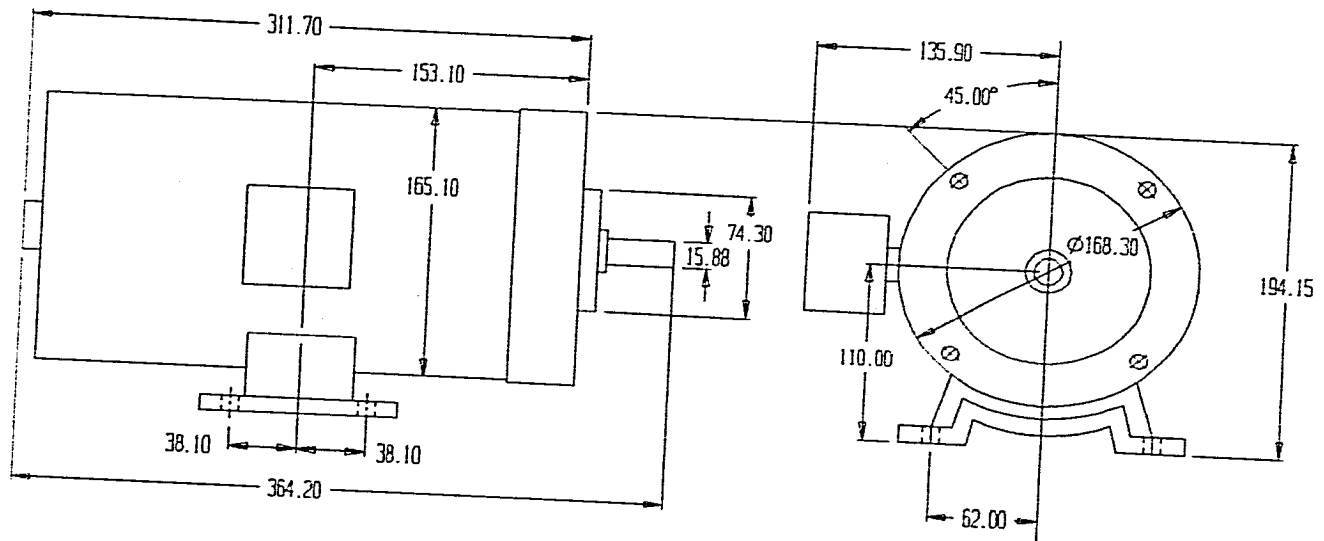
Calculando la fuerza que ocasionará el desbalanceo de 50 gramos de sangre, se tiene:

Al sustituir el radio de giro (254 mm), y la velocidad máxima de centrifugado (2,800 r.p.m.), en la fórmula

0, se obtiene:

$$F_c = m r(\omega)^2$$

$$F_c = (0.050 \text{ Kg.}) * (0.254 \text{ m}) * [(2,800 \text{ rev./min.}) * (2 * \pi * \text{rad}) / (1 \text{ rev.}) * (1 \text{ min.} / 60 \text{ seg.})]^2$$



Plano i Dimensiones del motor.

$$F_c = 1,092 \text{ Kg} \cdot \text{m/s}^2 = 1,092 \text{ N},$$

esta sería la fuerza cortante que sufre la flecha originada por 50 gramos de desbalanceo.

#### 4.2 Reacciones en los apoyos

Pensando en apoyar la flecha con 2 rodamientos, es posible calcular las reacciones que generarán, para soportar la carga de desbalanceo. Ver la figura 1. En la figura 1A se señalan los puntos a y b como los puntos donde se colocarán los rodamientos y el punto c donde se asentará el cabezal que soporta las cubetas y por tanto será el punto de aplicación de la fuerza cortante. De allí se puede concluir que:

$$R_a + R_b + 1,092 = 0 \quad \text{②: entonces.}$$

$$R_a + R_b = -1,092;$$

Ahora, haciendo sumatoria de momentos en el punto "a" se tiene:

$$-1,092 \cdot 5 + R_b \cdot 10 = 0; \text{ despejando } R_b,$$

$$R_b = 1,092 \cdot 5 / 10 = 546 \text{ N.}$$

Sustituyendo en ②, se obtiene que:

$$R_a = -1,638 \text{ N}$$

En la figura 1B se sustituyen los valores encontrados de las reacciones y con ayuda de la figura 1C se dibuja en la figura 1D el diagrama de momento flexionante. El momento flexionante tiene un valor máximo en el punto "a", de 54.6 N-m, por esta razón, este punto crítico definirá el diámetro mínimo de la flecha.

Otro dato indispensable para el cálculo de la resistencia de la flecha es el par aplicado a ésta. Se sabe que:

$$\text{Potencia} = \text{Fuerza} \cdot \text{Velocidad};$$

En el caso del movimiento circular se tiene que:

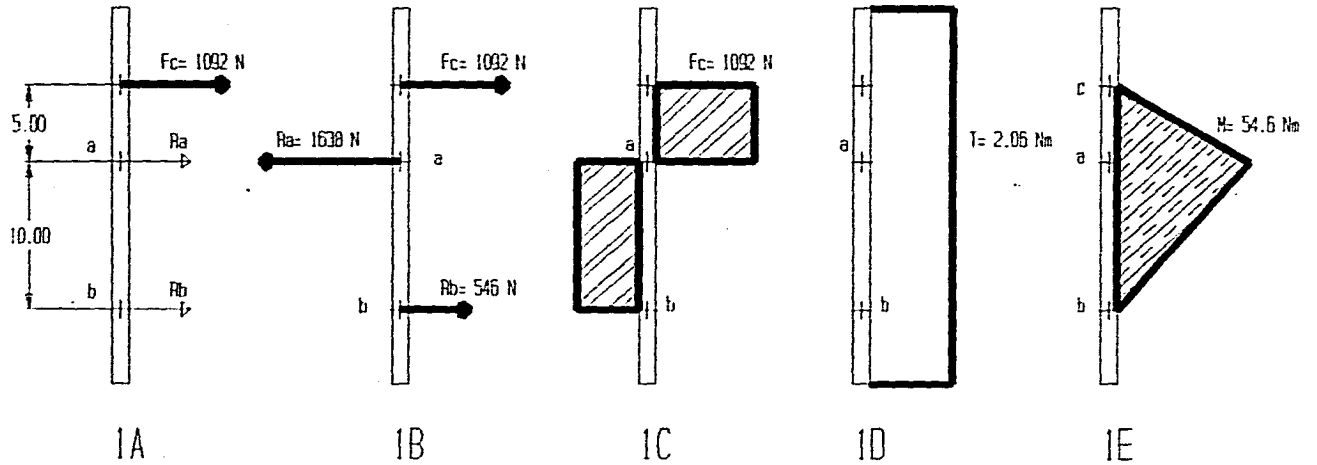


Figura 1 Análisis de fuerzas en la flecha.  
Acotaciones en cm.

Potencia =  $T \cdot \varphi$ ;  $\Theta$ , donde:

T: es el torque; y

$\varphi$  es la velocidad angular.

Dado que el torque aplicado a la flecha es constante, y siendo la potencia del motor 1 H.P., i.e. 745.7 Watt; con la velocidad base igual a 3.450 r.p.m., entonces el valor del torque será:

$$T_{\text{teórico}} = \text{Potencia} / \varphi = 745.7 / [(3,450 \text{ rev.} / \text{min.}) \cdot (2 \cdot \pi \text{ rad} / \text{rev.}) \cdot (1 \text{ min.} / 60 \text{ seg.})];$$

$$T_{\text{teórico}} = 2.06 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Dada la necesidad de evitar al máximo la corrosión y para facilitar su limpieza, se decidió utilizar acero inoxidable en aquellas piezas que tuvieran cercanía al producto. Con los datos arriba obtenidos, se aplicará un método de diseño de flechas al acero inoxidable S 31600. Este acero inoxidable es ampliamente utilizado en equipo médico debido a su alta resistencia a la corrosión. Se presentan sus principales propiedades en la tabla 4. (3).

De acuerdo con la teoría de falla por fatiga (4), el esfuerzo de falla de la probeta del material de prueba  $Se'$  se obtiene de la siguiente forma:

$$Se' = 0.5 \cdot Su; \bullet$$

Tabla 4 Propiedades mecánicas del acero inoxidable S 31600.

Número UNS	Procesado	Resistencia de fluencia $S_y$ (MPa)	Elongación a la tensión $S_{ut}$ (MPa)	Límite - fatiga teórico $Se'$ (MPa)	Límite - fatiga corregido $Se$ (MPa)
S 31600	Recocido	206.8	551.6	275.8	167.6

Sin embargo, como las condiciones de la probeta son ideales, entonces se corrige para las condiciones específicas del siguiente modo:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'; \textcircled{O}; \text{ donde:}$$

$K_a$ : factor de superficie;  $K_b$ : factor de tamaño;  $K_c$ : factor de confiabilidad;  $K_d$ : factor de temperatura;

$K_e$ : factor de modificación por concentración de esfuerzo;  $K_f$ : factor de efectos diversos.

Para este caso, se considerarán los siguientes coeficientes de corrección:

$K_a = 0.7$ , suponiendo que el acero se trabajó en caliente:

$K_c = 0.868$ , para una confiabilidad del 95%;

$K_d = 1$ ; ya que el ambiente en que operará no será de temperaturas altas.

$K_b = K_e = K_f = 1$ .

Con estas fórmulas se calculó el esfuerzo de falla corregido que aparece en la última columna a la derecha en la tabla 4.

#### 4.3 Cálculo del diámetro mínimo del eje de transmisión.

Se usará el método de Soderberg para el diseño de la flecha. Por ser el elemento más crítico del sistema motriz, se eligió un factor de seguridad de 4.

Soderberg (5), realizó estudios complejos sobre el comportamiento de los ejes de transmisión que deben soportar un esfuerzo continuo y uno alternante de la misma clase, considerando sus efectos en los elementos de esfuerzo. Como resultado, obtuvo una fórmula que involucra no sólo al momento flexionante sino también al par que se aplica a el eje y al valor de resistencia de fluencia  $S_y$ :

$$d = \left\{ 32 n / \pi \left[ (T/S_y)^2 + (M/S_e)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \textcircled{O};$$

Sustituyendo los valores que se calcularon en  $\textcircled{O}$ , se obtiene que para el acero seleccionado, el valor del diámetro mínimo es 23.7 mm. Por lo tanto, se concluye que se puede utilizar diámetro mínimo de 24 mm.

#### 4.4 Selección de los rodamientos (6).

Los rodamientos no se diseñan para cada aplicación, sino que se seleccionan los existentes en el mercado. Dependiendo de la aplicación específica se pueden utilizar rodamientos de bolas, de rodillos, de agujas, cónicos o de empuje. Las características del diseño en cuestión son alta velocidad y cargas moderadas. Para estas características los rodamientos de bolas son adecuados. Para evitar que algún líquido penetre al interior de los rodamientos se usarán cojinetes cerrados por ambas caras.

Los rodamientos o cojinetes de bolas trabajan generalmente con un combinación de carga radial y carga de empuje. Como las capacidades de catálogo están basadas sólo en carga radial, se define una carga radial equivalente  $F_e$ , que tenga el mismo efecto en la vida del cojinete que las aplicadas. La AFBMA (Anti Friction Bearing Manufacturers Association) recomienda como la carga radial equivalente del cojinete de bolas, el mayor de los dos valores dados por las fórmulas siguientes:

$$F_e = V F_r \quad (1)$$

$$F_e = X_1 V F_r + Y_1 F_a \quad (2); \text{ donde:}$$

$F_e$ : Fuerza equivalente, i. e. carga radial equivalente;  $F_r$ : carga radial aplicada;  $F_a$ : carga de empuje aplicada.

$V$ : factor de rotación;  $X$ : factor radial;  $Y$ : factor de empuje.

En la aplicación de estas fórmulas el factor de rotación  $V$  sirve para considerar el efecto de las condiciones del anillo giratorio. Para un anillo interior rotatorio  $V=1$ , y para uno exterior móvil  $V=1.2$ . El factor de 1.2 para la rotación del anillo exterior representa simplemente el reconocimiento de que la vida del rodamiento se reduce en estas condiciones. En este proyecto se considerará a  $V=1$ . Los factores  $X$  e  $Y$  de la ecuación 2 dependen de la configuración geométrica del cojinete, del número de bolas y del diámetro de éstas. Para cada tipo de rodamiento de bolas se tienen dos coeficientes  $X$  e  $Y$ . Estos valores se muestran en la tabla 5. Nuevamente debe usarse el criterio de tomar aquellos que arrojen el valor máximo de  $F_e$ .

Tabla 5 Factores de carga radial equivalente.

Tipos de cojinetes de bolas	X1	Y1	X2	Y2
De contacto radial	1	0	0.50	1.40
De contacto angular con ángulo suave	1	1.25	0.45	1.20
De contacto angular con ángulo fuerte	1	0.75	0.40	0.75
Con doble fila y dúplex	1	0.75	0.63	1.25

Cabe aclarar que los cojinetes de contacto radial son los más comerciales y baratos, por lo que se les prefiere.

#### 4.4.1 Selección del rodamiento A

De los cálculos de las reacciones en los apoyos (sección 4.2), obtuvimos el valor de la reacción en el punto "a":

$$R_a = 1.638 \text{ N}; \text{ ésta es la fuerza radial del rodamiento en "a".}$$

En el caso de la fuerza axial, se considerará como tal la fuerza originada por el peso de los componentes que soportarán los rodamientos. Ese peso es debido a los siguientes elementos que soportarán los rodamientos: el motor, el eje de transmisión, el cabezal, las cubetas y el producto.

Se sabe el peso aproximado del motor por la información del fabricante, y se realizará el cálculo pensando que el resto de los elementos mencionados pesen nueve veces el peso del motor, y que el rodamiento A soporta por entero ese valor, para obtener el valor aproximado de la fuerza axial.

$$F_a = 10 * (\text{Peso motor});$$

Sustituyendo de la tabla 5:

$$F_a = 10 * 25.4 * 9.81 = 2.492 \text{ N};$$

Utilizando los valores de  $F_{aB}$  y  $F_{rB}$  en las ecuaciones  $\Phi_x$  y  $\Phi_z$ , se tiene que:

$$F_{eA} = 1 * 1.638 = 1.638 \text{ N};$$

$$F_{eA} = 1 * 1 * 1.638 + 0 * 2.492 = 1.638 \text{ N};$$



$$FeA' = 0.5 * 1,638 + 1.4 * 2,492 = 4,308 \text{ N};$$

Resultaron ser la tercera fuerza la mayor de las tres, por lo cual se utilizará el valor de 4,308 N para compararlo contra la capacidad básica de carga de los rodamientos. Este valor sirve para buscar en las tablas de los fabricantes aquellos rodamientos que soporten una carga radial mayor o igual que la obtenida para la aplicación. Los cojinetes de las series 02 y 03 son los más utilizados y a continuación se reproduce un extracto de las tablas de la AFBMA de la serie 02.

En la tabla 6 se ve que cualquier rodamiento de radio interior igual o mayor a 25 mm, satisface sobradamente las condiciones de carga equivalente.

Tabla 6 Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bolas de la serie 02 (extracto).

DI, mm	DE, mm	Ancho, (mm)	Radio de filete, (mm)	Diámetros al hombro, (mm)		Capacidad básica de carga, (kN)
				ds	dH	
20	47	14	1.0	25	41	9.43
25	52	15	1.0	30	47	10.8
30	62	16	1.0	35	55	14.9
35	72	17	1.0	41	65	19.8
40	80	18	1.0	46	72	22.5

#### 4.4.2 Selección del rodamiento B

De igual forma, se calculará el valor de la carga equivalente para el rodamiento en el punto "b".

Puesto que el rodamiento A ya está cargando el peso de los elementos conectados al eje, en el caso del rodamiento B se considerará carga radial pura. Sustituyendo en  $\mathcal{F}$  y  $\mathcal{Q}$ , se tiene:

$$FeB = 1 * 546 = 546 \text{ N};$$

$$FeB = 1 * 1 * 546 + 0 * 0 = 546 \text{ N};$$

$$FeB' = 0.5 * 546 + 1.4 * 0 = 273 \text{ N};$$

Al igual que el caso anterior, al consultar de nuevo la tabla 6, se ve que cualquiera de los rodamientos allí descritos soporta sobradamente la carga que soportará este apoyo. Para efectos de ensamble del eje de transmisión se escogerá el rodamiento inmediato superior al anterior, es decir, el rodamiento con radio interior de 20 mm.

Una vez que se tienen seleccionados y dimensionados los rodamientos, es posible comenzar a dibujar el ensamble del sistema motriz, detallando el arreglo que se sugiere utilizar. Para completar el arreglo, se utilizó un tuerca con seguro SKF ® números N4 y MB4 respectivamente. Estos componentes serán utilizados en el rodamiento B.

#### 4.5 Acoplamiento del motor al eje de transmisión.

Es necesario conectar el motor con el eje de transmisión. Para suavizar los impactos del inicio del movimiento y permitir cierta falta de alineamiento se decidió utilizar un acoplamiento flexible marca BOSTON Gear ® (7). Dicho acoplamiento consiste en dos piezas de metal unidas por un elemento de goma. Para seleccionarlo es necesario conocer dos cosas:

- el torque y las revoluciones a que será sometido el acoplamiento, esto es la carga;
- los diámetros de los ejes a acoplar.

Con el primero de los datos se busca en el manual del fabricante el tamaño del acoplamiento adecuado. Se reproduce una porción de la tabla del fabricante que muestra estos datos en las tablas 7A y 7B.

Tabla 7A Potencia y torque admisible de los acoplamientos flexibles serie BG (extracto).

TAMAÑO	Revoluciones por minuto			Torque máximo Libras - pulgada
	1150	1750	3450	
BG 11-4	.219	.333	.657	12.00
BG 11-5	.328	.500	.985	18.00
BG 11-6	.493	.750	1.478	27.00
BG 11-7	.657	1.000	1.971	36.00

Piezas metálicas unidas por elastómero. No requiere lubricación. Flexible en cualquier dirección. Se acomoda a la falta de alineación hasta 1/32" paralelo, y 2" angular. Alta flexión torsional que aísla las vibraciones de bajas frecuencias.

Tabla 7B Dimensiones de acoplamientos flexibles de la serie BG (extracta).

Tamaño	Cople		O.D.	Largo	F*	Número catálogo	Código de artículo
	A	B					
BG 11-6	1/2	1/2	1-13/16	2-11/16	11/16	BG 11-6-8-8	49921
BG 11-6	1/2	3/4	1-13/16	2-11/16	11/16	BG 11-6-8-12	49922
BG 11-6	5/8	5/8	1-13/16	2-11/16	11/16	BG 11-6-10-10	49923
BG 11-6	5/8	3/4	1-13/16	2-11/16	11/16	BG 11-6-10-12	49924
BG 11-6	3/4	3/4	1-13/16	2-11/16	11/16	BG 11-6-12-12	49925

F\* Distancia mínima entre los ejes a conectar.

Recordando que el torque del motor permanece constante, y convirtiendo el torque a las unidades de la tabla 7A, se ve que el torque mide 18.23 libras pulgada. Dada la velocidad nominal de 3,450 r.p.m., y observando que la potencia de 1 H.P. es menor a la de la tabla, se escogerá el BG 11-6.

Ahora con este dato se utiliza la tabla que describe los modelos de acoplamientos que el fabricante tiene para el tamaño calculado. Una porción de esta tabla es reproducida más adelante en la tabla 7B.

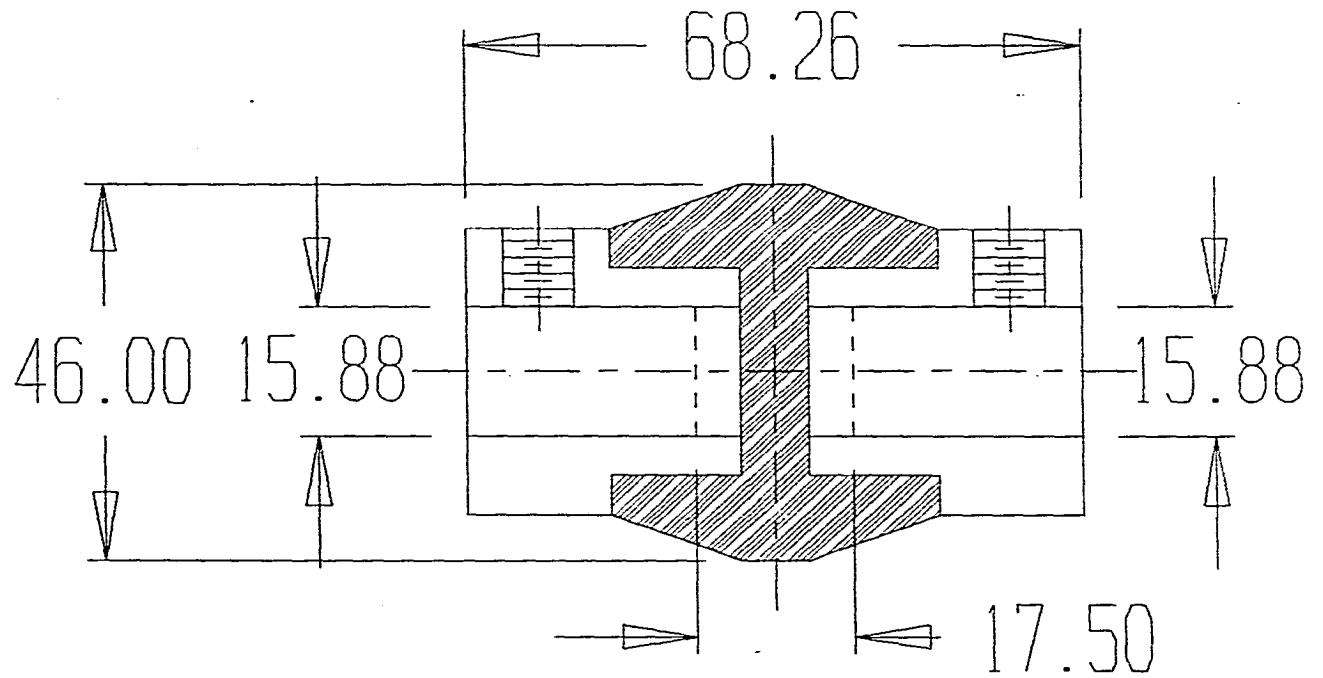
En la tabla 7B se confirma que existe un acoplamiento flexible tamaño BG 11-6 con ambos diámetros de 5/8 de pulgada. Por lo tanto se utilizará el acoplamiento flexible de elastómero BG 11-6-10-10, código de artículo 49923.

En el plano 2 se muestran las dimensiones del acoplamiento seleccionado.

#### 4.6 Diseño del asentamiento del cabezal.

En el extremo superior del eje de transmisión hay que diseñar un acoplamiento que permita transmitir el movimiento circular al cabezal. Este cabezal como se ha dicho será el que imprima a las cubetas el movimiento circular. Para favorecer el fácil acoplamiento y asegurar que el cabezal descansa sobre la flecha bien centrado se utilizará un cono estándar Morse, (8).

Estos perfiles cónicos estándares se utilizan para algunos tipos de herramienta y partes de máquinas tales como taladros, tornos y centradores. Estos perfiles indican las medidas apropiadas para el dispositivo "macho", así como para el alojamiento "hembra". Así se consigue no sólo un alineamiento preciso entre



Plano 2 Dimensiones del acoplamiento flexible.

ambas partes sino además una mayor o menor resistencia friccional entre las piezas. A continuación se muestra en la tabla 8 los diferentes perfiles Morse y las medidas estandarizadas de su geometría.

De acuerdo al diseño de la flecha (sección 4.3), se concluye que el diámetro menor de la flecha eran 24 mm. Por esta razón se debe elegir el acoplamiento Morse que pueda ofrecer un diámetro mayor o igual a este valor. Por esta razón se escoge el acoplamiento Morse corto número 4 (diámetro menor igual a 1.1563 pulgadas = 29.4 mm.). Favor de ver el plano 3, donde se aprecian las dimensiones del eje de transmisión. En la parte superior de la flecha se indica una rosca dónde se atornillará una tuerca por encima del cabezal.

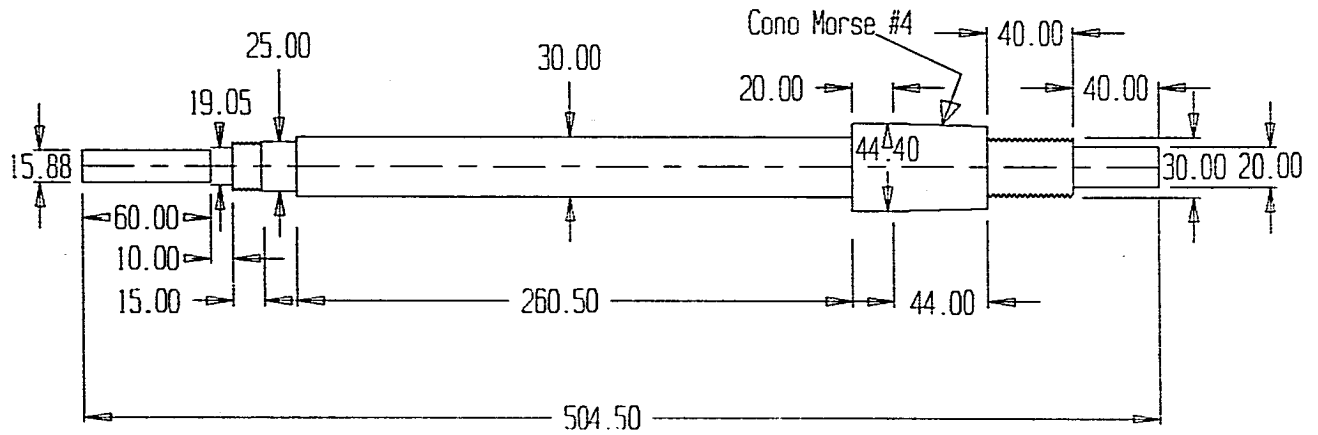
Tabla 8 Acoplamientos cortos morse estándares.

No. de Cono	Enconamiento por pie	Enconamiento por pulgada	Diámetro extremo del orificio A	Mango		Espiga
				Longitud B	Profundidad C	Espesor E
1	0.59858	0.049882	0.475	1 -5/16	1 -1/8	13.64
2	0.59941	0.049951	0.700	1 -11/16	1 -7/16	19.64
3	0.60235	0.050196	0.938	2	1 -3/4	25.64
4	0.62326	0.051938	1.231	2 -3/8	2 -1/16	33.64
5	0.63151	0.052626	1.748	3	2 -11/16	3/4

No. de Cono	Espiga			Orificio		Ranura	
	Longitud F	Rancho de broca G	Diámetro H	Prof. mín. maquinada Y	Profundidad hasta ranura M	Ancho N	Longitud O
1	5/16	1 -5/16	1 -1/8	13.64	5/16	7/32	23.32
2	7/16	1 -11/16	1 -7/16	19.64	7/16	5/16	15.16
3	9/16	2	1 -3/4	25.64	9/16	13/32	1 -1/8
4	1 1/16	2 -3/8	2 -1/16	33.64	1 1/16	17/32	1 -3/8
5	1 5/16	3	2 -11/16	3/4	1 5/16	25/32	1 -3/4

#### 4.7 Diseño del cilindro centrador de la flecha.

Para mantener la flecha en posición ortogonal con respecto al eje transversal del motor y para asentar los rodamientos se utilizará un cilindro centrador. Este elemento a su vez cumplirá la función de unir a la flecha con el resto del sistema motriz. Para cumplir esta función contará en su base inferior con una base redonda soldada alrededor del cilindro. Por otro lado, en su parte superior contará con un alojamiento para un sello el



Plano 3 Dimensiones de la flecha.

cual limitará la entrada de polvo y líquidos al interior del alojamiento del rodamiento superior. Para efectos de ensamble el cilindro tendrá una tapa roscada en su parte superior para insertar al sello. Favor de referirse al plano 4 para observar las dimensiones del cilindro. Adicionalmente, en el plano 5 se puede ver el ensamble de la flecha con el cilindro además de los rodamientos y el sello. El sello ahí mostrado se seleccionó del manual Parker Seal ®.

#### 4.8 Diseño del cabezal.

Se utilizará el mismo material usado en la flecha para diseñar este elemento de la máquina. Los brazos del cabezal deben soportar una carga axial de tensión. Dicha carga será provocada por la fuerza centrífuga al actuar sobre los elementos que giran alrededor del eje. Por lo tanto, es necesario calcular la masa total que gira, es decir la masa de las cubetas y la masa de la sangre.

Las cubetas serán hechas de aluminio, el cual tiene una densidad de  $2,800 \text{ kg. / m}^3$ . Para calcular el volumen de la cubeta, favor de referirse al plano 6 donde se muestra un corte transversal de la cubeta. Para calcular el volumen se dividirá a la cubeta en tres elementos. Los dos primeros serán los anillos de la parte superior e inferior (radios exteriores de 60 y 53 mm, respectivamente) y el tercer elemento será el fondo de la cubeta.

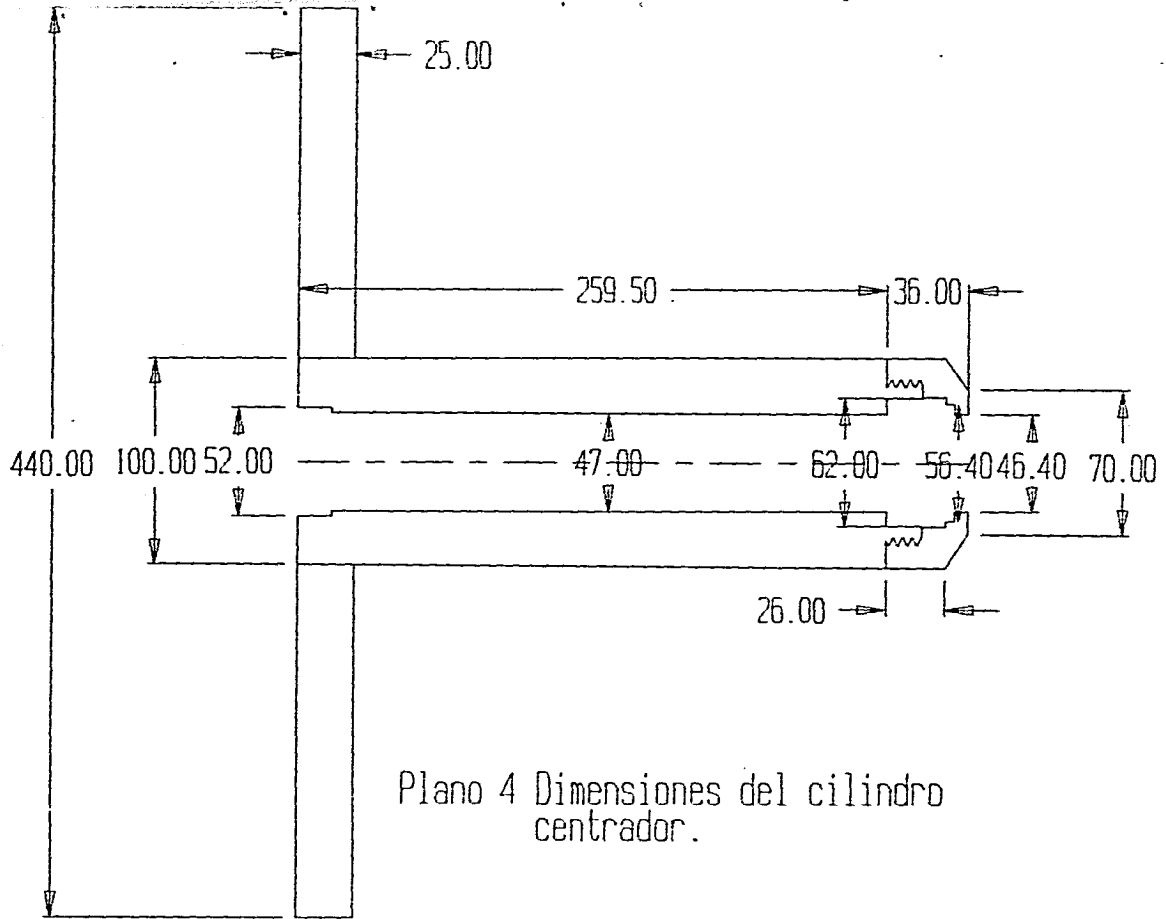
$$\text{Volumen 1} = 75 * \pi * \{60^2 - 50^2\} = 259,181 \text{ mm}^3.$$

$$\text{Volumen 2} = 70 * \pi * \{53^2 - 50^2\} = 67,953 \text{ mm}^3.$$

$$\text{Volumen 3} = 3 * \pi * 50^2 = 23,562 \text{ mm}^3.$$

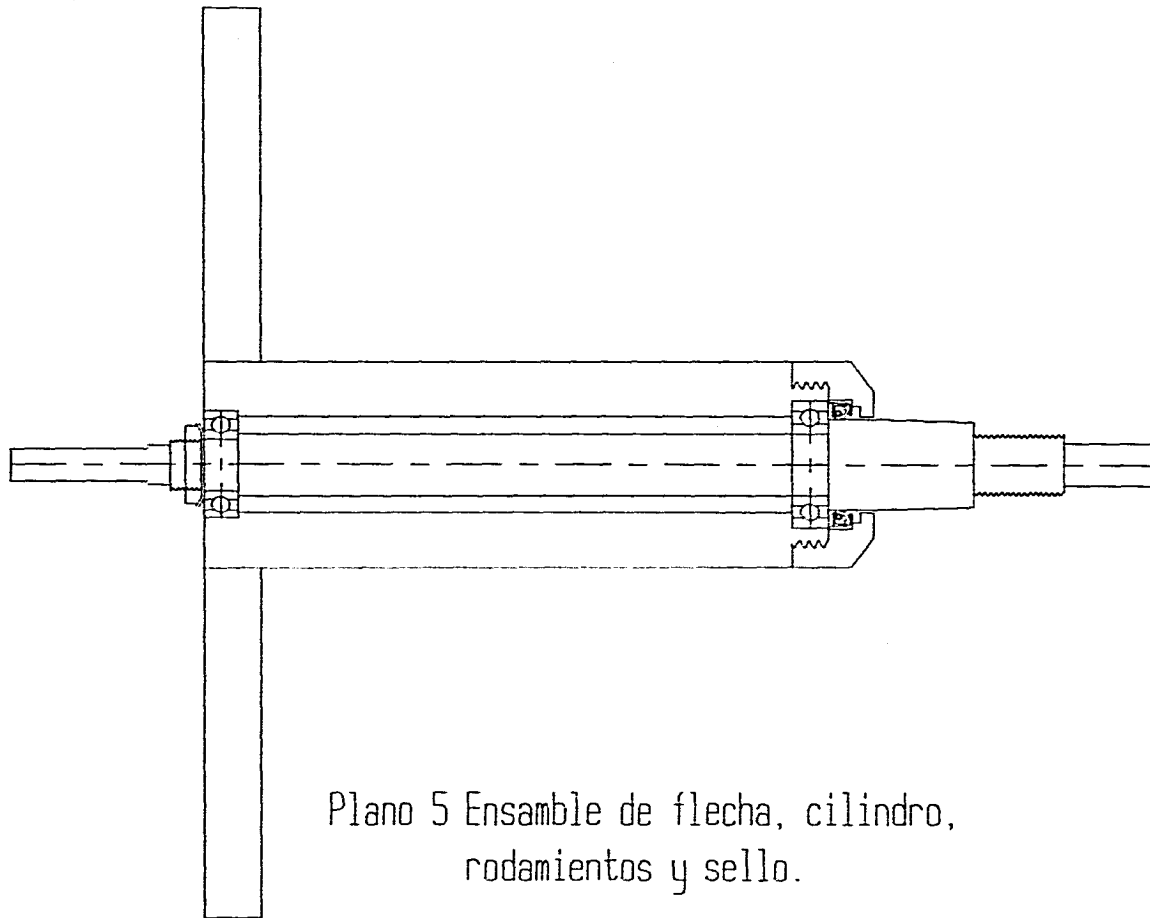
Por lo tanto el volumen total de la cubeta es  $350,696 \text{ mm}^3$ . Al multiplicarlo por la densidad del aluminio se obtiene una masa de la cubeta de  $0.982 \text{ kg}$ .

A esta masa es necesario aumentarle la masa de la sangre. Recordando de la sección 1.6 que la sangre tiene una densidad promedio de  $1.058 \text{ kg. / m}^3$  y que por lo tanto cada unidad de recolección pesa aproximadamente  $0.476 \text{ kg}$ . Entonces la masa total a centrifugar suma  $1.458 \text{ kg}$ .

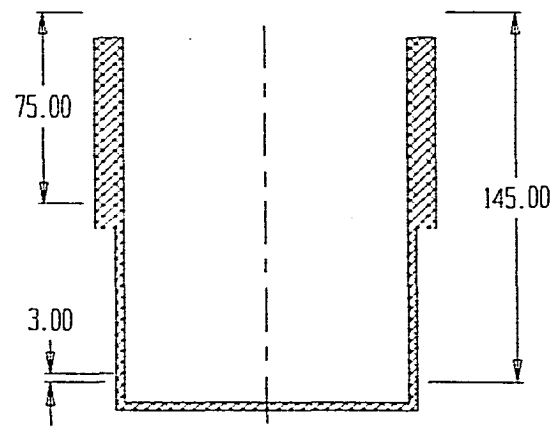
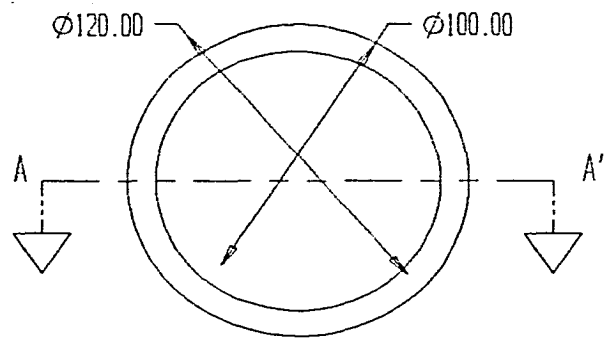


Plano 4 Dimensiones del cilindro centrador.





Plano 5 Ensamble de flecha, cilindro,  
rodamientos y sello.



CORTE A - A'

Plano 6 Dimensiones de la cubeta.

Ahora se calculará el valor máximo de la fuerza centrífuga. Dado que la velocidad máxima a imprimirse será 2.800 r.p.m., entonces la fuerza centrífuga máxima de acuerdo a la ecuación 0:

$$F_c \text{ máxima} = 1.458 \text{ kg.} * 0.254 \text{ m} * [(2,800 \text{ rev./min.})^2 * \pi * \text{rad}] / (1 \text{ rev.}) * (1 \text{ min./60 seg.})^2$$

$$F_c \text{ máxima} = 31.843 \text{ N.}$$

Esta es la carga a soportar por el brazo del cabezal. Con este dato se calculará el área transversal de los brazos del cabezal. Se volverán a utilizar los valores del acero S 31600. Al igual que la flecha se escogerá un factor de seguridad de 4. Considerando que se usará el criterio de falla por tensión debida a esfuerzo de corte (9), se tiene que el esfuerzo de diseño será:

$$S_d = S_y / N; \text{ donde, } S_d = \text{esfuerzo de diseño; } S_y = \text{resistencia de fluencia; } N = \text{factor de seguridad.}$$

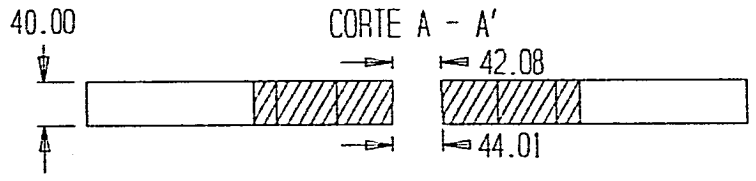
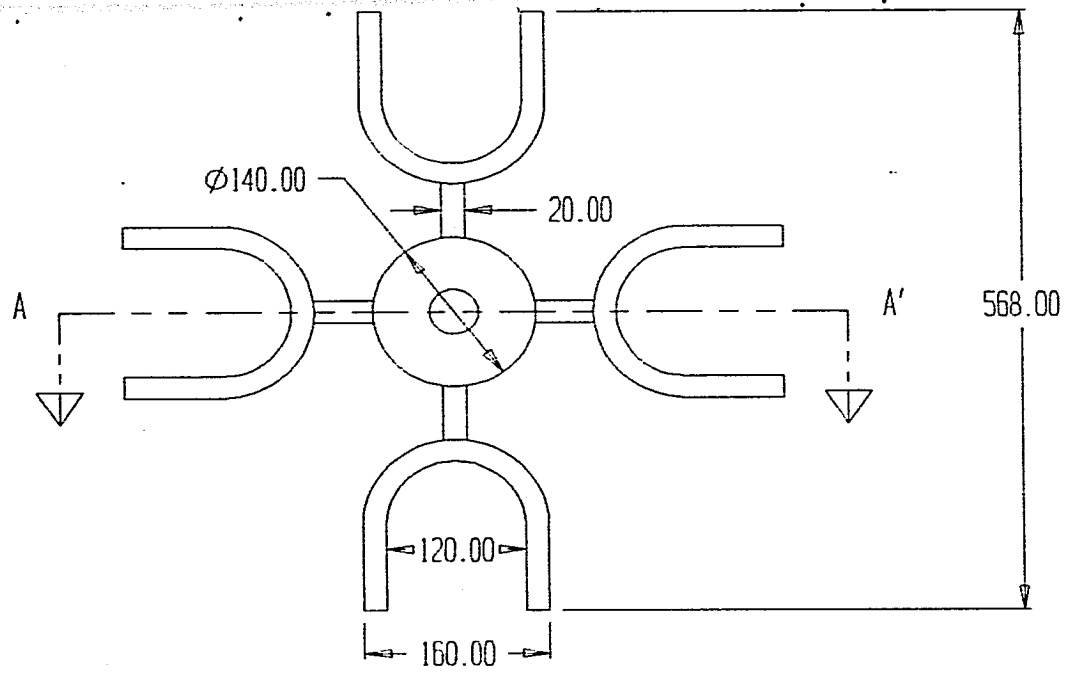
Por lo tanto sustituyendo los valores, el esfuerzo de diseño es 51.7 MPa.

Despejando el área, se tiene:

$$\text{Área transversal} = 31.843 \text{ kN} / 51.7 \text{ MPa} = 6.16 \times 10^{(-4)} \text{ m}^2.$$

Con este valor se concluye que una barra del acero indicado con una sección transversal de 40 mm. x 20 mm. podrá soportar el esfuerzo de diseño. Ahora es necesario agregar a los brazos una estructura que pueda soportar las cubetas. Se propone una barra doblada en forma de "U" de la misma sección transversal que los brazos. Este arreglo se muestra en el plano 7. Para unir esta sección en "U" al brazo se propone utilizar soldadura. Existe un método de diseño (10) que permite tratar a la soldadura como una línea y se tienen tablas con las fuerzas permisibles que pueden ser soportadas por la soldadura. Reproduzco una porción de dicha información en la tabla 9.

Considerando que la fuerza en los brazos será exclusivamente de tensión, se sabe que el valor de la fuerza que debe ser capaz de resistir es de 31,843 N. Si se piensa en aplicar soldadura periférica alrededor del brazo,



Plano 7 Dimensiones del cabezal.

entonces la longitud del cordón de soldadura medirá 12 cm. Al calcular la fuerza que sería aplicada al cordón se tiene:

$$F \text{ lineal} = 31,843 \text{ N} / 12 \text{ cm.} = 265,358 \text{ N/m.}$$

Convirtiendo este valor a las unidades inglesas se obtiene:

$$F \text{ lineal} = 1,515 \text{ lb} / \text{pulg.}$$

Comparando este valor con la tabla arriba indicada, se ve que cualquiera de los tipos de soldadura permiten sobradamente resistir este valor. Más aún, si sólo se utilizaran dos cordones transversales al eje del brazo, (8 cm. de soldadura) la fuerza lineal en la soldadura sería de 2.273 libras / pulg. Este valor es también aceptable con las soldaduras de la tabla.

Tabla 9 Fuerzas permisibles en soldaduras.

Metal base grado ASTM	Electrodo	Fuerza permisible por pulgada de lado.
A36, A441	E60	9,600 lb / pulg.
A36, A441	E70	11,200 lb. / pulg.
A36	E60	8,800 lb. / pulg.
A441, A242	E70	10,400 lb. / pulg.

## Notas al capítulo

- (1) cfr. Dawes, Chester L. *Tratado de electricidad. I. Corriente continua*, México. Ediciones G. Gili, S.A. de C.V. 1986. (7a. tirada) Tomo primero. Páginas 531-535.
- (2) cfr. BOSTON Gear © INCOM INTERNATIONAL INC. *Full-line stock products catalog No. 100*. 14 Hayward Street, Quincy Massachusetts 02171. 1985. UPC Industrial Code Number 7817111. Sección F124.
- (3) cfr. A. D. Deutschman, W. J. Michels, C. E. Wilson. *Diseño de máquinas. Teoría y práctica*. México. CECSA. 1987. (Segunda impresión) Tabla A-6. Página 914.
- (4) cfr. Shigley, Joseph E. y Mitchell, Larry D. *Diseño en Ingeniería Mecánica*, México. McGraw-Hill. 1986. (Cuarta edición). Páginas 306-310.
- (5) cfr. *idem*. Páginas 732-738
- (6) cfr. *idem*. Páginas 512-527
- (7) cfr. BOSTON Gear © INCOM INTERNATIONAL INC. op. cit. supra (2). Sección C5.
- (8) cfr. Baumeister, Theodore. *Mark's Standard Handbook of Mechanical Engineers*. Estados Unidos. McGraw-Hill Book Company 1978. (8a. edición). Página 8-34.
- (9) cfr. Robert L. Moti, P.E. . *Diseño de elementos de máquinas*. México. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1992. Segunda edición. Página 156.
- (10) cfr. *idem*. Páginas 769-770.

## Notas al capítulo

- (1) cfr. Dawes, Chester L. Tratado de electricidad. I. Corriente continua. México. Ediciones G. Gili, S.A. de C.V. 1986. (7a. tirada) Tomo primero. Páginas 531-535.
- (2) cfr. BOSTON Gear © INCOM INTERNATIONAL INC. Full-line stock products catalog No. 100. 14 Hayward Street, Quincy Massachusetts 02171. 1985. UPC Industrial Code Number 7817111. Sección F124.
- (3) cfr. A. D. Deutschman, W. J. Michels, C. E. Wilson. Diseño de máquinas. Teoría y práctica. México. CECSA. 1987. (Segunda impresión) Tabla A-6. Página 914.
- (4) cfr. Shigley, Joseph E. y Mitchell, Larry D. Diseño en Ingeniería Mecánica. México. McGraw-Hill. 1986. (Cuarta edición). Páginas 306-310.
- (5) cfr. idem. Páginas 732-738.
- (6) cfr. idem. Páginas 512-527.
- (7) cfr. BOSTON Gear © INCOM INTERNATIONAL INC. op. cit. supra (2). Sección C5.
- (8) cfr. Baumeister, Theodore. Mark's Standard Handbook of Mechanical Engineers. Estados Unidos. McGraw-Hill Book Company. 1978. (8a. edición). Página 8-34.
- (9) cfr. Robert L. Mott, P.E. . Diseño de elementos de máquinas. México. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1992. Segunda edición. Página 156.
- (10) cfr. idem. Páginas 769-770.

#### V. Suspensión del sistema motriz.

Con la finalidad de que pueda admitirse un ligero desbalanceo se dispondrá de un sistema de suspensión que mantenga al sistema motriz en "floiación". Esto se logrará con el diseño de ocho resortes iguales que soporten el arreglo flecha-acoplamiento-motor. Los resortes se colocarán en cuatro puntos equidistantes, uno por arriba y uno por abajo de la base circular del cilindro envolvente de la flecha. Los resortes inferiores brindarán el soporte al sistema motriz, mientras que los superiores sólo actuarán al presentarse desbalanceo. Cuando se presente desbalanceo el sistema motriz ejercerá una compresión adicional sobre uno de los resortes inferiores, la cual será compensada por el resorte superior del lado opuesto, de esta forma los resortes tratarán



de conservar la horizontal del arreglo. Sin embargo, en la tapa de la cámara se colocará un dispositivo que apague el motor si el desbalanceo es excesivo. Este dispositivo se describirá en el capítulo del sistema de medición control y seguridad.

Para calcular la fuerza que deberán ejercer los resortes, se considerará el diagrama de cuerpo libre del arreglo con y sin desbalanceo. El diagrama se muestra en las figuras 2 y 3.

### 5.1 Reacciones en los apoyos sin desbalanceo.

En la figura 2 se muestra el diagrama del arreglo sin desbalanceo. Tal y como se indica, las únicas fuerzas que se aplican son el peso del arreglo y las cuatro reacciones que soportan los resortes (por simplificación sólo se muestran dos puntos de apoyo, aprovechando que el arreglo es simétrico). En este estado, se concluye que las cuatro reacciones en los puntos de apoyo son iguales y con un valor de la cuarta parte del peso del arreglo. Para estimar el peso del arreglo se considerará el volumen y la densidad de los elementos.

El peso total del arreglo es igual a la suma de los elementos que lo componen, es decir: el cabezal, las cubetas, la carga, la flecha, el cilindro envolvente, el sensor del tacómetro, el acoplamiento y los soportes. Estos elementos conforman la mayor parte del peso, sin embargo, hay otros elementos adicionales pero despreciables, por ejemplo los rodamientos, tornillos, tuercas y sellos de la flecha. Para estimar el peso de estos elementos, se aumentará un 20% al peso que resulte de los elementos relevantes. De los elementos mencionados ya se tiene por especificaciones el peso de algunos y otros ya han sido calculados anteriormente. De las especificaciones del motor, se sabe que el motor pesa 25.4 kgf, i.e. 249 N. De la sección 4.8 se sabe que la masa de cada cubetas es 0.982 kg, y que la masa de sangre de cada unidad de recolección es 0.476 kg. Por lo tanto, al multiplicar estos valores por la gravedad y por cuatro unidades resulta que las cubetas contribuyen con un peso de 38.5 N y las unidades de recolección con un peso de 18.68 N. A continuación se calcularán los pesos de los demás elementos relevantes, utilizando el plano del ensamble general y recordando que la densidad teórica del acero es  $7,920 \text{ kg. / m}^3$  ( $\rho$ ) y que la gravedad tiene una aceleración de  $9.81 \text{ m / s}^2$  ( $g$ ).

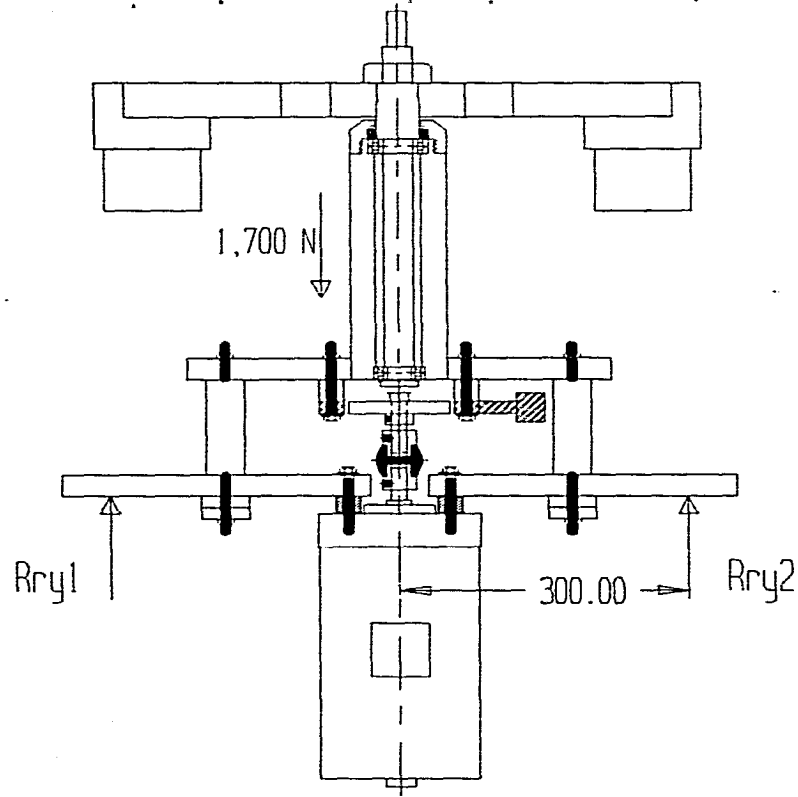


Figura 2 Analisis de fuerzas en el sistema motriz sin desbalanceo.

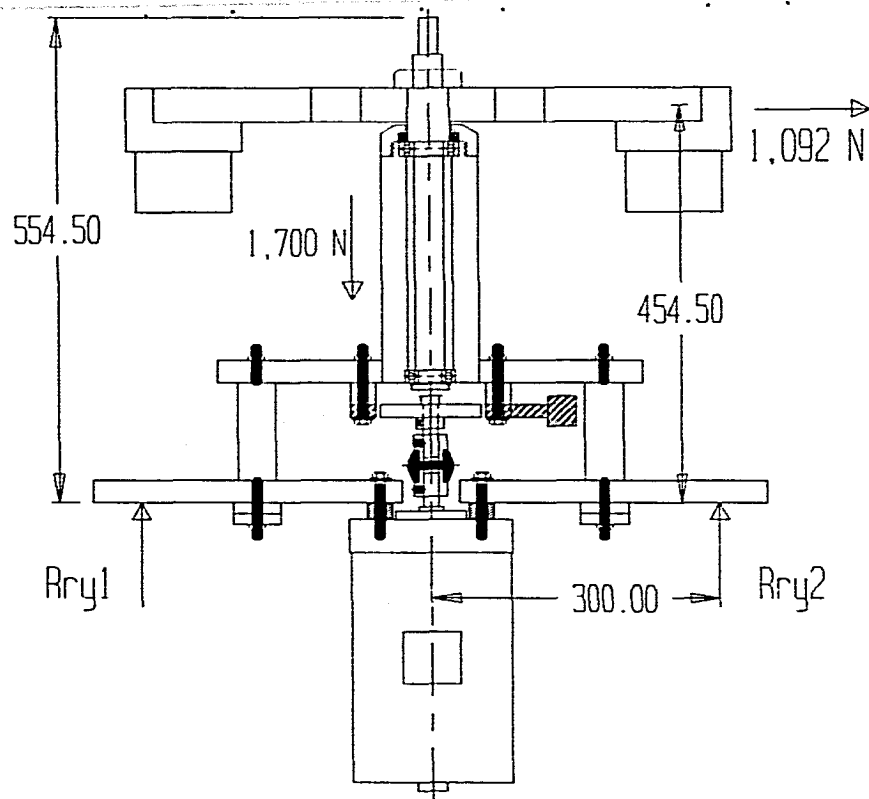


Figura 3 Analisis de fuerzas en el sistema motriz con desbalanceo.

$$\text{Peso travesaños largos} = 4 \times \rho \times g \times (25 \times 320 \times 70) \times 10^{-9};$$

$$\text{Peso travesaños largos} = 174.0 \text{ N.}$$

$$\text{Peso travesaños cortos} = 4 \times \rho \times g \times (12.5 \times 255 \times 70) \times 10^{-9};$$

$$\text{Peso travesaños cortos} = 69.3 \text{ N.}$$

$$\text{Peso placa superior} = \rho \times g \times 25 \times 10^{-3} \times \pi \times (220^2 - 50^2) \times 10^{-6};$$

$$\text{Peso placa superior} = 280 \text{ N.}$$

$$\text{Peso cilindro envolvente} = \rho \times g \times 295.5 \times 10^{-3} \times \pi \times (50^2 - 23.5^2) \times 10^{-6};$$

$$\text{Peso cilindro envolvente} = 140.5 \text{ N.}$$

$$\text{Peso flecha} = \rho \times g \times 504.5 \times 10^{-3} \times \pi \times (45 \times 10^{-3})^2);$$

$$\text{Peso flecha} = 249 \text{ N.}$$

$$\text{Peso cabezal} = 4 \times \text{Peso de un brazo} + \text{Peso centro};$$

$$\text{Peso de un brazo} = \rho \times g \times (40 \times 20) \times 10^{-6} \times [(84 \times 2) + (\pi \times 70) + 51.5] \times 10^{-3} = 27.3 \text{ N};$$

$$\text{Peso centro} = \rho \times g \times 40 \times 10^{-3} \times (70^2 - 21^2) \times 10^{-6} = 13.86 \text{ N.}$$

$$\text{Por lo tanto, Peso cabezal} = 123.1 \text{ N};$$

$$\text{Peso del acoplamiento} = \rho \times g \times 68.3 \times 10^{-3} \times \pi \times (23^2 - 7.94^2) \times 10^{-6};$$

$$\text{Peso del acoplamiento} = 7.77 \text{ N.}$$

$$\text{Peso del sensor del tacómetro} = \rho \times g \times 14.3 \times 10^{-3} \times \pi \times 82.6^2 \times 10^{-6};$$

$$\text{Peso del sensor del tacómetro} = 23.8 \text{ N.}$$

$$\text{Peso columnas} = \rho \times g \times 4 \times \pi \times 20^2 \times 110 \times 10^{-9};$$

Peso columnas = 43 N.

Por lo tanto, peso elementos relevantes = 1,417 N.

Peso estimado total = 1.2 x peso elementos relevantes;

Peso estimado total = 1,700 N.

Al obtener este valor se comprueba que la suposición previa del peso total usada al seleccionar el rodamiento A (sección 4.4.1) fue suficientemente conservadora.

Utilizando la figura 2 y con la suposición que el peso total se reparte igualmente entre los cuatro resortes, se puede simplificar el análisis aprovechando la simetría del arreglo.

Haciendo la sumatoria de fuerzas verticales se tiene que:

$$R_{ry1} + R_{ry2} = 850 \text{ N.}$$

Para el caso sin desbalanceo, se tiene que:

$$R_{ry1} = R_{ry2} = 425 \text{ N.}$$

### 5.2 Reacciones en los apoyos con desbalanceo.

Como se dijo en el punto IV.A la fuerza cortante que generan los grammos de sangre sin balancear es 1,092 N, tal y como se aprecia en la figura 3. Calcúlese con sumatoria de momentos en r1 y en r2 los valores de las reacciones  $R_{ry1}$  y  $R_{ry2}$ :

$$\text{Sumatoria de momentos en r1: } -1,092 \times 310 - 850 \times 300 + R_{ry2} \times 600 = 0;$$

$$R_{ry2} = 1,252 \text{ N.}$$

Sumatoria de momentos en r2:

$$-1,092 \times 454,5 + 850 \times 300 - R_{ry1} \times 600 = 0;$$

$$R_{ry1} = -402 \text{ N.}$$

### 5.3 Diseño de los resortes del sistema de suspensión.

Con estos datos ya se conocen las fuerzas que se demandará de los resortes con y sin desbalanceo. Ahora es necesario establecer las compresiones que se desea que originen estas fuerzas. Tal y como se verá en el capítulo de medición, control y seguridad, se buscará que se detecte el cambio de inclinación del sistema motriz en su desbalanceo máximo en el extremo superior de la flecha y se quiere que dicho punto se desplace un máximo de 2 cm. Considerando al arreglo como un cuerpo rígido y considerando las dimensiones del mismo, se calculó que al desplazarse la punta superior de la flecha 2 cm, el cuerpo debe girar el ángulo siguiente:

$$\text{Desplazamiento del extremo superior} = \text{radio} \times \text{ángulo};$$

$$\text{Ángulo} = \text{Desplazamiento} / \text{radio};$$

Sustituyendo los valores del sistema:

$$\text{Ángulo} = 2 \times 10^{-2} / 554.5 \times 10^{-1} = 3.61 \times 10^{-2} \text{ radianes}$$

Por lo tanto, en el punto de contacto con los resortes, el arreglo deberá desplazarse la distancia a continuación calculada:

$$\text{Desplazamiento del resorte} = 300 \times 10^{-3} \times 3.61 \times 10^{-2} = 10.82 \text{ mm.}$$

Con estos datos es posible diseñar los resortes (1). Se muestra en la tabla 10 los valores de fuerza que se requiere que los resortes proporcionen en función de las longitudes indicadas.

**Tabla 10 Fuerzas requeridas de los resortes y longitudes.**

Condición del arreglo	Fuerza requerida	Longitud deseada
Sin desbalanceo (F <sub>i</sub> )	425 N	100 mm.
Con desbalanceo (F <sub>o</sub> )	1.252 N	89.2 mm.

El diseño de los resortes consiste en calcular las medidas geométricas del resorte así como el material del alambre y garantizar que no rebase los límites de resistencia más comunes. Este diseño es un proceso iterativo, por lo que es necesario escoger algún valor, realizar algunos cálculos y evaluar la validez del valor semilla escogido. Primeramente se calcula el valor de la constante del resorte que se quiere:

$$F = k \times \Delta l;$$

Despejando  $k$ , y sustituyendo los valores de la tabla 10, se tiene:

$$k = (1.252 - 425) / ((100 - 89.2) \times 10^{-3}) = 76.6 \text{ kN / m.}$$

Con este dato se puede calcular la longitud libre del resorte (sin carga):

$L_f = L_{inicial} + F_{inicial} / k$ ; sustituyendo, se tiene:

$$L_f = 100 \times 10^{-3} + 425 / 76,600 = 105.5 \text{ mm.}$$

Ahora es necesario especificar un diámetro inicial del resorte ( $D_m$ ) y un material propuesto. Escójase el valor de 50 mm. y el acero ASTM A231. Con este valor se consulta la tabla de tensiones de diseño del acero A231 (rd) (2) y se consulta la curva de servicio promedio. En esta curva se ve que un valor típico de la tensión de diseño del acero en cuestión es 895 MPa. Con estos valores se calcula el diámetro del alambre sustituyendo en la siguiente fórmula:

$$D_w = [ 8 \times K \times F_o \times D_m / (\pi \times r_d) ]^{1/3}; \text{ donde:}$$

$K$  es el factor de Wahl (3);

$F_o$  es la fuerza máxima que soportará el resorte en operación; en este caso  $F_o = 1,252 \text{ N}$ .

La fórmula del factor de Wahl es la siguiente:  $K = [(4C - 1) / (4C - 4)] + (0.615 / C)$ ; donde  $C = D_m / D_w$  es la relación entre el diámetro del resorte y el diámetro del alambre y se le conoce como el "índice del resorte".

Como aún no se conoce el diámetro del alambre hay que suponer un factor de Wahl aproximado.

Se aprovechará que el factor de Wahl no varía demasiado alrededor del valor 1.2, por lo cual se usará este número para el cálculo.

Sustituyendo en la fórmula, tenemos:

$$Dw = 5.98 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

Ahora con este valor se selecciona el diámetro de alambre inmediato superior en la tabla de calibres de alambre y diámetros para resortes (4). En este caso, el calibre sería de 6 mm. Con este calibre se vuelve a consultar la tabla de tensiones de diseño del acero A231 (rd) y se obtienen los valores de tensión para servicio promedio y ligero. La tensión de servicio promedio indica la tensión máxima permisible, mientras que la tensión de servicio ligero indica la tensión de diseño. En este caso, según la tabla, la tensión de diseño es 792 MPa y la tensión máxima permisible es 930 MPa.

Ahora se calculan los valores reales de C y K. En este caso  $C = 50 / 6 = 8.333$ ; y  $K = 1.176$ .

Ahora veamos cuál es la tensión real que se espera al obtener la fuerza de operación  $F_o$ :

$$\tau_o = (8 \times K \times F_o \times Dm) / (\pi \times Dw^3) = 868 \text{ MPa.}$$

Al comparar este valor con el valor de tensión de diseño (792 MPa) se ve que no es seguro. Sin embargo se continuará con el proceso para ilustrarlo.

Ahora usando la siguiente ecuación se calcula el número de espiras activas necesarias para que el resorte se deflexione adecuadamente:

$$N_a = (G \times Dw) / (8 \times k \times C^3);$$

Consultando la tabla de módulos de elasticidad de alambre para resortes en corte y tensión (16), se conoce que el módulo de elasticidad en corte (G) del acero usado es 77.2 GPa. Por lo tanto:

$$N_a = 1.306 \text{ espiras.}$$



Este valor no es muy adecuado, y de acuerdo al cálculo del esfuerzo de tensión real, la geometría de este resorte no es suficientemente segura. Por esta razón es necesario proponer otro valor inicial de  $Dw$  y realizar todo el ciclo de nuevo, pudiendo variarse además el material. Esta primera corrida se hizo en detalle para ilustrar el método, pero para las demás se elaboró una hoja de cálculo en Excel <sup>®</sup> que se muestra en la tabla 11. Se destacan en esa tabla aquellos resortes que mantienen un índice del resorte entre 5 y 12 que es lo más recomendable (5). Éste es el primer criterio de discriminación, después se descalifican aquellos resortes donde se rebasa la tensión recomendada de diseño. Por último a los candidatos que restan se les calcula el número de espiras activas. Para la centrífuga se escogerá el resorte de 40 mm. de diámetro con alambre de 6 mm., de acuerdo a la tabla 11 requiere de 3 espiras activas. Dado que se debe elegir la forma en que terminarán los extremos del resorte, se escogerán extremos a escuadra y fijados. En este caso, se deben agregar dos espiras más que no cuentan como espiras activas. Por lo tanto, en la tabla 12, se indican las características del resorte.

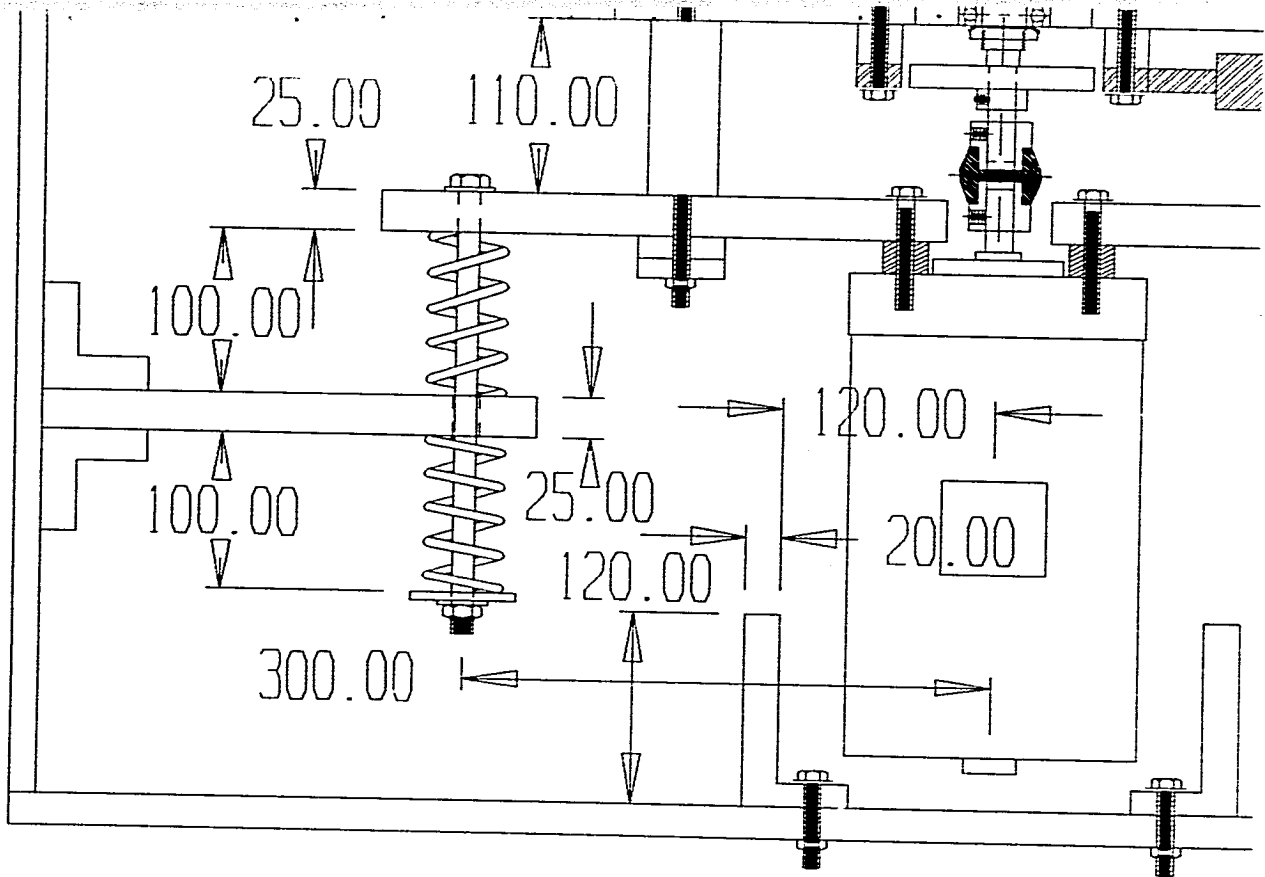
Tabla 12 Características del resorte (Acero A231)

Diámetro del resorte (Dm)	Diámetro del alambre (Dw) (mm.)	Índice del resorte (C)	Espiras activas	Espiras totales
40 mm.	6.0 mm.	6.667	3	5

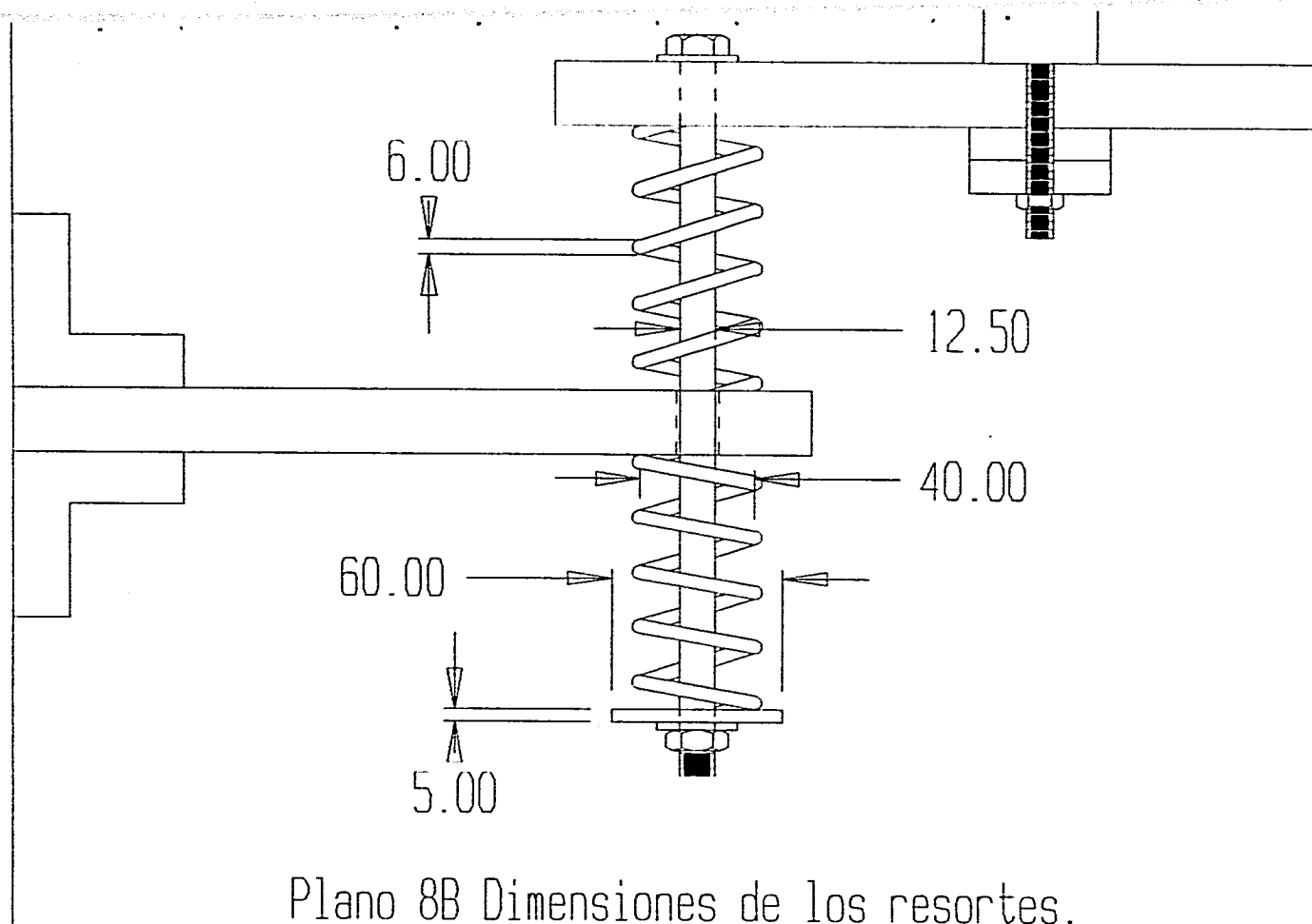
En los planos 8A y 8B se puede observar el arreglo de los resortes y las dimensiones del sistema de suspensión.

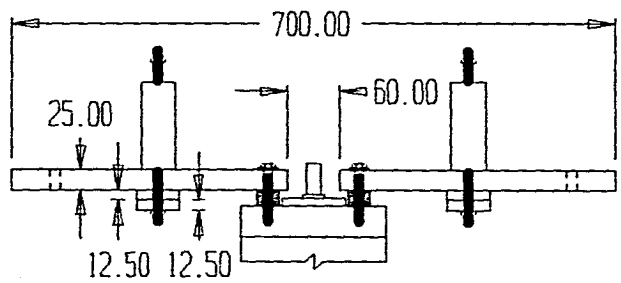
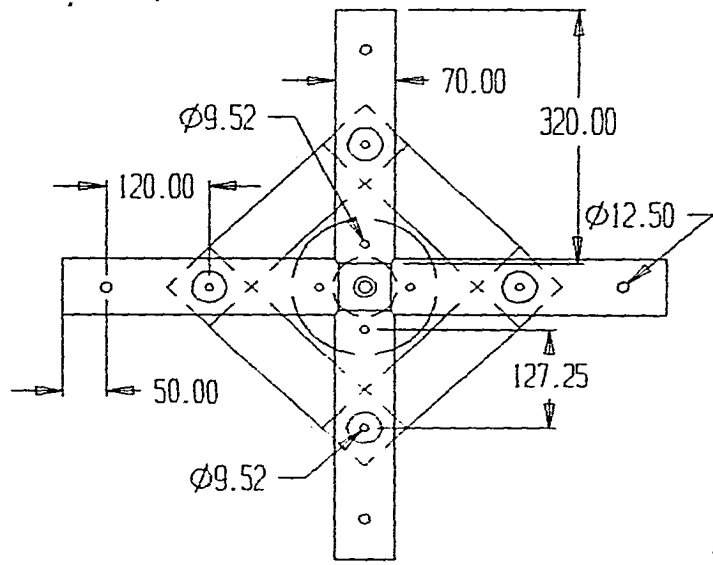
Para darle una mayor rigidez al arreglo de los cuatro travesaños, se decidió añadir otros cuatro travesaños cortos que conecten a los cuatro principales. De esta forma, se logra un apoyo triangulado sin añadir demasiado peso al arreglo. En el plano 9 se pueden observar las dimensiones y características del arreglo propuesto.

TABLA 11 Cálculos del resorte.									
Td=	895,000,000	Pa							
F <sub>0</sub> =	1,252	N							
G=	77,200,000,000	Pa							
k=	76,600	Pa							
Dm (mm)	Dw (mm)	D recom. (mm)	Tensión diseno (MPa)	Tensión máx. perm. (MPa)	C	K	Tensión real (MPa)	Treal <= Tdiseno	Núm. espiras
5	2.77646	2.8	918	1078	1.786	2.29854			
10	3.49812	3.5	878	1033	2.857	1.61914			
15	4.00434	4.0	850	1015	3.750	1.43673			
20	4.40735	4.5	843	999	4.444	1.35616			
25	4.74767	5.0	758	965	5.000	1.31050	835.6	X	
30	5.04516	5.5	803	948	5.455	1.28109	736.5	OK!	4.27
35	5.31117	5.5	803	948	6.364	1.23646	829.3	X	
40	5.55291	6.0	792	930	6.667	1.22459	723.0	OK!	2.55
45	5.77526	6.0	792	930	7.500	1.19738	795.3	X	
50	5.98169	6.0	792	930	8.333	1.17608	868.0	X	
55	6.17478	6.5	785	918	8.462	1.17319	749.1	OK!	0.84
60	6.35650	6.5	785	918	9.231	1.15774	806.4	X	
65	6.52838	7.0	780	913	9.286	1.15674	698.9	OK!	0.60
70	6.69166	7.0	780	913	10.000	1.14483	744.9	OK!	0.88
75	6.84733	7.0	780	913	10.714	1.13461	791.0	X	
80	6.99623	7.0	780	913	11.429	1.12573	837.1	X	
85	7.13905	8.0	765	895	10.625	1.13580	601.2	OK!	0.84
90	7.27638	8.0	765	895	11.250	1.12784	632.1	OK!	0.71
95	7.40870	8.0	765	895	11.875	1.12075	663.0	OK!	0.34
100	7.53646	8.0	765	895	12.50	1.11442			
105	7.66003	8.0	765	895	13.10	1.10893			
110	7.77974	8.0	765	895	13.80	1.10316			
115	7.89587	8.0	765	895	14.40	1.09868			
120	8.00869	8.5	758	881	14.10	1.10087			
125	8.11841	8.5	758	881	14.70	1.09658			
130	8.22524	8.5	758	881	15.30	1.09264			
135	8.32937	8.5	758	881	15.90	1.08901			
140	8.43096	8.5	758	881	16.50	1.08566			



Plano 8A Dimensiones del sistema de suspensión.





Plano 9 Dimensiones del arreglo de travesaños.

## Notas al capítulo

- (1) cfr. Robert L. Mott, P.E. . Diseño de elementos de máquinas. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. México. 1992. Segunda edición. Páginas 223-227.
- (2) cfr. idem. Apéndice A-19-4. Página A46.
- (3) cfr. idem. Página 218.
- (4) cfr. idem. Apéndice 20. Página A48.
- (5) cfr. idem. Página 214.

#### VI. Sistema de refrigeración

Para seleccionar el sistema de refrigeración que utilizará la centrífuga, es necesario cuantificar la carga térmica que se manejará. Cuando se tiene un área refrigerada, existen diversos factores que influyen en el intercambio de calor que existe entre esta área y su entorno. Entre los más importantes están:

- Aislamiento utilizado
- Temperatura del entorno
- Energía solar

- Cambios de aire
- Carga de producto
- Calor generado por motores, personas, iluminación, etc.

En el caso particular de la centrifuga, se puede despreciar el efecto de la energía solar si se define que la centrifuga debe operar en interiores. Por otro lado, si existe un intercambio de calor entre el cuarto y la centrifuga por diferencia de temperaturas. Asimismo se da una transferencia de calor a través del aire que se intercambia con el cuarto cuando se abre y cierra la centrifuga. A continuación se realizarán los cálculos que recomienda la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.), (1), para el cálculo de la carga térmica.

#### 6.1 Transferencia de calor a través de las paredes.

La carga térmica que se tiene por este concepto depende de varios elementos: a) el aislante utilizado para reducir la transferencia del calor ambiental hacia el interior de la cámara; b) el espesor del aislamiento; y c) la diferencia de temperaturas entre las caras de las paredes de la cámara. El flujo de calor por unidad de área que fluye a través de la pared de la cámara se calcula con la siguiente fórmula (2):

$$q / A = (k \cdot \Delta T) / L \quad (2); \text{ donde:}$$

q: es el calor por conducción; A: es el área de la pared de la cámara; k: es el factor de conductividad térmica de la pared; y  $\Delta T$ : es la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior de la cámara; L: espesor de la pared.

La cámara que contendrá las cubetas se encontrará aislada con pulgada y media de fibra de vidrio, por ser un aislante muy utilizado. Para el dato de las temperaturas, se supondrá que la diferencia de temperaturas es de 40 C, i.e. de 104 F, con la finalidad de que el cálculo sea conservador. Conociendo que la conductividad térmica de la fibra de vidrio es de 0.031 BTU/(hr. \* ft \* F) (3), y sustituyendo los datos arriba mencionados en la fórmula (2), se tiene que:



$$q/A = 25.8 \text{ BTU} / (\text{hr.} \cdot \text{ft}^2);$$

Si se considera que la máquina trabajará aproximadamente 16 horas diarias entonces el calor conducido a través de la pared por día de operación queda del siguiente modo:

$$q/A = 413 \text{ BTU} / (16 \text{ hr.} \cdot \text{ft}^2);$$

Este valor se multiplicará por el valor de la superficie exterior de la cámara.

$$\text{Área exterior} = \text{Área tapa} + \text{Área fondo} + \text{Área lateral};$$

$$\text{Área tapa} = \text{Área fondo} = \pi \cdot (0.882 / 4)^2 = 0.1527 \text{ m}^2;$$

$$\text{Área lateral} = 0.246 \cdot \pi \cdot 0.882 = 0.6816 \text{ m}^2;$$

$$\text{Área exterior} = 0.8344 \text{ m}^2 = 8.9812 \text{ ft}^2;$$

$$\text{Por lo tanto: Transferencia de calor} = 413 \text{ BTU} / (16 \text{ horas} \cdot \text{ft}^2) \cdot 8.9812 \text{ ft}^2;$$

$$\text{Transferencia de calor} = 3,706 \text{ BTU} / \text{día de operación.}$$

## 6.2 Cambios de aire.

Este concepto se refiere al calor que debe removerse debido al aire que se intercambia con el exterior de la cámara de centrifugación. Este calor depende de los siguientes elementos: a) el volumen que rodea la cámara; b) la humedad relativa del aire; c) el número de cambios de aire que se verifican en el día; d) las temperaturas correspondientes dentro de la cámara y en el ambiente.

### 6.2.1 Volumen de la cámara.

$$\text{Volumen} = 0.246 \text{ m} \cdot \pi \cdot (0.882 \text{ m} / 2)^2 = 0.1503 \text{ m}^3 = 5.3078 \text{ ft}^3$$

6.2.2 Humedad relativa del aire. Se supondrá que la humedad relativa del aire promedio en México sea de 50%.

### 6.2.3 Número de cambios de aire.

Supóngase que la centrifuga tendrá un día normal de operación de 16 horas. Dado que una carga estándar se lleva a cabo en 10 minutos de centrifugado neto y aproximadamente 5 minutos entre la preparación de la carga y su descarga, se puede concluir que:

$$\text{Número de cambios de aire} = (16 \text{ horas} / \text{día}) / (0.25 \text{ horas}) = 64 \text{ cambios de aire} / \text{día de operación.}$$

#### 6.2.4 Temperaturas ambiente y de la cámara.

Supóngase que la temperatura exterior promedio será de 30 C (i.e. 86 F), y que la temperatura de la cámara de centrifugado sera de 4 C ( i.e. 39.2 F). Con estos datos consultará la tabla 13, reproducida parcialmente más adelante.

De acuerdo con dicha tabla, se tiene que el calor removido por cambios de aire es 1.69 BTU / ft<sup>3</sup>.

Entonces:

$$\text{Calor por cambios de aire} = 64 \text{ cambios} / \text{día} * 5.3078 \text{ ft}^3 * 1.69 \text{ BTU} / \text{ft}^3;$$

$$\text{Calor por cambios de aire} = 574 \text{ BTU} / \text{día de operación.}$$

Tabla 13 Calor removido al enfriar el aire a la temperatura de la cámara. (extracto) (BTU / ft<sup>3</sup>).

Temperatura de La cámara (F)	Temperatura ambiental (F)			
	85		90	
	Humedad relativa, %			
	50	60	50	60
50	1.32	1.54	1.62	1.87
45	1.50	1.73	1.80	2.06
40	1.69	1.92	2.00	2.26
35	1.86	2.09	2.17	2.43
30	2.00	2.24	2.26	2.53

#### 6.3 Carga del producto.

Este concepto es el calor que se le removerá al producto. Este dato dependerá de los siguientes factores: a) el calor específico del producto; b) las libras de producto que se manejarán; c) la temperatura del producto.

6.3.1 Calor específico. A falta del calor específico de la sangre, se utilizará el de la leche, i.e. 0.93.

6.3.2 Masa del producto. Calculando las libras de producto que se manejarán:

$$\text{Libras de producto} = 64 \text{ cargas / día} * 4 \text{ bolsas / carga} * 450 \text{ ml. de sangre / bolsa} * 1.035 \text{ Kg. / 1000 ml. de sangre};$$

$$\text{Libras de producto} = 119.2 \text{ Kg. de sangre / día} = 262.6 \text{ lb de sangre / día de operación.}$$

Por lo tanto, para bajar la temperatura de 6 C (42.8 F) a 4 C (39.2 F), se deben remover:

$$\text{Calor del producto} = 0.93 \text{ BTU / (lb-F)} * 262.6 \text{ lbs / día} * 3.6 \text{ F};$$

$$\text{Calor del producto} = 879 \text{ BTU / día de operación.}$$

#### 6.4 Misceláneos.

Dentro de este concepto se deben incluir aquellos elementos que influirán en el calor a remover dentro de la cámara, tales como: luminarias, motores, calentadores, e incluso personas. Para este proyecto, solamente se considerará el calor que produce el motor. Este calor se tomará de la tabla 14.

Tabla 14 Equivalente calorífico de motores eléctricos.

Motor HP	BTU / HP / hora		
	Carga conectada en cámara de refrigeración ‡	Pérdidas del motor fuera de la cámara de refrigeración †	Carga conectada fuera de la cámara de refrigeración ‡
1/8 a 1/2	4,250	2,545	1,700
1/2 a 3	3,700	2,545	1,150
3 a 20	2,950	2,545	400

‡ Se utiliza cuando tanto la salida útil como las pérdidas del motor sean disipadas dentro del espacio refrigerado; por ejemplo, los motores de los ventiladores que producen circulación forzada en los refrigeradores.

† Se utiliza cuando las pérdidas del motor son disipadas fuera del espacio refrigerado, mientras que el trabajo útil del motor se gasta dentro del espacio refrigerado; por ejemplo una bomba que hace circular agua fría, o un motor de ventilador localizada fuera del refrigerador y que produce circulación forzada.

‡ Se utiliza cuando las pérdidas del motor son disipadas dentro del espacio refrigerado y el trabajo útil se utiliza fuera de ese espacio. Por ejemplo, un motor dentro de un refrigerador moviendo una bomba o ventilador fuera del refrigerador.

Debido a las características de esta centrifuga, se utilizará la segunda columna, es decir:

$$\text{Calor generado por el motor} = 2,545 \text{ BTU / HP / hora} * 1 \text{ HP} * 16 \text{ horas};$$

$$\text{Calor generado por el motor} = 40,720 \text{ BTU / día de operación.}$$

### 6.5 Carga térmica total.

El calor total a remover (carga térmica), será la suma de los calores individuales:

Carga térmica = Conducción por paredes + Cambios de aire + Calor del producto + Calor del motor.

Carga térmica = 45,879 BTU / día de operación.

Carga térmica = 2,867 BTU / hora.

Comercialmente se clasifican la capacidad de los equipos de refrigeración en toneladas de refrigeración. Se define como una tonelada de refrigeración a la capacidad de remover 200 BTU / min. Si se calcula cuánto equivale esto en BTU / hora:

$$200 \text{ BTU / min.} * (60 \text{ min. / hora}) = 12,000 \text{ BTU / hora.}$$

Como en este proyecto un día de operación equivale a 16 horas, entonces:

$$\text{Carga térmica} = [45,879 \text{ BTU / día de operación} * (\text{día de operación} / 16 \text{ horas})] / 12,000 \text{ BTU / hora.}$$

Carga térmica = 0.239 toneladas de refrigeración.

### 6.6 Selección del equipo de refrigeración.

Para la selección del equipo, se utilizará la tabla 15, extraída del manual de un fabricante de equipo de refrigeración.

De acuerdo a la carga térmica total que se determinó en el inciso 6.5, i.e., 2,867 BTU / hora, se puede concluir que el equipo FACEMATIC DF - 4 puede remover el calor que se requiere para mantener la centrifuga en operación. Para conocer las dimensiones de la unidad de refrigeración se usará la tabla 16, donde el fabricante indica las medidas de la unidad. Cabe mencionar que dicha tabla es muy extensa y por ello se ha transcrito

solamente los datos más importantes. Se utilizarán las dimensiones allí indicadas para el ensamble de los diferentes sistemas en el plano de ensamble.

Tabla 15 Selección de equipo de refrigeración FACEMATIC®.

Modelo	Capacidad HP	Rendimiento		No. de motores
		BTU / hora	Kcal / hora	
DF - 1	1/4 - 1/3	1,250	315	1
DF - 2	1/3	2,725	687	1
DF - 3	1/2 - 3/4	9,975	2,514	2
DF - 4	1/3	3,145	792	1
DF - 5	1/2	3,400	857	1
DF - 6	1/2	6,310	1,590	1
DF - 8	1 1/2	18,715	4,716	4
DF - 9	3/4	9,200	2,318	1
DF - 10	1/3 - 1/2	3,090	778	1

Tabla 16 Unidad condensadora abierta enfriada por aire C-33 (1/3 H.P.) R-12.

MODELO	CILINDROS - COMPRESOR			R.P.M.	Despl. (m <sup>3</sup> / hora)	LARGO (mm)	ANCHO (mm)	ALTO (mm)	PESO Kg.
	No	Diám	Carrera						
C-33-A	2	35	26.54	550	1.68	470	350	290	34
C-33-M				615	1.88				
C-33-B				700	2.14				

A - alta (aire acondicionado) M - media (refrigeración) B - baja (congelación)

### 6.7 Válvula termostática.

El último elemento del sistema de refrigeración que es preciso seleccionar es la válvula donde se llevará a cabo la expansión del refrigerante. Para elegirla, se consideran los siguientes aspectos: a) carga térmica; b) refrigerante utilizado; c) conexiones.

A continuación se muestra en la tabla 17, la tabulación de los modelos de válvulas disponibles.

Tabla 17 Válvula termostática con igualador interno.

Modelo	Capacidad en tons. de refrigeración		Conexiones (pulgadas)	
	R - 12	R - 22	Entrada	Salida
VT - 50	0.5	0.5	1/4	1/2
VT - 100	1.0	1.0		
VT - 150	1.5	1.5	3/8	
VT - 200	2.0	2.0		5/8
VT - 300	3.0	3.0		

Considerando que la carga térmica a remover es de 0.239 toneladas de refrigeración, se concluye que se puede utilizar perfectamente la válvula VT - 50, y se escoge el Freón R - 12, por ser el más comercial. De esta tabla también se conocen los diámetros de entrada y de salida de la válvula.

#### 6.8 Breve descripción del funcionamiento del sistema de refrigeración.

Para describir cómo funciona el sistema de refrigeración se utilizará el diagrama de la figura 4. Este sistema funciona con un ciclo simple de compresión - expansión. Tal y como se indica, el sistema consiste de un compresor de 1 / 3 H.P. (A); un condensador (B); un ventilador (C); un receptor (D); la válvula de expansión termostática (E); el evaporador (F); y la tubería por donde circula el refrigerante y que conecta los elementos anteriormente descritos.

En operación, llega el refrigerante a temperatura alta (vapor), al compresor y éste lo bombea aumentando su presión forzándolo a través del condensador. Este condensador enfría al refrigerante mediante la convección forzada que el ventilador produce. Este cambio de temperatura hace que el vapor se fije manteniendo su presión alta y se acumule en el receptor. Después el refrigerante líquido es expansionado a través de la válvula controlada termostáticamente. Esto se logra mediante un cambio súbito de diámetro, con este aumento del diámetro se provoca una pérdida de presión. Se denomina a la válvula "controlada termostáticamente", debido a que a través de un tubo capilar se influye en su operación al proporcionarle retroalimentación de la presión medida a la salida del evaporador y otro tubo con un bulbo le indica la temperatura en ese mismo punto. Con estos datos, la válvula automáticamente varía el orificio de expansión y con ello regulando el flujo de refrigerante que se alimenta al evaporador. A la salida de la válvula, el refrigerante se encuentra en estado líquido y baja presión, por lo que baja a través del evaporador por acción de la gravedad. El evaporador es elemento que lleva a cabo el retiro del calor de la cámara de centrifugado para lo cual se le enrolla alrededor de la cámara aumentando así el área de contacto del tubo con la cámara. Debido al calor que retira de la cámara y que absorbe el evaporador, el refrigerante cambia de fase a vapor a baja presión. Este vapor fluye hacia la entrada del compresor por ser el punto de menor presión y comenzando el ciclo una vez más.

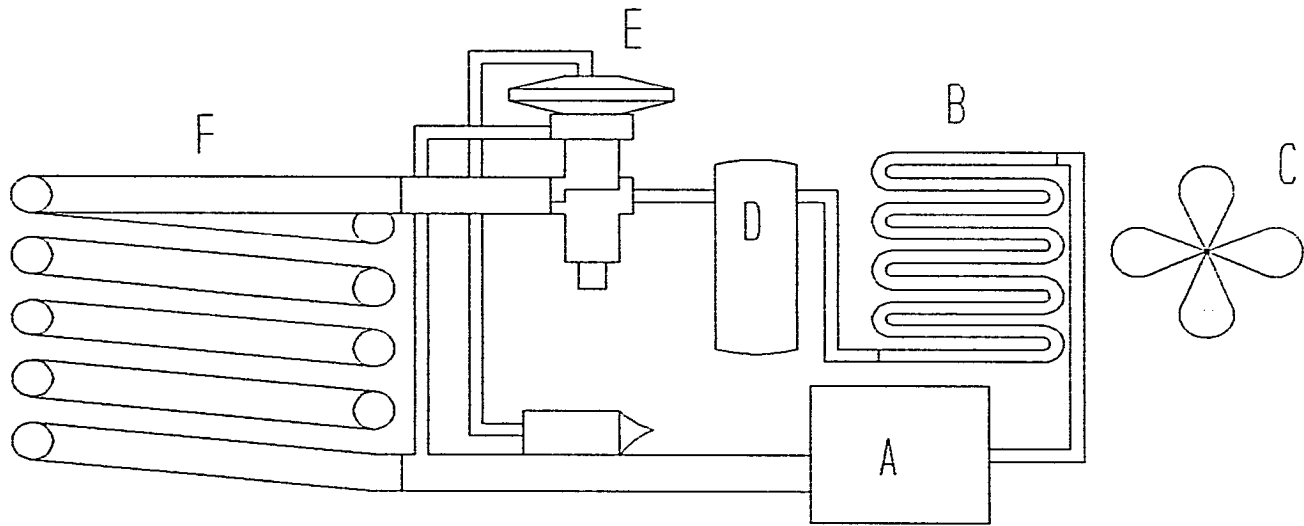


Figura 4 Esquema del sistema de refrigeración.

**Notas al capítulo**

- (1) cf. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. 1-P Edition. 1989  
ASHRAE Handbook Fundamentals. 1791 Tullie Circle N.E. Atlanta GA. 30329. Páginas 26.1 - 26.48.
- (2) cf. Frank Kreith. Principios de transferencia de calor. Herrero Hermanos, Sucesores, S.A. México. 1970.  
1a. edición en español. Página 26.
- (3) cf. ídem. Tabla A-2. Propiedades físicas de algunos no metales. Página 646.



## VII. Sistema de medición, control y seguridad.

Para el fácil manejo de la centrifuga, se decidió integrar la totalidad de los mandos y medidores de la operación de la misma en un panel de control. A continuación se discuten los diferentes elementos que brindarán información al usuario, le permitirán operar la máquina y proporcionarán la mayor seguridad posible.

### 7.1 Medición de la velocidad.

Para indicar al usuario la velocidad angular de la centrifuga se utilizará un tacómetro digital de cuatro dígitos. Dicho tacómetro se seleccionó del manual de Boston Gear  $\otimes$  (1). Dado que el voltaje de operación es de 115 V,

se eligió el tacómetro DPT-1 con el código 60260. Este tacómetro se alimenta con señales de pulsos originadas mediante un elemento magnético encapsulado en un pequeño engrane instalado en la flecha, entre el acoplamiento y la cámara de centrifugado, (2). Al girar, provoca en cada vuelta un impulso magnético que se registra en un amplificador instalado alrededor de este engrane. La señal amplificada se envía al tacómetro y éste convierte dicha señal en una salida de LED de cuatro dígitos.

Para seleccionar el tamaño del amplificador sólo es necesario conocer la clasificación NEMA del motor. Como el motor de la centrífuga es 56CZ, entonces se eligió el número de catálogo MPA56C con el código 60254.

Las dimensiones del amplificador instalado en el motor se pueden ver en el plano 10.

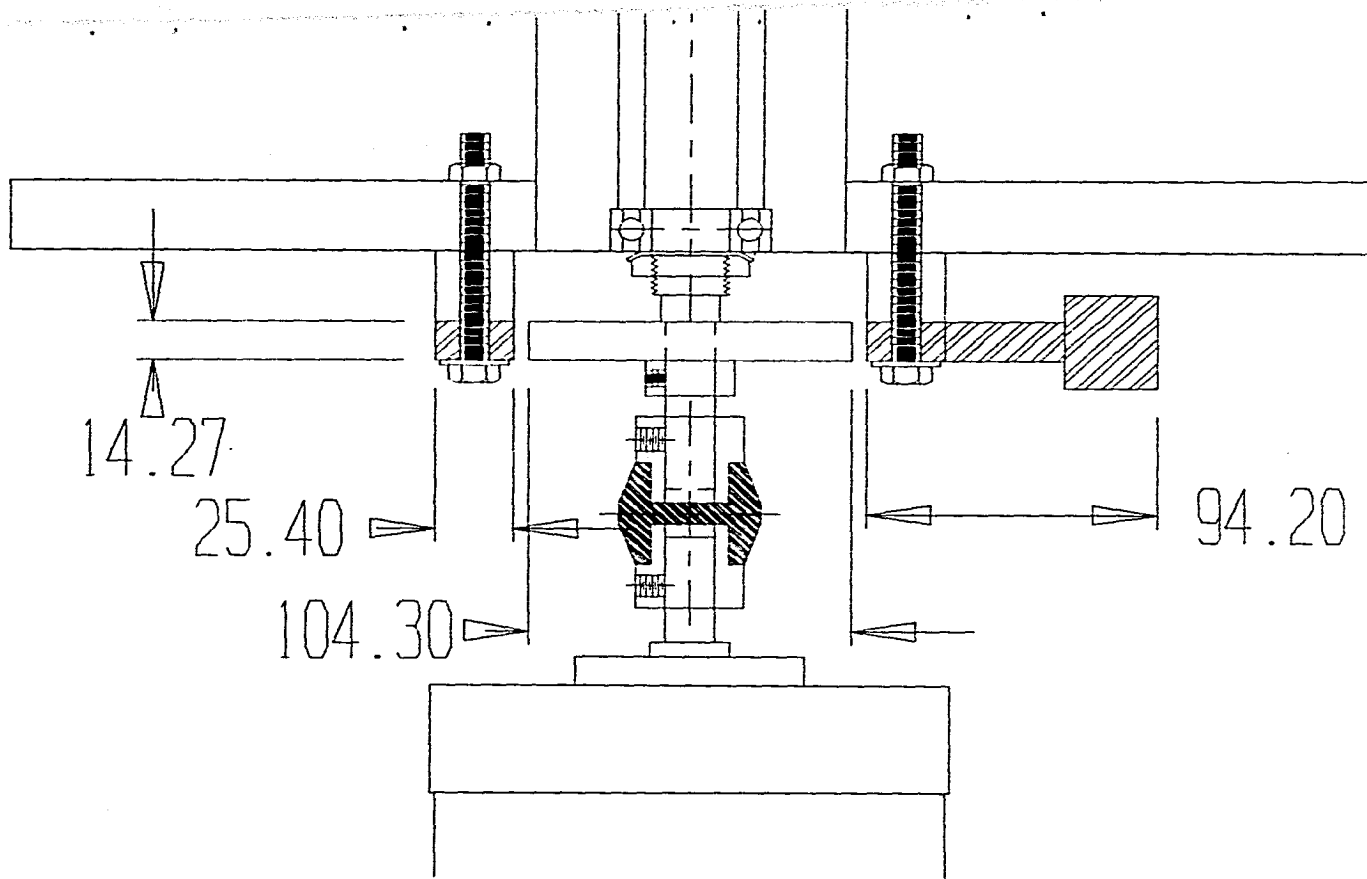
### 7.2 Controlador del motor.

Para regular la velocidad y aceleraciones del motor, se decidió utilizar un controlador SCR, marca Ratiotrol  $\otimes$ , recomendado por el fabricante del motor, y disponible en el mismo catálogo. En la tabla 18 se reproducen las especificaciones estándares del controlador.

Tabla 18 Especificaciones del controlador del motor.

Marcas	Voltaje de entrada	No. de catálogo	Código de artículo	Características
Ratiotrol $\otimes$	115 V (60/50 Hz.)	VEL 100D-6A	60198	Encendido/apagado frenado dinámico

El frenado dinámico consiste en que al apagar el motor, éste no se detendrá en seco, sino que se suavizará su frenado. El frenado se inicia mediante la desconexión de la armadura de la fuente de corriente directa y se la reconecta a un arreglo de resistencias. El motor de corriente directa así conectado funciona como un generador, disipando la energía cinética de la armadura y de la carga a través de la resistencia.



Plano 10 Dimensiones del amplificador del tacómetro.

Se utilizarán las opciones que ofrece el fabricante para que sean integradas al controlador y hagan más eficiente la operación de la máquina. Para que sean integrados basta indicarle al fabricante qué opciones se desean añadiendo los códigos establecidos en su catálogo. (3).

### 7.3 Equipo de control remoto.

Normalmente, el controlador tiene en su panel frontal los mandos de operación del motor, por ejemplo, el botón de arranque, el botón de paro, y el potenciómetro que ajusta la velocidad. Esta opción consiste en el cambio de la tapa estándar del controlador por una tapa sin mandos y en la adición de un mando remoto que se colocará en el panel de control de la centrifuga. Este mando se conectará mediante cables al controlador del motor. Esto se le indica al fabricante mediante la opción 6A, de acuerdo a su catálogo.

### 7.4 Control de aceleración y desaceleración.

Dada la presente aplicación, se decidió incluir en el controlador la opción de aceleración y desaceleración lineal. Esta opción, mediante el ajuste de un potenciómetro, permite establecer el tiempo que tardará el motor en llegar a una nueva velocidad que se haya cambiado en la perilla de velocidad, ya sea ésta mayor o menor a la actual. Tal cambio de velocidad se efectúa linealmente en función del tiempo. Es efectiva al hacer un cambio en la velocidad en cualquier momento, no sólo al encender el motor. El intervalo de tiempo va desde 1 hasta 30 segundos. Este aditamento permitirá que sean más suaves los cambios de velocidad durante el centrifugado, y se indica al fabricante mediante la opción 17, y con el código 50161. Es importante recordar en este momento que los tiempos de centrifugado que se indican en la tabla I corresponden al tiempo efectivo a velocidad constante, por lo que será necesario tomar en cuenta el intervalo de tiempo que tardará el motor en alcanzar la velocidad allí indicada.

### 7.5 Velocidades programadas

Mediante esta opción, es posible establecer en el mando remoto las velocidades que serán más utilizadas para que sean claramente señaladas en el potenciómetro del panel y el operador las seleccione cómodamente. Esta

opción también permite informar al fabricante si se tienen instrumentos que ayudarán al control del motor tales como interruptores o contactos automáticos, relojes o señales diversas.

En este caso, simplemente se establecerán las velocidades más comunes para el centrifugado sanguíneo, i.e., 2,400, 2,600, y 2,800 r.p.m. Por supuesto, queda la posibilidad abierta de sofisticar aún más la centrifuga, incluyendo otras velocidades, o con elementos adicionales de control tales como un reloj que aplique el tiempo necesario la velocidad adecuada. Incluso puede pensarse en un programa completo que vaya aplicando las velocidades y aceleraciones sucesivamente y permita la obtención de distintos componentes a partir de sangre entera.

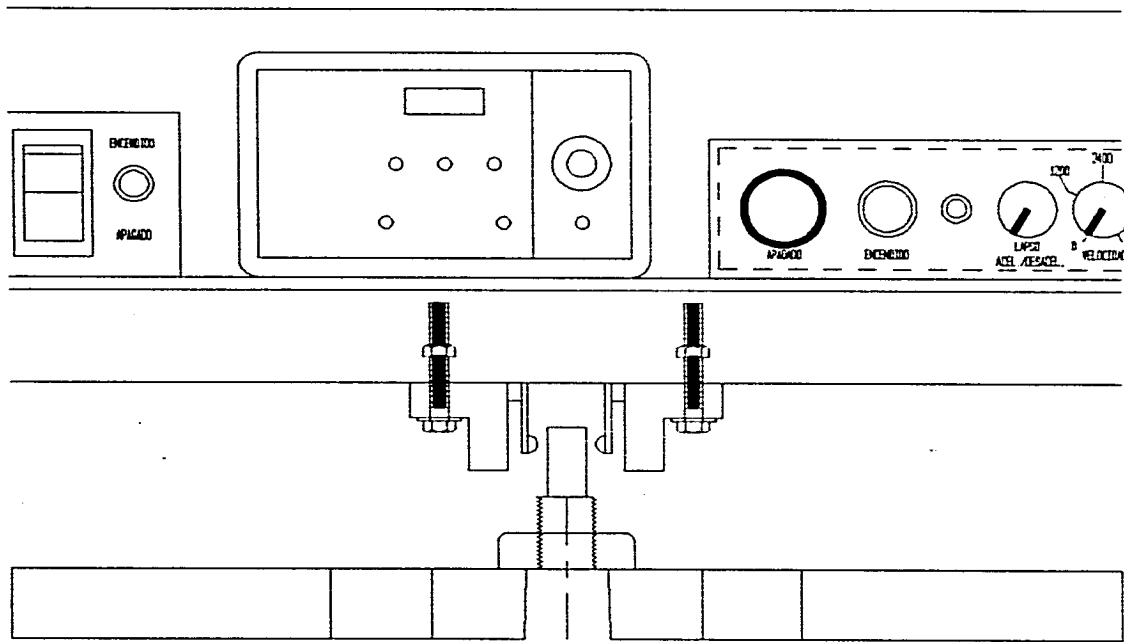
#### 7.6 Paro por desbalanceo excesivo.

Tal y como se dijo en el punto de selección del acoplamiento, se admitirá un desbalanceo de hasta cincuenta gramos entre polos opuestos. Se diseñará un dispositivo que detecte cuando dicho desbalanceo sea excesivo y que pare el motor de inmediato. Para efectuar el paro, se requiere que el controlador cuente con un contacto que rompa el circuito cuando el exceso de desbalanceo sea detectado. El controlador puede contar con la opción de incluir contactos auxiliares, uno normalmente abierto y otro normalmente cerrado. Se utilizará el contacto normalmente abierto para que el dispositivo de detección ponga este contacto a tierra y con ello el motor reciba la orden de pararse. Dicha opción se indica con el número 12 y el código 60271.

Para la detección del desbalanceo excesivo se hará uso de cuatro interruptores colocados en la tapa de la cámara centrifuga. Dado que la flecha experimentará una oscilación al presentarse el desbalanceo los interruptores cerrarán el contacto auxiliar normalmente abierto y esto provocará el paro del motor. Favor de observar el plano H para ilustrar el ensamble del mecanismo arriba descrito.

#### 7.7 Bloqueo de la compuerta de acceso a la cámara de centrifugado.

Dadas las altas velocidades que se alcanzan en la centrifuga, es peligroso que por descuido o negligencia se pudiera abrir la compuerta de acceso durante el proceso de centrifugado. Por esta razón conviene utilizar un



Plano 11 Detalle del sistema de paro  
por desbalanceo.

dispositivo que mantenga cerrada dicha compuerta hasta que la velocidad de rotación baje a niveles seguros. Para establecer un control de esta naturaleza es recomendable recurrir a la electrónica.

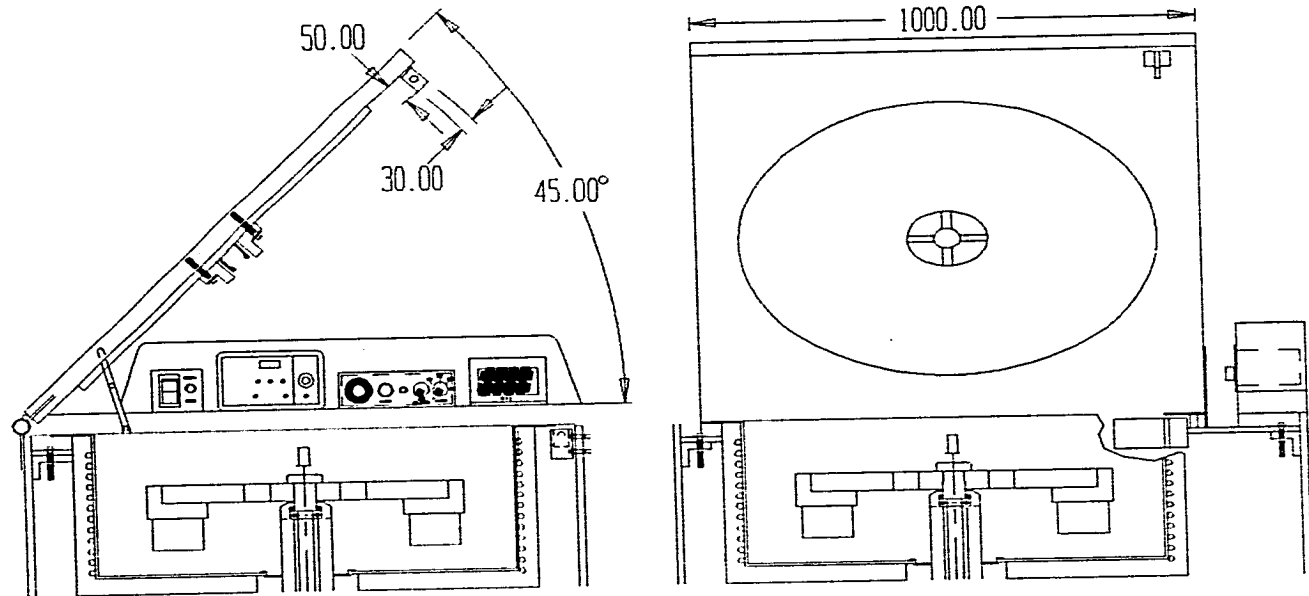
Como primer elemento de seguridad se colocará un interruptor en serie con el controlador del motor que no permita que el motor arranque si la tapa de la cámara de centrifugado no se encuentra cerrada por completo. Adicionalmente se colocará un candado eléctrico accionado con un solenoide en la tapa de la cámara. Dicho candado se cerrará al accionar el motor de la centrifuga. Este candado permanecerá cerrado hasta que se alcance una velocidad de rotación segura para el usuario, digamos de 60 rpm (Hz). A esta velocidad se le llamará velocidad de apertura.

Para abrir el candado se utilizará un circuito electrónico que disparará la orden al candado de abrir al detectar que la rotación de la flecha ya alcanzó la velocidad de apertura. Este circuito se activará cuando el interruptor el controlador reciba la orden de paro. Al activarse se comienza la cuenta de un reloj que permitirá hacer comparaciones a intervalos de un segundo. Al alcanzar el reloj el valor de un segundo se hace la comparación del valor de la velocidad que se registra en el tacómetro convertido en voltaje con un voltaje que indica la velocidad de apertura. Si el valor actual del voltaje del tacómetro es menor o igual al voltaje comparado entonces se disparará la señal de que el candado se abra y se desconecte el circuito. Por otro lado, si el valor del voltaje actual es mayor al voltaje comparado, entonces el reloj se regresa a cero y se comienza el ciclo de nuevo.

Puede observarse la disposición de este sistema en el plano I2.

#### 7.8 Indicador de la temperatura en la cámara de centrifugado.

Para indicar al usuario la temperatura a la cual se encuentra la cámara de centrifugado, se buscó algún equipo que no solamente permitiera la lectura de esta variable sino que además avisara si la temperatura subía a niveles indebidos.



Plano 12 Detalle del sistema de bloqueo.



Se encontró un monitor de temperatura y energía en el manual de la marca Jewett®. Este instrumento está diseñado para mostrar la temperatura y avisar en caso de fallas en el suministro de energía eléctrica, de forma que asegure una temperatura controlada en el sitio que sea colocado.

A continuación, en la tabla 19 se reproduce la tabla de selección así como las medidas del monitor.

Tabla 19 Modelos de monitores de temperatura y energía eléctrica Jewett®.

Modelo	Descripción	Voltaje	Medidas
DTPM 1000-1B DTPM 1000-2A	Estándar, rango de 1C a 6C. Sonido en caída y aumento de temperatura.	115-60-1 220-50-1	Alto = 125 mm
DTPM 1001-1B DTPM 1001-2A	Especial, rango de 1C a 10C. Sonido en caída y aumento de temperatura.	115-60-1 220-50-1	
DTPM 3000-1B DTPM 3000-2A	Estándar, ajustado a -20C. Sonido al aumentar.	115-60-1 220-50-1	Ancho = 210 mm  Espesor = 70 mm
DTPM 3001-1B DTPM 3001-2A	Especial, ajustado a -10C. Sonido al aumentar.	115-60-1 220-50-1	

Convenientemente, se incluyen en el aparato cables para conectar el monitor al dispositivo de medición, se instalará el monitor junto con los demás mandos en el panel de control. Estos monitores se encuentran equipados con una batería alcalina de 9 voltios. En el evento de una falla de energía, el monitor continuará en operación durante aproximadamente 2 horas. Bajo condiciones normales, el fabricante recomienda reemplazarla anualmente o cuando señal de audio de batería baja se accione.

#### 7.8.1 Descripción de las diversas condiciones de operación.

Operación normal: Cuando la temperatura es segura, la alimentación de energía es normal, el voltaje de la batería de respaldo es normal, entonces la pantalla está prendida, el LED verde está prendido y la señal auditiva permanece en silencio.

Fallo de temperatura: Si se detecta una temperatura indebida, la señal de audio funcionará, el LED verde de condición segura se apagará y se prenderá el LED de temperatura alta o baja según sea el caso.

Fallo de energía: En el caso de que falle la energía eléctrica, el monitor DTPM continuará midiendo la temperatura mediante la "batería de respaldo". Sin embargo, la pantalla se apagará y se accionará una señal audible junto con el LED de temperatura segura hasta que se alcance una temperatura indebida. Cuando esto ocurre, se accionará la condición de fallo de temperatura arriba descrita.

## Notas al capítulo

- (1) cfr. BOSTON Gear © INCOM INTERNATIONAL INC. FULL LINE STOCK PRODUCTS CATALOG  
No. 100. 14 Hayward Street, Quincy Massachusetts 02171. 1985 UPC Industrial Code Number 7817111.  
Sección F85.
- (2) cfr. ídem. Sección F86.
- (3) cfr. ídem. Secciones F37-F46.

#### VIII. Estructura y ensamble.

En esta parte de la tesis se procederá a diseñar los elementos de la estructura más importantes y se buscará una forma de acomodar de una forma aceptable los diferentes sistemas descritos previamente.

Cabe mencionar que el diseño de los armazones o bastidores de las máquinas es complejo, (1), y por lo regular cuando son críticos se diseñan con la asistencia del análisis de elemento finito por computadora. Además se suelen utilizar técnicas de análisis de tensiones para verificar los diseños.

Como material utilizado para el armazón se escogerá lámina de acero inoxidable.

### 8.1 Barras del sistema de suspensión.

El elemento crítico del armazón son las barras que conectan al sistema de suspensión con el armazón rígido de la máquina. Al soportar las fuerzas generadas por los resortes se deduce que serán sometidas a un esfuerzo similar a una viga en cantilever, tendiendo a flexionarse. En la tabla 20 se muestran los parámetros aceptables de flexión (2).

**TABLA 20 DEFLEXIÓN ACEPTABLE A CAUSA DE FLEXIÓN.**

Parte de una máquina en general.	0.000 5 a 0.003	pulg. / pulg.
Precisión moderada.	0.000 01 a 0.000 5	pulg. / pulg.
Alta precisión.	0.000 001 a 0.000 01	pulg. / pulg.

En el caso de las barras de soporte al sistema de suspensión, se puede pensar que su función no requiere de alta precisión y ni siquiera de precisión moderada, por lo cual se podrán utilizar los parámetros de una parte de máquina en general. La deflexión de una viga sometida a flexión, (3), se calcula con la fórmula:

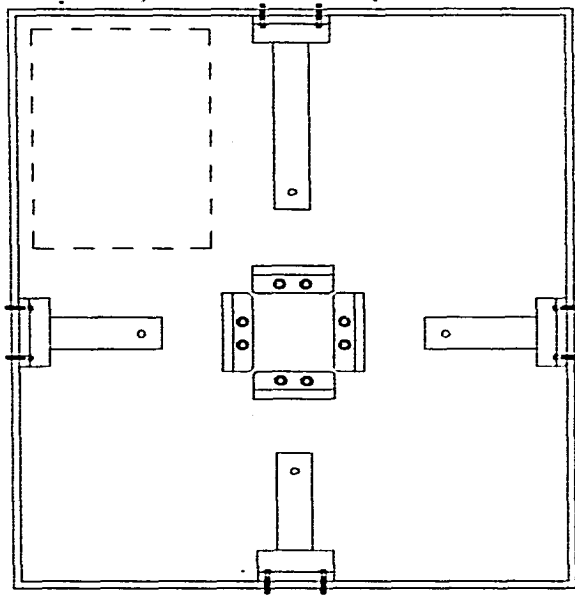
$$y = (PL^3) / (KEI); \text{ donde:}$$

P es la fuerza cortante actuando en la viga; L es la longitud de la viga; E es el módulo de elasticidad del material de la viga; K es una constante que depende de la forma en que se soporta la viga; e I es el momento de inercia del área transversal de la viga.

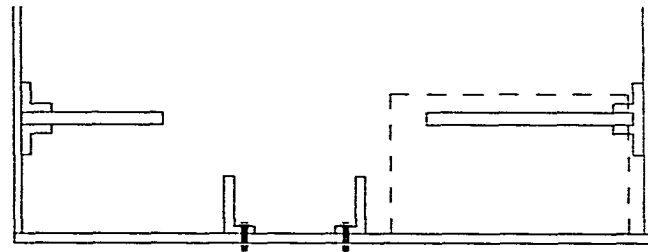
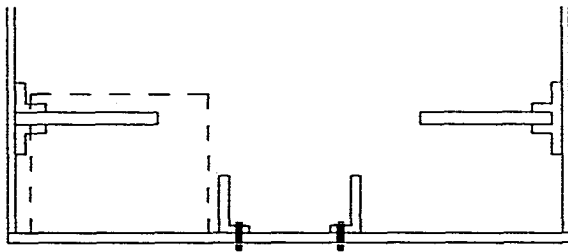
En el caso particular de las barras se tiene un arreglo de viga en cantilever, tal y como se aprecia en el plano 13, y por ello el factor K es igual a 3, (4).

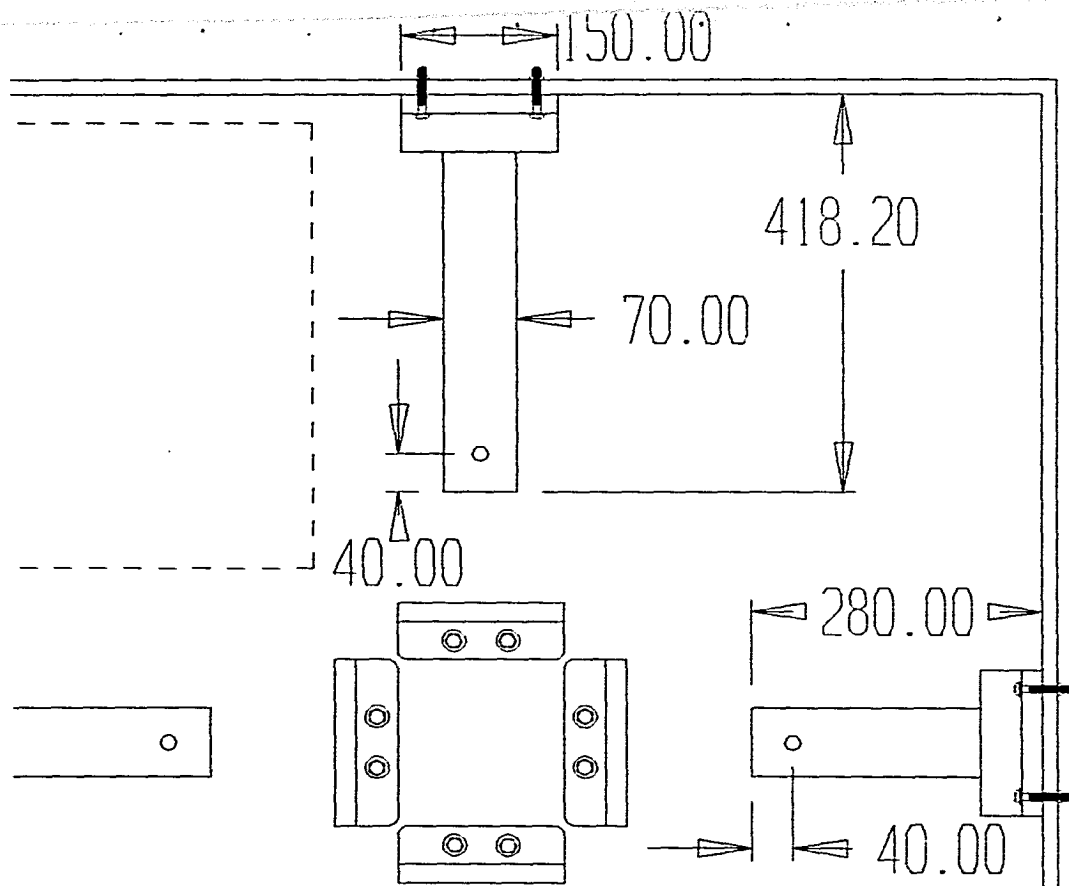
En el plano 14 se pueden apreciar las dimensiones de las barras. Estos datos serán utilizados más adelante.

ESTA FESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA



Plano 13 Arreglo de barras  
de soporte del sistema  
de suspensión.





Plano 14 Dimensiones de las barras de suspensión.

De la sección 5.2 se sabe que la fuerza máxima que soportarán los resortes es de 1,252 N y del plano 14, se conocen las dimensiones de las barras.

Recordando que el momento de inercia de una superficie rectangular es igual a:

$$I = (bh^3)/12;$$

Sustituyendo en la fórmula de la deflexión se tiene:

$$y = (-1,252)[(220 \times 10^{-3})^3] / [3(207 \times 10^9)(70 \times 10^{-3})(25 \times 10^{-3})^3/12]$$

$$y = 2.36 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.00927 \text{ pulgadas};$$

Para comparar este valor con las deflexiones permisibles es necesario transformar la longitud de la barra a pulgadas. Por tanto:

$$L = 220 \text{ mm} = 8.66 \text{ pulgadas.}$$

Al dividir la deflexión entre la longitud se tiene:

$$\text{Deflexión} = 0.00927 / 8.66 = 0.001071 \text{ pulgadas / pulgadas.}$$

Como se ve, el valor obtenido se encuentra dentro del rango permisible de las partes de una máquina en general.

Repitiendo los cálculos con la barra posterior se obtiene un valor de deflexión de:

$$\text{Deflexión} = 0.000283 \text{ pulgadas / pulgadas.}$$

Este valor también califica dentro de los valores permisibles de deflexión. Si este no hubiera sido el caso, entonces se hubiera tenido que modificar la geometría de las barras, para obtener un valor adecuado de deflexión acortando el largo de los travesaños o bien poniendo una relación diferente entre ancho y alto de la superficie transversal. Otras opciones serían apoyar de forma diferente los travesaños de forma tal que el factor K fuera diferente o bien utilizar otros materiales.



En el plano VIII.1, se indican los cuatro ángulos situados a los lados del motor y fijos al bastidor, cuya función es evitar que el oscilamiento del sistema motriz pudiera dañar al resto de los sistemas.

### 8.2 Bastidor general.

El bastidor general de la máquina se pretende que sea muy parecido al que contiene a las máquinas lavadoras. Este bastidor está hecho de acero y normalmente se le imprimen ciertos dobleces que mejoran su rigidez y que permiten acoplar los diferentes elementos de la máquina. En este trabajo de tesis no se abundará en este tema, sin embargo pueden observarse las tres vistas principales de la máquina en el plano 15.

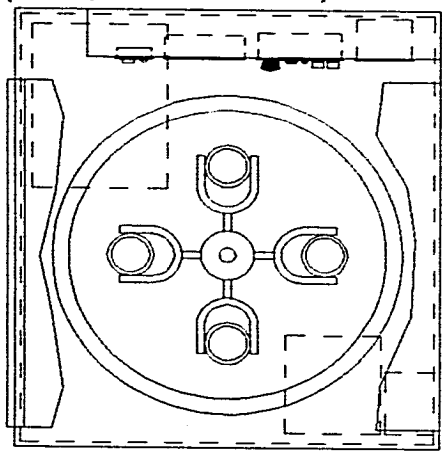
Como se observa en dichas vistas se ha destacado con línea punteada el espacio donde se alojará el sistema de refrigeración. Adicionalmente se indica en la vista frontal y lateral el controlador del motor y el transformador que requiere el motor. A continuación se comentarán los aspectos relevantes de cada una de las vistas.

### 8.3 Vista superior.

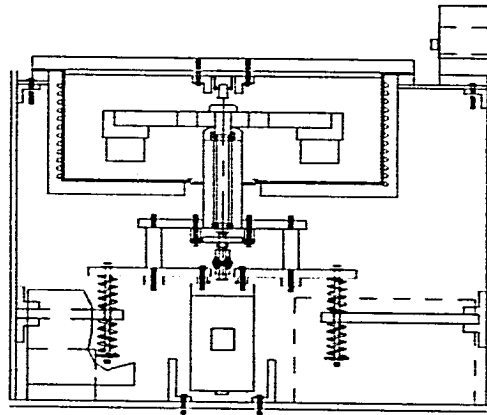
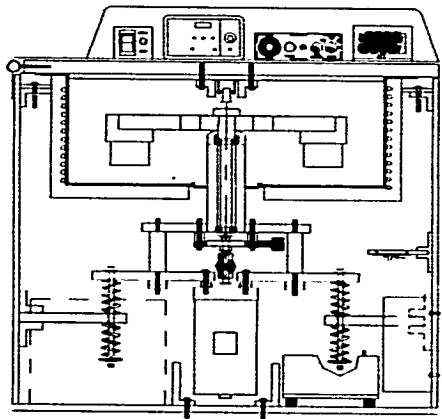
La vista superior aislada se observa en el plano 16. En esta vista se muestra la tapa seccionada para observar el interior de la cámara de centrifugado. Se observan las dimensiones de la tapa así como el ancho y el fondo de la máquina. Adicionalmente, se puede observar el ancho del panel de control así como en línea punteada las dimensiones internas del tacómetro, del controlador del motor, del medidor de temperatura y del interruptor principal.

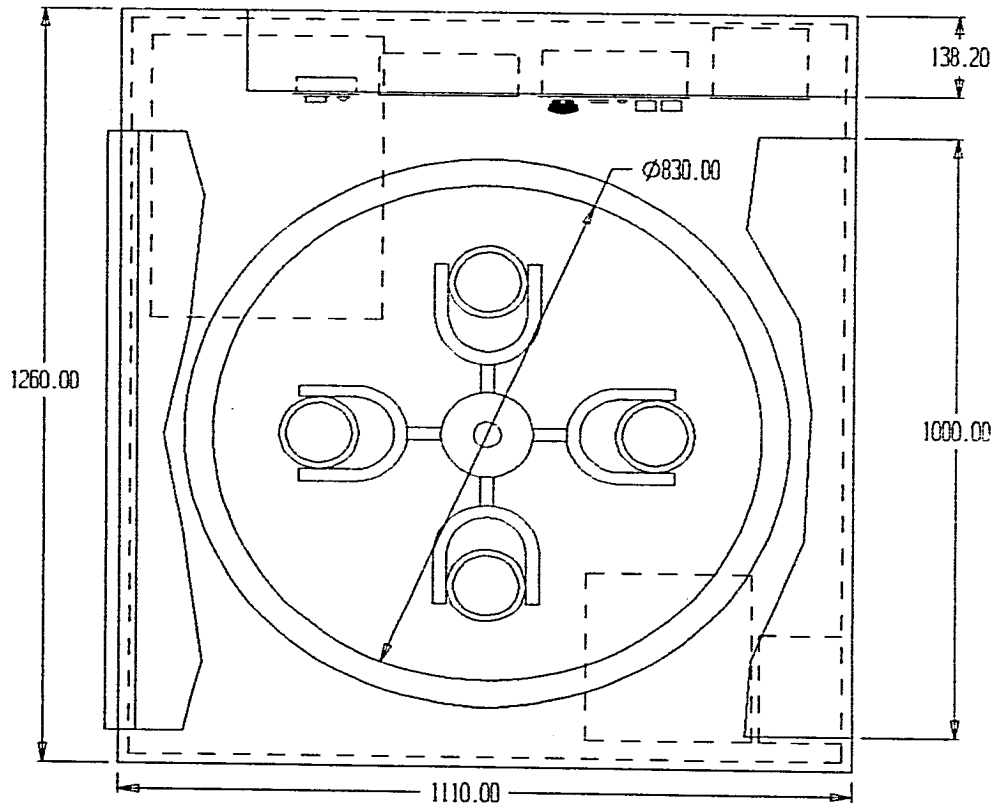
### 8.4 Vista frontal.

Esta vista se aprecia aislada en el plano 17, cabe destacar que se muestran seccionamientos en el transformador del motor para mostrar el sistema de suspensión. En la parte derecha inferior con líneas punteadas se indica el espacio ocupado por el sistema de refrigeración. Alrededor de la cámara de centrifugado se puede ver el serpentín por donde circula el refrigerante para mantener enfriada la cámara.

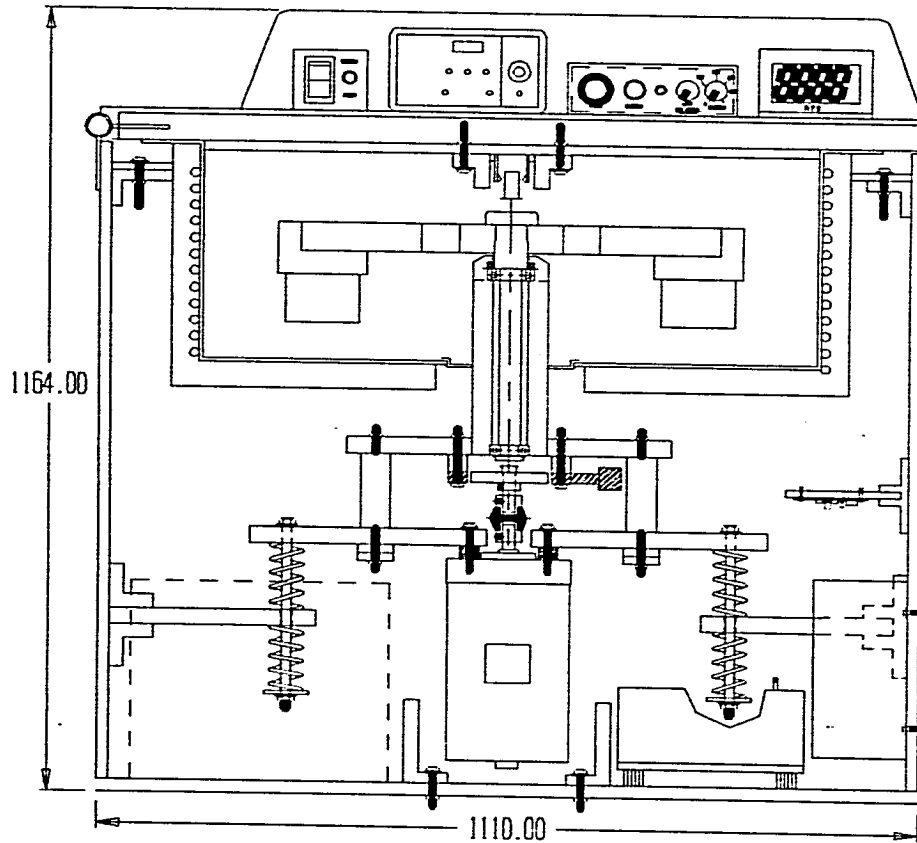


Plano 15 Vistas principales del  
ensamble general.





Plano 16 Vista superior ensamble general.



Plano 17 Vista frontal ensamble general.

Este serpentín se encuentra aislado por una capa de fibra de vidrio tal y como se estableció en el capítulo de refrigeración. Cabe también destacar el sello en la parte inferior de la cámara. Este sello se propone que sea fabricado de hule o algún material resilente y flexible, dado que es necesario que se acomode a las oscilaciones del eje motriz

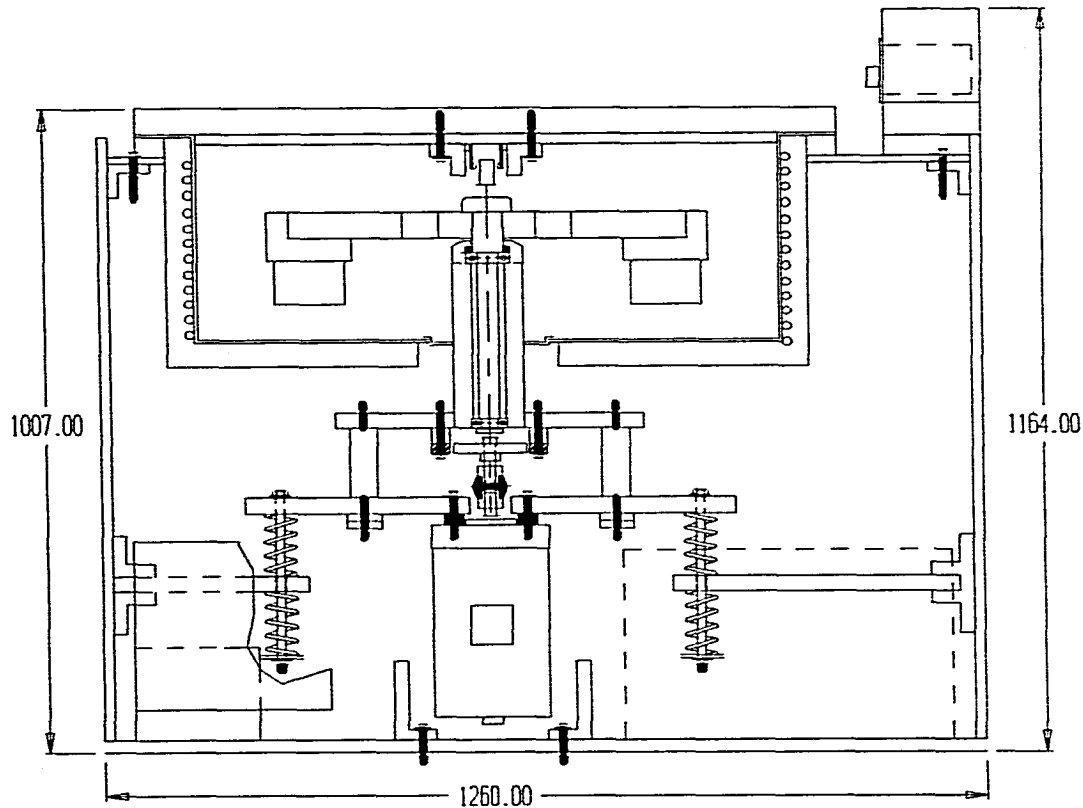
En la parte superior se puede apreciar la bisagra de la tapa de la cámara de centrifugado. Esta bisagra abarca toda la extensión de la tapa. Se propone detener la tapa mediante unas varillas conectadas mediante un perno tal y como se indicó en el plano 15.

En la parte inferior se muestra un corte en el controlador del motor de forma que pueda apreciarse el arreglo del sistema de suspensión.

#### 8.5 Vista lateral.

Esta vista se presenta en el plano 18 , y en el lado derecho se puede apreciar un entrepaño donde se piensa alojar los elementos de control mencionados en el capítulo VII. En este espacio se atornillarían los circuitos impresos con los elementos utilizados para comparar las velocidades del tacómetro.

De la misma manera que en la vista descrita anteriormente se ha dibujado la vista lateral con un corte en el transformador del motor para apreciar el sistema de suspensión.



Plano 18. Vista lateral ensamble general.

## Notas al capítulo

- (1) cfr. Robert L. Mott, P.E. , Diseño de elementos de máquinas. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. México. 1992. Segunda edición. Página 756.
- (2) cfr. ídem. Página 758.
- (3) cfr. ídem. Páginas 759-761.
- (4) cfr. Beer & Johnston. Mecánica de Materiales. México. McGraw-Hill. 1982. Página 598.

## **IX. Conclusiones.**

A través de este trabajo se pueden rescatar las siguientes conclusiones:

### **9.1 Resultado del diseño.**

El resultado final del diseño cumple con los objetivos planteados en el capítulo II de la tesis. A través de los capítulos III a VIII se han documentado los cálculos y procedimientos teóricos utilizados para que los diferentes sistemas cumplan con los objetivos enunciados al comienzo. Dichos procedimientos han variado desde la



selección del equipo existente en el mercado hasta el dimensionamiento de elementos que deberían ser maquinados en un taller para su uso específico en el proyecto.

### 9.2 Metodología utilizada.

Se concluye que la división de la máquina en los diferentes sistemas y su posterior integración facilita el avance y el enfoque a las posibles soluciones de los problemas. El impulso "a priori" es el de resolver todos los problemas al mismo tiempo o empezar del casearón exterior hacia el interior, sin embargo esto es poco eficiente y por lo tanto hace falta organizar el problema grande en un conjunto de problemas pequeños y más manejables.

### 9.3 Caso práctico.

Este trabajo comenzó como un proyecto de la materia de Diseño de Máquinas en el noveno semestre, y por la complejidad que implica es que pudo ser utilizado como materia de tesis profesional. Sin embargo, a pesar de que durante un semestre no fue posible terminarlo, el resultado final puede servir como un caso práctico de aplicación del proceso de diseño.

### 9.4 Relevancia del diseño.

A través del trabajo, se puede afirmar que el diseño engloba conocimientos de muchas materias de Ingeniería tales como: Resistencia de materiales, Dibujo Técnico, Computación, Electrónica, Electricidad y Magnetismo, y Elementos de Control Automático, por citar algunas. Este conocimiento se complementa con las soluciones que los fabricantes y el mercado en general ofrecen, así como con la creatividad del ingeniero, el cual decide cómo resolver los problemas que se le presentan. Este aspecto del diseño es fácilmente aceptado al ser escuchado, pero al enfrentarse a los problemas que presenta un diseño es que se comprende completamente.

### 9.5 La computadora como herramienta.

Cada día se encuentran nuevas aplicaciones para la computadora y la Ingeniería es una de las disciplinas humanas que se ha visto más favorecida con su uso. Con dicha máquina se pueden obtener en segundos cálculos

complejos o bien generar documentos (informes o dibujos técnicos), con una precisión y rapidez que humanamente costaría demasiado trabajo igualar. Gracias a esto la mente puede ocuparse más del criterio y de la evaluación de resultados que de la operatividad de los mismos. Seguramente en la medida que el tiempo transcurra se verá con cada vez menor asombro cómo la computadora va ampliando su margen de contribución a la Ingeniería. En este trabajo se utilizaron un Procesador de Texto, Hoja de Cálculo y un paquete de CAD (Computer Assisted Design).

#### 9.6 Siguientes pasos.

El fin del proceso de diseño depende del criterio del diseñador, por lo que es necesario acotar en algún punto el alcance del trabajo. Este límite se estableció en el capítulo II, y se decidió dejar solamente en papel una solución factible para el problema en cuestión. Sin embargo, en este punto se pretende enunciar los pasos subsecuentes que se pueden vislumbrar para el avance de este proyecto pero que fueron dejados fuera del alcance de la tesis.

##### 9.6.1 Mercado.

Desde el punto de vista económico, sería preciso determinar si existe un mercado potencial para este producto. Si existe, entonces se tendría que cuantificar el volumen de la demanda esperada así como el precio que lo haría atractivo al segmento de mercado objetivo. Estos dos datos influirían necesariamente en las opciones ya que los costos de los elementos limitan el margen de maniobra del diseñador. Sin embargo, la elección de los elementos documentados en la tesis se hizo con el criterio de no utilizar ninguno que hiciera que el costo de la máquina fuera excesivo.

##### 9.6.2 Modelo a escala y prototipo.

Se procedería opcionalmente a fabricar un modelo a escala para comprobar el funcionamiento de los sistemas y detectar problemas potenciales. Posteriormente forzosamente se procedería a construir un prototipo con elementos a la escala normal y con todas las características de un equipo listo para venderse.

En este prototipo sería probado a condiciones límite para observar su desempeño y seguramente de estas pruebas surgirían recomendaciones y cambios o mejoras al diseño.

#### 9.6.3 Vibración.

La vibración generada por la máquina es preciso analizarla y controlarla. Este problema no es un sencillo y generalmente requiere del Análisis de Elemento Finito para simplificar su análisis teóricamente y predecir sus efectos. Una vez analizada, se procedería a aislar los efectos nocivos al desempeño de la máquina igualmente de forma teórica. Sin embargo, la mejor forma de entender los efectos vibratorios indeseables y de optimar el aislamiento de los mismos se verificarían en las pruebas del prototipo.

#### 9.6.4 Estética.

Desde el punto de vista estético, es necesario darle un aspecto adecuado y cuidar los detalles externos tales como los colores de la cubierta, el instructivo, y el embalaje, por mencionar algunos.

## Bibliografía.

- AMERICAN ASSOCIATION OF BLOOD BANKS. Technical Manual of the American Association of Blood Banks. 1117 North St. Suite 600, Arlington Virginia, 22209. Editor Frances K. Widmann, MD. 1985. ISBN 0-915355-06-X.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. 1-P Edition. 1989 ASHRAE Handbook Fundamentals. 1791 Tullie Circle N.E. Atlanta GA. 30329.
- BAUMEISTER, Theodore. Mark's Handbook of Mechanical Engineers. Estados Unidos. McGraw-Hill Books Company. 1978. (8a edición).
- BEER & JOHNSTON. Mecánica Vectorial para Ingenieros. Dinámica. México. McGraw-Hill. 1987. (Cuarta edición).
- BEER & JOHNSTON. Mecánica de Materiales. México. McGraw-Hill. 1982.
- BOSTON GEAR & INCOM INTERNATIONAL INC. Full-line stock products catalog No. 100. 14 Hayward Street. Quincy Massachusetts 02171. 1985. UPC Industrial Code Number 7817111. Sección F124.
- DAWES, Chester L. Tratado de electricidad I. Corriente continua. México. Ediciones G. Gili, S.A. de C.V. 1986. (1ª tirada) Tomo primero.
- DEUTSCHMAN, A.D., MICHELS, A.W., WILSON, C.E. Diseño de máquinas. Teoría y práctica. México. CECSA. 1987. (Segunda impresión) Tabla A-6.
- KREITH Frank. Principios de transferencia de calor. Herrero Hermanos, Sucesores, S.A. México. 1970. 1a edición en español.
- MOTT, Robert L. P.E. Diseño de elementos de máquinas. México. Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1992. (Segunda edición).
- SHIGLEY, Joseph E. Y MITCHELL, Larry D. Diseño en Ingeniería Mecánica. México. McGraw-Hill. 1986. (Cuarta edición).

## Índice de planos.

	Página.
Plano 1 Dimensiones del motor.	21
Plano 2 Dimensiones del acoplamiento flexible.	31
Plano 3 Dimensiones de la flecha.	33
Plano 4 Dimensiones del cilindro centrador.	35
Plano 5 Ensamble de flecha, cilindro, rodamientos y sello.	36
Plano 6 Dimensiones de la cubeta.	37
Plano 7 Dimensiones del cabezal	39
Plano 8A Dimensiones del sistema de suspensión.	53
Plano 8B Dimensiones de los resortes.	54
Plano 9 Dimensiones del arreglos de travesaños.	55
Plano 10 Dimensiones del amplificador del tacómetro.	69
Plano 11 Detalle del sistema de paro por desbalanceo.	72
Plano 12 Detalle del sistema de bloqueo.	74
Plano 13 Arreglo de barras de soporte del sistema de suspensión.	80
Plano 14 Dimensiones de las barras de suspensión.	81
Plano 15 Vistas principales del ensamble general.	84
Plano 16 Vista superior ensamble general.	85
Plano 17 Vista frontal ensamble general.	86
Plano 18 Vista lateral ensamble general.	88

## Índice de figuras.

	Página.
Figura 1 Análisis de fuerzas en la flecha.	23
Figura 2 Análisis de fuerzas en el sistema matriz sin desbalanceo.	44
Figura 3 Análisis de fuerzas en el sistema matriz con desbalanceo.	45
Figura 4 Esquema del sistema de refrigeración.	65

## Índice de tablas.

		Página.
Tabla 1	Resumen de componentes, conservación y aplicación de la sangre.	8
Tabla 2	Condiciones de operación de la máquina centrífuga.	16
Tabla 3	Especificaciones del motor.	20
Tabla 4	Propiedades mecánicas del acero inoxidable S 31600.	24
Tabla 5	Factores de carga radial equivalente.	27
Tabla 6	Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bolas de la serie 02 (extracto).	28
Tabla 7A	Potencia y torque admitido de los acoplamientos flexibles serie BG.	29
Tabla 7B	Dimensiones de acoplamientos flexibles de la serie BG (extracto).	30
Tabla 8	Acoplamientos Morse estándares.	32
Tabla 9	Fuerzas permisibles en soldaduras.	40
Tabla 10	Fuerzas requeridas de los resortes y longitudes.	48
Tabla 11	Cálculos del resorte.	51
Tabla 12	Características del resorte (Acero A231).	52
Tabla 13	Calor removido al enfriar el aire a la temperatura de la cámara (extracto).	60
Tabla 14	Equivalente calórico de motores eléctricos.	61
Tabla 15	Selección de equipo de refrigeración FACEMATIC ®.	63
Tabla 16	Unidad condensadora abierta enfriada por aire C-33 (1/3 H.P.) R/12	63
Tabla 17	Válvula termostática con igualador interno.	63
Tabla 18	Especificaciones del controlador del motor.	68
Tabla 19	Modelos de monitores de temperatura y energía eléctrica Jewett ®.	75
Tabla 20	Deflexión aceptable a causa de flexión.	79