

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



DISEÑO Y CALCULO DE UNA PRENSA  
DE TORNILLO PARA ESTRUJAR  
250 Kg/Hr PULPA DE PESCADO

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

JAVIER PORFIRIO CHAMBI MAMANI

PROMOCION: 88 - 2

LIMA - PERU

1994

INDICE

páginas

CAPITULO 1:	INTRODUCCION.....	3
CAPITULO 2:	DESCRIPCION DEL PROCESO DE OBTENCION DE LA PASTA DE PESCADO. SUS CARAC- TERISTICAS.....	6
2.1	Características físicas y químicas de los peces.	6
2.1.1	Porcentajes promedios en peso de la composición física.....	8
2.1.2	Composición química promedio en la parte comestible.....	9
2.2	Proteínas de pescado.....	12
2.2.1	Estructura del músculo de pescado.....	12
2.2.2	Proteínas musculares.....	15
2.3	Sales minerales.....	15
2.4	Descripción del proceso de obtención de la pasta de pescado y sus característica.....	16
2.4.1	Descripción de la pasta de pescado.....	16
2.4.2	Materias primas utilizadas.....	17
2.4.3	Procesamiento.....	18
2.5	Selección del tipo de proceso de separación líquido-pasta de pescado. Justificación técnico económico.....	22
2.5.1	Elección del método de estrujamiento.....	26
2.6	Determinación de las propiedades de la pasta de pescado para el diseño de la prensa.....	
2.6.1	Determinación experimental de la resis- tencia a la deformación.....	30

2.6.2	Determinación experimental del coeficiente de rozamiento entre el pescado y plancha de acero-inoxidable.....	39
2.6.3	Otras propiedades.....	45
2.6.4	Conclusiones de las experiencias.....	
CAPITULO 3: DESCRIPCION DE LA PRENSA DE TORNILLO REQUERIMIENTOS.....		51
3.1	Descripción de la prensa y su funcionamiento....	51
3.2	Requerimientos que debe reunir la prensa.....	53
CAPITULO 4: DISEÑO DEL TORNILLO DE LA PRENSA.....		55
4.1	Descripción del proceso de compresión en el tornillo.....	55
4.2	Dimensionamiento del tornillo prototipo.....	58
4.2.1	Configuración de los pasos del tornillo..	62
4.2.2	Determinación de la trayectoria de la hélice en función al ángulo.....	70
4.3	Presión en el tornillo en función del ángulo....	75
4.3.1	Cálculo del volumen específico.....	76
4.3.2	Cálculo de las presiones en las superficies de la hélice.....	
4.4	Cálculo de la fuerza axial resultante en el tornillo.....	105
4.5	Cálculo de la potencia.....	107
4.5.1	Cálculo de la potencia por rozamiento en el tornillo.....	108
4.5.2	Cálculo de la potencia de compresión....	114
4.5.3	Cálculo de la potencia por rozamiento entre el eje y el cojinete axial.....	118
4.6	Selección de los materiales de la hélice, eje del tornillo y malla de estrujamiento.....	119
4.7	Cálculo de la resistencia del eje del tornillo..	119
4.8	Cálculo de los resortes del regulador de presión	127
CAPITULO 5: DISEÑO DEL MECANISMO DE TRANSMISION DE POTENCIA.....		130
5.1	Selección del motor a emplear.....	
5.2	Selección del reductor de velocidad .....	130
5.3	Selección del variador de velocidad continua....	132
5.4	Diseño y selección de la transmisión por cadena de rodillos.....	132
CAPITULO 6: DISEÑO DEL BASTIDOR.....		136
6.1	Cálculo de resistencia de la criba.....	136
6.2	Cálculo de la resistencia del bastidor .....	139

CAPITULO 7: COSTO DE FABRICACION.....	144
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	149
BIBLIOGRAFIA.....	151
APENDICE .....	153
PLANOS	

## PROLOGO

En el presente trabajo de investigación se ha realizado el diseño y cálculo de una prensa de tornillo. Su desarrollo se ha efectuado en diversos capítulos como sigue:

En el segundo capítulo se hace un estudio de las características de carne de pescado, se describe el proceso de obtención de la pasta de pescado y se selecciona el tipo de proceso más adecuado de separación del agua de la pulpa lavada. Finalmente, mediante ensayos de laboratorio, tanto con equipos existentes, como diseñados y construidos para este fin, se determina las propiedades físicas necesarias para el diseño de la prensa de tornillo.

Una vez realizado la selección del tipo de proceso de separación, en el capítulo 3 se realiza una descripción de la prensa de tornillo y que requerimientos u objetivos debe alcanzar el diseño de este equipo.

En el capítulo cuarto se realiza el diseño de la parte fundamental de la prensa, que es el tornillo, se desarrolla desde concepción, luego su dimensionamiento y los cálculos de presión y fuerza resultantes requeridos para calcular la potencia, flexión, selección y determinación de las dimensiones y materiales.

En el capítulo cinco, se selecciona el mecanismo de transmisión de la potencia, pasando desde el motor, luego por un reductor y finalmente una transmisión de cadena de rodillos.

En el capítulo seis se dimensiona el bastidor y finalmente en el capítulo siete se hace un presupuesto del costo de fabricación del equipo con los materiales y costos existentes en la actualidad en el mercado local.

En las conclusiones se muestran los alcances de este trabajo comparando con los resultados obtenidos en el prototipo.

## INTRODUCCION

Nuestro litoral peruano, ofrece una gran abundancia de recursos marinos y una amplia gama de especies, sólo una mínima parte de ellas es tradicionalmente empleada para el consumo humano directo.

Como una alternativa de incrementar el consumo de pescado, a nivel mundial se han desarrollado desde la década de los años 1950 hasta la actualidad múltiples formas de presentación de la carne de pescado.

En el Perú se han realizado diversos estudios entre los que podemos citar los efectuados sobre pasta de pescado y sus productos derivados como kamaboko, Croquetas de pescado, imitación de la carne de concha de abanico, palitos, hojuelas de pescado y muchos otros productos; estudios efectuados por el Instituto del Mar del Perú (1971-1972), La Universidad Nacional Agraria, La Molina (1973 hasta la actualidad), Empresa Pública de Servicios Pesqueros EPSEP

(1973-1976); el Instituto Tecnológico Pesquero (1971 - hasta la actualidad).

El consumo de productos a base de pasta de pescado, presenta una buena opción, debido a su alto valor proteico, bajo costo respecto a las carnes rojas y recurso abundante en nuestro mar.

Para que las investigaciones realizadas en los laboratorios puedan ser producidas a nivel industrial, se requiere del uso de maquinaria adecuada y eficiente que satisfaga las características de producción, requeridas para este fin específico.

En la elaboración de la pasta de pescado se observa que se presenta un cuello de botella, en la expresión de la pulpa lavada, ya que esta es realizada en tela dentro de una prensa de pistón.

La finalidad del presente trabajo es:

1. Presentar el diseño de un equipo que sea de producción continua.
2. El equipo debe producir a su salida, una pulpa de pescado con una humedad igual o cercano a la del pescado natural con una tolerancia de 2%.
3. El equipo debe ser suficientemente versátil; de manera que pueda cumplir con la finalidad 2.

El diseño del equipo se ha limitado para carne de bonito, se presenta como alternativa para uso múltiple (otro tipo de peces) un regulador de humedad a la salida de la prensa. Se adiciona características de resistencia a la deformación del pez Tollo en el Apéndice.

Para llegar a realizar el diseño del equipo se han determinado las características físicas necesarias usando equipos de laboratorio existentes, así como diseñando y construyendo equipos propios para este fin.

Con la finalidad de comprobar las hipótesis de cálculo realizados en el presente estudio, se ha construido una "prensa-prototipo", quedando entendido que los cálculos del presente trabajo son para el prototipo.

En ensayos realizados en el prototipo se ha comprobado que los requerimientos de humedad se ha cubierto con gran aproximación, los cálculos de potencia son ligeramente conservadores, debido tal vez a que la obtención de las características físicas del bonito y el ensayo en el prototipo se han llevado a cabo en diferentes épocas del año y por consiguiente varían sus características de composición.

## CAPITULO 2

### DESCRIPCION DEL PROCESO DE OBTENCION DE LA PASTA DE PESCADO

#### 2.1 CARACTERISTICAS FISICAS Y QUIMICAS DE LOS PECES

El Instituto del Mar del Perú ha realizado estudios de investigación con especies más comerciales teniendo en consideración el volumen de captura, regularidad en el desembarco y valor económico, y ha seleccionado las siguientes especies como las más importantes:

- |                |              |
|----------------|--------------|
| 1. Bonito      | 7. Caballa   |
| 2. Merluza     | 8. Jurel     |
| Tollo          | 9. Corvina   |
| 4. Cabrilla    | 10. Machete  |
| 5. Coco o suco | 11. Cojinova |
| 6. Lorna       | 12. Pejerrey |

Realizando una clasificación de acuerdo a su contenido de grasa en la parte comestible de la forma siguiente:

- Especies magras
- Especies semi-grasas
- Especies grasas

Cuadro N<sup>o</sup> 1

CLASIFICACION DE LAS PRINCIPALES ESPECIES  
COMERCIALES DE ACUERDO AL CONTENIDO  
DE GRASA EN LA PARTE COMESTIBLE

CLASIFICACION	ESPECIES
Especies Magras (max. 2%)	Merluza, tollo, cabrilla, coco, lenguado, corvina, ayanque, pejeblanco, pejerrey, lorna, congrio y cabinza.
Especies Semigrasas (2.5%)	Bonito, jurel, cojinova, lisa, sardina, machete, pampano, ayanque, pejeblanco, lorna, pejerrey, y pez sierra.
Especies Grasas (Mayor 5%)	Bonito, jurel, lisa, sardina, machete, pampano, pejeblanco, caballa.

FUENTE: Informe N<sup>o</sup> 33 Instituto del Mar del Perú. 1970.

La grasa es el componente químico, constituyente de los tejidos y órganos del pescado de gran importancia debido a la incidencia en la calidad de sus productos ya que influye en el sabor y valor alimenticio que se manifiesta no solamente de una especie a otra, sino aún en la misma especie de acuerdo fundamentalmente al ciclo anual de vida, como se puede apreciar en el Cuadro N<sup>o</sup> 1, que una especie

durante el transcurso del año puede variar de semi-graso a graso o viceversa, como por ejemplo con el bonito, liza y otros.

### 2.1.1 Porcentajes promedios en peso de la composición física

El porcentaje en peso se refiere al cociente del peso del componente entre el peso total del pez en estado fresco y entero. No todas pueden ser consideradas comestibles como: cabeza, agallas, hígados, vísceras, espinazo, colapiel, aletas, orejetas (cintura escapular), sangre, etc., pero que como residuos pueden ser aprovechables desde el punto de vista industrial.

La composición en peso varía de acuerdo a las especies, sexo y época de captura, así por ejemplo la cabeza (sin agallas) en el machete y sardina tiene un valor aproximado de 9% en cambio en el congrio y pejeblanco, este valor puede llegar hasta 16%. Se presentan también variaciones notorias, inclusive en la misma especie en lo referente al porcentaje en peso del hígado, gonadas y vísceras (la víscera son la diferencia restante al excluir gonadas y el hígado).

Los porcentajes encontrados en la parte comestible o carne sin piel y sin espinas (no filetes de pescado) varía en las especies estudiadas entre 40-60% en peso.

### 2.1.2 Composición química promedio de la parte comestible

Como se ha mencionado anteriormente, se considera parte comestible la porción de carne sin piel ni espinas que comprende además de la carne de los filetes, aquella que se encuentra adherida a la columna vertebral, las orejetas (cintura escapular), la región vertical y en la cabeza.

A esta parte comestible se le ha determinado los siguientes constituyentes básicos: agua, grasa, proteínas brutas y sales minerales. Esto significa restarle importancia a los otros componentes específicos, tales como: aminoácidos, vitaminas, fósfo-lípidos, esteroides, minerales (fósforo, potasio, sodio, etc.) que deben determinarse a fin de conocer el exacto valor nutritivo de nuestras especies hidrobiológicas.

La composición química de la parte comestible es variable y depende de las especies, edad, estado fisiológico, medio ambiente, etc.

A continuación se describirá brevemente los constituyentes básicos mencionados:

#### Agua

Es uno de los principales componentes que se encuentran oculto en los tejidos del pescado en dos formas: combinación y al estado libre. El agua en combinación constituye aproximadamente del 5 al 7% del agua total y

se encuentra fuertemente retenida por las moléculas de **proteínas mediante** fuerzas coloidales y químicas. En cambio, el agua al estado libre se **presenta** en dos formas, una que se halla en los microporos o microcapilares (entre la estructura fibrosa y la membrana de las células) retenida en los tejidos del pescado por presión osmótica y absorción de la estructura celular y la otra forma que se encuentra en **el espacio intercelular y el plasma** sanguíneo. Ambos tipos de **agua libre** son considerados en proporción comprendida entre 93-95% del agua total del pescado.

Por acción de algunos de los métodos de procesamiento (congelado, esterilizado, secado, variación del PH, presión osmótica), la relación entre las dos formas de **agua (en combinación y al estado libre)** se altera, lo que origina una variación en la textura del pescado.

Existe una relación inversa entre el contenido de agua y el de grasa. Se puede considerar como 80% la suma de ambos componentes, **pues generalmente** de proteínas es constante (debido a que su variación no es significativa).

Las especies magras tales como coco, merluza, congrio y otras, presentan un alto contenido de agua total y comúnmente superior al 80%; en cambio los pescados grasos: **caballa, bonito, sardina, jurel,** etc., tienen

contenidos de agua que oscilan generalmente entre 70-74%.

## Grasa

La grasa es otro de los principales componentes de la carne del pescado, que debe ser estudiada exhaustiva y sistemáticamente, ya que su conocimiento será un factor decisivo en la elección del método de procesamiento más adecuado. Todos los métodos de industrialización del pescado, básicamente tienden a eliminar parcialmente o estabilizar la grasa, porque su deterioro tanto por acción química como bacteriológica, producen alteraciones (acidez, rancidez) en el sabor del producto y por consiguiente influyen en la calidad del mismo.

Existe una marcada diferencia en la distribución y concentración de la grasa en los órganos y tejidos en las especies, así por ejemplo, en las magras tal es el caso del tollo, la grasa se acumula en el hígado constituyendo entre el 55 al 60% de su peso. En cambio en las especies grasas como el bonito la mayor concentración se encuentra en la parte comestible y en el hígado, la grasa representa del 5 al 8% de su peso.

## 2.2 PROTEINAS DE PESCADO

### 2.2.1 Estructura del músculo de pescado

La carne de pescado y carne de ganado están formados por grupos de fibras musculares con estriaciones por lo que se les denomina músculo estriado.

La fibra muscular consiste de muchas miofibrillas que corren paralelas y sarcoplasma que llena los espacios.

Cuadro Nº 2

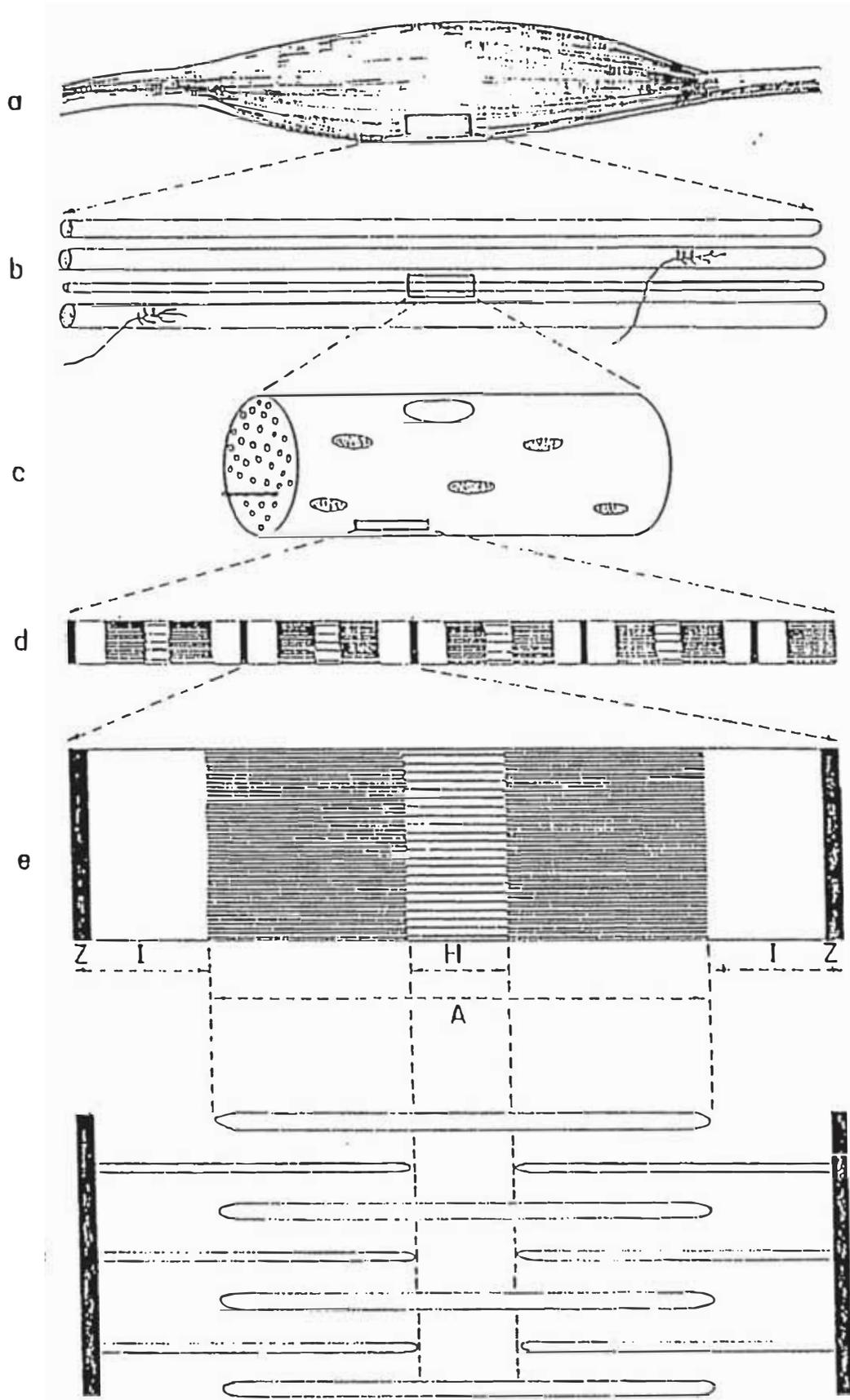
#### RELACION AGUA-PROTEINA DE ALGUNAS ESPECIES COMERCIALES

Coco	80.5	16.5	5.0: 1
Merluza	81.7	16.3	5.0: 1
Bonito	72.6	21.4	3.5: 1
Jurel	74.0	20.8	3.5: 1

FUENTE: Informe Nº 33 Instituto del Mar del Perú. 1970.

Figura 1

REPRESENTACION DE LOS NIVELES DE ORGANIZACION DEL MUSCULO ESTRIADO



(a) Músculo estriado, (b) Fibras musculares ; (c) Fibra muscular aislada ; (d) Miofibrilla ; (e) Sarcómero ; (f) Configuración de miofilamentos (actina y miosina)

Como se ve en la figura 1, la banda I (banda isotrópica banda clara) y la banda A (banda anisotrópica banda oscura) están colocadas alternativamente con la línea Z (membrana de Krau) en el centro de la banca I y la ligeramente brillante zona H (membrana Hensen) localizadas en el centro banda A. Estas formaciones son sistemáticas y debido a que las fases claras y oscuras de una miofibrilla coinciden con las fases de otras miofibrillas en la fibra muscular, pueden verse las estriaciones cuando se aprecian en forma global.

La miofibrilla es dividida por una membrana Z (línea Z). La parte entre membrana Z, como una unidad morfológica de miofibrilla, es llamada Sarcómero. Esta estructura muscular es característica del músculo estriado.

Al observar la estructura de la miofibrilla a mayor ampliación, se aprecian los miofilamentos de diferente grosor. la Miosina es la sustancia principal del filamento grueso y la Actina del filamento delgado, aparte de la Troponina y tropomiosina. Estas proteínas son denominadas miofibrilares.

Entre las miofibrillas existe un conjunto de proteínas (sarcoplasma, mitocondrias, gránulos de glucógeno) que se llaman sarcoplasmáticas.

### 2.2.2 Proteínas musculares

La proteína muscular está compuesta de proteína. Sarcoplasmática (20-30%) que se localiza en el plasma del músculo y proteínas miofibrilar (60-70%). Conforman la proteínas miofibrilar la Miosina (55-60%), la Actina (25-30%), la tropomiosina (7-8%) y la troponina (1-2%). El tejido conectivo contiene estroma (3-5%).

### 2.3 SALES MINERALES

Las sales minerales que se indica, son los que existen en la parte comestible del pescado y están constituidas de diferentes elementos minerales que se encuentran en forma de compuestos, siendo principalmente: Fósforo, Calcio, Potasio, Sodio, Magnesio, Azufre, Cloro. En menores proporciones se encuentra Fierro, Cobre, Manganeso, Cobalto, Zinc, Molibdeno, Yodo, Bromo, etc.

El porcentaje de sales minerales de nuestras especies marinas comerciales varía entre 1.1 a 1.5%. Este contenido en el tejido muscular del pescado es influenciado por la composición y concentración de sales del agua de mar.

El valor nutritivo de las sales minerales del pescado se debe en realidad a la proporción, sino a su interrelación con las proteínas y vitaminas las que regulan su absorción.

## 2.4 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE OBTENCIÓN DE LA PASTA DE PESCADO. SUS CARACTERÍSTICAS

### 2.4.1 Descripción de la Pasta de Pescado

La pasta de pescado, denominado en japonés SURIMI, es el músculo desmenuzado, lavado con agua, mezclado con antidesnaturalizantes de la proteína y congelado en forma de bloques.

Se utiliza como un producto intermedio para la fabricación de una gran variedad de alimentos a base de pasta de pescado como el kamaboko, embutidos, productos de imitación de carne de mariscos.

Existe una gran variedad de especies de pescado. Asimismo, en la composición del músculo de pescado es muy variable, incluso para una misma variedad dependiendo de la edad, estación, sexo, etc., existe una proporción diferente de sus composiciones.

Sin embargo, el músculo de pescado se constituye aproximadamente de humedad (70-80%), proteínas (17-22%), lípidos (1-10%), carbohidratos (0.3-1%) y minerales inorgánicos (1.0 - 1.5%). el músculo de pescado existe una relación inversa entre la humedad y los lípidos, esto es, pescados grasos, poseen menos humedad y a su vez pescados con mucha humedad tienen poca grasa, de cualquier forma, en la mayoría de las especies, la suma de ambos componentes está en los límites aproximados al 80%.

Por otro lado, la variación del porcentaje de proteínas en el músculo total no es muy significativa.

#### 2.4.2 Materias primas utilizadas

El Surimi es comúnmente elaborado de especies de carne blanca y no grasas, como el abadejo de Alaska. Se fabrica también con bacalao, merluza, corvina y otros. En el hemisferio Sur se fabrica Surimi de Caballa chilena. Los japoneses reportan exitosa utilización de sardinas, anguilas, lisas, barracudas, borrachos y muchas otras variedades. Especies como la corvina, blanquillo en Chile y hoki en Nueva Zelandia producen un buen Surimi, las pequeñas especies pelágicas como la anchoveta, caballa, producen un gel débil y la mayoría de especies demersales dan un Surimi de regular calidad. (Okada, 1974).

Las pequeñas especies grasas como la sardina, contiene mucha grasa, mayor cantidad de músculo oscuro y su proteína se desnaturaliza más rápidamente. "Lo más importante en la fabricación de Surimi con estas especies es la eliminación de grasa del músculo oscuro y bajo la piel. El lavado en agua es efectivo para la extracción de grasa". El 80% de la grasa de todo el pescado, incluyendo la carne oscura y el 60% de la grasa del músculo ordinario se extraen con este proceso. (Sato, 1978). El lavado con una solución bicarbonato de sodio es más efectivo para remover la grasa y fortalecer el gel. (Fujii, 1978).

La calidad del Surimi de sardina es inferior en blancura por la mezcla de carne oscura y tiene un gel menos fuerte que el Surimi preparado con especies de carne blanca. Excepto por color, la calidad es igual al Surimi de segunda clase de abadejo de Alaska, pero si se prepara el Surimi utilizando solamente el músculo blanco de la sardina, la calidad se iguala al mejor surimi de abadejo de Alaska. (Ishikawa, 1977). Las propiedades de la merluza peruana en la elaboración de Surimi no difieren grandemente con los del Abadejo de Alaska, Exceptuando la presencia de una proteína en la fracción hidrosoluble.

Para extraer la proteasa se lavó la carne 5 veces, esta carne lavada se trató con una solución salina 0.45 Molar diluida con agua, con que se rompió la estructura miofibrilar, lavándose el interior de la estructura muscular y la proteína extraída. El Surimi purificado de merluza mostró una buena calidad de gel.

#### 2.4.3 Procesamiento

Para procesar Surimi el pescado es descabezado eviscerado y lavado. El pescado lavado es colocado en un separador de carne que obtiene el músculo desmenuzado libre de espinas y piel. Para la producción de Surimi de alta calidad con lavados limitados, particularmente en el caso de procesamiento bordo, la espina dorsal es extraída mecánicamente.

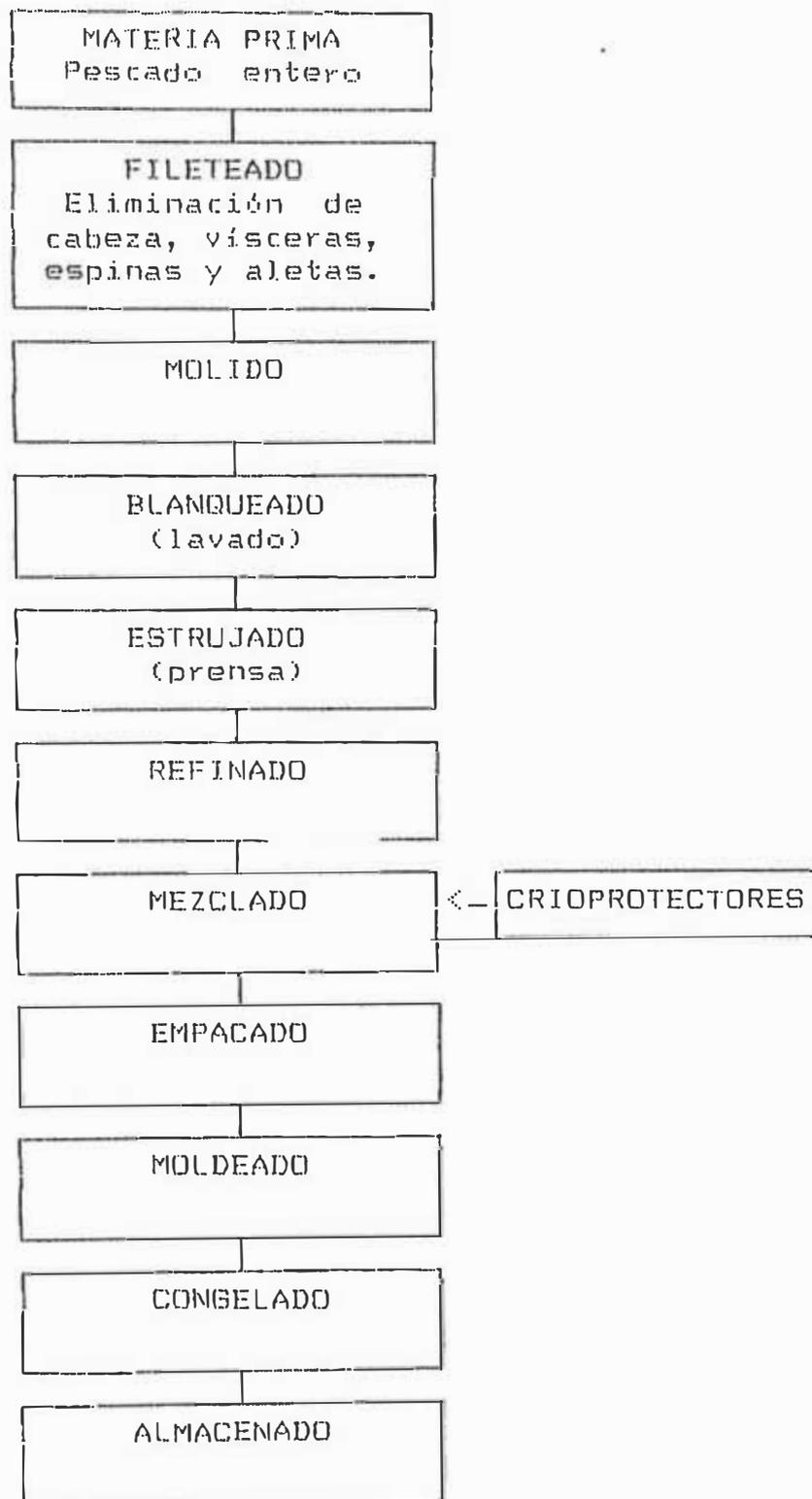
Básicamente, el Surimi es producido mediante repetidos lavados del músculo separado mecánicamente, con agua fría (5-10° C) hasta que hayan disminuido el suficiente olor, color y las proteínas hidrosolubles, La temperatura del agua de lavado no tiene que ser necesariamente muy fría, esto depende de la especie que se procesa, ya que los peces de aguas calientes pueden tolerar temperaturas altas sin reducir la funcionabilidad de sus proteínas. En el proceso manual, el volumen de agua para cada lavado debe ser de 5 a 10 veces el volumen de pescado y por lo menos se requieren tres ciclos de lavado, aunque estos factores varían con la especie, el tipo de lavado y la calidad deseada de Surimi. En el proceso comercial, el lavado es continuo, con agitación mecánica, en una serie de tanques con tornillo rotatorio. En el último lavado, se adiciona frecuentemente una solución de cloruro de sodio 0.01-0.3% para facilitar la extracción de agua. El lavado es seguido por un escurrido con ayuda de una prensa.

El músculo de pescado resultante es transferido a un refinador que separa los restos de piel, espinas y escamas. En este punto la carne debe ser blanca, sin olor y libre de residuos. Utilizando un cutter silencioso o un mezclador de cinta, son mezclados con la carne, los bioprotectores-azúcar, sorbitol y polifosfatos, en niveles de 4.4 y 0.2%, respectivamente.

Los niveles de azúcar y sorbitol se ajustan de acuerdo al tipo de producto a elaborar. El incremento de temperatura

no debe exceder de 10 °C por el daño que podría causar a las proteínas.

La carne mezclada con aditivos es empacada en bolsas de polietileno de 10 Kg. y colocado en moldes a mm. utilizan bolsas de color para detectar las pequeñas piezas de plástico mezcladas con la carne durante el descongelado. Seguidamente se congela rápidamente mediante congeladores de placas (debajo de -35 °C). Los bloques congelados son extraídos de los moldes y empacados de 2 en 2 en cajas de cartón. Se señala claramente el grado, fecha de producción y nombre la materia prima las cajas y luego de encitarlos se almacena a -30 °C (Suzuki, 1981).

**DIAGRAMA DE FLUJO DEL  
PROCESO DE SURIMI**

## 2.5 SELECCION DEL TIPO DE PROCESO DE SEPARACION LIQUIDO-PASTA DE PESCADO

El objetivo del presente estudio es determinar la forma adecuada de realizar la separación del líquido de la pulpa procesada. Como se mencionó, el proceso de obtención del Surimi (pasta de pescado) tiene como principales finalidades:

1. Disminuir el contenido de grasa en la carne de pescado debido a que su presencia influye en el sabor, olor y valor alimenticio. Su deterioro, tanto por acción química como bacteriológica producen alteraciones en el sabor y olor del producto (acidez, rancidez) y por consiguiente influyen en la calidad del producto.
2. Eliminar las proteínas solubles en agua que constituyen un factor de obstrucción de la formación de gel.

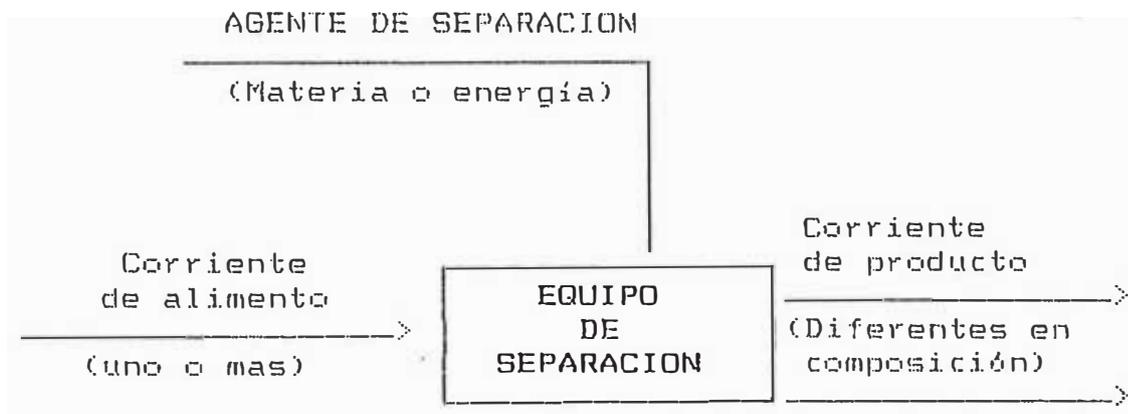
Deshidratar la carne lavada para que el músculo se torne en un "SOL".

La primera y segunda finalidad es obtenida mediante lavado con agua potable de la carne desmenuzada (molida); mientras que la tercera es lograda mediante la adición de cloruro de sodio.

Luego de realizados estos pasos (ver diagrama de flujo anterior) en el procesamiento, surge la necesidad de separar el líquido de la pulpa.

Se puede considerar que se va a separar un sólido de un líquido o un gel de un líquido. En el texto Procesos de Separación de C. Judson Kin, existe una variedad de métodos de separación.

El proceso de separación en general se puede representar mediante el siguiente esquema:



Las clases de procesos de separación a las que se pueden asemejar en nuestro proceso de separación son las siguientes:

(Ver Cuadro Nº 3)

Cuadro Nº 3

## CLASES DE PROCESOS DE SEPARACION

NOMBRE	ALIMENTO	AGENTE DE SEPARACION	PRODUCTOS	PRINCIPIO DE SEPARACION
<b>PROCESO DE SEPARACION DE EQUILIBRIO</b>				
1. Secado de sólido	Sólido húmedo	Calor	Sólido seco + Vapor húmedo	Evaporación de agua
2. Crio Deshidratación	Sólido conteniendo agua	Calor	Sólido seco y Vapor de agua	Sublimación de agua.
<b>PROCESO DE SEPARACION MECANICA</b>				
3. Filtración o expresión	Líquido más sólido	Reducción por presión (energía) + medio filtrante.	Líquido + Sólido	Tamaño del sólido mayor que el tamaño del poro del medio filtrante.
4. Centrifugación (tipo filtración)	Líquido más sólido	Fuerza Centrifuga	Líquido + Sólido	Tamaño del sólido mayor que el tamaño del poro del medio filtrante.

## Selección del proceso de separación

Realizaremos en las clases de procesos de separación seleccionados en el Cuadro N° 3:

- a. Las alternativas 1 y 2 no las tomamos en cuenta debido a que en el proceso de obtención del Surimi se debe cuidar de no elevar la temperatura de la pasta por encima de los 10°C (debido a la desnaturalización de las proteínas que causa una pérdida de la capacidad de formación de gel).
- b. El proceso de separación será mecánico pudiendo ser por filtración o centrifugación (tipo filtración), ambos procesos no presentan restricciones debido al proceso.

Estudios de investigación determinarán ventajas y desventajas de un proceso con respecto a otro.

El proceso de separación que utilizaremos en la investigación será el de la "estrujar", debido a que este proceso nos da la posibilidad de realizar un proceso de producción continua y los rangos de compresión a las que se puede llegar mediante este proceso está hasta el orden de los 3,000 kg/cm<sup>2</sup>, con velocidades que varían entre 5 a 500 ciclos/min. (Texto Operaciones de Ingeniería de los Alimentos, autor HEYWOOD).

## 2.5.1 Elección del método de estrujamiento. Justificación técnico-económico

Seguidamente definiremos los métodos de estrujamiento.

### Definición de Estrujamiento

Estrujar es separar un líquido de un sistema de dos fases sólido-líquido, comprimiendo el sistema en condiciones que permitan al líquido escapar mientras el sólido queda retenido en las superficies compresoras.

El estrujamiento se diferencia de la filtración en que la presión que se aplica por el movimiento de las paredes que retienen el material, en lugar del empleo de ésta presión dentro de un espacio fijo. Además, en las operaciones filtración la mezcla original es suficientemente fluída para ser bombeada; en la expresión no es así, y de material puede parecer completamente sólida.

### Maquinaria para el estrujamiento

Se emplean tres métodos para extraer el líquido contenido en la matriz sólido-líquido:

- a) Compresión hidráulica
- b) Compresión con rodillos
- c) Compresión con tornillo

La compresión hidráulica pertenece al tipo intermitente. Son dos las prensas hidráulicas corrientemente utilizadas, las prensas de platos y las prensas de jaula.

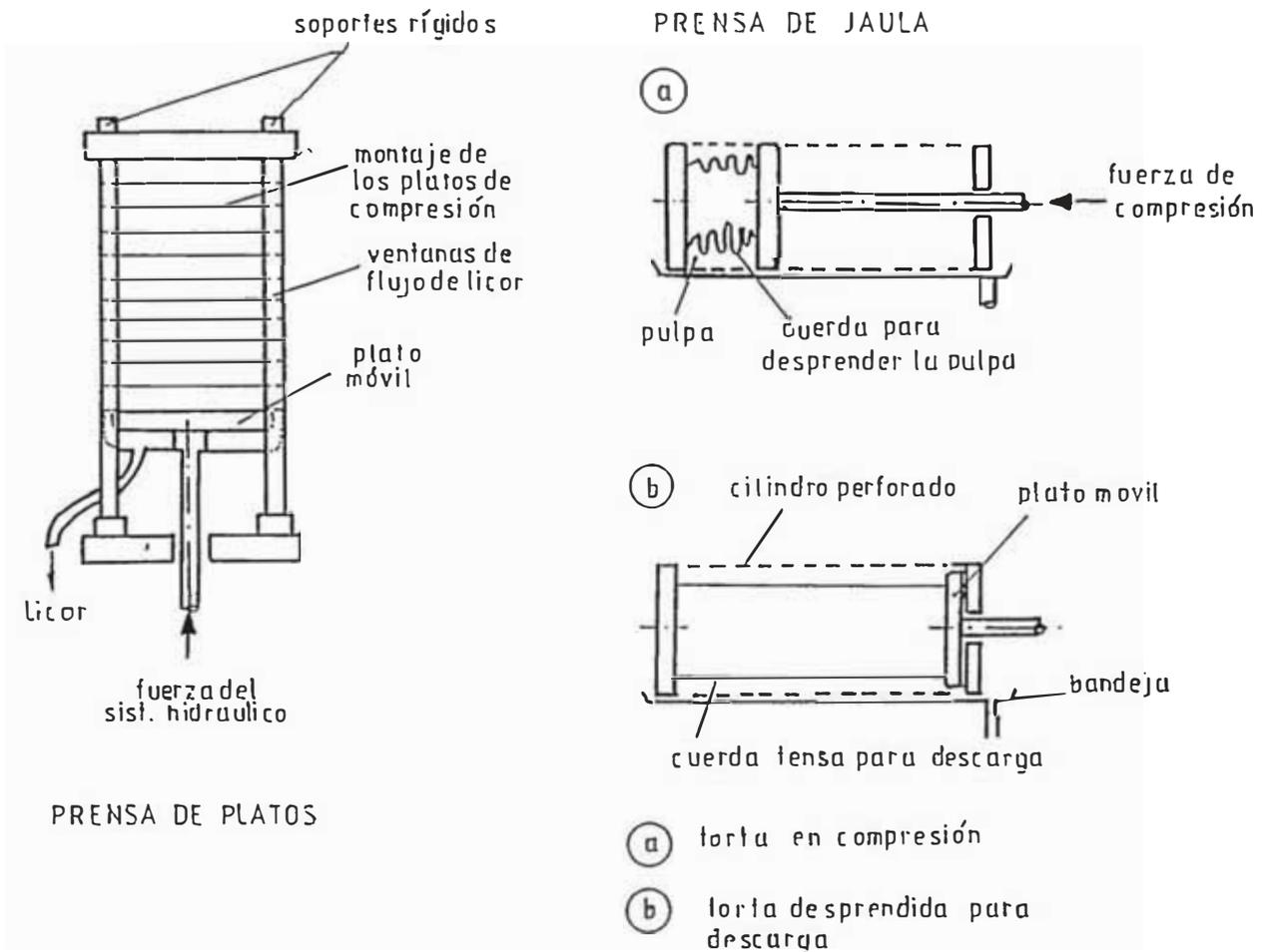


Fig. Nº 2

Las prensas continuas reducen gran cantidad de mano de obra requerida por el estrujamiento hidráulico, además por ser de producción continua, los volúmenes de producción en función del tiempo son mayores con respecto al tipo intermitente.

Dentro del tipo de prensas continuas tenemos las de rodillos y de tornillo. Las prensas de rodillos se usan

básicamente en materiales de fibra larga como la caña de azúcar, mientras que en las prensas de tornillo son adecuadas para productos pastosos y de fibra corta como la pulpa de pescado molido.

En el presente trabajo SE ELIGE LA PRENSA DE TORNILLO por los siguientes motivos:

- a) Es de producción continua.
- b) Adecuada para estrujar partes de fibra corta.
- c) Alta producción.
- d) Alto grado de automatización

## 2.6 DETERMINACION DE LAS PROPIEDADES DE LA PASTA DE PESCADO PARA EL DISEÑO DE LA PRENSA

Realizada la selección de la forma de estrujamiento, el siguiente paso realizar en el diseño del equipo, es conocer: el comportamiento de la pulpa de pescado durante el prensado, sus propiedades antes y después del prensado, requerimientos tecnológicos.

conocimiento del comportamiento, propiedades, requerimientos tecnológicos, constituyen los parámetros iniciales para el diseño de prensa, motivo por el cual hará un análisis previo del funcionamiento de la prensa.

El estrujamiento consiste en la separación de los líquidos contenidos en productos sólidos mediante la

aplicación de fuerzas de compresión. La eficiencia de un proceso de estrujamiento depende de un cierto número de factores entre los que se incluyen:

El esfuerzo límite de rigidez en la fase pastosa (resistencia a la deformación).

La porosidad y espesor de la torta formada.

c) Viscosidad del líquido exprimido.

d) Fuerza de compresión aplicada.

La velocidad de flujo del líquido a través de los intersticios de la torta es función del espesor de la torta y de su porosidad los cuales pueden variar con el grado de compresión aplicado, la presión debe aumentar gradualmente, porque los cambios rápidos pueden producir una disminución aguda de los huecos del lecho con la consiguiente disminución de la velocidad de drenaje.

La acción de compresión del tornillo depende de la velocidad de giro, ángulo de hélice de la espiral, coeficiente de fricción que está presente en el roce de la pulpa y las paredes del cilindro y también con la superficie del tornillo; mediante el análisis del diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan en el desplazamiento y compresión se puede observar que el material será impulsado con mayor efectividad por el tornillo cuanto mayor sea la

fricción entre el material y las paredes del cilindro y cuanto menor sea en la superficie del tornillo.

### Propiedades a determinar

El análisis anterior nos da criterio para poder elegir los parámetros y ensayos que debemos realizar.

Para el diseño de la prensa se determinará:

Resistencia a la deformación.

Coefficiente de rozamiento entre la pulpa y el metal (malla, hélice).

Densidad.

Humedad.

Temperatura de deterioro.

#### 2.6.1 Determinación experimental de la Resistencia a la Deformación

Para diseñar el tornillo y seleccionar la malla de extrucción, simularemos el comportamiento de la pulpa en la prensa, en un equipo de laboratorio que nos permita medir y de esta manera conocer las propiedades de la pulpa de pescado.

En una prensa de tornillo con hélices de paso variable, con eje y cilindro recto se lleva a cabo una compresión

uniaxial. En un tornillo de paso constante, cilindro recto y eje cónico, la compresión es unidimensional y se lleva a cabo en forma radial.

Los análisis anteriores nos conducen a diseñar un equipo que nos permita simular una compresión unidimensional. Se estudiarán las condiciones de equilibrio en la expresión, es decir, las condiciones que prevalecen después de haber conseguido mantener una presión constante hasta que cesa de escurrir líquido exprimido.

La resistencia a la deformación será medida como la variación del volumen específico con respecto al incremento de la presión de aplicación sobre la pulpa de pescado.

La curva de volumen específico y presión tiene esta relación con la variación de la humedad, puesto que a medida que se va comprimiendo la pulpa, el líquido contenido en esta, es drenado, variando la humedad de la pulpa, también existe una dependencia del tiempo drenado con la variación de presión habiendo una relación inversa entre ellos.

### Descripción del equipo

El equipo ha sido diseñado y construido con los siguientes criterios:

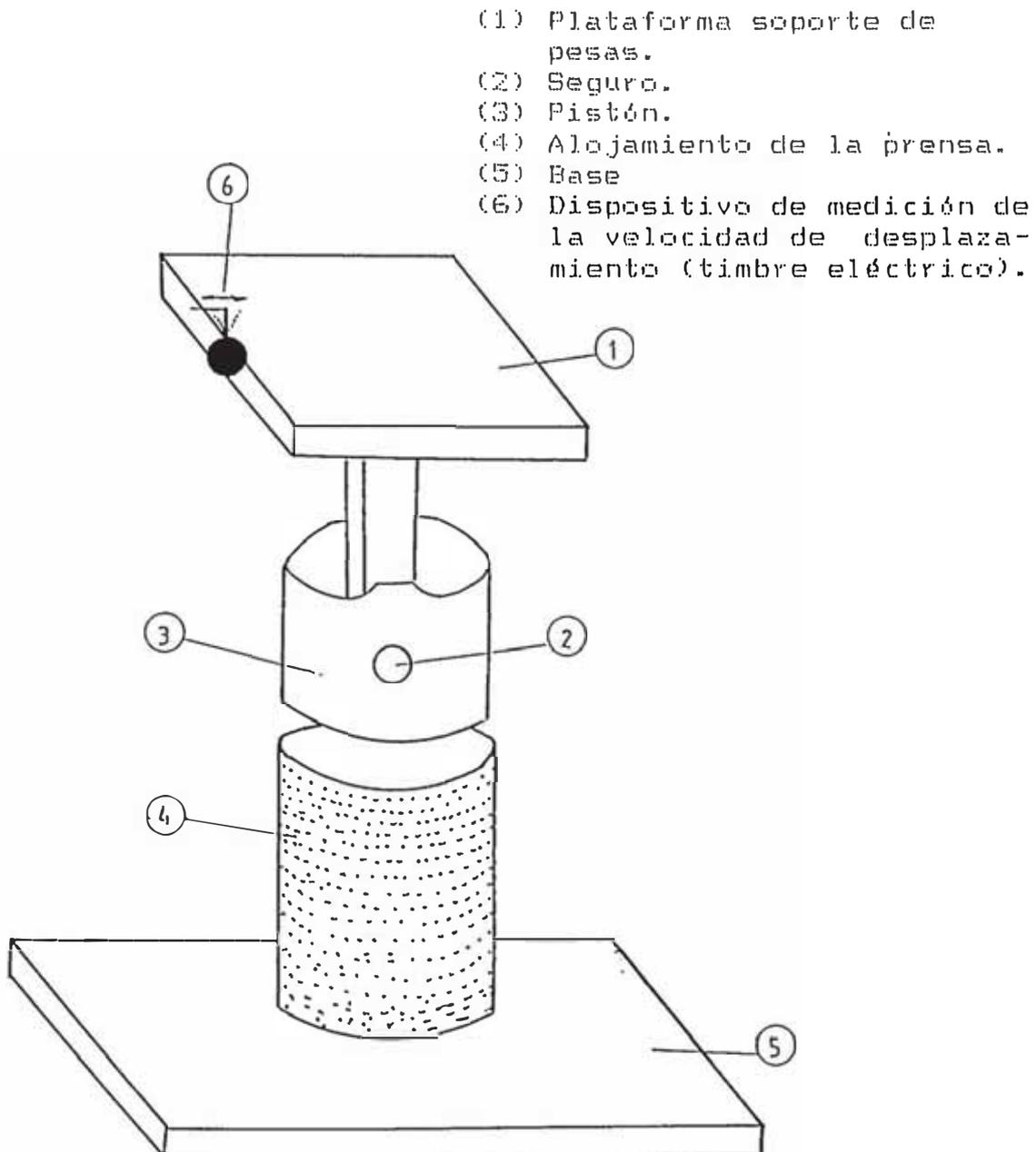
- a. El equipo a usar será una prensa de pistón-cilindro y se construyó acuerdo al siguiente esquema. (ver figura N<sup>o</sup> 3).
  
- b. El diámetro de los agujeros de la malla en prensas de harina de pescado están en el siguiente rango: 0.5 a 2.0 mm, el diámetro depende del tamaño de la fibra muscular que varía con la especie del animal. Como estamos realizando ensayos con Bonito, Tollo, seleccionamos una plancha con agujeros de diámetro 1.6 mm, con un porcentaje de área libre de 53.6%.

### PROCEDIMIENTO DE LAS PRUEBAS

Los ensayos han sido efectuados con peces frescos del día en el laboratorio de pesquería de la Universidad Nacional Agraria.

Se procedió al eviscerado, descarnado (en el Bonito se eliminó la carne negra lateral por poseer mayor contenido de grasa y por el color), y fileteado. La carne fileteada es colocada en la moledora (diámetro de la criba de salida de 6mm, obteniendo carne molida).

Figura N° 3



El proceso de lavado ha sido realizado con agua potable en tinajas mediante agitado y luego escurrido natural durante 2 minutos. La pulpa lavada es colocada en el interior de la prensa hasta una altura que permita que el pistón desplace en el cilindro. Simultáneamente se activa el medidor de la velocidad y se colocan pesas sobre la plataforma y se miden las variaciones de altura. Las mediciones de la variación de altura es en condiciones estáticas, es decir, una vez

altura es en condiciones estáticas, decir, una vez colocada la pesa, se espera que cese al drenado de líquido; se mide la diferencia de altura.

El medidor de la velocidad de desplazamiento no pudo medir debido a que su frecuencia de vibración es muy alta (1.800 Hertz) y las velocidades de desplazamiento muy bajas. En su lugar midió tiempo transcurrido desde el incremento de peso y el cese del drenado de líquido.

Los resultados obtenidos en los diferentes ensayos se muestran en las tablas y gráficos ubicados en el apéndice desde A1 hasta A9. A continuación mostramos sólo una tabla (Nº 1) y su respectivo gráfico, con el que se va a realizar el diseño; el tornillo de la prensa seguirá esta relación de volumen específico y compresión.

**ENSAYO DE LABORATORIO****VARIACION DE VOLUMEN CON EL ESFUERZO DE COMPRESION****Equipos:****1. PRENSA DE PESAS CON AGUJEROS EN LA SUPERFICIE LATERAL**

Diámetro de prensa : 76.6 mm.  
Area de pistón : 4608.37 mm<sup>2</sup>  
Altura de prensa : 135 mm.  
Diámetro de agujeros : 1.6 mm. (1/16")  
Densidad de agujeros : 2 agujeros/cm<sup>2</sup>  
**Pesas** : hasta 65 kg.

**2. MOLEDORA DE CARNE**

**Marca** : Berkel  
  
Diámetro de agujeros  
de troquel : 4 mm

**3. BALANZA DE HUMEDAD**

**Marca** : OHAUS  
**Tipo de secado** : Calor luminica  
**Potencia de secado** : 8.5 watts

**LUGAR DE ENSAYO:** Laboratorio de procesados marítimos  
Universidad Nacional Agraria La Molina

VOLUMEN ESPECIFICO ESFUERZO DE COMPRESION SIN REMOVER LAS FIBRAS  
PRIMERA LAVADA

TIPO DE PEZ: BOMITO

ECUACION:  $V_e = 0.592811 \times P^{-0.8129556669} \times 10^{-2}$

Humedad natural : 72.8%  
Despues de escurrido : 82.5%  
Despues de prensado : 73%

Fecha: 11-02-93

TABLA No 1

PEISO	AH mm	H mm	PRESION (P) (Kg/cm <sup>2</sup> )	VOLUMEN		Log(P)	Log(Ve)	TIEMPO DRENADO min	VOLUME DRENADO cm <sup>3</sup>	HUME- DAD %	VOLUMEN DRENADO ACUMUL. cm <sup>3</sup>	VOLUMEN DRENADO ESPECIFICO Vde= Vd/Ve
				ESPECI- FICO VE=V/Vo								
0		77.2	0	1,0000	0							
1	12.4	64.8	0.02170	0.8394	-3.83046	-0.1751		32.01	82.5	32.01	0.17994	
2	4.8	60.0	0.04340	0.7772	-3.13730	-0.2521	9.34"	15.17		45.18	0.224205	
3	2.0	58.0	0.06510	0.7513	-2.73185	-0.2860	6'	8.45		53.63	0.247965	
4	1.4	56.6	0.08680	0.7332	-2.44420	-0.3104	6'	7.55		61.18	0.26919	
6	3.3	53.3	0.13019	0.6904	-2.03870	-0.3705	6'	12.05		73.23	0.303073	
8	1.1	52.2	0.17360	0.6762	-1.75100	-0.3913	4'	4.02		77.25	0.314367	
121.643	1.9	50.3	0.29065	0.6516	-1.21720	-0.4284	8'	11.43		88.68	0.346498	
121.643	0.9	49.4	0.40450	0.6399	-0.90499	-0.4464	6'	3.81		92.49	0.35721	
221.543	0.9	48.5	0.51087	0.6282	-0.67163	-0.4648	7'	3.26	76	95.75	0.36636	
221.543	1	47.5	0.6194	0.6153	-0.47910	-0.4857	11'	2.84		98.59	0.374344	
321.543	1	46.5	0.83637	0.6023	-0.17870	-0.5069	-	4.02		102.61	0.385638	
521.543	1	45.5	1.0968	0.5894	0.09236	-0.5287	7'	3.46		106.07	0.395375	
58.9	1	44.5	1.2998	0.5764	0.26220	-0.5509	13'	2.77		108.84	0.4031643	

## AJUSTE DE CURVAS

De los gráficos  $\text{Log P}$  y  $\text{Log } V_e$  ( $V_e$  es el volumen específico) se observa que se pueden ajustar a una recta. La ecuación de la recta tendría la siguiente forma general:

$$y = b_1 x + b_0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{Log } V_e = b_1 \text{ Log } P + b_0 \dots\dots\dots (2)$$

Usando el método de mínimos cuadrados los valores de  $b_1$  y  $b_0$  se hallan mediante las siguientes relaciones:

$$b_1 = \frac{\sum xy - (\sum x)(\sum y)/n}{\sum x^2 - (\sum x)^2/n} \dots\dots\dots (3)$$

$$b_0 = \bar{Y} - b_1 \bar{X} \dots\dots\dots (4)$$

$\bar{Y}, \bar{X}$  son los promedios  $\bar{Y} = \frac{\sum y}{n}$

$$\bar{X} = \frac{\sum x}{n}$$

Reemplazando los valores  $\text{Log P}$  y  $\text{Log } V_e$  de la Tabla Nº 1 en las ecuaciones 3 y 4, los valores resultantes reemplazamos en la ecuación (2) y se obtiene  $\text{Log } V_e = 9.81295666 \times 10^{-2} \text{ Log } P - 0.52879661$ .

Transformando tenemos (\*)

$$V_e = 0.592811 p - 0.01205555555 \times 10^{-4} \dots \dots \dots (6)$$

(\*) En el apéndice se muestra el procedimiento de transformación de la ecuación además se muestra las ecuaciones de ajuste para la segunda y tercera lavada.

### 2.6.2 Determinación experimental del coeficiente de rozamiento entre la pulpa de pescado molido y plancha de acero inoxidable

Para realizar el ensayo se procedió a obtener la pulpa de pescado fileteada. Debido a la carencia de moledora se procedió a picar la carne de pescado obtenido una carne muy cercano al molido.

Se ha determinado el coeficiente de rozamiento estático y cinemático, midiendo los ángulos de inicio de movimiento y aceleración, respectivamente.

Los coeficientes de rozamiento han sido medidos para diversas humedades, pues la pulpa varía de humedad a lo largo de la prensa durante el estrujamiento. La humedad se ha obtenido no por medición, sino por cálculo de la siguiente manera: la humedad del pescado natural fresco está en un rango pequeño, a partir de esta humedad se ha ido agregando agua en peso determinado, calculando con estos datos la humedad.

Los resultados numéricos obtenidos se muestran en las Tablas Nº 2 y 3, también estos valores son graficados y ajustados mediante una curva de su comportamiento con respecto a la humedad (Gráfico Nº 1).

Para los cálculos a efectuar de fuerza axial, potencia, etc. es necesario tener el comportamiento del coeficiente de rozamiento en función del volumen específico o su variación a lo largo del tornillo; este requerimiento es llevado a cabo graficando la humedad en función del volumen específico (Gráfico Nº 2) con valores de la Tabla Nº 1, luego se relaciona con la Tabla Nº 9 que relaciona el volumen específico con el desplazamiento a lo largo del tornillo. Finalmente obtenemos la curva de comportamiento del coeficiente de fricción en función del desplazamiento a lo largo del tornillo.

## ENSAYO DE LABORATORIO

DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO ENTRE LA  
PULPA DE PESCADO MOLIDO Y PLANCHA DE ACERO INOXIDABLE

Lugar de ensayo: Laboratorio de Física General de la  
Universidad Nacional de Ingeniería:

## Equipos

Medidor de coeficiente de rozamiento

Tipo: variación del ángulo de deslizamiento

Plancha de acero inoxidable con agujeros de 1.8 mm  
de diámetro y porcentaje de área agujereada de 52%

Plancha de acero inoxidable sin agujeros.

Balanza de precisión: 0.01 gr

## ENSAYO DE ROZAMIENTO

Lugar : Laboratorio de Física General Facultad de  
Ciencias de la Universidad Nacional de Ingeniería:

Coefficiente de rozamiento entre carne de bonito molido y  
plancha de acero inoxidable agujereada.

Características

Pescado : Bonito (fresco)

Plancha de acero inoxidable:

Diámetro de agujeros : 1.8 mm

Porcentaje de área agujereada : 52%

Tabla N° 2

HUMEDAD	COEFICIENTE ESTÁTICO				COEFICIENTE CINTÉTICO			
	$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$	$\bar{\mu}$	$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$	$\bar{\mu}$
73%	1	0.966	1.04	1.002	0.649	0.625	0.625	0.633
75%	0.625	0.675	0.675	0.658	0.404	0.404	0.445	0.418
78%	0.7	0.7	0.7	0.7	0.60	0.60	0.65	0.617
80.1%	se deforma y rueda				0.753	0.753	0.753	0.753
83%					0.839	0.839		0.839

$\mu$  : coeficiente de rozamiento promedio

## ENSAYO DE FRICCION

Lugar :   Laboratorio           Física General           Facultad de  
          Ciencias de la Universidad Nacional de Ingeniería:

Temperatura:   12 °C

COEFICIENTE DE ROZAMIENTO ENTRE CARNE DE BONITO

MOLIDO Y PLANCHA DE ACERO INOXIDABLE SIN AGUJEROS

### Características

Pescado : Bonito (fresco)

Plancha de acero inoxidable sin agujeros

Tabla N° 3

HUMEDAD	COEFICIENTE ESTATICO				COEFICIENTE CINTETICO			
	$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$	$\bar{\mu}$	$\mu_1$	$\mu_2$	$\mu_3$	$\bar{\mu}$
73%	0.625	0.625	0.61	1.62	0.417	0.425	0.425	0.422
75%	0.417	0.41	0.415	0.414	0.270	0.268	0.271	0.27
78%	0.437	0.456	0.452	0.448	0.395	0.383	0.382	0.386
80.1%	0.458	0.458	0.458	0.458	0.502	0.512	0.52	0.51
83%	se deforma y rueda				0.55	0.571	0.56	0.56

$\mu$  : coeficiente de rozamiento promedio

COEFICIENTE DE ROZAMIENTO CINEMATICO  
EN FUNCION DEL ANGULO

$\mu_R$  - Coeficiente de rozamiento cinemático entre carne de pez bonito y plancha agujereada.

$\mu_H$  - Coeficiente de rozamiento cinemático entre carne de pez bonito y plancha no agujereada.

Tabla Nº 4

		1	2	3	4	5
0	$\mu_R$	0.82	0.635	0.47	0.405	0.495
	$\mu_H$	0.55	0.435	0.285	0.278	0.35
30	$\mu_R$	0.82	0.616	0.464	0.41	0.506
	$\mu_H$	0.55	0.412	0.282	0.281	0.359
60	$\mu_R$	0.82	0.59	0.455	0.413	0.52
	$\mu_H$	0.55	0.39	0.280	0.288	0.315
90	$\mu_R$	0.82	0.565	0.445	0.42	0.53
	$\mu_H$	0.55	0.37	0.276	0.291	0.37
120	$\mu_R$	0.82	0.54	0.44	0.425	0.54
	$\mu_H$	0.55	0.35	0.275	0.3	0.38
150	$\mu_R$	0.82	0.525	0.43	0.43	0.55
	$\mu_H$	0.548	0.335	0.24	0.305	0.385

van...

vienen...

		1	2	3	4	5
180	$\mu_R$	0.82	0.514	0.424	0.438	0.56
	$\mu_H$	0.545	0.32	0.265	0.31	0.39
210	$\mu_R$	0.815	0.50	0.415	0.445	0.57
	$\mu_H$	0.540	0.308	0.262	0.315	0.395
240	$\mu_R$	0.81	0.49	0.410	0.454	0.585
	$\mu_H$	0.53	0.295	0.265	0.320	0.404
270	$\mu_R$	0.795	0.48	0.405	0.462	0.595
	$\mu_H$	0.515	0.287	0.265	0.33	0.41
300	$\mu_R$	0.77	0.478	0.402	0.475	0.61
	$\mu_H$	0.49	0.285	0.267	0.336	0.415
330	$\mu_R$	0.71	0.474	0.402	0.485	0.62
	$\mu_H$	0.465	0.285	0.271	0.343	0.417
360	$\mu_R$					0.63
	$\mu_H$					0.42

#### 2.6.4 Observaciones y conclusiones de las experiencias realizadas

1. Las presiones de compresión con las que se llega de la humedad después del escurrido natural (2 minutos) hasta la humedad natural de la carne de pescado está por el orden de  $1.3 \text{ kg/cm}^2$ .
2. Las presiones requeridas para llegar a la humedad natural son menores cuando se realiza con remoción intermedia disminuyendo en nuestro caso en 30% para el bonito y 60% en el tollo.
3. Las presiones requeridas para llegar a la humedad natural son menores después de la segunda y tercera lavada. Disminuyendo hasta en 50% tanto después de la segunda y tercera lavada con respecto a la primera.
4. El caudal de drenado disminuye conforme disminuye la humedad de la pasta y aumenta conforme está menos compacta (remoción).
5. El volumen específico al que se llega después de una presión es menor cuanto mayor es la velocidad de incremento de presión. Este incremento tiene un límite porque a velocidades muy altas se produce una disminución aguda de los huecos en la pasta, llegando incluso a producirse la salida de la pulpa a través de las paredes de la malla.

6. La humedad es menor en las paredes de la malla, superficies de compresión (pistón) y base, que en la parte media. Se puede concluir que la humedad aumenta conforme se aleja de las superficies de compresión.
  
7. El coeficiente de rozamiento entre la pulpa de pescado y la plancha de acero tiene la tendencia de una parábola cuadrática hacia arriba, es decir: conforme aumenta la humedad el coeficiente disminuye hasta cierto valor (produciéndose en un mínimo) luego aumenta. Esto sucede porque cuanto más baja es la humedad está más compacta (más sólido) y conforme aumenta la humedad el agua contenida actúa como si fuera un lubricante en la superficie de rozamiento por lo que disminuye el coeficiente de rozamiento y si se continúa aumentando la humedad de la pasta, esta tiende a ser más fluida produciéndose el fenómeno de adherencia motivo por el cual aumenta el coeficiente de rozamiento.

Nota: Los porcentajes mencionados son para la condiciones particulares del ensayo.

### CAPITULO 3

## DESCRIPCION DE LA PRENSA Y REQUERIMIENTOS QUE DEBE CUMPLIR

### 3.1 DESCRIPCION DE LA PRENSA Y SU FUNCIONAMIENTO

La prensa de tornillo es ventajoso sobre las otras formas de estrujamiento, porque tiene gran producción, alto grado de automatización y continuidad de proceso.

Los parámetros principales de una prensa de tornillo son: el diámetro del tornillo, la relación de su longitud al diámetro ( $L; D$ ) y la velocidad de giro. Generalmente se clasifican, en primer orden, por el diámetro del husillo.

Por otro lado, pueden encontrarse, prensas de tornillo de uno o varios tornillos, de una o varias etapas y de uno o varios cilindros. Se distinguen también por el perfil configuración del tornillo, que puede ser simple (husillo cilíndrico de paso y profundidad del canal fijos

variables) y complejo (escalonado interrumpido, cónico, parabólico) con hélices formando espiral.

Con referencia a la velocidad de giro del tornillo, la velocidad de giro del eje es del orden de 4-500 rpm, según cual sea la aplicación, considerándose normales menores a 150 rpm y rápidas a mas de 150 rpm, mientras que la presión del cilindro puede ser hasta 1.500 a 3.000 kg/cm<sup>2</sup>.

La prensa de tornillo, compuesto de cuatro partes principales: cuerpo de prensa, tornillo rotativo, válvulas y resorte.

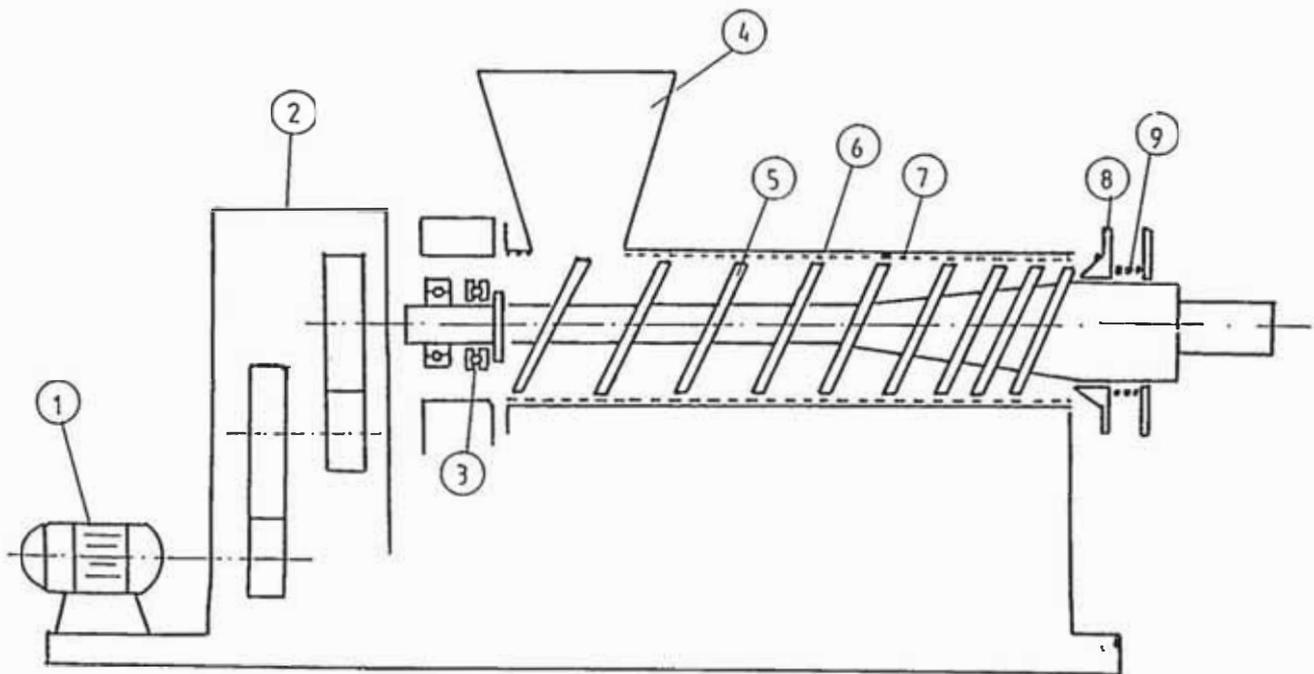


figura Nº 4

En la figura Nº 4 se muestra esquemáticamente una extrusora de tornillo (prensa de tornillo). Examinando el dibujo podemos ver claramente que el motor eléctrico (1) montado en el extremo izquierdo de la máquina, transmite el movimiento de giro por medio del reductor (2), al tornillo

(5), recoje el material de la tolva de carga (4), lo desplaza y comprime por el canal helicoidal a lo largo del cilindro (6). El cilindro (6) y la malla 7 tienen perforaciones o ranuras muy pequeñas, a través de las cuales fluye el licor o líquido exprimido de la pulpa de pescado.

La pulpa escurrida abandona la máquina por medio del extremo derecho donde se encuentra la válvula de presión (8). El resorte de presión (9) está en el extremo de la prensa de tornillo, mantiene la fuerza presión y funciona como válvula de seguridad en caso de ingresar cuerpos extraños.

### 3.2 REQUERIMIENTOS QUE DEBE REUNIR LA PRENSA

Las características de procesamiento de la pasta de pescado, nos dan los parámetros iniciales de diseño que vienen a ser los requisitos que deben reunir y son los siguientes:

- a) La humedad de la pasta a la salida de la prensa debe ser igual a humedad natural del pescado con una tolerancia de más o menos 2%. Para nuestro caso en Bonito 73% más o menos 2%.
- b) La temperatura de la pasta de pescado no debe ser superior a cierto límite  $10^{\circ}\text{C}(\pm 2^{\circ}\text{C})$  (depende del tipo de pescado) a la cual empieza el deterioro de las

proteínas, y causa una pérdida de la capacidad de formación de gel.

- c) Puesto que la pasta de **pescado es de** consumo humano, las condiciones sanitarias **nos exigen que** el material de contacto con la pasta de pescado sea no tóxico al organismo humano.
- d) El **número de veces** estrujamiento que está determinado por el número de lavadas, en el caso del Bonito es tres veces.
- e) Tornillo de paso variable.
- f) Caudal de producto estrujado de 50 kg/hr.
- g) **Eje del** tornillo recto en una primera parte y cónico en la parte posterior. De las experiencias desarrolladas observamos que las presiones requeridas para **llegar a** la humedad natural, es menor cuando se realiza un **reacomodo de las fibras**. El cambio **forma del eje de recto a cónico** hace posible una comprensión primaria axial y en el **tramo cónico radial**.
- h) Características de ergonomía, **fácil acceso, montaje y** desmontaje, transportable.

#### CAPITULO 4

### DISEÑO DEL TORNILLO DE LA PRENSA-MODELO

Los requisitos enumerados en el capítulo anterior (3), son los parámetros iniciales para el diseño de la prensa.

#### 4.1 DESCRIPCION DEL PROCESO DE COMPRESION EN EL TORNILLO

La acción de prensado del tornillo depende de la velocidad de giro, ángulo de hélice de la espiral, diámetro de los agujeros de la malla, y coeficiente de fricción que surge como consecuencia del roce del material con las paredes del cilindro y la superficie del tornillo. El coeficiente de fricción depende principalmente del tipo de características de la carne de pescado. El aspecto de la temperatura no se toma cuenta, puesto que debemos cuidar de no sobrepasar los 10°C.

El material será impulsado con mayor efectividad por el tornillo cuanto mayor sea la fricción entre el material y

las paredes del cilindro y cuanto menor sea en la superficie del husillo.

#### RESUMEN DE LOS REQUERIMIENTOS

- a) Humedad de salida 73%
- b) Temperatura máxima de la pulpa de 10 °C
- c) Material de contacto con la pulpa, "no tóxica"
- d) Etapas de estrujamiento: 3
- e) Producción con caudal de 250 kg/HR de pasta

Observaciones experimentales, motiva a considerar al flujo de la pasta, como el flujo de un cuerpo deformable. En el ensayo de fricción se observa que al desplazarse la pulpa en una superficie inclinada, la pasta se desliza sobre la superficie en forma conjunta, como si fuera un sólido, y no como líquido.

El flujo de la pasta en el interior de la prensa puede considerarse de tres tipos: directo, inverso y radial.

El flujo directo constituye un movimiento de arrastre, originado por el desplazamiento relativo del tornillo respecto al cilindro. La pulpa acumulada en el espacio anular formado por el eje del husillo y la superficie interior del cilindro está sometida a deformaciones de cizallamiento, que las paredes del canal helicoidal transforman en movimiento de avance, es decir flujo directo. El caudal del flujo volumétrico viene determinado

fundamentalmente por la profundidad, paso del tornillo y de su velocidad de giro.

El flujo inverso surge como resultado de una sobrepresión acumulada ante la válvula de presión o de regulación de humedad, que obliga a fluir a la masa en dirección contraria. Sin embargo, como el flujo directo es mayor se observará sólo la reducción de este en una magnitud correspondiente al flujo inverso sin evidenciarse como es lógico la corriente de material en sentido contrario. La presencia del resorte anula el flujo inverso, debido a que la presencia de una sobrepresión deforma al resorte, y a su vez varía el área de salida, por lo que modifica la presión, disminuyendo la sobrepresión. Desde luego, la reacción del resorte no es instantánea, por lo que existe un flujo inverso por corto tiempo y en forma esporádica por lo que se puede considerar nulo.

El flujo radial está constituido por salida de fibras de pulpa a través de la malla perforada, las consideramos nulas por ser mínimas. El flujo radial depende de la constitución física de la pulpa y del diámetro de los agujeros de la malla.

El líquido de la pulpa además de poseer el flujo directo e inverso posee flujo radial y el flujo debido a las fugas de líquido que tienen lugar a través de las huelgos radiales existentes entre las crestas o vértices de los

filetes del tornillo y la superficie interior del cilindro. Este último flujo, comparado con el flujo radial y directo es pequeño que resulta insignificante que podemos prescindir de él al efectuar cálculos.

El flujo radial del agua se lleva a cabo a través de los orificios de la malla y se debe a la presión ejercida por la prensa sobre la pulpa de pescado. El caudal depende directamente de la humedad, presión, tipo de fibras de pescado y el diámetro de los agujeros en la malla.

Por lo tanto, para el diseño del tornillo sólo se considerará el flujo directo de la pulpa más el líquido, y el flujo radial del líquido extrujado.

#### 4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL TORNILLO PROTOTIPO

La resistencia a la compresión ha sido estudiada en condiciones de equilibrio en el estrujamiento, esto es, las condiciones que prevalecen después de haber conseguido mantener la presión constante hasta que deja de escurrir el líquido exprimido, este estudio es considerada como requisito indispensable para realizar el diseño del tornillo.

La variación de volumen con la presión dentro del tornillo, seguirá la ley de resistencia a la compresión de la pulpa.

Experimentalmente se ha encontrado que incrementos de presión muy grandes impiden la salida de líquido de la pulpa, llegando incluso a salir pulpa de pescado en forma de tallarines a través de los orificios de la malla. Esta observación nos conduce a considerar la variación del volumen y presión siguiendo la característica de resistencia a la compresión para los cuales no se ha tenido el fenómeno de obstrucción.

El comportamiento de la pulpa del pez bonito en el estrujamiento no ha sido estudiada en forma completa, por ejemplo, las intensidades de expresión óptimas y límites de intensidad no se han determinado.

En el presente trabajo de investigación para el diseño de la prensa se usa las curvas obtenidas sin obstrucciones.

Así de esta manera la curva de compresión a seguir es:

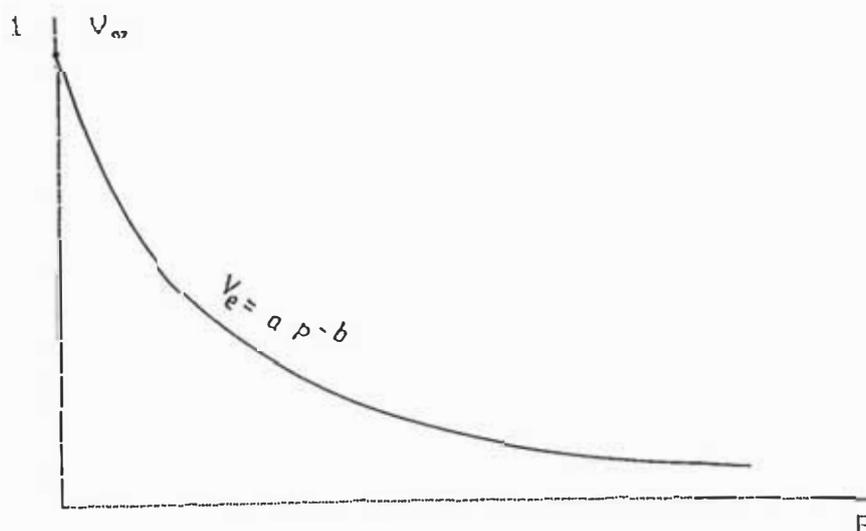
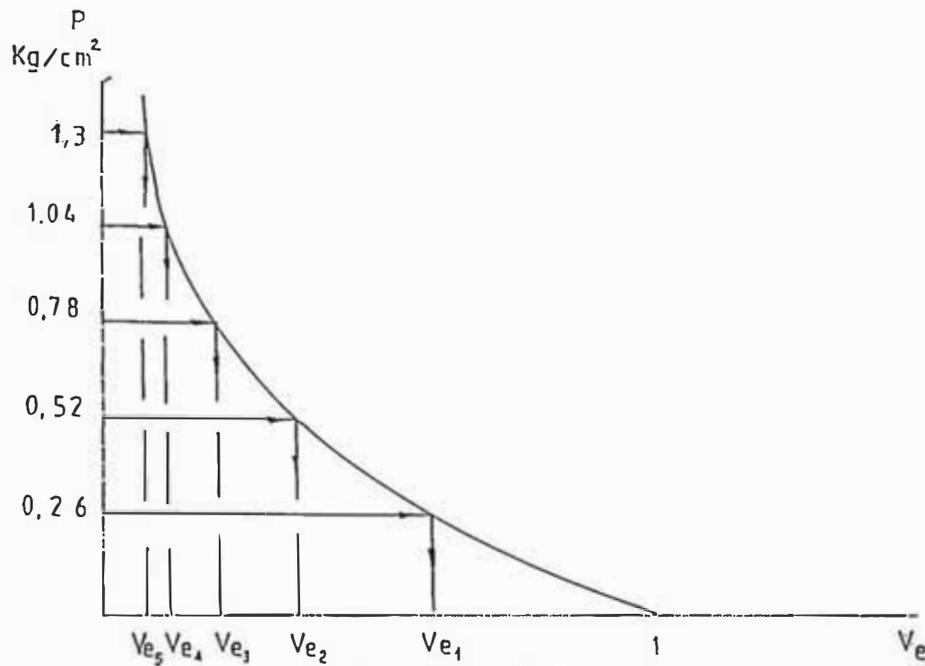


Figura Nº 5

Los experimentos realizados nos indican que para incrementos menores a  $0.26 \text{ kg/cm}^2$  la pulpa de pescado comprimida no sufre obstrucción brusca de los orificios internos. Por este motivo es que tomamos variaciones de presión de  $0.26 \text{ kg/cm}^2$  entre paso y paso.



De este modo, para una variación total de  $1.3 \text{ kg/cm}^2$  e incrementos de  $0.26$  tendremos:

$$\text{Nº pasos} = \frac{1.3}{0.26} = 5$$

Para el diseño del tornillo se está considerando la variación de presión entre pasos constantes y partimos de la característica natural del pescado bonito.

$$V_e = 0.592811 \times P - 0.612255559 \times 10^{-2}$$

donde:  $V_m = \frac{V}{V_0}$  volumen específico

$V$  = volumen de la pulpa de pescado

$V_0$  = Volumen inicial antes de comprimir

$P$  = Presión de compresión (kg/cm<sup>2</sup>)

En las condiciones iniciales de trabajo para la prensa, la pulpa va a tener una humedad del orden del 82.5% (después del lavado, escurrido natural). Después del estrujado en la prensa debe llegar a su humedad natural de 73%; la pasta llega a esta humedad con 1.3 kg/cm<sup>2</sup> y un volumen específico de 0.576.

De este modo elaboramos una primera tabla:

#### COMPRESION EN 5 PASOS

$$\Delta P = 1.3$$

$$\Delta P/\text{paso} = 0.26$$

Tabla Nº 5

# PASO	0	1	2	3	4	5
PRESION	0	0.26	0.52	0.78	1.04	1.3
Ve	1	0.667	0.628	0.606	0.591	0.579

Para el diseño de la prensa se va a construir un modelo o prototipo, en el cual se comprobarán, si se cumplen las hipótesis y criterios de cálculo asumidos a lo largo de este trabajo de investigación. También podremos obtener algunos datos experimentales, que no ha sido posible de medición en laboratorio.

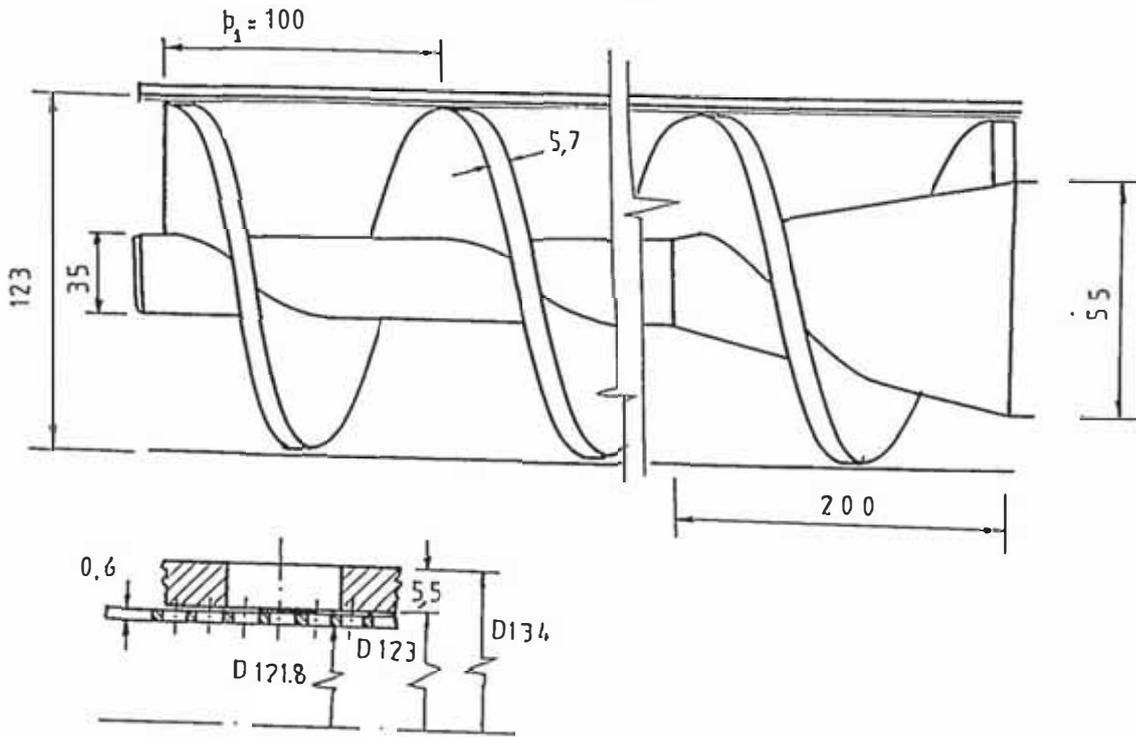
En el diseño del prototipo asumiremos algunas dimensiones que posteriormente serán sólo comprobadas a fin de que estén por debajo de esfuerzos, deformaciones, etc., permitidos. En el diseño de la prensa se harán los cálculos correspondientes de las dimensiones de la prensa.

#### 4.2.1 CONFIGURACION DE LOS PASOS DEL TORNILLO

El paso del tornillo será variable.

Los ensayos realizados nos indican que si la compresión primeramente es en una dirección y luego en forma transversal, se obtiene una mejor expresión y con menores presiones. Este hecho nos conduce a construir el tornillo de la siguiente forma:

- a) Los dos primeros pasos de compresión con el eje del tornillo en forma recta.
- b) Los tres pasos siguientes con eje de tornillo de forma cónica.

Figura N<sup>o</sup> 7

Asumimos las condiciones de cálculo del tornillo para el modelo, como las siguientes:

Espesor de plancha perforada	: 0.6 mm
Espesor de plancha de hélice (e)	: 5.7 mm
Diámetro interno del tubo (o)	: 123
Diámetro interno de la plancha perforada (D):	121.8 mm

Se considera que en el paso  $p_1$  sólo existe un llenado parcial y sin compresión, a partir del paso  $p_0$  se considera un llenado total y se produce la compresión de la pulpa de pescado entre las superficies de la hélice del tornillo.

#### Cálculo del Volumen Inicial ( $V_0$ )

Para el cálculo se analiza un sector de volumen al inicio de la espira 1. El sector de volumen corresponde a un ángulo de  $\theta$  igual a  $\pi/6$  radianes y servirá de comparación

con volúmenes de igual ángulo  $\theta$  para el cálculo del volumen específico. En el gráfico siguiente se muestra la ubicación del volumen inicial considerado.

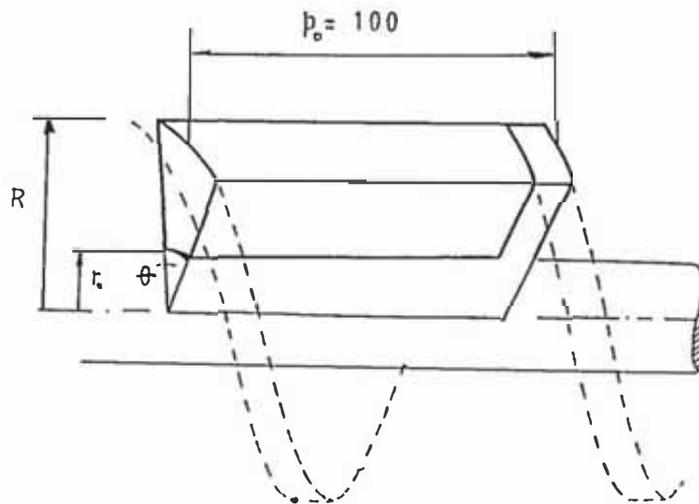


Figura N<sup>o</sup> 8

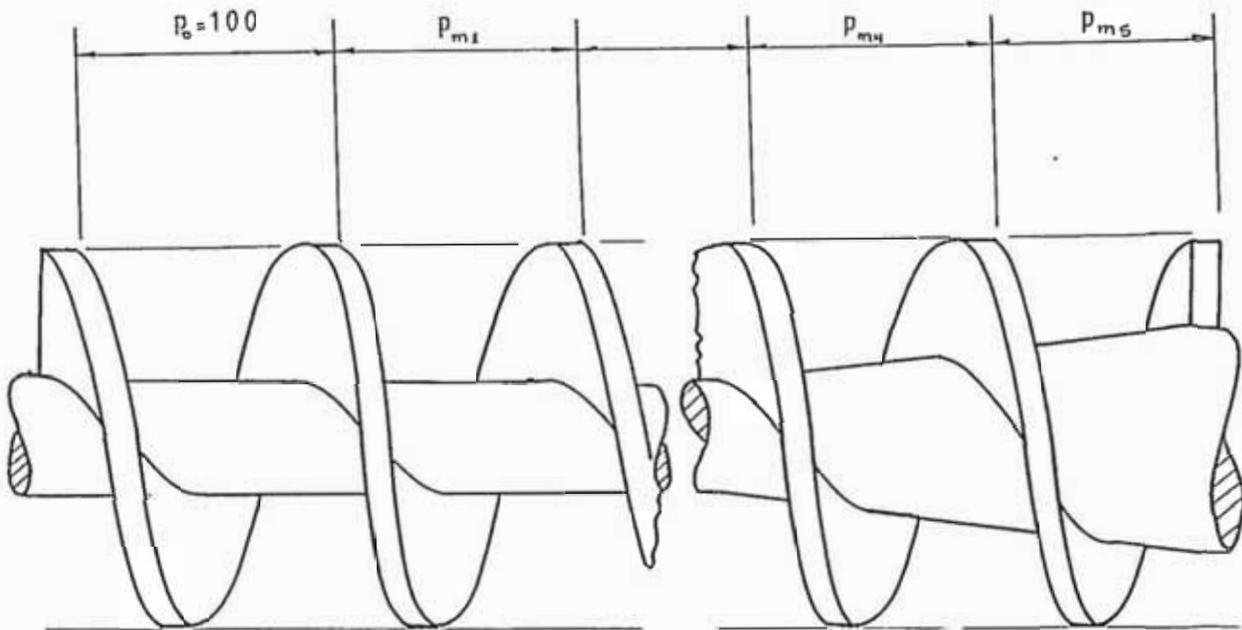
$$V_e = \frac{\theta}{2} (R^2 - r_o^2) \times (p_o - e)$$

$$V_e = \frac{\pi}{12} (60.9^2 - 17.5^2) (100 - 5.7) \text{ mm}^3$$

$$V_e = 84001.32 \text{ mm}^3$$

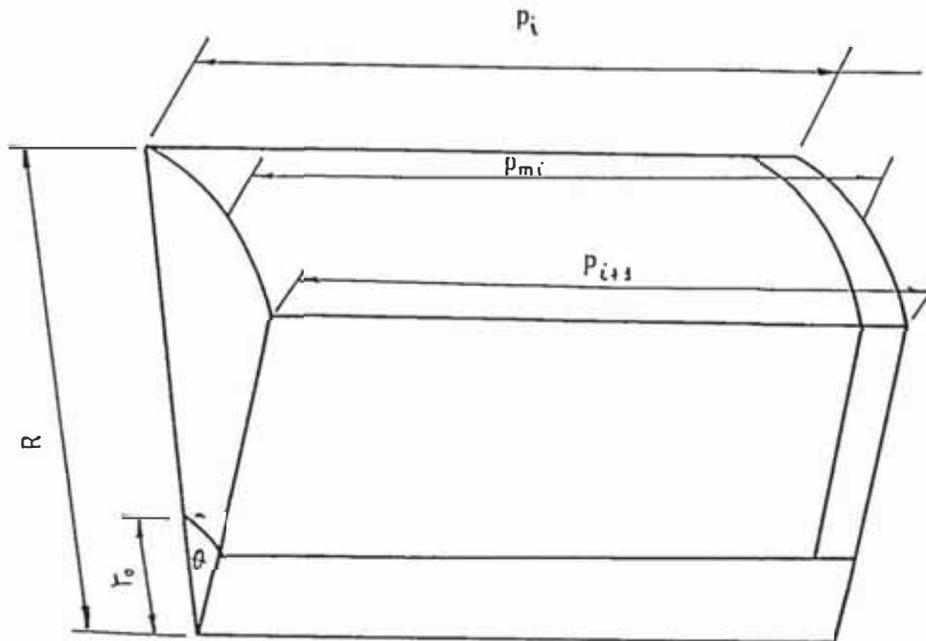
#### Cálculo de los pasos al inicio de cada espira ( $p_i$ )

Como primer cálculo se condicionará que el inicio de cada espira sigue la ley de variación de volumen y presión de la ecuación  $V_e = a p^{-b}$  y tomará los valores de la tabla N<sup>o</sup> 4, por lo que una primera configuración del tornillo será:

Figura N<sup>o</sup> 9

por lo que a cada volumen específico ( $V_{e1}$ ) corresponderá un paso  $p_i$ , según la tabla siguiente:

$V_{ei}$	$V_e$	paso $p_{mi}$
$V_0$	1	$p_{m0}$
$V_{e1}$	0.667	$p_{m1}$
$V_{e2}$	0.628	$p_{m2}$
$V_{e3}$	0.606	$p_{m3}$
$V_{e4}$	0.591	$p_{m4}$
$V_{e5}$	0.579	$p_{m5}$

Zona de eje rectoFigura N<sup>o</sup> 10

$$\theta = \frac{\pi}{6} \text{ radianes}$$

$$p_m = \frac{p_{i+1} + p_i}{2}$$

$p_i$  : paso al inicio del sector circular

$p_{i+1}$ : paso al final del sector circular

$R$  : 60.9 mm

$r_o$  : 17.5 mm

El volumen  $V_i$  será:

$$V_i = \frac{\theta}{4} (R^2 - r_o^2) (p_{mi} - e) \dots \dots \dots (B)$$

Pero  $V_e = V_i/V_o$ , entonces:

$$V_{mi} \cdot V_o = \frac{\theta}{2} (R^2 - r_o^2) (p_{mi} - e)$$

de donde podemos despejar  $p_{mi}$

$$p_{mi} = \frac{2V_e V_o}{\theta(R^2 - r_o^2)} + e$$

$$p_{mi} = \frac{12V_e V_o}{\pi(60.9^2 - 17.5^2)} + 5.7 \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$V_o = 1002531.8 \text{ mm}^3$$

Zona de eje cónico

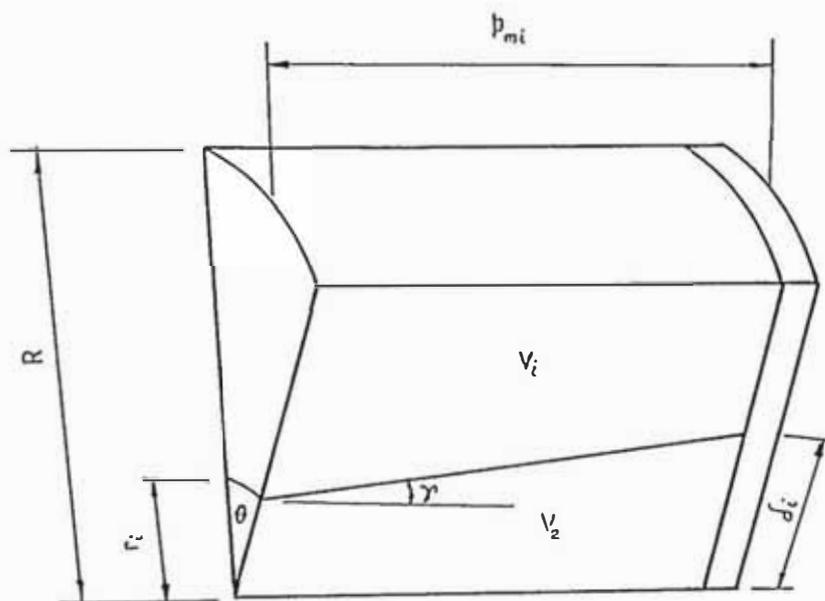


Figura N° 11

El volumen  $V_i$  será:

$$V_i = V_{total1} - V_2$$

$$V_i = \frac{\theta}{2} R^2 (pm_1 - e) - \frac{\theta}{8} (pm_1 - e) [(ri + \delta i)^2 + 1/3 (\delta i - ri)^2]$$

agrupando y simplificando:

$$V_i = \frac{\theta}{2} (pm_1 - e) \times [R^2 - 1/4 \{((\delta i - ri)^2 + 1/3(\delta i - ri)^2)\}] \dots\dots\dots (10)$$

pero  $V_i = V_{e1} V_o$  reemplazando en la ecuación anterior y despejando  $pm_1$

$$pm_1 = \frac{2 V_{e1} V_o}{\theta [R^2 - 1/4 \{((\delta i - ri)^2 + 1/3(\delta i - ri)^2)\}] + e} \dots\dots\dots (11)$$

Los valores de  $\delta i$  dependen del paso según la siguiente relación:

$$\delta i = \operatorname{tgr} (pm_1 - e) + ri, \quad \delta i = \frac{1}{20} (pm_1 - e) pi$$

por lo que se tendrá:

$$pm_1 = \frac{12 \cdot V_i V_o}{\pi [60.9^2 - 0.25 \{ (2pm_1 - \frac{p-5.7}{20})^2 + \frac{1}{3} (\frac{p-5.7}{20})^2 \}]} + 5.7 \dots\dots\dots (12)$$

Reemplazando los valores de  $V_e$  en la ecuación N<sup>o</sup> 9 se obtienen los pasos medios al inicio de cada espina en la zona de eje recto. Los valores del peso medio al inicio de cada espina en la zona de eje cónico se obtiene la ecuación N<sup>o</sup> 12 mediante un proceso de iteración, iniciando el cálculo a partir del último paso hasta completar la zona de eje cónica de longitud de 200 mm. Los valores calculados se muestran en las siguiente tabla:

N <sup>o</sup> ESPIRA	0	1	2	3	4	5
Paso $p_{m1}$	100	68.6	64.9	63.9	64.8	66.65
$V_e$	1	0.667	0.628	0.606	0.591	0.579

El paso  $p_1$  se considera sólo de llenado, donde la pulpa cae a través de la tolva y no existe un llenado de 100%,  $P_1$  será de 140 mm siguiendo la tendencia de crecimiento de los pasos llegándose a la siguiente configuración del tornillo:

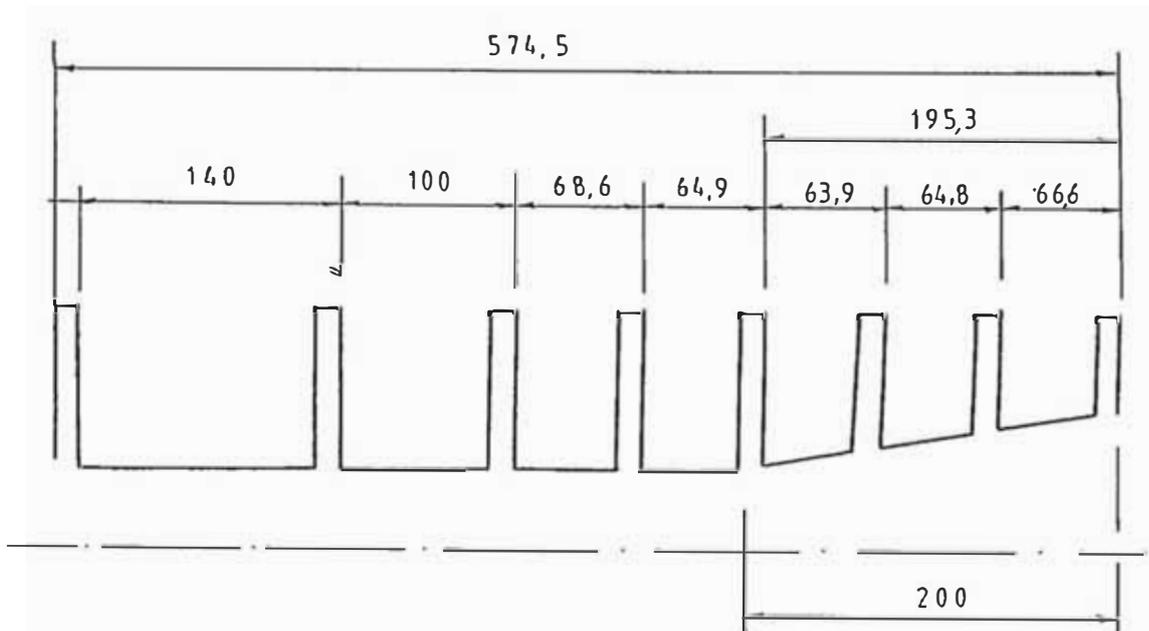


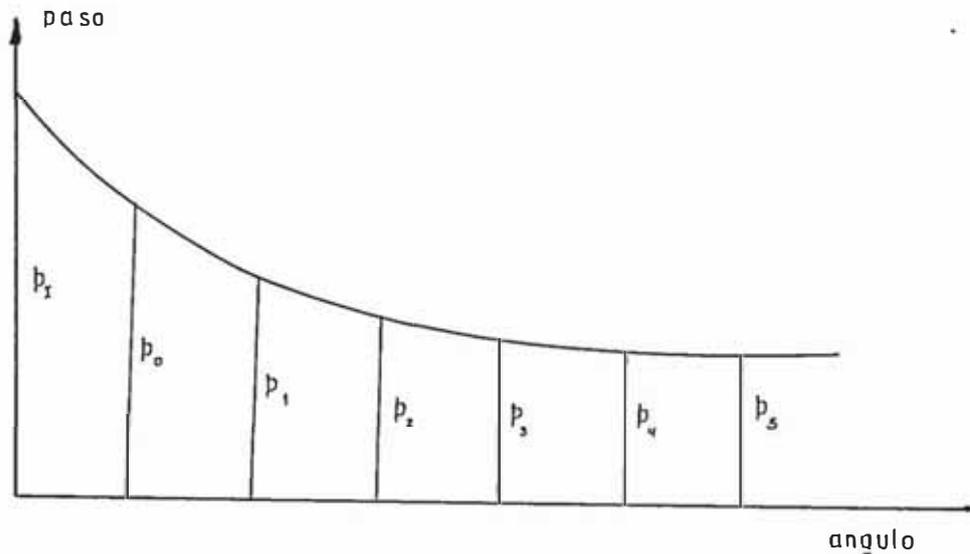
Figura Nº 12

#### 4.2.2 Determinación de la trayectoria de la hélice en función al ángulo

La hélice del tornillo formará un ángulo de  $90^\circ$  con el eje recto del tornillo, por lo que el paso del diámetro externo es igual al paso en el eje del tornillo.

La trayectoria que describirá la hélice, se determinará con los valores que irá tomando el paso a lo largo del eje del tornillo y el ángulo (sistema de referencia polar, donde el ángulo se mide en un plano perpendicular al eje) por lo que deberá encontrarse los pasos, y lo obtendremos en forma gráfica, ajustando la curva formada por los  $p_1, p_2, p_3, p_4, p_5$ , y se tabulará a cada  $30^\circ$ . La curva ajustada se

muestra en el gráfico N<sup>o</sup> 5 con su respectiva tabulación, y el esquema de su construcción se muestra en la Figura N<sup>o</sup> 13.



ESQUEMA DEL AJUSTE DE CURVA

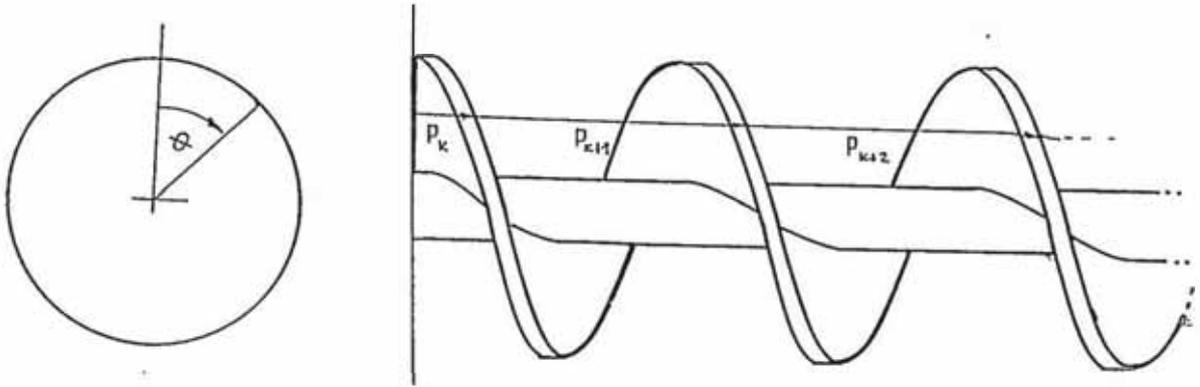
Figura N<sup>o</sup> 13

Con los valores tabulados podemos determinar la trayectoria de la hélice en el eje por consiguiente la construcción del tornillo.

En la gráfica N<sup>o</sup> 5 la curva creciente se ha obtenido sumando los valores de los pasos al inicio de cada espira, con el fin de tener una referencia para el crecimiento del paso en el extremo del tornillo y, además tener un ángulo de espira de crecimiento o disminución en forma continua.

Esquemáticamente el valor  $\Sigma p_m$  de la tabla 7, representa lo siguiente:

$$p_i = p_k + p_{k+1} + p_{k+2} + \dots$$

Figura N<sup>o</sup> 14

El valor de  $p_{mi}$ , es la dimensión que irá tomando el paso a lo largo del tornillo y se ha obtenido mediante interpolación en el gráfico N<sup>o</sup> 5 (curva decreciente y luego creciente). Esta curva se construye teniendo en cuenta que entre dos pasos consecutivos existe un recorrido de  $2\pi$  radianes y completando de esta manera una espira.

PASO (mm) - ANGULO ( °)

Tabla Nº 7

# PASO ANGULO	0	1	2	3	4	5	6	
0	$\rho_m$	0	140	100	68.6	64.9	63.90	64.80
	$\Sigma \rho_m$	0	140	240	308.6	373.5	437.40	502.20
30	$\rho_m$	14	135.5	97	68	64.7	63.95	64.90
	$\Sigma \rho_m$	14	149.5	246.5	314.5	372.2	443.15	508.05
60	$\rho_m$	28	131.5	93	67.4	64.6	64.00	65.00
	$\Sigma \rho_m$	28	159.5	252.5	219.9	384.5	448.50	513.05
90	$\rho_m$	41.5	126.6	90.9	67.0	64.5	64.10	65.20
	$\Sigma \rho_m$	41.5	168.1	259	326	390.5	454.60	519.80
120	$\rho_m$	55	123	86	66.6	64.4	64.20	65.40
	$\Sigma \rho_m$	55	178	264	330.6	395	459.20	524.65
150	$\rho_m$	68	118.9	83.6	66.2	64.3	64.25	65.50
	$\Sigma \rho_m$	68	186.9	270.5	336.7	401	465.25	530.75
180	$\rho_m$	80	115.5	80.5	65.9	64.2	64.30	65.65
	$\Sigma \rho_m$	80	195.5	276	341.9	406.1	470.40	536.05
210	$\rho_m$	91	112	79	65.6	64.1	64.40	65.80
	$\Sigma \rho_m$	91	203	282	347.6	411.7	476.10	541.90

van....

vienen...

# PASO	0	1	2	3	4	5	6
ANGULO							
240	pm 102	109.5	75.5	65.4	64.0	64.49	66.00
	$\Sigma p_m$	102	211.5	287	352.4	416.40	480.89
270	pm 112.5	106	74.5	65.2	63.98	64.50	66.20
	$\Sigma p_m$	112.5	218.5	293	358.2	422.18	486.68
300	pm 122	104.4	71.6	65.1	63.95	64.60	66.40
	$\Sigma p_m$	122	226.4	298	363.1	427.05	491.65
330	pm 131	102	70.5	65.0	63.93	64.70	66.50
	$\Sigma p_m$	131	233	303	368.5	432.43	496.70
360	pm 140	100	68.6	64.9	63.9	64.80	66.65
	$\Sigma p_m$	140	240	308.6	373.5	437.4	502.20

pm : paso medio

$\Sigma P_m$  : suma de pasos continuos longitudinal

#### 4.3 PRESION EN EL TORNILLO EN FUNCION DEL ANGULO

Para encontrar la relación de la presión en función de los ángulos usamos la Tabla Nº 7 paso en función de los ángulos en el tornillo, con estos pasos obtenemos geoméricamente los volúmenes específicos en función de los ángulos para un sector circular  $\theta$  escodido, los volúmenes específicos obtenidos serán

aproximados, si el sector circular es de menor área se tendrá mayor aproximación. Para nuestros cálculos el ángulo del sector circular será  $\pi/6$  radianes (30°).

Conocido, la relación volumen específico en función del ángulo, mediante la ecuación N° 6 ( $V_e = aP^{-b}$ ) relacionamos la presión con el ángulo a lo largo de todo el tornillo.

#### 4.3.1 Cálculo de volúmenes específicos

##### Cálculo del volumen específico en la zona de eje recto

El volumen del sector circular en la zona de eje recto será aproximadamente:

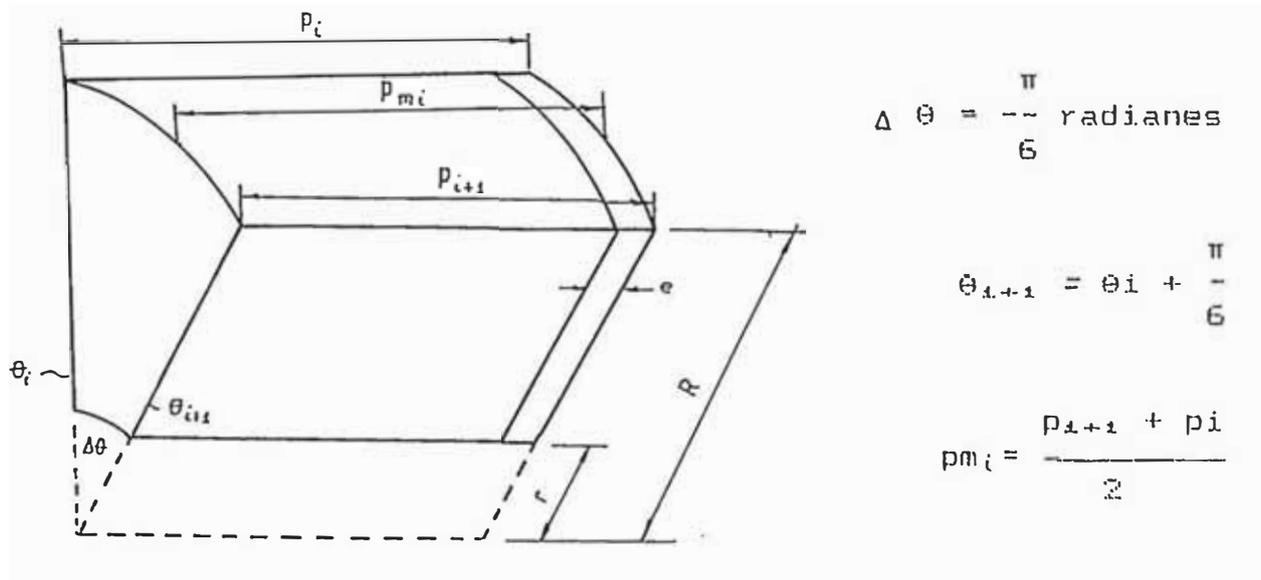


Figura N° 15

$$V_i = \frac{-\theta}{2} \times (R^2 - r^2) \times \left( \frac{p_{i+1} + p_i - 2 \times e}{2} \right)$$

$$V_i = \frac{\pi}{12} \times (60.9^2 - 17.5^2) \times (p_m - 5.7) \dots \dots \quad (13)$$

La ecuación (13) nos permitirá hallar los volúmenes, los valores  $p_m$  se obtienen de la Tabla N<sup>o</sup> 7.

Para calcular el volumen específico dividimos entre volumen inicial  $V_0$  que es el primer ángulo de  $\pi/6$  en la espira N<sup>o</sup> 1 (no se considera la espira N<sup>o</sup> 0 porque consideramos anteriormente que no existe un llenado de 100%.)

Reemplazamos datos obtenemos:  $V_0$

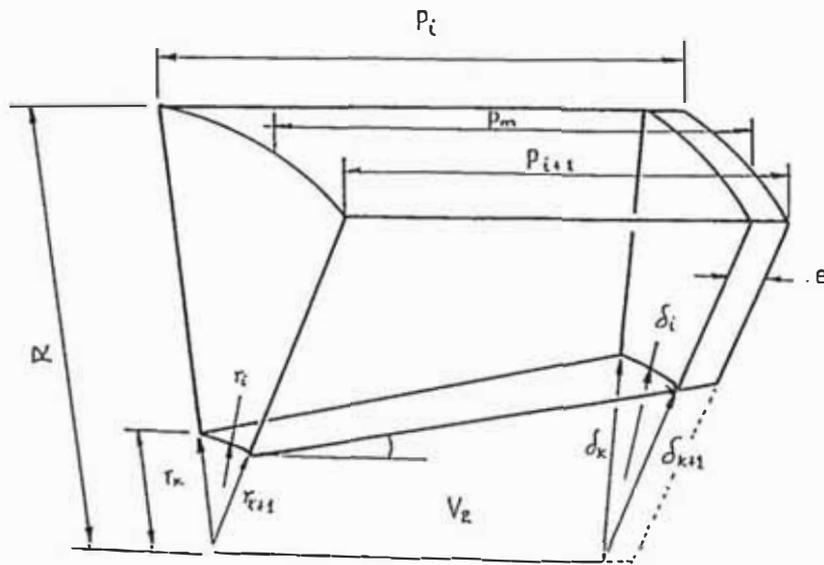
$$V_0 = 84001.32 \text{ mm}^3$$

y el volumen específico ( $V_e$ ) será:

$$V_e = \frac{V_i}{V_0}$$

Los valores obtenidos se registran en la Tabla N<sup>o</sup> 9 en las espiras 1 y 2.

## Cálculo del volumen específico en la zona de eje cónico

Figura N<sup>o</sup> 16

$$V_i = V_{total} - V_2$$

$$V_i = \frac{\theta}{2} R^2 \left( \frac{p_{i+1} + p_i - 2e}{2} \right) - \frac{\theta}{8} \left( \frac{p_{i+1} + p_i - 2e}{2} \right) \left[ (r_i + \delta_i)^2 + \frac{1}{3} (\delta_i - r_i)^2 \right]$$

Simplificando:

$$v_i = \frac{\theta}{4} (p_{i+1} + p_i - 2e) \times \left[ R^2 - \frac{1}{4} \left\{ (\delta_i + r_i)^2 + \frac{1}{3} (\delta_i - r_i)^2 \right\} \right]$$

Donde:

$$\delta_i = \frac{\delta_{k+1} + \delta_k}{2}; \quad r_i = \frac{r_{k+1} + r_k}{2}; \quad \delta_{i+m} = \left( \frac{p_{i+1} + p_i - 2e}{2} \right) + r_i$$

para  $\theta = \frac{\pi}{6}$  y  $p_{i+1} = \frac{p_{i+1} + p_i}{2}$  se tiene:

$$v_i = \frac{\pi}{12} (p_m - 5.7) \times [60.9^2 - 0.25((\delta_i + r_i)^2 + \frac{1}{3}(\delta_i - r_i)^2)] \dots\dots\dots(14)$$

Los valores de  $\delta_i$  y  $r_i$  tabulamos para cada ángulo mediante la siguiente relación:

$$\delta_i = \frac{(p_{i+1} + p_i - 2 * 5.7)}{40} + r_i = \frac{p_m - 5.7}{20} + r_i$$

y obtenemos la siguiente tabla:

RADIOS EN LA ZONA DE EJE CONICO  
EN FUNCION DEL ANGULO EN  
LAS ESPIRAS Nº 5 Y 6

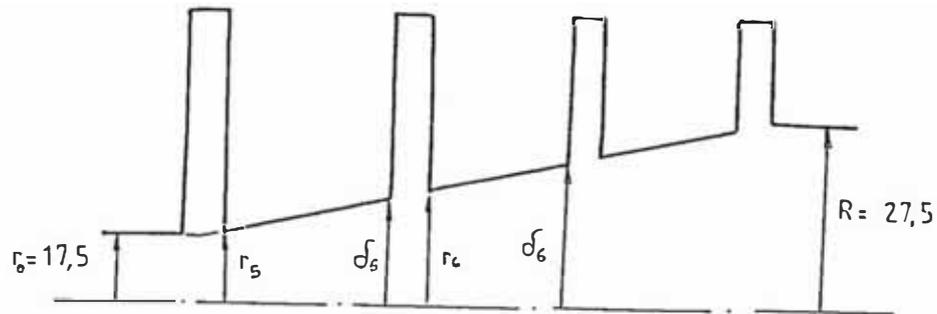


Tabla Nº 8

Angulo	$r_5$	$\delta_5$	$r_6$	$\delta_6$
0	17.7325	20.6425	20.9275	23.8825
30	18.0125	20.9245	21.1745	24.1345
60	18.2745	21.1895	21.4745	24.4395
90	18.5725	21.4925	21.7775	24.7525
120	18.7945	21.7195	22.0045	24.9895
150	19.0935	22.021	22.306	25.296
180	19.347	22.277	22.562	25.5595
210	19.627	22.562	22.847	25.852
240	19.8625	22.802	23.087	26.102
270	20.181	23.1215	23.406	26.431
300	20.3995	23.3445	23.6295	26.6645
330	20.6735	23.6235	23.9085	26.9485
360	20.9275	23.8825	24.167	27.2145

## VOLUMEN ESPECIFICO CALCULADO

Tabla No 9

No Espira					
Angulo	1	2	3	4	5
0	1	0.667		0.606	0.5905
30	0.9682	0.661		0.6044	0.5895
60	0.9258	0.654		0.6030	0.5879
90	0.9035	0.6500		0.6019	0.5872
120	0.8815	0.6458		0.6012	0.5872
150	0.8261	0.6416		0.5995	0.5855
180	0.7932	0.6384		0.5981	0.5846
210	0.7773	0.6352		0.597	0.5835
240	0.7402	0.6331		0.596	0.5832
270	0.7296	0.6310		0.594	0.5821
300	0.6988	0.6299		0.5929	0.5818
330	0.6872	0.6288		0.5916	0.5801
360	0.667	0.6278		0.5905	0.579

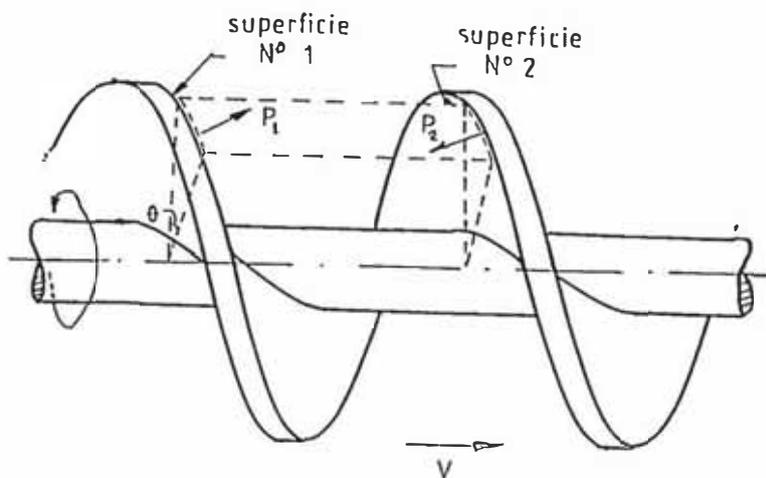
PRESION CALCULADA MEDIA (Pm)  
(Kg/cm<sup>2</sup>)

Tabla Nº 10

Nº Paso Angulo	1	2	3	4	5
0	0	0.2622	0.53	0.7801	1.0446
30	0.0038	0.2924	0.549	0.8032	1.0664
60	0.0064	0.3264	0.568	0.8240	1.0988
90	0.0084	0.3514	0.589	0.8419	1.1129
120	0.0164	0.3784	0.609	0.8518	1.1139
150	0.0232	0.4078	0.632	0.8800	1.1511
180	0.0367	0.4315	0.652	0.9038	1.1703
210	0.0462	0.467	0.674	0.9237	1.1969
240	0.0805	0.4743	0.698	0.9403	1.2042
270	0.0948	0.4927	0.715	0.9845	1.2301
300	0.1546	0.5022	0.738	0.9988	1.2358
330	0.1871	0.5119	0.762	1.0227	1.2786
360	0.2622	0.53	0.7801	1.0446	1.307

\* Los valores del paso Nº 3 han sido obtenidos por interpolación del Gráfico Nº 6.

#### 4.3.2 Cálculo de las Presiones en las Superficies de la Hélice



$V$ : Velocidad axial de la pasta

Figura Nº 17

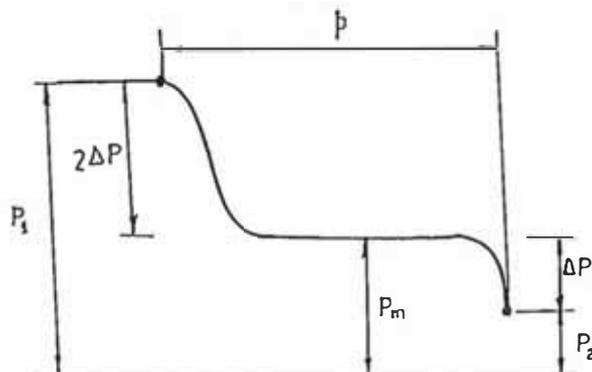
Nuestro análisis siempre se basará en un sector circular de ángulo  $\theta$  y de paso medio  $p_m$ . La distribución de presiones en el volumen considerado es variable en todo el volumen, la presión en la superficie Nº 1 es de mayor valor en la dirección axial, debido a que es la superficie donde el volumen recibe el impulso para el desplazamiento axial de parte de la superficie de la hélice del tornillo; la presión en la superficie Nº 2 es menor que en superficie 1, debido a que el efecto de movimiento debido a la presión  $P_1$  es compensado en parte por el rozamiento con las superficies de la hélice, eje y malla.

El volumen considerado, en su desplazamiento entre las superficies de la hélice a lo largo de todo el tornillo,

sufre compresión debido a la variación del paso y/o radio del eje y como consecuencia varía el volumen, disminuyendo de acuerdo a una ley de comportamiento de la resistencia a la compresión.

Para cálculo de  $P_1$  y  $P_2$  se parte de las siguientes consideraciones:

- a) La pulpa no gira alrededor del eje; significa que las fuerzas de rozamiento debido a malla son suficientemente grandes que impiden el giro.
- b) La pulpa no sufre aceleraciones en la dirección axial. En realidad existe aceleraciones pero se desprecian por ser pequeñas. Esta afirmación se justifica de la observación de la curva de  $\Sigma p_m$  con el ángulo, (Gráfica N° 5) que tiene una variación muy suave y es casi lineal.
- c) Se asume la siguiente distribución de presiones:



$$P_1 = P_m + 2 \Delta P$$

$$P_2 = P_m - \Delta P$$

A continuación, bajo estas consideraciones se realizan los cálculos de  $P_1$  y  $P_2$ .

## FUERZA AXIAL Y TANGENCIAL RESULTANTE

Análisis del cuerpo libre en la pulpa de pescado.

Asumo que la pulpa sólo se desplaza axialmente (no gira).

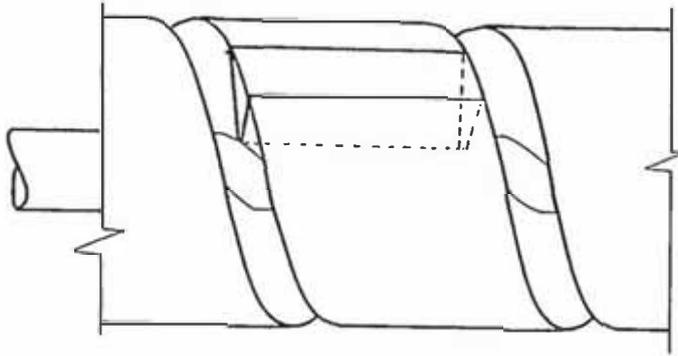
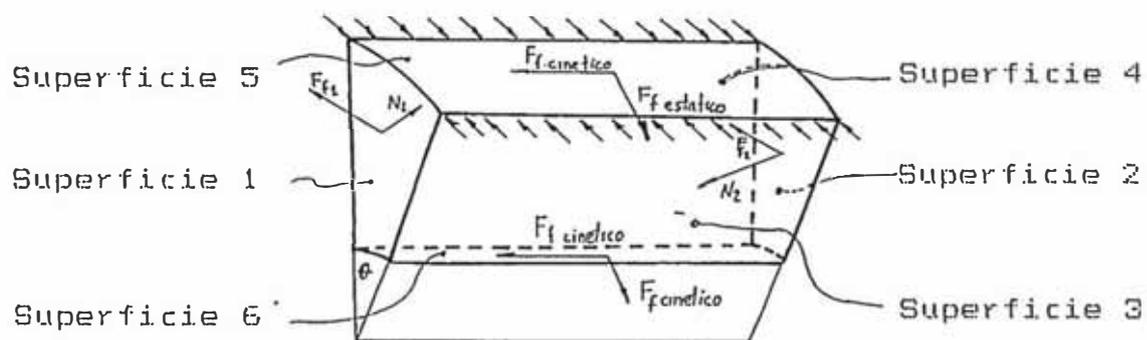


Figura Nº 18

### Fuerzas en el sector Volumétrico

desplazamiento

Fzas de presión



$$\theta = \pi/6$$

Figura Nº 19

## Diagrama de Fuerzas Longitudinales o Axiales

Esquema

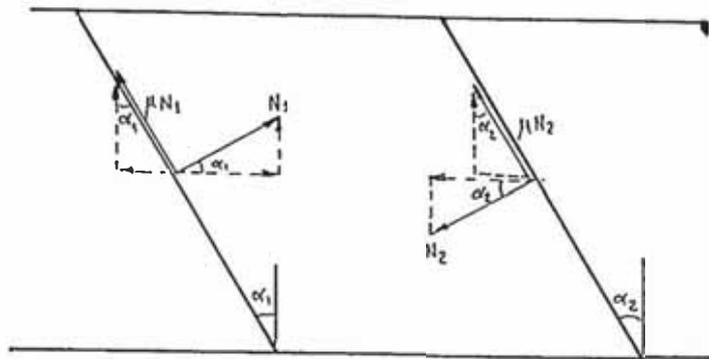


Figura Nº 20

Donde:

$F_{ax.}$  : Fuerza axial

$\mu$  : Coeficiente de fricción

Subíndices    h : hélice  
                   e : eje  
                    $P_t$  : malla perforada  
                   p : promedio  
                   f : fricción

A : Area

P : Presión

### ECUACIONES DE EQUILIBRIO

$$F_{axial1} = F_a = \sum F_{axial1en}$$

$$F_{tangencial1} = 0 = \sum F_{tangencial1en}$$

Dirección Axial

$F_{axial1}$  = Componente axial de Normales ( $N_1$ ,  $N_2$ ) + Componente axial de fricción cinético en superficie (1,2)+ componentes de fuerzas de fricción cinético (malla y eje).

Dirección Tangencial

$F_{\theta \times 1.1.1} = 0 =$  Componente tangencial fuerzas Normales ( $N_1, N_2$ ) + Componente tangencial fuerzas de fricción cinético + Fuerzas tangencial fricción estática (malla).

Las presión en las superficies 3 y 4 se asume que son constantes y son iguales la presión  $p_m$  que por ser opuestas en ambas superficies se anulan. En realidad, existe un tensor de esfuerzos a lo largo de las superficies 3 y 4 y es variable entre las superficies 1 y 2.

El análisis de fuerzas se está realizando en un elemento de sector circular de  $\pi/6$  radianes (figura N° 18) y el efecto en cada elemento será sumado a lo largo de todo el tornillo.

Análisis de las fuerzas normales a la superficie 1 y 2

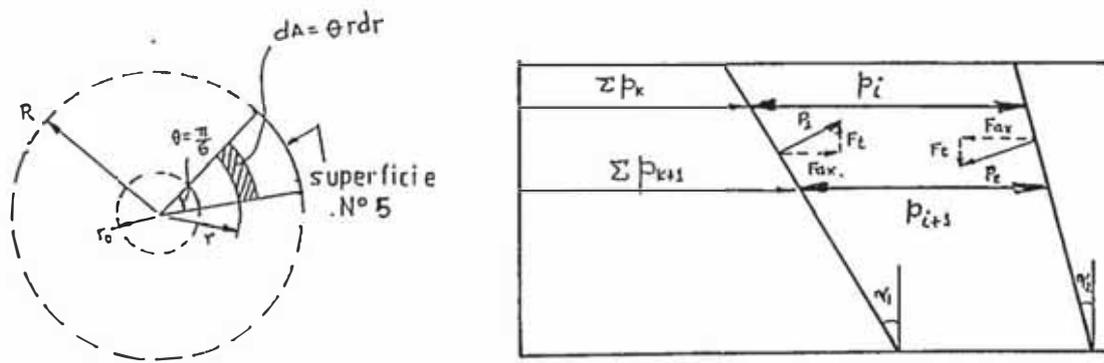


Figura N° 21

Para el cálculo se asume que las presiones  $P_1, p_2$  son constantes en toda la superficie 1 y 2 (presión media).

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\sum p_{k+1} - \sum p_k}{\theta \cdot r}, \quad \alpha_1 \text{ es variable a lo largo del radio } \theta = \pi/6$$

Haciendo 
$$K_k = \frac{\sum p_{k+1} - \sum p_k}{\theta}$$

Luego : 
$$\operatorname{Tg} \alpha_1 = \frac{K}{r}$$

$$\operatorname{Sen} \alpha_1 = \frac{K}{\sqrt{K^2 + r^2}}, \quad \operatorname{Cos} \alpha_1 = \frac{r}{\sqrt{K^2 + r^2}},$$

En la superficie:

$$F_{\Delta} = \int dF_{\Delta} = \int P \cdot dA \operatorname{Cos} \alpha_1 = P\theta \int_{r_0}^R \frac{r^2 dr}{\sqrt{K^2 + r^2}}$$

$$= P\theta \left( \frac{r}{2} \sqrt{K^2 + r^2} - K^2 \operatorname{Arc} \operatorname{Sh} \frac{r}{K} \right) \Bigg|_{r_0}^R \dots \dots \dots (15)$$

$$F_{\text{t}} = \int dF_{\text{t}} = \int P \cdot dA \operatorname{Sen} \alpha_1 = P\theta K \int_{r_0}^R \frac{r^2 dr}{\sqrt{K^2 + r^2}}$$

$$F_t = P\theta K \int_{r_0}^R \sqrt{K^2 + r^2} \dots \dots \dots (16)$$

En la integral de la función axial se ha considerado las propiedades de las funciones seno y coseno hiperbólico siguientes:

$$\text{Ch}^2 x = 1 + \text{Sh}^2 x$$

$$\frac{1}{2} \text{Sh} 2x = \text{Sh} x \cdot \text{Ch} x$$

La integral de la fuerza tangencial es inmediata:

Evaluando:

$$F_{t1-2} = P\theta \left[ \frac{R}{2} \sqrt{K^2 + r^2} - \frac{r_0}{2} \sqrt{K^2 + r_0^2} - \text{Arc Sh} \frac{R}{K} + \text{Arc Sh} \frac{r_0}{K} \right] \dots \dots \dots (17)$$

$$F_{t1-2} = P\theta K \left[ - \sqrt{K^2 + r^2} - \sqrt{K^2 + r_0^2} \right] \dots \dots \dots (18)$$

El subíndice 1-2 indica en las superficies 1 ó 2.

ANALISIS DE LAS FUERZAS DE FRICCIÓN EN LAS SUPERFICIES 1 y 2

En forma similar:

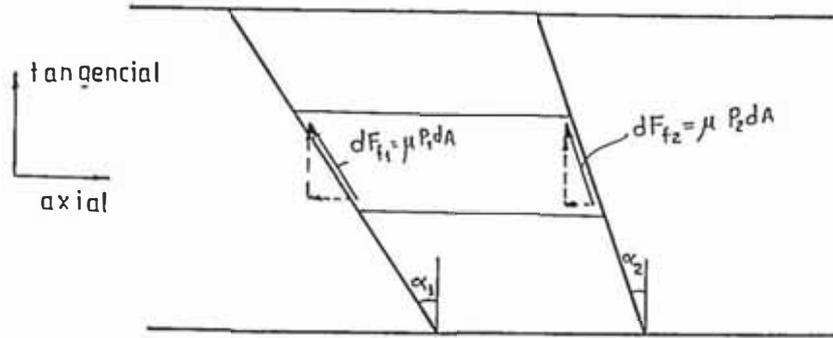


Figura N<sup>o</sup> 22

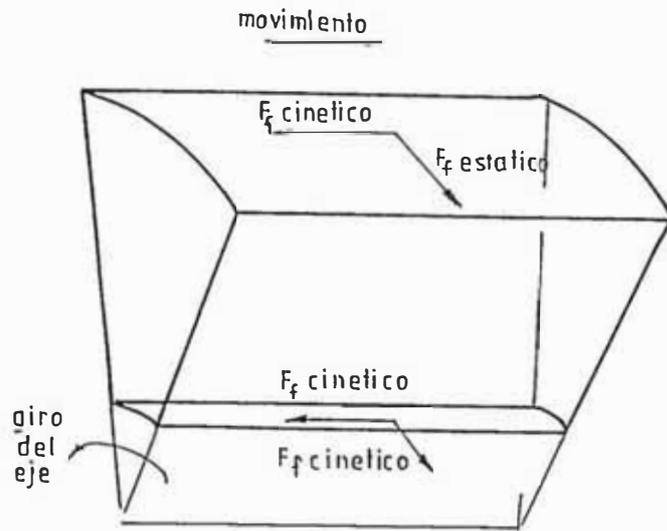
$$F_{r\alpha} = \int dF_{r\alpha} = \int \mu_H P \cdot dA \operatorname{Sen} \alpha = \mu_H P \theta K \int_{r_0}^R \frac{r dr}{\sqrt{K^2 + r^2}} =$$

$$F_{r\alpha} = \mu_H P \theta K \int_{r_0}^R \frac{r}{\sqrt{K^2 + r^2}} \dots \dots \dots (19)$$

$$F_{rt} = \int dF_{rt} = \int \mu_H P \cdot dA \operatorname{Cos} \alpha = \mu_H P \theta \int_{r_0}^R \frac{r^2 dr}{\sqrt{K^2 + r^2}} =$$

$$F_{rt} = \mu_H P \theta \left( \frac{r}{2} \sqrt{K^2 + r^2} - \operatorname{Arc Sh} \frac{r}{K} \right) \Big|_{r_0}^R \dots \dots \dots (20)$$

ANALISIS DE LAS FUERZAS EN LA PLANCHA PERFORADA Y EJE



$$r = \frac{r_1 + r_{1+1}}{2}$$

Figura Nº 23

$$F_{f\Delta Pt} = \mu_{Pt} P_m A = (P_m) \times [\theta R \times \left(\frac{p_{1+1} + p_1}{2}\right)]; \quad \theta = \frac{\pi}{6}$$

$$F_{f\Delta Pt} = \frac{\mu_{Pt}}{2} (\theta R) (p_{1+1} + p_1) (P_m) \dots\dots\dots (21)$$

$$F_{f\Delta Pt} = \mu_{Pt\text{estatico}} \times P.A = \frac{\mu_{Pt\text{estatico}}}{2} \theta R (p_{1+1} + p_1) (P_m) \dots\dots\dots (22)$$

En forma similar analizamos en el eje

ANALISIS DE FUERZAS EN EL EJE:

Eje recto:

$$F_{f\Delta e} = \frac{\mu_n}{2} \theta r_o (p_{1+1} + p_1) (P_m) = \mu_n \theta r_o \bar{p} P_m \dots\dots\dots (23)$$

$$F_{f_{t\text{em}}} = \frac{\mu_H}{2} \theta r_o (p_{1+1} + p_1) (P_m) = \mu_H \theta r_o \bar{p} P_m \dots\dots\dots (24)$$

Eje cónico:

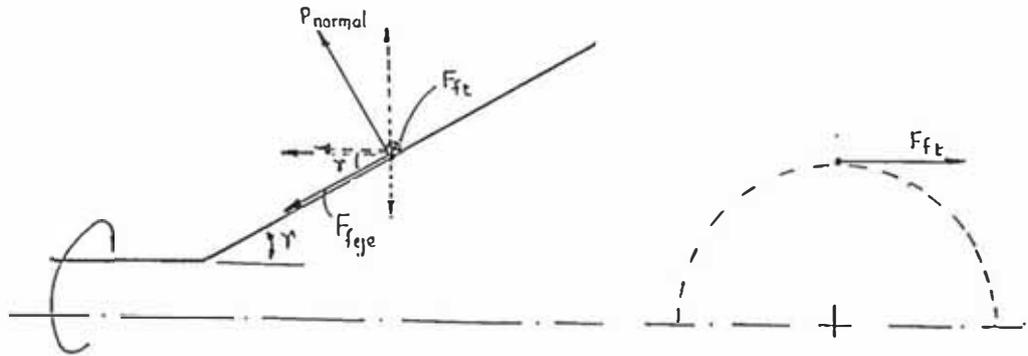


Figura Nº 24

Como observamos en el gráfico Nº 24, existe una fuerza adicional que es la fuerza normal a la superficie inclinada que dará una componente axial adicional, en forma similar la fuerza de fricción cinética se descompone en una axial y una radial.

COMPONENTE AXIAL DE LA FUERZA NORMAL

$$F_{\Delta T} = (P_m A) \text{ Sen } \gamma = P_m \cdot \text{Sen } \gamma \left( \frac{p}{\text{Cos } \gamma} \right) \left( \frac{\delta_1 + r_1}{2} \right) \theta$$

$$F_{\Delta T} = \theta \frac{\text{Tgr}}{2} (\bar{p}_1) (\delta_1 + r_1) (P_m) = \theta \text{Tgr } p_1 \left( \frac{\delta_1 + r_1}{2} \right) P_m \dots\dots\dots (25)$$

Componente axial de la fuerza de fricción en el eje:

$$F_{\Delta T} = \mu_H (P_m A) \text{ Cos } \gamma = \mu_H \left( \frac{P_m}{2} \right) \left[ \theta \left( \frac{p_1}{\text{Cos } \gamma} \right) \left( \frac{\delta_1 + r_1}{2} \right) \text{ Cos } \gamma \right]$$

$$F_{\Delta r} = \mu_H \theta (p_1) \left( \frac{\delta_1 + r_1}{2} \right) (P_m) \dots \dots \dots (26)$$

$$F_{\Delta r} = \mu_H \theta \left( \frac{\delta_1 + r_1}{2} \right) (\bar{P}) (P_m) = \mu_H \theta \left( \frac{\delta_1 + r_1}{2} \right) (\bar{P}) (P_m) \dots \dots \dots (27)$$

SUMA DE FUERZAS AUXILIARES EN LA ZONA DE EJE RECTO

Se ha asumido la siguiente distribución de presiones en la dirección axial.  $P_1 = P_m + 2\Delta P$

$$P_2 = P_m - \Delta P$$

Por la segunda ley de Newton  $\Sigma F = ma$ ; para el cálculo asumimos que la aceleración es igual a cero debido a que las velocidades de rotación son bajas y las variaciones de velocidad respecto al tiempo, son muy pequeñas en la dirección axial en relación a la fuerzas externas del sistema.

Reemplazamos las componentes de las fuerzas en la dirección axial previamente encontradas.

$$\Sigma F_{axial} = 0 = \theta P_1 \left[ \frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2, \text{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \right.$$

$$\left. \mu_H \cdot K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right] - P_2 \left[ \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - \right.$$

$$\left. K_2^2 \text{Sh}^{-1} (r/K_2) + \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right] -$$

$\begin{array}{c} R \\ | \\ r_0 \end{array}$

$$\theta(\mu_{pt}R + \mu_{hr}r_0) p + P_m = 0 \quad \dots\dots\dots (28)$$

Pero  $P_1 = P_m + 2\Delta p$ ;  $P_2 = P_m - \Delta p$ .

Reemplazando P1 y P2 en la ecuación 28 y luego despejando P

$$P_m \left[ \left( -\frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2, \operatorname{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \mu_H \cdot K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right) - \right.$$

$$\left. \left( -\frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \operatorname{Sh}^{-1} (r/K_2) + \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right) \right] \frac{R}{r_0} =$$

$$(\mu_{pt}R + \mu_{hr}r_0) p + P_m \left[ 2 \left( -\frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2, \operatorname{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \right. \right.$$

$$\left. \mu_H K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} + \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \operatorname{Sh}^{-1} (r/K_2) + \right.$$

$$\left. \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right] \frac{R}{r_0} = 0$$

nombramos como H al numerador y L al denominador

$$H = P_m \left[ \left( -\frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2, \operatorname{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \mu_H \cdot K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right) + \right.$$

$$\left[ \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \operatorname{Sh}^{-1}(r/K_2) + \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right] \Big|_{r_0}^R +$$

$(\mu_{pt}R + \mu_H r_0) \bar{p}$  ] dividido entre:

$$2 \left( \frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2 \operatorname{Sh}^{-1}\left(\frac{r}{K_1}\right) - \mu_H K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right) +$$

$$\left( \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \operatorname{Sh}^{-1}\left(\frac{r}{K_2}\right) - \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right) \Big|_{r_0}^R$$

Luego

$$\Delta p = H/L \dots \dots \dots (29)$$

SUMA DE FUERZAS AXIALES EN LA ZONA DE EJE CONICO

$$\theta \{ P_1 \left[ \left( \frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2 \operatorname{Sh}^{-1}\left(\frac{r}{K_1}\right) - \mu_H K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right) -$$

$$P_2 \left[ \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \operatorname{Sh}^{-1}(r/K_2) + \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right] \Big|_{r_0}^R -$$

$$[(\operatorname{tg} \delta + \mu_H) \bar{\tau} + \mu_{pt} R] + \mu_{pt} R \bar{p} P_m \} = 0 \dots \dots \dots (30)$$

Pero:  $P_1 = P_m + \Delta P$        $P_2 = P_m - \Delta P$        $r = \left( \frac{r+\delta}{2} \right)$

$$\begin{aligned}
 & P_m \left[ \left( -\frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2 \cdot \operatorname{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \mu_H \cdot K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right) - \right. \\
 & \left. \left( \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \operatorname{sh}^{-1} (r/K_2) + \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right) \right] \frac{R}{r_0} - \\
 & [(tgr + \mu_H)\bar{r} + \mu_{pt}R]p + \Delta P \left[ 2 \left( -\frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - \right. \right. \\
 & \left. \left. K_1^2 \operatorname{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \mu_H \cdot K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right) + \left( \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - \right. \right. \\
 & \left. \left. K_2^2 \operatorname{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_2} \right) - \mu_H \cdot K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right) \right] \frac{R}{r_0} = 0 \dots \dots \dots (31)
 \end{aligned}$$

nombramos como M al numerador y N al denominador

$$\begin{aligned}
 M = & P_m \left[ - \left( -\frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2 \cdot \operatorname{sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \mu_H \cdot K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right) + \right. \\
 & \left. \left( \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \operatorname{sh}^{-1} (r/K_2) + \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right) \right] \frac{R}{r_0} + \\
 & ((tgr + \mu_H)\bar{r} + \mu_{pt}R)p
 \end{aligned}$$

$$N = 2 \left\{ \frac{r}{2} \sqrt{K_1^2 + r^2} - K_1^2 \cdot \text{Sh}^{-1} \left( \frac{r}{K_1} \right) - \mu_H \cdot K_1 \sqrt{K_1^2 + r^2} \right\} +$$

$$\left\{ \frac{r}{2} \sqrt{K_2^2 + r^2} - K_2^2 \text{Sh}^{-1} (r/K_2) + \mu_H K_2 \sqrt{K_2^2 + r^2} \right\} \frac{R}{r_o}$$

Luego:

$$\Delta p = M/N \dots\dots\dots (32)$$

El valor de Pm es conocido y son los valores que toma de la relación  $V_e = ap^{-b}$ . Entonces se puede calcular las fuerzas axiales resultantes en el eje del tornillo.

Los valores de  $\Delta P$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  serán calculados mediante un programa de cálculo y se da en la tabla N° 12:

Los valores constantes son:

$$\theta = \pi/6 \text{ rad} \qquad r_o = 1.75 \text{ cmt} \qquad R = 6.09 \text{ cmt}$$

$$\text{Tgr} = 1/20$$

Los valores variables son:  $\mu_H$ ,  $\mu_{nt}$ ,  $r_1$ ,  $\delta$ ,  $P_m$ ,  $K_1$  son tomadas de las tablas N° 4, 8, 10, 11 respectivamente.

Comentarios de la tabla 12

\* Los valores de **espira N<sup>o</sup> 3** han sido obtenidas por interpolación del gráfico N<sup>o</sup> 7.

La interpretación de las presiones negativas en **la espira N<sup>o</sup> 1** es: la presión en la superficie **2 es** cero debido a que las **fuerzas de** rozamiento son altas en el estado de inicial, y las fibras del músculo están separadas y el efecto de compresión de la superficie 1 **llega a** la superficie N<sup>o</sup> Por que se vuelve a calcular las presiones considerando  $P_2$  igual a cero y se tabula en la espira N<sup>o</sup> 1.

## CONSTANTE K

$$K = \frac{\Sigma p_{k+1} - \Sigma p_k}{\pi/6}$$

Tabla Nº 11

		1	2	3	4	5
0	K2	1.28915	1.05042	1.02177	1.02368	1.12682
	K1	1.7666199	1.289155	1.05042	1.02177	1.02368
30	K2	1.19366	1.07907	1.05042	1.05997	1.07907
	K1	1.862113	1.19366	1.07907	1.05042	1.05997
60	K2	1.19366	1.09817	1.07907	1.09339	1.12204
	K1	1.77617	1.19366	1.09817	1.07907	1.09339
90	K2	1.09817	1.02177	1.00268	1.02177	1.05997
	K1	1.76662	1.09817	1.02177	1.00268	1.02177
10	K2	1.09817	1.02177	1.00268	1.01700	1.04565
	K1	1.79527	1.09817	1.02177	1.00268	1.01700
10	K2	1.14592	1.07907	1.05997	1.06952	1.09339
	K1	1.67113	1.14592	1.07907	1.05997	1.06952
10	K2	1.09817	1.04087	1.02177	1.03610	1.06475
	K1	1.537437	1.09817	1.04087	1.02177	1.03610
20	K2	1.05042	1.00268	1.98358	1.00172	1.03514
	K1	1.52789	1.05042	1.00268	1.98358	1.00172

#### 4.4 CALCULO DE LA FUERZA AXIAL RESULTANTE EN EL TORNILLO.

Diagrama de cuerpo libre de un sector circular del tornillo.

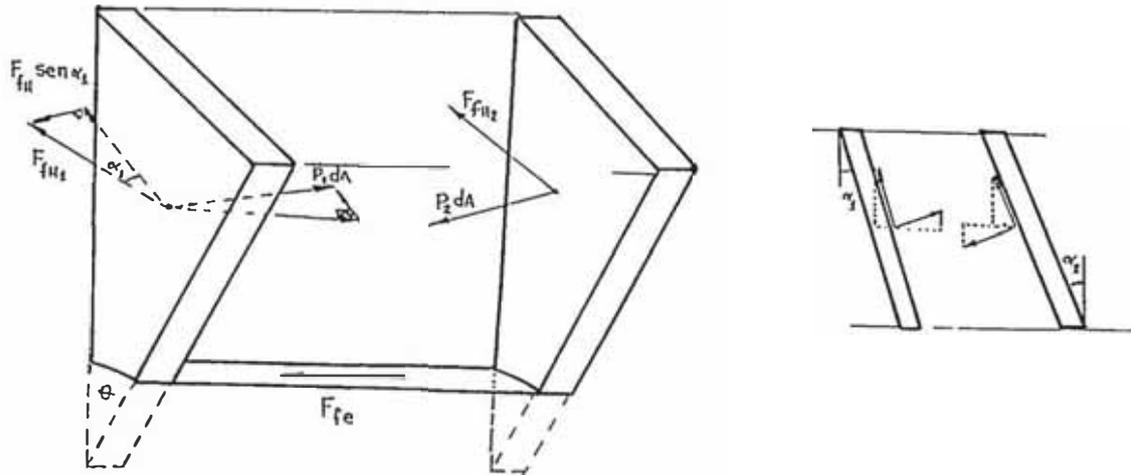


Figura Nº 25

Del diagrama de cuerpo libre de la Figura Nº 25, la fuerza axial resultante ( $\Delta F$ ) será:

$$\Delta F_{axial} = P_1 dA_1 \cos \alpha_1 - P_2 dA_2 \cos \alpha_2 - F_{fH1} \sin \alpha_1 - F_{fH2} \sin \alpha_2$$

Pero de la Figura Nº 19, proveniente del diagrama de cuerpo libre en la pulpa de pescado se tiene la siguiente igualdad para la suma de fuerzas en la dirección axial:

$$P_1 dA_1 \cos \alpha_1 - P_2 dA_2 \cos \alpha_2 - F_{fH1} \sin \alpha_1 - F_{fH2} \sin \alpha_2 - F_{fe} = 0$$

Despejando  $F_{fe}$

$$F_{fe} = P_1 dA_1 \cos \alpha_1 - P_2 dA_2 \cos \alpha_2 - F_{fH1} \sin \alpha_1 - F_{fH2} \sin \alpha_2$$

$F_{fe}$  - Fuerza de fricción debido a la malla externa.

Comparando las 3 ecuaciones anteriores se tiene:

$$\Delta F_{axial} = F_{ft} = \mu_{ft} \cdot P_2 \cdot A = \mu_{ft} \cdot P_2 (p-0.57) \theta R = \mu_{ft} \cdot \theta R (p-0.57) P_2 \dots\dots\dots (33)$$

Se observa que la fuerza axial resultante es igual a la fuerza de rozamiento en la malla.

Evaluando se obtiene la siguiente tabla:

FUERZA AXIAL RESULTANTE  
(Kg)  
Tabla Nº 13

	1	2	3	4	5
0	0	3.3394	4.6229	5.8633	9.7445
30	0.0907	3.5781	4.7924	5.9357	10.1861
60	0.1461	3.7889	4.8539	6.1668	10.8042
90	0.1871	3.8808	4.9144	6.5847	11.1909
120	0.3443	3.9681	5.0156	6.7530	11.4506
150	0.4726	4.1303	5.0781	7.0647	12.0724
180	0.7178	4.2575	5.1569	7.3971	12.5282
210	0.8801	4.4599	5.2088	7.6939	13.0744
240	1.4513	4.4242	5.3201	8.0028	13.5453
270	1.6534	4.487	5.3814	8.5281	14.1198
300	2.5015	4.5468	5.5105	8.9105	14.5909
330	2.7449	4.5881	5.6878	9.3316	15.3690
360					16.0032

$$\Delta F_c = \Sigma \Delta F_a = 375.1 \text{ Kg.}$$

#### 4.5 CALCULO DE LA POTENCIA

Para el cálculo de la potencia de la prensa vamos a realizar las siguientes consideraciones:

- La Fuerza de rozamiento en dirección circular de la malla es superior al ejercido por las paredes de la hélice y eje.
- Debido a la consideración anterior, para los cálculos se considera que el movimiento de la pulpa es sólo de traslación, sin rotación al rededor del eje.

Potencia = Trabajo Total  $\times$   $\omega$  (velocidad angular)

$$\text{Trabajo Total} = W_r = W_{\text{cambio de volumen}} + W_{\text{transporte (desplazamiento)}} + W_{\text{fricción}} \dots \dots \dots (34)$$

#### DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA PASTA

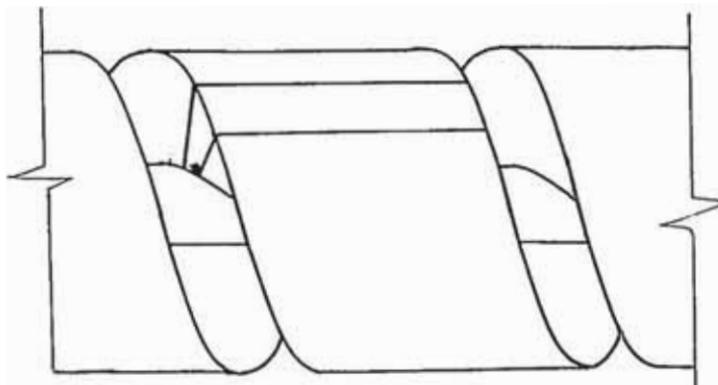
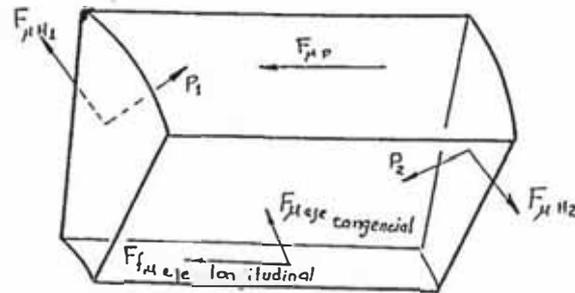


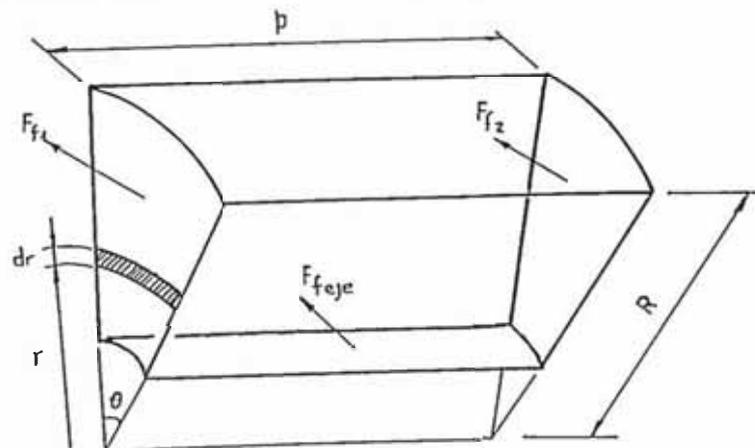
Figura Nº 26

EN EL DIFERENCIAL DE VOLUMENFigura N<sup>o</sup> 27

- $F_{\mu P}$  : Fuerza de fricción con la malla
- $F_{\mu H}$  : Fuerza de fricción de la superficie del tornillo
- $F_{\mu eje}$  : Fuerza de fricción con el eje (por el movimiento longitudinal y el movimiento circular.
- $P_1$  : Presión sobre a la pasta por la superficie 1.
- $P_2$  : Presión sobre a la pasta por la superficie 2.

## 4.5.1 Cálculo de la potencia por rozamiento en el tornillo

Para el cálculo de la potencia se consideran sólo las fuerzas que generan una oposición al torque efectuado por el motor para mantener el movimiento de giro al tornillo.

Figura N<sup>o</sup> 28

La potencia de fricción es debido a las caras de la hélice y al eje del tornillo; en el eje del tornillo existe una potencia de fricción axial, y de fricción tangencial.

Las ecuaciones físicas a usar son:

$$P_{\text{ot}} = \text{Torque} \times \text{velocidad angular} = T \cdot W \quad (W = 5 \text{ rpm}) \dots\dots (35)$$

Para el cálculo del torque y fuerza siempre nos basaremos en la suposición que la presión es constante en un sector circular tanto en la superficie de la hélice, como en el eje.

#### POTENCIA POR ROZAMIENTO EN LA SUPERFICIE DE LA HELICE

Cálculo del torque en la superficie de la hélice.

$$T_t = \int dT = \int dF \cdot r = \int \mu_H P \cdot dA \cdot r = \mu_H P \int r \cdot dA = \mu_H P \int r(\theta r dr) =$$

$$T_t = \mu_H \theta P \int_{r_1}^R r^2 dr = \mu_H \theta P \left[ \frac{r^3}{3} \right]_{r_1}^R = \mu_H \frac{\theta}{3} P (R^3 - r_1^3)$$

$$POT_{H_t} = T_t W = \mu_H \frac{\theta}{3} P_i (R^3 - r_1^3) W \dots\dots\dots (36).$$

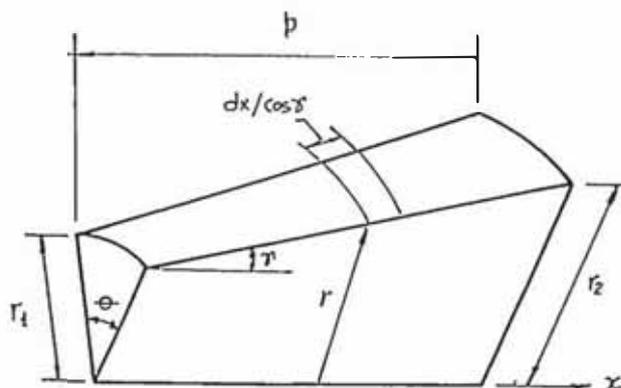
POTENCIA POR ROZAMIENTO TANGENCIAL EN EL EJE

ZONA DE EJE RECTO

$$Pot_t = \mu_H P_2 A \cdot r_o W = \mu_H \theta r_o p \cdot P_2 \cdot r_o W$$

$$Pot_t = \theta \mu_H p \cdot r_o^2 P_m \cdot W \dots \dots \dots (37)$$

ZONA DE EJE CONICO



del gráfico

$$r = r_1 + \text{tg} \gamma \cdot x$$

Figura Nº 29

$$T = \int_{x=0}^{x=p} dT = \int_{x=0}^{x=p} \mu_H P_m dA \cdot r = \int_{x=0}^{x=p} \mu_H P_m \theta r \frac{dx}{\cos \gamma} \cdot r = \int_{x=0}^{x=p} \frac{\mu_H P_m \theta r^2}{\cos \gamma} dx =$$

$$T = \frac{\mu_H P_m \theta}{\cos \gamma} \int_{x=0}^{x=p} (r_1 + (\text{tg} \gamma) \cdot x)^2 dx = \frac{\mu_H P_m \theta}{3 \cos \gamma \text{tg} \gamma} (r_1 + (\text{tg} \gamma) \cdot x)^3 \Big|_{x=0}^{x=p}$$

evaluando:

$$T = \frac{\mu_H P_m \theta}{3 \text{ Sen} \gamma} [r_1 + p \cdot \text{tg} \gamma - r_1]^3 = \mu_H \frac{P_m \theta}{3} \frac{\text{tg}^2 \gamma}{\cos \gamma} \cdot p^3$$

$$Pot_t = \frac{\mu_H P_m \theta}{3} \frac{\text{tg}^2 \gamma}{\cos \gamma} p^3 \cdot W$$

donde:  $\operatorname{tg} \tau = \frac{1}{20}$  ;  $\cos \tau = \frac{20}{\sqrt{401}}$  ;  $\operatorname{sen} \tau = \frac{1}{\sqrt{401}}$

POTENCIA DE ROZAMIENTO EN EL TORNILLO

$Pot_{Total} = Pot_{H2} + Pot_{H1} + Pot_e \dots \dots \dots (38)$

ZONA DE EJE RECTO.

De acuerdo a la ecuación N° 38 se tiene.

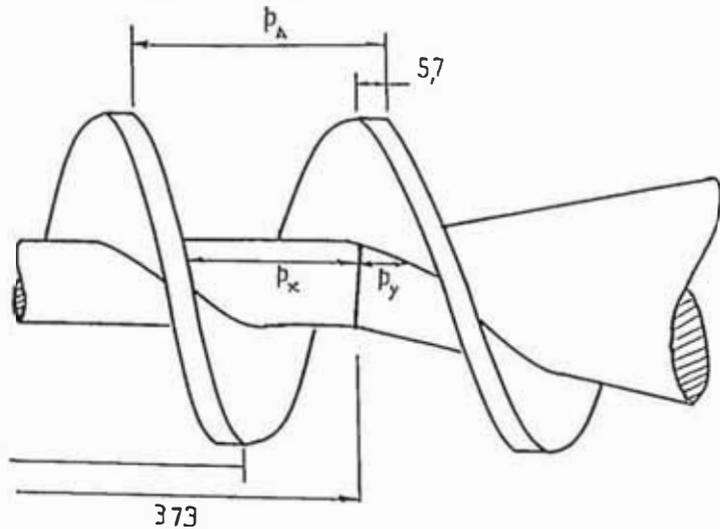
$$Pot_{tornillo} = \mu_H \frac{\theta}{3} P_2 (R^2 - r_2^2) W + \mu_H \frac{\theta}{3} P_1 (R^2 - r_1^2) W + \mu_H \theta P \cdot r_1^2 P_m W \dots \dots \dots (\delta)$$

agrupando  $\tau$  y considerando que  $r_2 = r_1$

$$Pot_{tornillo} = \frac{\mu_H}{3} \theta W (R^2 - r^2) (P_2 + P_1) + \mu_H \theta p r^2 \cdot W P_m \dots \dots (39)$$

ZONA DE EJE RECTO CONICO

De acuerdo a la ecuación N° 38, para la zona de eje recto-cónico, se tiene:



$$p_A = p_x + p_y$$

$$p_x = 373.5 - 4.65 - \Sigma p_x$$

$$p_y = p_A - 5.7 - p_x$$

$$r = \frac{r + H}{2}$$

Figura N° 30

$$Pot_{transmis} = \mu_H \frac{\theta}{3} P_2 (R^3 - r^3) W + \mu_H \frac{\theta}{3} P_1 (R^3 - r^3) W +$$

$$+ \mu_H \theta p_x \cdot r^3 P_m W + \frac{\mu_H \theta P_y^3 \cdot W P_m \tan^2 \tau}{3 \cos \tau} \dots \dots \dots (40)$$

ZONA DE EJE CONICA

De acuerdo a la ecuación N° 38, se tiene:

$$Pot_{total} = \frac{\theta}{3} \mu_H W [P_2 (R^3 - r^3) + P_1 (R^3 - r^3)] +$$

$$\frac{\mu_H \theta W}{3 \cos \tau} P_m \tan^2 \tau p^3 \dots \dots \dots (41)$$

Los valores de la potencia por rozamiento en la zona de eje recto y cónico (ecuaciones (39) y (41) respectivamente), se muestra en la Tabla 12.

POTENCIA POR ROZAMIENTO EN EL TORNILLO

(Kg/cm<sup>2</sup>)

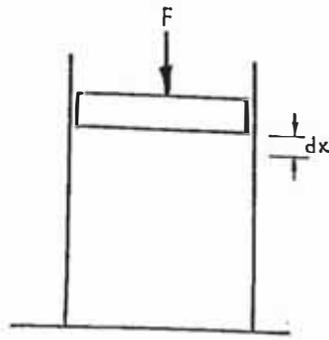
Tabla Nº 14

Nº Paso ANGULO	1	2	3	4	5
0	0	374.64	513.19	650.59	1145.96
30	16.25	446.75	489.15	679.81	1209.12
60	25.26	466.19	539.06	728.68	1277.26
90	32.24	467.10	493.93	739.54	1310.52
120	60.36	468.88	503.16	774.21	1354.81
150	78.17	481.78	449.91	817.78	1427.04
180	197.62	481.88	510.05	854.57	1475.62
210	135.28	496.64	516.95	888.51	1531.36
240	214.50	487.29	537.42	923.28	1587.91
270	332.40	487.60	557.08	1002.49	1656.21
300	326.15	491.31	578.08	1038.24	1686.16
330	342.20	495.73	607.84	1091.20	1765.58
360					1840.57

Σ Pot<sub>roz.</sub> = 43.158,97

43.158,97

## .5.2 CALCULO DE LA POTENCIA DE COMPRESION



$$F = P \cdot A$$

$$dv = \dot{A} dx$$

W: trabajo

w: trabajo específico

Figura Nº 31

W : trabajo

$$dW = F \cdot dx$$

$$dW = P \cdot A \cdot \frac{dV}{A} \implies dW = P \cdot dV$$

Dividiendo entre  $V_0$ 

$$\frac{dW}{V_0} = \frac{dV}{V_0} \implies dW = P \cdot dV \implies \int_0^W dW = \int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv$$

uego el trabajo específico será :

$$= \int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv \quad \text{además} \quad v = ap^{-b} \implies p = \left( \frac{v}{a} \right)^{-1/b}$$

ntegrando y evaluando:

$$= \frac{b \cdot a^{1/b}}{b-1} \left[ v_1^{b-1/b} - v_2^{b-1/b} \right] \dots \dots \dots (42)$$

$v_{i+1}$  y  $v_i$  es el volumen específico al final e inicio de la spira respectivamente.

Luego, para encontrar la potencia se multiplica por el flujo de volumen.

$$\dot{V} = \bar{V}.A$$

$\bar{V}$  : Velocidad media

A : Area de paso

La velocidad media de cada espira a lo largo del tornillo es variable, se considerará la velocidad media en cada espina como la relación:

$$v_i = \frac{p_i}{t} \quad \text{donde} \quad t = \frac{2\pi}{W}$$

$p_i$  : paso al inicio de la espina.

Las velocidades de operación en prensas de harina de pescado están en el orden de 4 a 6 rpm. Para efectos de cálculo se considera 5 rpm la velocidad de funcionamiento.

$$t = \frac{1}{5} \text{ min}$$

$$\bar{V} = \frac{p_i \text{ cm}}{5 \text{ min}}$$

El área de flujo es constante

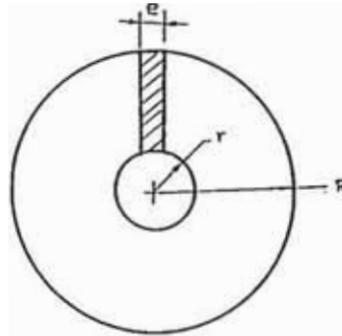


Figura Nº 32

$$A = \pi (R^2 - r^2) - e(R - r)$$

Para las espiras del eje recto

$$= \pi (6.09^2 - 1.75^2) - 0.57.(6.09 - 1.75)$$

$$A = 104.42 \text{ cm}^2 \quad \dots\dots\dots (43)$$

En las espiras donde **el eje es cónico**, se considerará el área al final de la espira por lo que obtenemos la siguiente tabla:

Tabla Nº 15

Nº ESPIRA	0	1	2	3	4	5
r(cm)	1.75	1.75	1.75	2.074	2.4055	2.75
Area cm <sup>2</sup>	104.42	104.42	104.42	100.53	95.86	90.28
$\bar{V}$ cm/min	50	34.13	32.3	32.4	33.15	34.45
$\dot{V}$ cm <sup>3</sup> /min	5221	3563.85	3372.77	3257.17	3177.76	3110.15
$H \frac{\text{kg} \times \text{cm}}{\text{cm}^3}$	(*) 0	-0.01665	-0.014635	-0.01479 x cm	-0.01351	-0.01398
POTENCIA Kg cm/min	0	59.34	49.36	48.17	42.93	43.48

(\*) es cero porque se asume que no hay compresión

#### 4.5.3 CALCULO DE LA POTENCIA DE ROZAMIENTO ENTRE EL EJE Y EL COJINETE AXIAL

El valor del torque por rozamiento se calcula con el criterio de desgaste uniforme.

$$T = \frac{F}{4} f (D + d)$$

siendo  $F = 375 \text{ Kg}$

\*  $f = 0.03$

$D = 3.75 \text{ cm}$

$d = 1.75$

$$T = \frac{375 \text{ kg}}{4} \cdot 0.03 (3.75 + 1.75) = 15.47 \text{ kg} \times \text{cm}.$$

$$Pot = T \cdot W = 485.96 \frac{\text{kg} \times \text{cm}}{\text{min}} \dots \dots \dots (44)$$

#### POTENCIA TOTAL

$Pot_{total} = Pot_{compresión} + Pot_{fricción} + Pot_{coj. axial}$

$$Pot_{total} = 243.38 + 43159 + 486 \frac{\text{kg} \times \text{cm}}{\text{min}}$$

$$Pot_{total} = 43888.3 \text{ kg} \frac{\text{cm}}{\text{min}}$$

$$Pot_{total} = 0.096HP \dots \dots \dots (45)$$

‡ Coeficiente de rozamiento entre bronce fosforoso y acero inoxidable (Fuente: Diseño de Elementos de máquina. Ing. J. Hori)

#### 4.6 SELECCION DE LOS MATERIALES DE LA HELICE, EJE DEL TORNILLO Y MALLA DE ESTRUJAMIENTO.

##### Material del tornillo y su helice

El material a usar tanto en el eje, como en las helices será un acero inoxidable que cumple con las especificaciones AISI 316. o DIN 5 Cr. Ni Mo 18-10 o BOEHLER ANTINIT AS 4W. que es un acero inoxidable aleado al Cr Ni - Mo. Con alta resistencia a la corrosión intercrystalina y ataques químicos y de fácil soldabilidad. Entre sus aplicaciones está en la fabricación de jugos de fruta y no debe haber influencia en el sabor.

##### Material de la malla de estrujamiento

Le selecciona una plancha de acero inoxidable. AISI 316 o DIN x 5 Cr. Ni Mo/810. de 0.6 mm de espesor con agujeros de 1.2 mm de diámetro.

#### 4.7 CALCULO DE RESISTENCIA DEL EJE DEL TORNILLO

En el cálculo del eje sólo se verificará que no sobrepase los límites de resistencia, porque ya se tienen la dimensiones, se hará el cálculo en un eje recto-cónico, las superficies de la hélice del tornillo actuarán como nervaduras que evitará la flexión. Quedará sobreentendido que si los cálculos no sobrepasan los límites permitidos, las dimensiones estarán sobredimensionados.

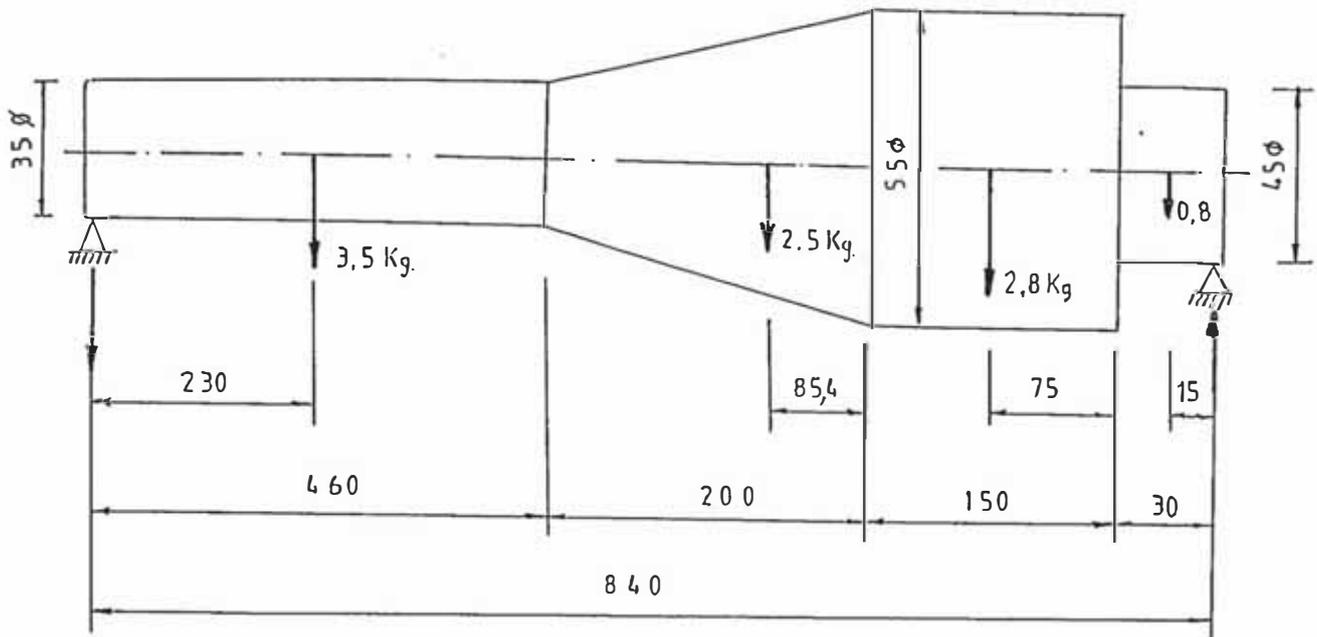


FIGURA Nº 32

Se considera solo el peso del eje aplicado en cada zona en su centro de gravedad.

$$R_a + R_b = 9.2 \text{ Kg.}$$

$$\sum M_a = 0 \quad 3.5 \times 23 + 2.5 \times 57.46 + 2.8 \times 73.5 + 0.4 \times 82.5 = 84R_b$$

$$R_b = 5.5 \text{ Kg.}$$

$$R_a = 3.7 \text{ Kg.}$$

Fuerzas distribuidas en la zona de eje recto

$$d_w = \delta A dx = \frac{7.81 \text{ kg}}{1000 \text{ cm}^2} \times \frac{\pi}{4} (3.5)^2 dx = 75.141 \times 10^{-3} dx$$

$$W = 75.141 \times 10^{-3} \times . \text{Kg}$$

La fuerza distribuida en la zona de eje recto:

$$W = 75.141 \times 10^{-3} \text{ Kg/cm.}$$

### Fuerzas distribuidas en la zona de eje cónico

$$dw = \delta dv = \delta \pi y^2 dx = \frac{7.81 \pi}{1000} \left( \frac{x}{20} + 3.5 \right)^2 dx$$

$$W = \frac{7.81 \pi}{1000} \int_0^{20} \left( \frac{x}{20} + 3.5 \right)^2 dx = 163.57 \times 10^{-3} \left[ \left( \frac{x}{20} + 3.5 \right)^2 - \left( \frac{3.5}{2} \right)^2 \right]$$

Las fuerzas distribuidas:

$$W = 24.54 \times 10^{-3} (x/10 + 3.5)^2$$

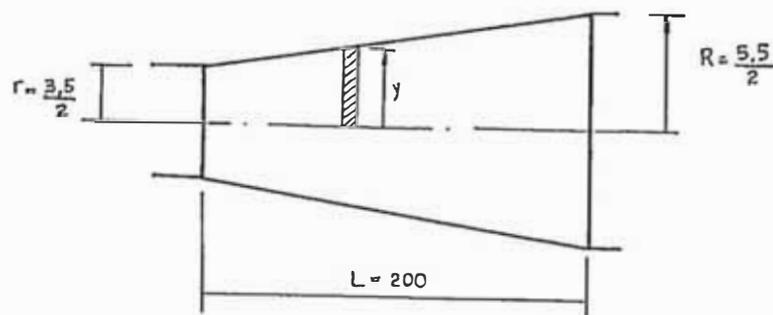


FIGURA Nº 33

### Fuerza distribuida zona C-D

$$\int_0^x dw = \delta \int_0^x \pi (5.5)^2 dx = \frac{7.81}{1000} \times \pi \times \frac{(5.5)^2}{4} x = 185.55 x = 185.55 \times 10^{-3} x$$

$$\text{Fuerza distribuida } W = 185.55 \times 10^{-3}$$

### Fuerza distribuida zona D-E

De igual manera el peso.

$$W = 124.21 \times 10^{-3} X.$$

Fuerza distribuida.

$$W = 124.21 \times 10^{-3} \text{ Kg/cm.}$$

En el proceso de encontrar el diagrama de momentos flectores en la zona B.F se tendrá que encontrar la variación del momento flector en la zona BF para hallar el momento máximo.

$$\Delta M = \int V dx = 163.57 \times 10^{-3} \int_0^{0.65} \left[ \frac{x}{2} + \frac{3.5^2}{2} - \frac{3.5^2}{1} \right] dx$$

$$\Delta M = 163.57 \times 10^{-3} \left[ \frac{20}{4} x + \frac{3.5^2}{2} x - \frac{3.5^2}{2} x \right] \Bigg|_0^{0.65} \dots (45)$$

Evaluando :  $\Delta M = 2.1 \text{ Kg} \times \text{cm}$

Por lo que el momento en  $M_F = M_B + \Delta M$

$$M_F = 89.7 + 2.1 = 91.8$$

Para hallar el momento en C sólo se cambia los límites de integración en la ecuación 45; siendo los límites superior e inferior 0.65 y 20 respectivamente. Evaluando se tiene:

$$\Delta M_{FC} = 21.556$$

$$M_C = M_F - \Delta M_{FC} = 68.16$$

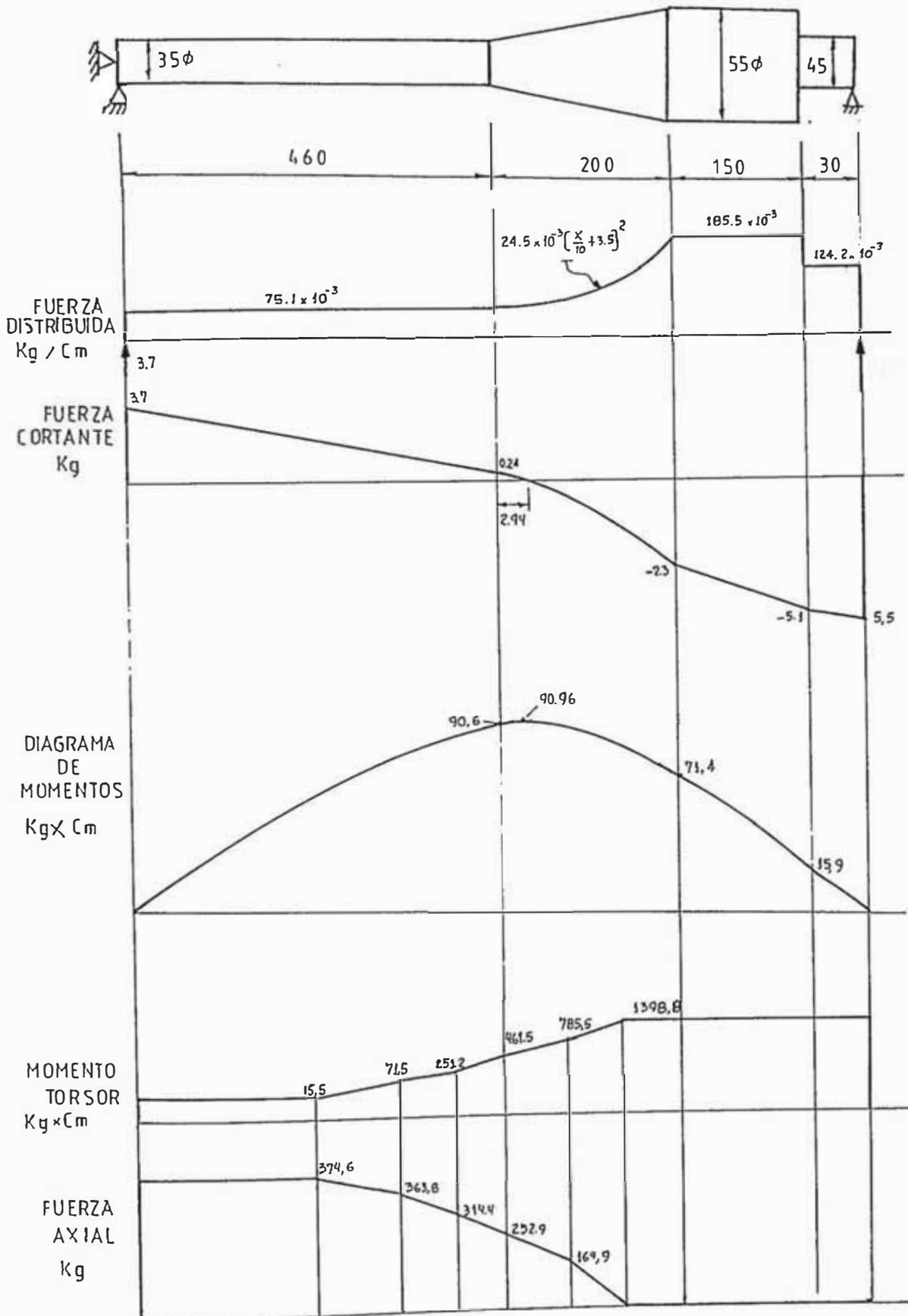


FIGURA NO 34

Para determinar los esfuerzos en secciones críticas se seguirá el procedimiento de calculo recomendado por la ASME. citado en el texto diseño de elementos de Máquina del Ing. Juan Hori.

$$S_{\text{ad}} = \frac{16}{\pi d_o^3} \sqrt{\left[ k_m \cdot M + \frac{\alpha \cdot F \cdot d_o}{8} \right]^2 + (K_t T)^2}$$

Siendo

$S_{\text{ad}}$  = Esfuerzo permisible al corte.

$\alpha$  = Factor de carga axial

$k_m$  = Factor de carga de momento flector

$K_t$  = Factor de carga de Torsión

$M$  = Momento flector

$T$  = Momento torson

$d_o$  = Diametro exterior del eje

$F$  = Carga axial

En nuestro caso se ha seleccionado un acero Boehler ANTINIT KW 10, cuyos características fisicas y mecánismos se adjuntan en el apendice.

$S_{\text{ad}} = 0.3 S_{\text{truenela}}$	ó	$S_{\text{ad}} = 0.18 S_{\text{rotura}}$
$S_{\text{ad}} = 0.3 \times 20 \text{ kg/mm}^2$	ó	$S_{\text{ad}} = 0.18 \times 50 \text{ kg/mm}^2$
$S_{\text{ad}} = 6 \text{ kg/mm}^2$	ó	$S_{\text{ad}} = 9.0 \text{ kg/mm}^2$
El valor para comparación es:		$S_{\text{ad}} = 6.0 \text{ kg/mm}^2$
		$S_{\text{ad}} = 600 \text{ kg/cm}^2$

Análisis en la sección B

$$\alpha = \frac{1}{1-0.0044 (96)} = 1.73$$

$$\frac{L}{K} = \frac{84}{\frac{3.5}{4}} = 96 < 115$$

$K_m = 1.5$  (Carga aplicada gradualmente)

$K_T = 1.0$  (Carga aplicada gradualmente)

$$M = 90.62 \text{ Kg} \times \text{cm.}$$

$$T = 461.5 \text{ Kg} \times \text{cm.}$$

$$d_o = 3.5 \text{ cmt.}$$

$$F = 252.9 \text{ Kg.}$$

Reemplazando se tiene:

$$S_{\text{ad}} = 67.23 \text{ kg/cm}^2 < < 600 \text{ kg/cm}^2$$

Análisis en la sección C

$$\alpha = \frac{1}{1-0.0044 (61.1)} = 1.37$$

$$\frac{L}{K} = \frac{84}{\frac{5.5}{4}} = 61.1 < 115$$

$K_m$  y  $K_T$  igual al analisis anterior.

$$M = 71.4 \text{ Kg} \times \text{cm.}$$

$$T = 1398.75 \text{ Kg} \times \text{cm.}$$

$$d_o = 5.5 \text{ cm.}$$

$$F = 0.0$$

$$S_{\text{ad}} = 43 < < 600.0 \text{ Kg/cm}^2$$

Análisis en la sección D

$$\alpha = \frac{1}{1-0.0044 (74.7)} = 1.5$$

$$\frac{L}{K} = \frac{84}{\frac{4.5}{4}} = 74.7$$

$K_m$  y  $K_T$  : igual al análisis en B.

$$M = 15.9 \text{ Kg} \times \text{cm}^2$$

$$T = 1398.75 \text{ Kg} \times \text{cm}^2$$

$$d_o = 4.5$$

$$F = 0$$

$$S_{sd} = 78.2 \lll 600.0 \text{ kg/cm}^2$$

De las secciones analizadas la más cargada es la sección D.

Se calculará seguidamente en el supuesto de que el motor actuará con su potencia nominal de 0.4 HP.

$$\text{La potencia en el eje} = \text{HP} (n_{ig})^2 \times \eta_{cadena} \times \eta_{reductor}$$

$$\text{Potencia en el eje} = 0.4 (0.97)^2 \times (0.95) \times (0.65) = 0.23 \text{ HP} = 105/49 \text{ kgcm/min.}$$

$$\text{Por lo que el torque a 5 rpm será } T_{eje} = 3347. \text{ kg} \times \text{cm.}$$

Reemplazando el valor del torque en el análisis de la sección D se obtiene.

$$S_{sd} = 187. < 600.0 \text{ kg/cm}^2$$

En forma similar si suponemos el máximo torque que es 2.5 veces mayor al torque nominal se tendrá  $T = 2.5 \times 3347 = 8367.5$  kg x cm.

$$S_{sd} = 467.7 < 600.0 \text{ kg/cm}^2$$

#### 4.8 CALCULO DE LOS RESORTES DEL REGULADOR DE PRESION

En la disposición del regulador de presión se ha previsto de tres ejes de soporte y alineamiento la superficie de estrangulamiento del área de salida. Estos ejes están provistos de 3 resortes.

Experimentalmente se ha encontrado en nuestro prototipo la fuerza ejercida por la pasta sobre la superficie de estrangulamiento es de 6 kg, para condiciones de salida de la pasta sin estrangulamiento del área.

Se considera sin estrangulamiento debido a que el área transversal al abandonar la criba es igual al área de salida comprendida entre el borde de la criba y la superficie de estrangulamiento.

Para las condiciones de salidas sin estrangulamiento de la pulpa, el resorte debe deformarse 24.2 mm. desde la posición de contacto entre el extremo de la criba y la superficie de estrangulamiento. Bajo esta condición se ha diseñado, además comprobado experimentalmente que la humedad de la pulpa tanto la salida es igual a la humedad natural de la carne de bonito. El sistema será capaz de poder mantener esta humedad manteniendo la presión de salida correspondiente la siguiente manera: En el caso de que exista una sobre presión, los resortes se deformarán comprimiéndose, y aumentando el área salida, por lo tanto disminuirá la presión de salida,

tendiendo hacia la humedad la salida regulada. En el caso de que exista una disminución de presión, los resortes tenderán a su posición de equilibrio (sin deformación) disminuyendo el área de salida, por consiguiente aumentará la presión de la pulpa hasta la humedad de salida regulada.

El sistema también la posibilidad de ser regulada la presión de salida, por lo tanto la humedad de salida, dando una pretensión inicial resorte, desplazando y poniendo en contacto con una presión inicial determinada a la superficie de estrangulamiento con el borde de la criba para el caso de humedades más bajas, y en forma inversa para humedades más altas.

Para que sea posible los efectos de regulación se dará una longitud adicional al resorte de 50 mm. por lo que la longitud del resorte será de 75 mm (sin deformar).

La ecuación para deformación de resortes es:

$$y = \frac{8FD^3 N}{d^4 G}$$

donde:

- F : Fuerza de deformación
- y : deformación
- N : número de espiras activas
- D : diámetro medio del resorte
- d : diámetro del alambre
- G : módulo de corte del resorte

Se usará un material de Alambre de instrumento musical (0.8 - 0.95C) de especificación AISI 1085, y se fabrica con diámetros 0.12 a 3mm (referencia: Harold Carlson selección y especificación de materiales de resortes), y el valor de modulo de corte para el diámetro del alambre de 3 mm. es de 800 MPa.

El diámetro medio del resorte será:

$$D = 10 + d/2 = 10 + 3/2 = 11.5 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación de deformación del resorte

$$24.2 \text{ mm} = \frac{8 \times (2 \times 9.81) \times (11.5)^3 \times N}{(3)^4 \times 800}$$

$$N = 6.5 \text{ espiras activas}$$

Los extremos deben ser simples y aplanados. En este tipo de resortes el número de espiras inactivas por el aplanamiento es 1 por lo que el total de espiras será

$$N_T = 7.5 \text{ espiras}$$

Por lo que se usará resortes de material de alambre musical (0.8 - 0.95 C) de especificación AISI 1085 de 3 mm de diámetro y diámetro medio de resorte de 11.5 mm. y 7.5 espiras, con extremos simples y aplanado de longitud 75 mm sin deformar.

CAPITULO 5  
 DISEÑO Y SELECCION DEL MECANISMO DE  
 TRANSMISION DE POTENCIA

5.1 SELECCION DEL MOTOR A EMPLEAR

La potencia consumida en la prensa es de 0.096 HP.  
 Para seleccionar el motor debemos añadir las pérdidas de potencia en la transmisión desde el motor hasta el eje del tornillo, por lo que se estima que las eficiencias de los diversos componentes son:

<u>Componente</u>	Eficiencia (n)%
2 cojinetes de apoyo	97      c/u
1 reductor 70: 1	65
Transmisión por cadena	95

$$\text{Potencia del motor} = \frac{0.096 \text{ HP}}{(0.97)^2 (0.65) (0.95)} = 0.165 \text{ HP.}$$

Se selecciona un motor DELCROSA NV 71 de 4 polos con potencia nominal de 0.4 HP a 60HZ. La selección del motor es mayor a la potencia necesaria, debido a que esta firma ha descontinuado motores que tengan potencias inferiores a 0.4 HP.

## 5.2 SELECCION DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

La velocidad del motor bajo carga es de 1660 RPM.

Se selecciona un Reductor de Velocidad de las siguientes características: corona de bronce y eje sin fin de acero aleado **cubierto** en baño de aceite en caja de **fierro** fundido completamente sellado.

Del catálogo reductores Hidromar se encontrará la potencia nominal  $HP_n$  de selección multiplicando la potencia transmitida por el factor de servicio de la tabla N<sup>o</sup> 4.

$$HP_n = F_s \times H_p = 1.25 \times 0.4 \text{ HP} = 0.5 \text{ HP}$$

Para la selección ver apendice A.81.al A..82.

De la tabla N<sup>o</sup> 1 para una velocidad de entrada al reductor de 1800 RPM y reducción de 70 el tipo de reductor es N<sup>o</sup> 3 y de la tabla N<sup>o</sup> 5 (arreglo de ejes) seleccionamos el reductor tipo HS.

Por lo que el reductor seleccionado será:

3HS con diámetro de eje en la entrada 15/16 pulg y canal chavetero 5/16. el diámetro en la salida 13/8 pulg. y canal chavetero de 5/16. Pero aproximado de 30 Kg.

La velocidad de salida del reductor es:

$$\text{RPM}_{\text{salida}} = \frac{1660}{70} = 23.714$$

### 5.3 SELECCION DEL VARIADOR DE VELOCIDAD

Debido al costo, espacio, facilidad de instalación y manipulación con respecto al variador de velocidad mecánico, se selecciona un "variador de frecuencia" de la marca GENERAL ELECTRIC, que tiene una variación de frecuencia de 20 a 120 Hertz y velocidades de salida del motor desde 555 hasta 2765 RPM.

### 5.4 SELECCION DE LA TRANSMISION POR CADENA DE RODILLOS

La velocidad nominal de funcionamiento del tornillo es de 5 RPM por lo que con el variador de frecuencia se podrá llegar a velocidades que su rango incluya 5 RPM. Se elige una reducción a 8 RPM, con la transmisión de cadena, las velocidades menores serán cubiertas por el variador.

$$r = \frac{23.714}{8} = 2.9643$$

La selección se realizará según el procedimiento de cálculo recomendado en el texto Diseño de Elementos de Máquinas del Ing. Juan Hori A. para cadenas normalizadas ASA.

Se elige el número de dientes en el piñón de 20 por lo que el número de dientes en la catalina es de 59 y la relación de transmisión de cálculo será:

$$r = \frac{59}{20} = 2.95$$

La potencia nominal equivalente obtenemos multiplicando la potencia a transmitir por el factor de servicio de la tabla N° 3 para máquinas motrices tipo B (motor eléctrico) y transportador de carga uniforme.

Luego multiplicamos el factor de corrección de número de dientes de la tabla N° 2, por lo que la potencia nominal equivalente será:

$$P_{ne} = HP \cdot F_s \times F_{cd} = 0.4 \times 7 \times 0.95 = 0.38 \text{ HP}$$

Se selecciona el tipo de cadena de la figura N° 1, y es el siguiente: Una cadena ASA 50 - 1 de una sola hilera.

Los Diámetros de paso de las ruedas son:

$$d_{\text{piñon}} = \frac{\text{paso}}{\text{Sen} \left( \frac{180}{\text{dientes}} \right)} \quad \text{y} \quad D_{\text{catalina}} = \frac{\text{paso}}{\text{Sen} \left( \frac{180}{\text{dientes}} \right)}$$

$$d_{\text{piñón}} = \frac{5/8}{\text{Sen}\left(\frac{180}{20}\right)} \quad ; \quad D_{\text{catena}} = \frac{5/8}{\text{Sen}\left(\frac{180}{59}\right)}$$

$$d_{\text{piñón}} = 3.995 \text{ pulg.} \quad ; \quad D_{\text{catena}} = 11.743 \text{ pulg.}$$

$$D_{\text{piñón}} = 105.5 \text{ mm} \quad ; \quad D_{\text{catena}} = 298.3 \text{ mm.}$$

La velocidad tangencial en el piñón es:

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_p}{12} = \frac{\pi \times 3.995 \times 23.714}{12} = 24.8 \text{ pies/min}$$

Esta velocidad es menor a la velocidad tangencial máxima permisible para este tipo de cadena con lubricación manual.

Para el cálculo de la longitud de cadena calculamos una longitud ( $L_p$ ) aproximada con la siguiente expresión y asumimos un  $C_p$  de 30 pasos.

$$L_p = 2 C_p + 0.53 (Z_1 + Z_2)$$

$$L_p = 2 \times 30 + 0.53 (20 + 59) = 121.87$$

Por lo que escogerán  $L_p = 102$  pasos

La distancia entre centros en número de pasos será

$$102 = 2 \cdot C_p + \frac{20 + 59}{2} + \frac{(59 - 20)^2}{4\pi^2 C_p}$$

$$C_p = 30.62 \text{ pasos}$$

Por lo que la distancia entre centros será:

C - 19.14 pulg. - 4860 mm

Se usará:

102 pasos de cadena ASA 50-1 con ruedas dentadas de 20 y 59

dientes

## CAPITULO 6

### DISEÑO DEL BASTIDOR

#### 6.1 CALCULO DE RESISTENCIA DE LA CRIBA

El material de la criba es de un acero ordinario ASTM A36 con 0.2% de carbono laminado en caliente. Sus características mecánicas son:

límite de fluencia a tracción: 2450 Kg/cm<sup>2</sup>

límite de rotura a tracción: 1200 Kg/cm<sup>2</sup>

módulo de elasticidad de tracción  $2.1 \times 10^4$  Kg/cm<sup>2</sup>

La criba estará sometido a una presión máxima de 1.3 Kg, que ocurre al finalizar la última espira. Para efectos de cálculo se asume que la presión en la última espira es constante igual a la presión máxima, por lo que el esfuerzo de tracción en dirección tangencial las paredes del cilindro de

la criba es:

$$\sigma = \frac{P \cdot D \cdot L}{A}$$

A. área de la sección longitud a la criba

P. presión

D. diámetro

L. longitud de paso

La disposición de los agujeros en la criba es:

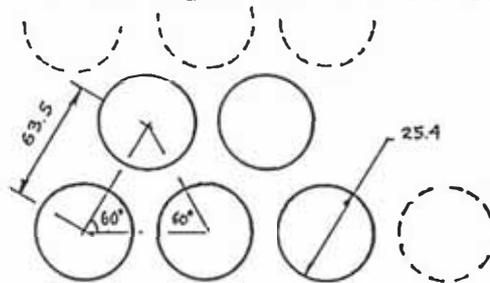


FIGURA NO 35

La longitud del paso en la última espira es de 66.6 mm. en esta longitud existen dos agujeros por lo que la longitud de la sección que soporta los esfuerzos es de:

$$L = 66.6 - 2 \times 25.4 = 15.8 \text{ mm}$$

El espesor de la criba es de 5.5 mm. por lo que el área será

$$A = 15.8 \times 5.5 \text{ mm}^2 = 86.9 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo será:

$$\sigma = \frac{1.3 \text{ Kg/cm}^2 \times 123 \text{ mm} \times 66.6 \text{ mm}}{86.9 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = 122.5 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo de tracción real debido a la presión debe ser menor de calculado debido a que existen agujeros en la malla de estrujamiento.

Por la existencia de agujeros en la criba, habrá concentración de esfuerzos el valor máximo es  $3\sigma$  para agujeros circulares y se calcula como:

$$\sigma_{\max} = 3\sigma = 367.5 \text{ K/cm}^2$$

La criba también está sometido a compresión como se observa en el esquema de la figura N°36.

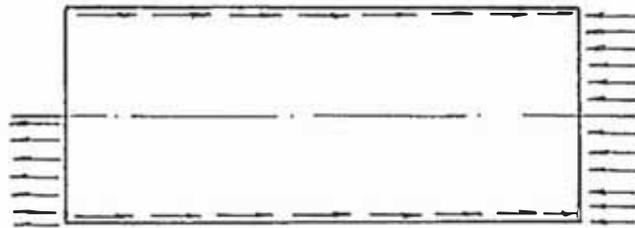
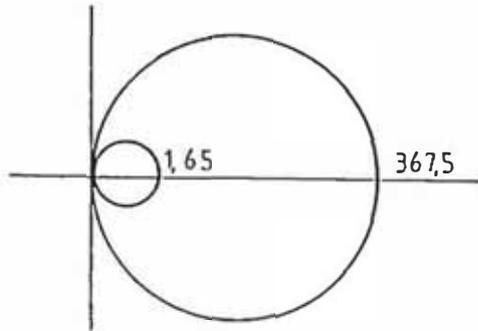


FIGURA N° 36

Las fuerzas hacia la derecha son las originadas por las fuerzas de rozamiento entre la malla y la pulpa. Asumiendo que toda la fuerza axial de reacción se concentra sólo al lado derecho debido a que existe apoyo en toda la superficie y las fuerzas de rozamiento son mas grandes hacia esta superficie.

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{F_{\text{axial}}}{\pi D \times e} = \frac{375.1}{\pi \times 12.3 \times 0.55} = 17.65 \text{ Kg/cm}^2$$

Siguiendo el criterio de falla de energía de distorsión, conveniente para materiales dúctiles, se tiene para el esfuerzo biaxial.



$$\sigma_1 = 367.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = 17.65 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_3 = 0 \text{ kg/cm}^2$$

FIGURA NO 36

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Reemplazando

$$\sigma' = 359 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_t = 2450 \text{ Kg/cm}^2$$

con lo que se verifica el material resiste los esfuerzos de trabajo.

### 6.2 CALCULO DE RESISTENCIA DEL BASTIDOR.

El bastidor presenta la siguiente configuración frontal de fuerzas.

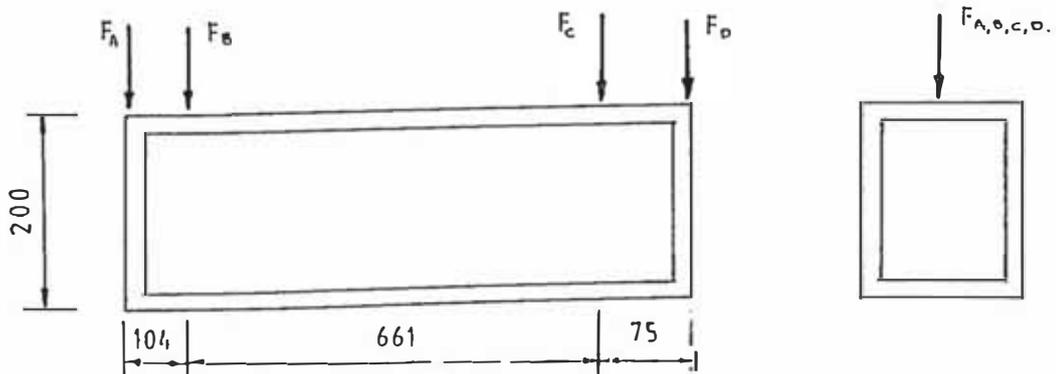


FIGURA NO 37

$F_A$  y  $F_B$  son los componentes del peso del eje más el peso del portacojinetes y  $F_D$  y  $F_e$  son las fuerzas debido al peso de la pulpa, la criba y el regulador del presión.

COMPONENTES	PESO CALCULADO (Kg)
Porta Cojines c/u	1.9
Pulpa de Pescado (prensa llena)	6.9
Criba y Regulador de Presión	5.5

Por lo tanto:

$$F_A = 3.7 + 1.9 = 5.6 \text{ kg.}$$

$$F_D = 5.5 + 1.9 = 7.4 \text{ kg.}$$

$$F_B = F_e = 6.2 \text{ Kg.}$$

El calculo del peso se realiza con la densidad para el fierro con  $7.81 \text{ gr/cm}^3$  y para la pulpa de bonito con  $1.14 \text{ gr/cm}^3$

Para el calculo de esfuerzos la viga frontal se aproximará a un elemento empotrado en sus extremos.

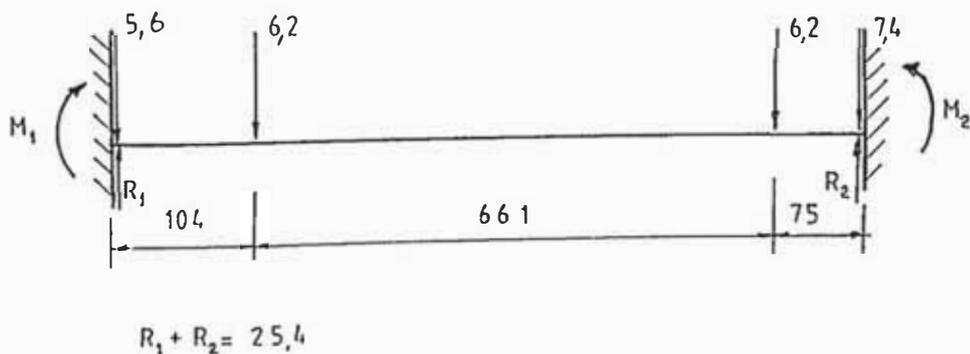


FIGURA Nº 3B

## ECUACION DE MOMENTOS

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M = M_1 + \langle R_1 - 5.6 \rangle X - 6.2 \langle X-10.4 \rangle - 6.2 \langle X-76.5 \rangle$$

antiderivando.

$$EI \frac{dy}{dx} = M_1 X + \langle R_1 - 5.6 \rangle \frac{X^2}{2} - \frac{6.2}{2} \langle X-10.4 \rangle^2 - \frac{6.2}{2} \langle X - 76.5 \rangle^2 + C_1$$

Volviendo a antiderivar.

$$EIy = M_1 X^2/2 + \langle R_1 - 5.6 \rangle \frac{X^3}{6} - \frac{6.2}{6} \langle X-10.4 \rangle^3 - \frac{6.2}{6} \langle X - 76.5 \rangle^3 + C_1 X + C_2$$

El valor de las constantes  $C_1$  y  $C_2$  es igual a cero: debido a las siguientes condiciones de contorno:

$$X = 0 \quad dy/dx = 0$$

$$X = 0 \quad y = 0$$

También se tiene los siguientes condiciones de contorno con las que se encuentra  $M_1$ ,  $M_2$  y  $R_1$ ,  $R_2$  :

$$X = L \quad dy/dx = 0$$

$$X = L \quad y = 0$$

Y se obtiene:

$$R_1 = 11.75$$

$$R_2 = 13.65$$

$$M_1 = - 56.25 \text{ kg} \times \text{cmt.}$$

$$M_2 = - 42.47 \text{ kg} \times \text{cmt.}$$

## DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

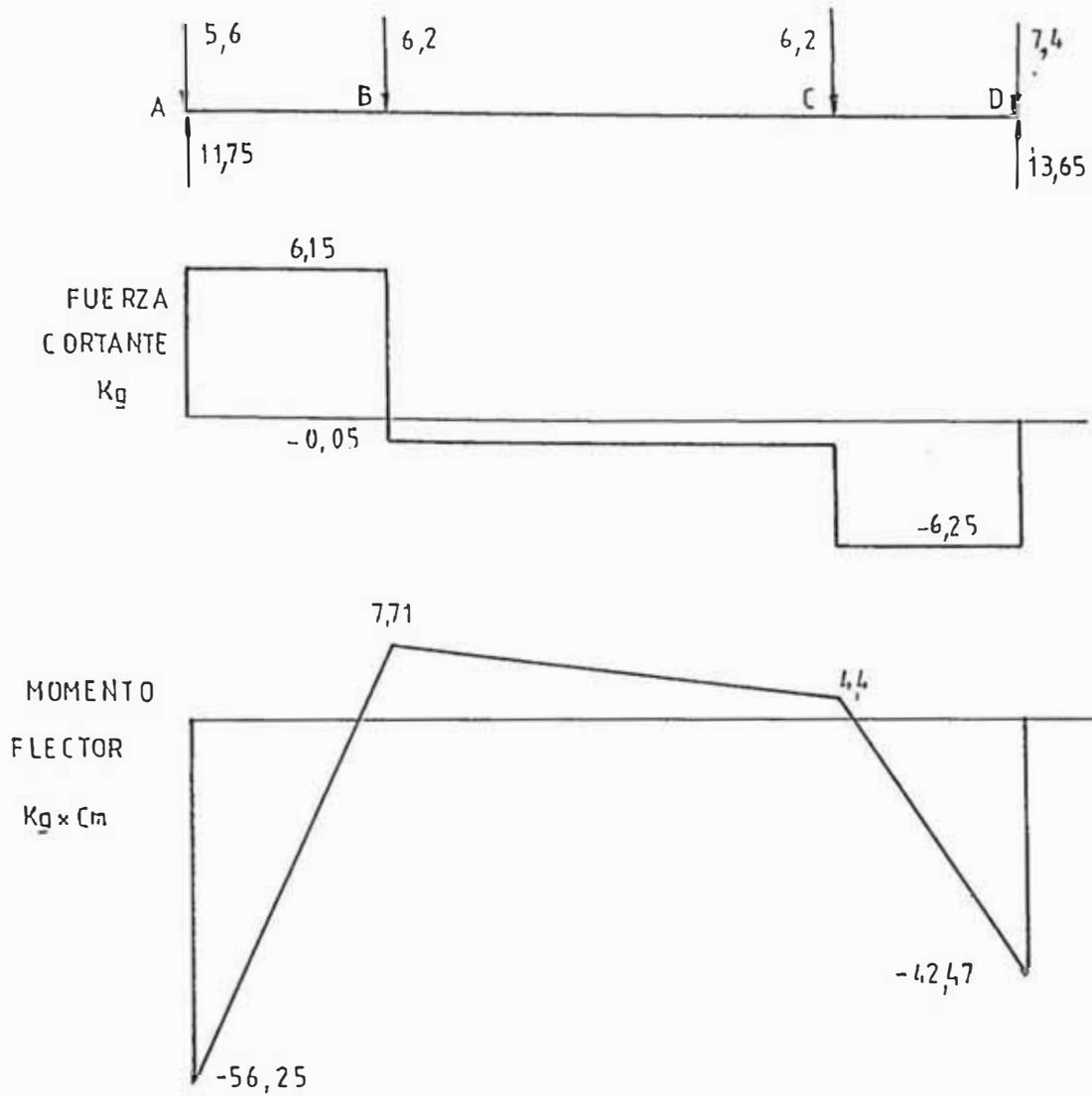


FIGURA Nº 39

Las características del perfil son: L 1 1/4" x 1 1/4 " x 1/8.

Quando el momento flector es negativo significa que la parte superior estará a tensión y la parte inferior a compresión y cuando el momento flector es positivo ocurre lo contrario.

#### SECCION A

$$\sigma_T = \frac{M.y}{I} = \frac{56.25 \times 0.91}{(1.06)} = 30.8 \text{ Kg / cm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{M.y}{I} = \frac{56.25 \times 2.26}{(1.66)} = 76.58$$

Los valores de los esfuerzos en la sección crítica son menores a límites de esfuerzos admisibles del material.

CAPITULO 7

COSTO DE FABRICACION

C O S T O   D E   M A T E R I A L E S						
ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO \$	COSTO PARCIAL \$	COSTO TOTAL \$
1	EJE-TORNILLO					
	a) EJE	kg	23.4	17	180.	
	b) HELICE	m <sup>2</sup>	0.15	198	30	
	c) SOLDADURA	kg	0.5	3	1.5	211.5
2	MALLA	m <sup>2</sup>	0.27	84	23	23
3	CRIBA					
	a) CRIBA	kg	13.1	0.85	11.1	
	b) PLATINA DE UNION	m	2.2	0.80	1.9	
	c) PLANCHAS SOPORTE. TAPA	kg	2.3	0.80	1.9	
	d) SOLDADURA.	kg	0.5	3	1.5	
	e) PERNOS H 4x12.		6	0.25	1.5	
	H 10x36		8	0.75	6.0	
	H 10x40		9	0.75	6.75	30.65
4	REGULADOR DE HUMEDAD					
	a) PLANCHAS DEL REGULADOR	kg	2.5	17	42.5	
	b) VARILLAS DEL REGULADOR	kg	0.7	17	11.9	
	c) RESORTES		3	4	12.0	
	d) MANIUBROS		3	1	3.0	
	e) TUERCAS		3	0.1	0.3	69.7
5	CUBIERTA SOPORTE DEL REGULADOR					
	a) Soporte; ángulos.	m	2.25	0.9	2.1	
	b) Soporte Platinas	kg	3.5	0.8	2.8	
	c) Plancha interior. INOX	m <sup>2</sup>	0.13	37	4.8	
	d) Plancha exterior	m <sup>2</sup>	0.13	10.0	1.3	
	e) Pernos con tuercas mariposa. INOX.		30	1	30	
	f) Soldadura	kg	0.2	3	0.6	41.6
6	COJINETES					
	a) Soporte (2)	kg	4.0	0.8	3.2	
	b) Cojinete de deslizamiento.	kg	2.3	5.0	12	
	c) Pernos M.10 x 40		2	0.75	1.5	16.7

COSTO DE MATERIALES						
ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO \$	COSTO PARCIAL \$	COSTO TOTAL \$
7	SOPORTE DE CRIBA					
8	SOPORTE DE COJINETE (2)	kg	1	0.8	0.8	0.8
			1.2	0.8	0.96	0.96
			1.2	0.8	0.96	0.96
9	TOLVA DE INGRESO (INOX)	m <sup>2</sup>				
	a) Plancha INOX	m <sup>2</sup>	0.38	37.0	14.0	
	b) Pernos		4	0.25	1.0	15.0
10	TOLVA DE RECEPCION LICOR					
	a) Plancha	m <sup>2</sup>	0.54	10.	5.4	
	b) Pernos de sujeción		12	0.25	3	8.4
11	TOLVA DE SALIDA PULPA INOX.	m <sup>2</sup>	0.14	37	5.2	5.2
12	BASTIDOR					
	a) _ 2 x 1 1/2" x 1/8	m	0.6	3.64	2.2	
	b) _ 1 1/4x 1 1/4x 3/16	m	3.8	1.5	5.7	7.9
6	DIVERSOS					40
	TOTAL				(+) 18% IGV.	471.41 556.3

TRANSMISION

MOTOR	84
REDUCTOR DE VELOCIDAD	890
VARIADOR DE VELOCIDAD	800
TRANSMISION POR CADENA	200
ACOPPLAMIENTO	<u>100</u>
	2074.
+ 18% IGV.	2447.3

C O S T O   D E   M A N U F A C T U R A					
ITEM	DESCRIPCION	COSTO UNITARIO \$	TIEMPO DE MANUFACTURA(HORAS)	PRECIO PARCIAL	COSTO PARCIAL \$
1	TORNEAR EJE				
	a) Acondicionar	8 HH.M	7	42	
	b) Plancha de Helice	8 HH-M	4	32	
	c) Soldadura	6 HHM	6	36	110
2	MALLA				
	a) Rolado - corte	5 HH.M	3	15	15
3	CRIBA				
	• Corte Longitudinal	2 H-H	2.5	5	
	• Soldadura Platinas-tubo	6.0 H-H-M	2	12	
	Torneado Interior	8 H-H-M	10	80	
	Taladro agujeros	0.5\$/agujero	140 agujeros	70	167
4	REGULADOR DE HUMEDAD				
	Planchas del Regulador	8 H-H M	3	24	
	Varillas del Regulador	8 H-H M	3	24	48
5	CUBIERTA DEL SOPORTE DEL REGULADOR				
	Construcción Soporte	4 H-H-M	6	24	
	Agujeros en Soporte y Plancha	0.25\$/agujero	30 agujeros	7.5	31.5
6	COJINETE				
	Soporte (2)	8 H-H M	5	40	
	Cojinete (2)	8 H-H M	3	24	64
7	SOPORTE DE CRIBA	8 H-H M	3.5	28	28
8	SOPORTE COJINETE (2)	8 H-H M	4.5	36	36
9	TOLVA INGRESO	4 H-H M	6	24	24
10	TOLVA DEL LICOR	4 H-H M	8	32	32
11	TOLVA SALIDA PULPA	4 H-H M	6	24	24
12	BASTIDOR	4 H-H M	6	24	24
					<u>24</u>
					603.5

**Costo de Montaje**

Se estima el montaje en 48 Hrs. A H/Hr. saliendo \$100 por montaje en mano de obra.

**Costo de Fabricación.**

Costo de Materiales	\$ 3003.3
Costo de Manufactura	603.5
Costo de Montaje	<u>100.0</u>
	\$ 3706.8

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. En el país, actualmente se utiliza formas de extrucción para la pulpa de pescado, prensas de pistón manual e hidráulicas que son de tipo intermitente, constituyendo la extrucción un cuello de botella en el proceso de elaboración de la pasta de pescado o productos de carne de pescado.
2. El sistema de extrusión por prensa de tornillo para la pulpa de pescado, una alternativa ventajosa de uso industrial porque permite una producción continua, reducen gran cantidad de mano de obra, los volúmenes de producción función del tiempo son mayores con respecto al tipo intermitente y además la posibilidad de automatizar.

El sistema diseñado posee un **variador de** humedad que **permite** el uso con diferentes tipos de pulpa de pescado, regulando la humedad de salida de acuerdo al requerido. Además **variador** velocidad permite cambiar las condiciones de salida. Estos dispositivos dan gran versatilidad al sistema.

4. La experiencia realizada en el prototipo con pulpa de **bonito**, da una salida (con humedad de 74%, para una humedad natural del mismo de 75%. Las condiciones de salida de la **posición** del plato regulador para la experiencia **fueron** las siguientes: **Area** perimetral formada entre el **borde de** la criba y el plato del **regulador, igual al área de** la sección transversal al terminar la hélice del tornillo.

## BIBLIOGRAFIA

BOGOLIUBOV, B. Dibujo Técnico. Editorial Latino Americana.

BROWN, J. Ingeniería Química.

C. JUDSON KIN. Teoría de la Pasta de Pescado. Procesos de Separación. Japan International Cooperation Agency. Editorial Prentice Hall, 1970.

DAVIS, D.L. Estadística Aplicada.

DICKEY, G.D. Operaciones de la Ingeniería de Alimentos.

DOBROVOLSKI V., ZABLONSKI. Elementos de Máquina. Editorial MIR. Moscú.

GRAHAM D., Frank. Audels Machinists an Tool Makers Handy Bok.

HOLLMAN, J.R. Métodos Experimentales para Ingenieros.

HORI ASANO, Juan. Diseño de Elementos de Máquina.

HORI ASANO, Juan. Esfuerzos en Elementos de Máquina.

INSTITUTO DE INVESTIGACION DEL MAR DEL PERU. Informes de Investigación. 1970-1971.

ORLOV, P. Ingeniería de Diseño. Editorial MIR. Moscú.

PERRY, J. Manual del Ingeniero Químico.

SEELY, FF. Resistencia de Materiales. Editorial Uteha.

SHIGLEY-LARRY, Mithel. Diseño en Ingeniería Mecánica.

SIMONS, R. Extrucción de Plásticos Gomas y Metales.

SINGER L., Ferdinand. **Resistencia de** Materiales. Editorial Harla.

V.K. SAVGORDONY. Transformación de los plásticos.

VIA A. Procesos Químicos.

ZBIGNIEW, O.; JASTRZEBSKI. Naturaleza y Propiedades Materiales para Ingeniería.

TESIS: Universidad Nacional Agraria La Molina.

Aprovechamiento del Falso Volador en la Elaboración de Surini.

José Luis, FUKUSHIMA TAKAMATSU

Enlatado de Embutidos tipo Hot Dog de Pescado en Salsa de Tomate.

Francisco, BAYONA GALLARDO

Estudio de la Elaboración de Jamonada de Pescado.

Gonzalo, TELLO MARTIN

Procesamiento de la Pasta de Pescado tipo Kamaboko de Bonito y Merluza Sometido a Cocción por Vapor.

Luis, TERUYA KANASHIRO

CATALOGOS DE PRESENTACION:

Prensa de Doble Tornillo. Maestranza General S.A. Perú

Prensa de Doble Tornillo. Maestranza Iquique S.A. Chile