



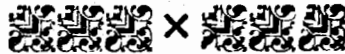
D-18730



T
621.992
CR1e

Escuela Superior Politécnica del Litoral

**FACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS DE
LA PRODUCCION**



”Diseño de una Prensa de Flujo Continuo con Capacidad de una Ton Hr“

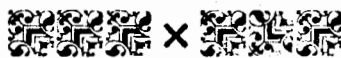
TESIS DE GRADO

Previa la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

IVI LORENA /CRIOLLO BALDEON



Guayaquil - Ecuador

Año - 1998

DEDICATORIA

A DIOS que fue a la primera persona en quien pensé cuando inicie esta tesis.

A MIS PADRES, por todo el tiempo que hemos compartido y su apoyo brindado.

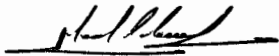
A MIS HERMANAS, que estuvieron dispuestas a ayudarme.

A TODA MI FAMILIA EN GENERAL.

AGRADECIMIENTO

A todos aquellos que
de uno u otro modo
colaboraron en la
realización de este
trabajo y
especialmente al
ING. MANUEL
HELGUERO
Director de Tesis, por
su invaluable ayuda.

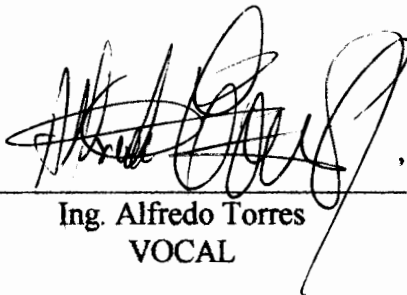
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Mario Patiño
SUBDECANO DE LA FIM



Ing. Manuel Helguero
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Alfredo Torres
VOCAL



DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Graduación ESPOL).


Ivi Criollo B.

RESUMEN

Diseñar una prensa de flujo continuo o cualquier tipo de maquinaria para el sector Industrial o Agrícola, es de vital importancia, debido a que representa para nuestro país la utilización de tecnología y el aporte que nosotros como futuros ingenieros podamos brindar a la técnica nacional.

En nuestro caso significa aportar para el mejoramiento de la producción en la pequeña y mediana industria. Buscando siempre adoptar una tecnología adecuada a la realidad que vive el país.

Este diseño tiene como objetivos:

1. Poder crear, desarrollar o añadir una tecnología adecuada a nuestro estatus real en la industria.
2. Tener una base teórica-científica que sustente una práctica ya realizada, que pueda servir a la comunidad industrial del país.
3. Ofrecer un modelo práctico, con todos los dispositivos que pueda tener una prensa de flujo continuo con una capacidad de 1 Tonelada por hora, para dar mayor rendimiento al proceso de obtención de harina de camarón, pues en

comparación con los demás métodos de prensado que existen presenta mayores ventajas.

Para lograr los objetivos que nos planteamos en este trabajo se ha seguido con los siguientes pasos metodológicos:

1. Factibilidad del proyecto: fundamentación.
2. El estudio teórico del diseño :
 - a. Diseño del Tornillo Sinfín.: Análisis de Velocidades, Aceleraciones, Fuerzas Inerciales del sistema.
 - b. Diseño del Dado del Extrusor
 - c. Diseño de la tolva.
 - d. Diseño de la Carcaza.
 - e. Diseño del sistema motriz.
 - f. Diseño de tapas de Seguridad.
 - g. Diseño de la rampa de desahogo.

En la factibilidad del estudio podemos considerar dos aspectos fundamentales:

- La necesidad de las industrias de tener una prensa de este tipo para poder mejorar su eficiencia en el proceso de secado.

- Las perspectivas del mercado nacional.

Existe la necesidad de poder extraer la cantidad de líquido necesario en los desperdicios de camarón para que a la salida del equipo tener de un 18 a 20 % de humedad, esto se lo puede obtener de diferentes formas:

- Prensa de rodillos
- Prensa Hidráulica
- Prensa de flujo continuo (tornillo)

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	III
INDICE DE TABLAS.....	IV
INDICE DE FIGURAS.....	V
SIMBOLOGIA.....	VI
INTRODUCCION.....	1
I. ANTECEDENTES	
1.1. Introducción.....	3
1.2. El producto "harina de camarón".....	7
1.3. Características y usos.....	15
II. ANALISIS PARA SELECCION DEL SISTEMA.....	
2.1. Sistemas posibles de prensado.....	53
2.2. Consideraciones para selección.....	54
2.3. Consideraciones para selección.....	67
2.3. Ventajas de la tecnología de prensado continuo.....	70
2.4. Selección optima del sistema.....	71
III. DISEÑO DE LA PRENSA DE FLUJO CONTINUO.....	
3.1. Descripción del sistema.....	73
3.1. Descripción del sistema.....	74

3.2. Diseño de forma	78
3.3. Diseño de partes constitutivas.....	82
3.3.1 Tornillo sin fin.....	83
3.3.2 Arbol del tornillo sin fin	111
3.3.3 Diseño del dado.....	118
3.3.4 Diseño de la tolva.....	124
3.3.5 Diseño de la carcaza.....	125
3.3.6 Diseño de las tapas de seguridad.....	126
3.3.7 Diseño y selección de los sellos y cojinetes.....	127
3.3.8 Diseño y selección del sistema de transmisión de movimiento.....	132
3.3.9 Diseño del sistema de transporte del material.....	135
3.3.10 Diseño de la rampa de desahogo.....	136
3.3.11 Diseño de los componentes de sujeción.....	136
3.3.12 Diseño de soldadura	140
 IV. ANALISIS DE COSTOS.....	 146
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	150
 ANEXOS	
 BIBLIOGRAFIA	
 PLANOS	

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1	Fuentes de la materia prima	5
Tabla 1.2	Especificaciones de la harina de camarón	8
Tabla 1.3	Ecuador: capturas nominales de camarón.(1979-1982).....	12
Tabla 1.4	Ecuador: capturas nominales de camarón (1983-1990).....	13
Tabla 1.5	Ecuador : demanda de harina de camarón t.m. (1983 - 1990)	14
Tabla 1.6	Porcentaje de aparición en el muestreo de camarones para las distintas piscinas, indicando como monocultivo la piscina experimental I	19
Tabla 1.7	Valores del número de muestras (n), máximos, mínimos, media(x) y las desviaciones estándares(ds), para las distintas especies de crías por piscinas.....	23
Tabla 1.8	Análisis estadístico de los camarones de cría.....	25
Tabla 1.9	Análisis estadístico total de las relaciones de longitudes cefalotorax con rostro (mm) y pesos totales (gr) para las especies de estudio.....	26
Tabla 2.1	Explica las características escogidas y los puntajes asignados a cada una de acuerdo a la importancia dentro del sistema.....	71
Tabla 3.1	Capacidades de transportadores de gusano (pic ³ /hr).....	87
Tabla 3.2	Capacidades para un 95% de carga al transportador.....	88
Tabla 3.3	Factor por diámetro del tornillo (Fd)	89
Tabla 3.4	Factor por manejo de rodamiento (Fb).....	89
Tabla 3.5	Factor por porcentaje de llenado	90
Tabla 3.6	Factor por aletas	90
Tabla 3.7	Datos y resultados de las pruebas realizadas en el laboratorio	96
Tabla 3.8	Resultados de las pruebas realizadas en el laboratorio.....	97
Tabla 3.9	Resistencias mínimas específicas de ciertos aceros ASTM.....	103
Tabla 3.10	Factor de acabado de superficie K _a	104
Tabla 3.11	Factor de carga k _c	105
Tabla 3.12	Factor de temperatura k _d	106
Tabla 3.13	Tamaño de tubería (Arbol de tornillo).....	113
Tabla 3.14	Duración nominal L _n en horas de servicio.....	127
Tabla 3.15	Factores de servicio sugeridos para K _s	133
Tabla 3.16	Resumen de selección de pernos	137
Tabla 3.17	Datos para calcular rigideces de pernos.....	138
Tabla 3.18	Especificaciones ASTM para pernos de acero.....	138
Tabla 3.19	Características de roscas unificadas UNC y UNF	139

INDICE DE FIGURAS

1.1	Fuente de generacion de desperdicios	6
1.2	Identificacion de los camarones blancos juveniles.....	22
1.3	Forma del camaron	27
1.4	Cuadro longitud vs. Peso del cefalotorax.....	28
1.5	Cuadro long. Cefalotorax vs longitud de cefalotorax con rostro.....	29
1.6	Cuadro long. Cefalotorax vs longitud de cefalotorax con rostro.....	30
1.7	Cuadro longitud vs. Peso del cefalotorax.....	31
1.8	Cuadro longitud vs. Peso del cefalotorax.....	32
1.9	Cuadro long. Cefalotorax vs longitud de cefalotorax con rostro.....	33
1.10	Diagrama del proceso de produccion de harina camaron.....	42
2.1	Prensa de platos.....	59
2.2	Prensa de jaula	61
2.3	Prensa de rodillos	63
2.4	Prensa de tornillo	66
3.1	Sección rectangular de la aleta.....	105
3.2	Diagrama de cuerpo libre para análisis de momento.....	109
3.3	Sección de la aleta para análisis de espesor.....	110
3.4	Diagrama de Goodman.....	116
3.5	Diagrama de cargas en el tornillo para selección de rodamientos.....	129
3.6	Diagrama de soldadura de la aleta.....	141

SIMBOLOGIA

m ³	Metro cúbico
pi()	3,14159
Kg	Kilogramo
min	Minuto
Ton	Tonelada
hr	Hora
mm	Milimetro
gr	Gramo
Pa	Pascal
pulg	Pulgada
in	Pulgada
N	Newton
rpm	Revoluciones por minuto
seg	Segundos
Kgf	Kilogramo fuerza
cm	Centimetro
Lbs	Libras
Kpsi	Kilolibra /pulgada cuadrada
α	Constantes de forma de extremos de resorte

INTRODUCCION

El camarón procesado en el Ecuador genera un importante volumen de desperdicios, en función de que solamente es comercializada el abdomen del crustáceo, ya sea con cutícula o pelado y desvenado. En lugar de inutilizarlos, por ejemplo enterrándolos, se emplean casi totalmente en la alimentación de los animales, por medio de la fabricación de harina de camarón, que constituye un valioso ingrediente de la ración de la dieta de las larvas de camarón, particularmente de los cerdos jóvenes y de las aves. Algunos estudios se han realizado en nuestro país por instituciones especializadas, para el aprovechamiento de los desperdicios del camarón. Entre los más completos, se encuentra el realizado por CENDES. Sin embargo, en la práctica no se ha podido implementar ya sea por la falta de experiencia en este campo o por falta o insuficiencia de una tecnología adecuada. Este proyecto está basado en la necesidad de las empresas procesadoras de harina de camarón de obtener la materia prima con la humedad correcta antes de empezar el proceso de secado, debe llegar con un 18% de humedad y un 3 ó 4 % de aceite como esto no es posible obtenerlo en un solo proceso es necesario que previamente se preñe. Dada las características de la materia prima ésta se torna difícil de secar, por lo que será necesario desintegrar la masa compacta, a fin de presentar una mayor superficie de exposición al calor. Esto se lo consigue ya sea por un pulverizador, por una prensa de tornillo, o como en nuestro caso una prensa de flujo continuo.

CAPITULO I.
ANTECEDENTES

I. ANTECEDENTES

1.1 INTRODUCCION

Los alimentos han jugado un papel de gran importancia en el establecimiento y desarrollo de los pueblos, éstos han sido procesados y comercializados de acuerdo a las necesidades de la época, antiguamente éstos se obtenían o se comercializaban a través de trueques comerciales; hoy en día, los sistemas de distribución, comercialización y procesamiento, se ha sofisticado, debido en gran parte a las necesidades de consumo de alimentos generados por el crecimiento demográfico de población, por lo que en la actualidad existe tecnología de procesamiento que nos permiten conservar una gran diversidad de alimentos, las cuales constantemente tienden a ser mejoradas para la obtención de productos alimenticios de calidad con un bajo costo.

Los desperdicios de la industria camarón se clasifican en:

Residuos sólidos:

- Céfalos tórax o cabeza (incluye vísceras y caparazón), cutícula o cáscara.
- Vena, periópodos, pleópodos, urópodos y antena o bigote.

Efluentes:

- Agua de blanqueo

La obtención de los desperdicios del camarón como materia prima para la industria de la harina, está localizada en las plantas empacadoras del crustáceo. La mayor parte de dichas empresas, están ubicadas en Guayaquil, otras en Posorja, El Oro y Bahía de Caráquez. El volumen de residuos disponibles (sólidos) fluctúa entre 5.000 y 6.000 toneladas métricas anuales; esta cantidad será incrementada en la medida en que se mejoren los rendimientos productivos de los criaderos locales y consecuentemente exista mayor disponibilidad de camarones para ser industrializados .

TABLA 1.1
FUENTES DE LA MATERIA PRIMA

FUENTE Y DESTINO	
Captura por flotas camaroneras	40%
Criaderos acuacultura	60%
Camarón disponible	100%
Consumo interno	20%
Industria de empacado	80%

Del 80% procesado en las empacadoras de camarones, se envía al mercado de exportación:

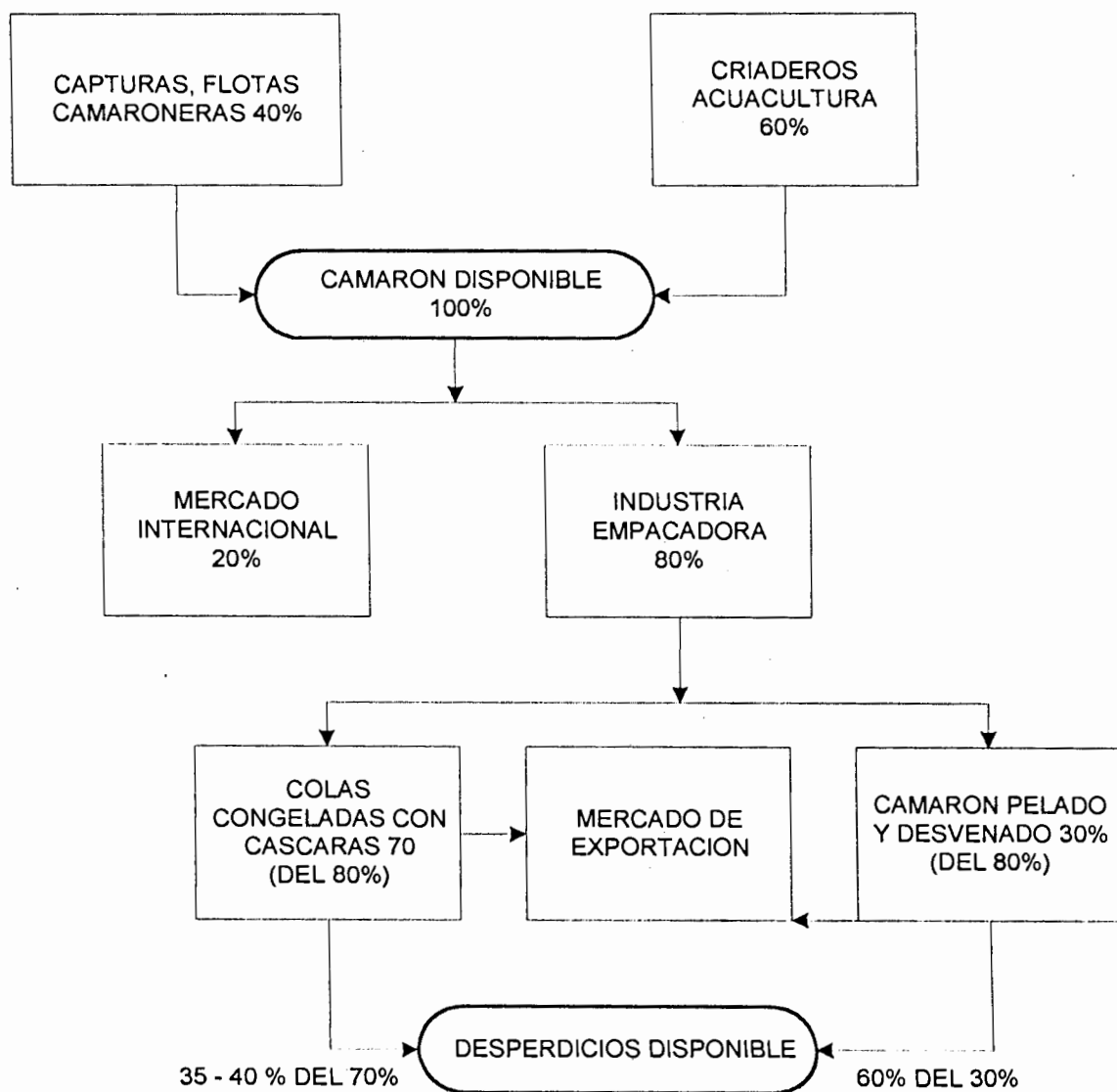
Colas congeladas en cáscara	70%
Camarón pelado y desvenado	30%

Del 70% de las colas en cáscaras congeladas, el 35 al 40% se obtiene de desperdicios.

Del 30% del camarón pelado y desvenado el 30% de desperdicio (1).

FIGURA 1.1

FUENTE DE GENERACION DE DESPERDICIOS



1.2 EL PRODUCTO "HARINA DE CAMARON"

CARACTERÍSTICAS Y USOS

La harina de camarón se la elabora de los desperdicios del céfalo-tórax, la cutícula y/o caparazón, y en ciertos casos el camarón entero. Se menciona igualmente que si el contenido de cloruro de sodio es superior al 3 %, de dicho valor deberá constar inscrito en el envase correspondiente, más en ningún caso sobrepasará del 7%.

La composición analítica de la harina de camarón puede variar notablemente, en razón de su procedencia y especialmente en relación con el proceso utilizado. En términos generales debe contener las especificaciones dadas en la siguiente tabla 1.2.

En consideración a las características químicas del producto, la harina de camarón puede ser utilizada como suplemento proteico y mineral, especialmente en formulaciones avícolas y raciones para especies acuáticas.

TABLA 1.2
ESPECIFICACIONES DE LA HARINA DE CAMARON

<i>CONCEPTO</i>	<i>RANGO (en materia seca)</i> %
Proteína bruta	46 - 52
Proteína digestible	35 - 39
Materias grasas	2,5 - 3
Fracción no nitrogenada	1 - 1,5
Celulosa bruta	10 - 12
Cenizas totales (calcio, fósforo, etc.)	26 - 30

Fuente: Diccionario de la Alimentación Animal M. Piccioni 1970

METODOLOGÍA DE ANÁLISIS

Por constituir la harina de camarón un bien intermedio, su demanda esta en función del producto final que la incorpora, en este caso del alimento balanceado para camarones. Por lo tanto, en el presente perfil se recurrió en primer término a determinar la población camaronera de criadero y sus necesidades potenciales de alimento, para finalmente

incorporar, vía porcentaje, el grado de participación de la harina en la formulación de alimento para camarón.

POBLACIÓN CAMARONERA DE CRIADERO Y NECESIDADES ALIMENTICIAS

Estimaciones del Instituto Nacional de Pesca, señalan que la población camaronera de criadero alcanzó en 1982 a 21.500 TM, habiéndose incrementado entre 1979 y 1982 a una tasa promedio anual de 65.9 % (tabla 1.3), lo que refleja el auge del sector. Paralelamente el área dedicada a cultivos de camarón se llevó substancialmente en dicho período, al pasar de 10.000 a 50.000 ha., aproximadamente.

De acuerdo a cifras del Instituto Nacional de Pesca, la producción de criaderos que en 1979 significó alrededor del 40% de la oferta total de camarones, pasó a representar aproximadamente el 70% en 1982. Por otra parte, al analizar las necesidades alimenticias del camarón en cautiverio, se tiene que en términos generales se requiere de 4 Kg. de alimentos por kilogramo de camarón, especialmente en condiciones de alta densidad; desde luego, dicha cantidad la consideramos para nuestro medio ya que en países como el Japón es normal una relación de 10 a 1,

esto es 10 kg. de alimentos para producir 1 kg. de camarón . En todo caso, y como es de suponer, no todos los criaderos experimentarán con la alimentación artificial, ni en las cantidades recomendadas para el efecto; de ahí que, las cifras que se muestran en la tabla 1.4 no reflejan otra cosa que la demanda teórica de alimentos balanceados para camarones en el periodo 1983-1990.

DEMANDA APARENTE DE HARINA DE CAMARÓN Y FORMAS DE CONSUMO

Para determinar la demanda futura de harina de camarón (tabla 1.5) se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

- La demanda de harina de camarón crecerá paralelamente a la población camaronera, esto es, alrededor del 5% anual.

- Que la producción de criaderos significará el 70% de la oferta total de camarones.

- Se estimó en 5, 10 y 15% los límites de participación del producto como ingrediente de formulaciones alimenticias para el camarón. Como resultado se obtuvieron las cifras de 1.730, 9.460 y 14190 toneladas para 1983, mientras que para el año 1990 se tuvieron

demandas de 7.305, 14.609 y 21.914 toneladas; todo esto con los porcentajes indicados anteriormente.

OFERTA ACTUAL Y FUTURA

Si bien es cierto que existe en la actualidad una oferta de harina de camarón, su volumen no es significativo, y además en su totalidad corresponde a una producción artesanal. Por tal razón no ha sido considerado en este estudio, en la seguridad de que no incide al evaluar la relación demanda - oferta.

La oferta futura de harina de camarón, estará dada por muchos factores interrelacionados entre sí, entre los que merece destacarse: la disponibilidad de materia prima, implementación de sistemas de recolección de desperdicios y utilización de tecnologías apropiadas. Adicionalmente existe otro aspecto, relacionado con el factor promocional que las instituciones gubernamentales pueden suministrar a este tipo de proyecto, ya sea a través de su financiamiento o bien de proporcionar un marco legal de apoyo a la actividad (13).

TABLA 1.3

ECUADOR: CAPTURAS NOMINALES DE CAMARON

1979 - 1982

(PESO EN VIVO) T.M.

AÑO	CRIADO	%	CRIADO	%	TOTAL
	NATURAL ^{1/}	PARTICIP.	CAUTIVO	PARTICIP.	
1979 ^{2/}	7.325	60,9	4.698	39,1	12.023
1980 ^{3/}	7.800	44,6	9.701	55,4	17.501
1981	8.000	39,8	12.100	60,2	20.100
1982	8.000	27,1	21.500	72,9	29.500

1/ Peso de los desembarques convertidos a su peso en vivo

2/ No incluye consumo interno en fresco que se estima en 462 T.M.

3/ Sólo de 19 empresas

FUENTE: EMPRESAS PESQUERAS. DPTO. DE ECONOMIA DEL INSTITUTO DE PESCA - INP-

ELABORACION: CENTRO DE DESARROLLO INDUSTRIAL DEL ECUADOR
CENDES

TABLA 1.4

ECUADOR: DEMANDA DE ALIMENTOS PARA CAMARONES

1983 - 1990

AÑO	POBLACION CAMARONERA DE CRIA T.M.	NECESIDAD DE ALIMENTO KG.	DEMANDA APARENTE DE ALIMENTO T.M.
1983	23.650	4	94.600
1984	24.883	4	99.332
1985	26.074	4	104.296
1986	27.378	4	109.512
1987	28.747	4	114.988
1988	30.184	4	120.736
1989	31.693	4	126.772
1990	33.278	4	133.112

ELABORACION: CENTRO DE DESARROLLO INDUSTRIAL DEL ECUADOR
CENDES

TABLA 1.5

ECUADOR : DEMANDA DE HARINA DE CAMARON T.M.

1983 - 1990

Porcentaje de Participación en el Alimento para Camarón

AÑO	5%	10%	15%
1983	4.730	9.460	14.190
1984	4.967	9.933	14.900
1985	5.215	10.430	15.644
1986	5.476	10.951	16.427
1987	5.749	11.499	17.248
1988	6.037	12.074	18.110
1989	6.339	12.677	19.016
1990	6.656	13.311	19.967

ELABORACION : CENTRO DE DESARROLLO INDUSTRIAL DEL ECUADOR

- CENDES.

1.3 CARACTERÍSTICAS Y USOS

La industrialización del camarón de cautiverio ha tenido un gran impulso al ser alentado por el atractivo precio en el mercado internacional sobrepasando la producción de captura por las flotas camaroneras. Desde el punto de vista tecnológico, es posible obtener los siguientes productos:

PRODUCTOS

Harina de Camarón

Concentrado proteico

Queritina

Compuestos Orgánicos

Pigmentos

Fertilizantes

Saborizantes

UTILIZACION

Alimentos balanceados y saborizados

Suplemento alimenticio

Producción de Quisotán y glucosamina

Fortificación de dietas y saborizantes

Aditivo en dietas de truchas, salmones,

Preparación de alimentos

La Harina de Camarón como producto con perspectivas de utilización en el Ecuador:

Los componentes de las dietas artificiales se clasifican en suministradores de:

a) Proteínas

b) Carbohidratos

b.1) Dentro de los componentes proteicos usados, generalmente se encuentran los siguientes:

1.- De origen animal:

La harina de pescado

La harina de carne y sangre

2.- De origen vegetal:

La soya, alfalfa, etc.

Utilizando la harina de desperdicios del camarón, no solamente se integra a la dieta las proteínas, sino también, su gran contenido de minerales.

b.2) Dentro de los componentes que suministran carbohidratos, está el trigo, que también aporta algo de proteínas, el maíz, la harina de yuca, la harina de banano.

La cría de camarones en cautiverio se inició con los recursos del agua de mar, pero para aumentar la población de camarones en las piscinas se emplearon dietas naturales entre las que tuvieron una gran aceptación la carne del calamar, ciertos moluscos, además de los desperdicios de carne fresca de pescados.

Lo difícil del abastecimiento y la constante necesidad de la conservación en frío de las dietas naturales, impulsaron a investigar entre los productos semisecos como las harinas de SOYA y de PESCADO hasta llegar a formular dietas especiales artificiales de buena aceptación, lo que ha generado la implementación de una industria para fabricar alimentos para camarones en cautiverio. Incluso ya se habla con Técnicas probadas su convertibilidad de libras de balanceados por libras de camarones.

En la racionalización de estas dietas, luego de hacer la harina de desperdicios de camarones, la integramos en proporciones parecidas a la SOYA y harina de PESCADO, llegando después de un año de investigaciones en laboratorio, que es, no solamente un complemento más, sino que por su PALATIBILIDAD, debe ser indispensable en la formulación de dietas artificiales para camarones.

En un control realizado con todos los alimentos para camarones disponibles en el mercado de Guayaquil, con animales del mismo tamaño, establecimos que el mismo comportamiento del balanceado conteniendo harina de camarón fue el de mayor aceptación y dio mejores resultados en los parámetros de longitud y peso comparados (1).

El valor nutricional de la harina de camarón en la alimentación animal, unido al cada vez creciente déficit de materias primas para la elaboración de raciones alimenticias, hacen considerar a la harina de camarón como un ingrediente substitutivo de principios proteicos. Se ha estimado en 2.545 TM la demanda del sector considerando un nivel de sustitución del 20% con respecto a la harina de pescado (4).

CARACTERISTICAS FISICAS DEL CAMARON

En julio de 1978 el personal de Investigación de la ESPOL con su departamento de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar se trasladó a la ciudad de Machala, Provincia del Oro para iniciar las investigaciones sobre camarones y su crianza. El señor Enrique Noblecillas facilitó sus instalaciones camaroneras con lo que contamos con tres piscinas experimentales. Experimental 1, Experimental 2, Experimental 3 de 0.1

ha., 20 ha. y 20 ha. respectivamente con una profundidad promedio de 80 cm y con terreno de tipo arcilloso. El agua estuariana fue suministrada con bombas de 20" de diámetro con un volumen de carga de 360 lt/seg..

Se realizó un policultivo y monocultivo de camarones teniéndose como porcentajes de las especies de estudio por piscinas según datos de muestreo los siguientes :

TABLA 1.6

PORCENTAJE DE APARICION EN EL MUESTREO DE CAMARONES

PARA LAS DISTINTAS PISCINAS, INDICANDO COMO "MONOCULTIVO"

LA PISCINA EXPERIMENTAL 1

piscina \ especie	P. vannanei	P. stylirostri	P. occidentalis
	%	%	%
Exp 1	2	10	88
Exp 2	31	14	55
Exp 3	56	20	24

El estudio de crecimiento se lo realizaba aproximadamente cada 18 días de julio a diciembre 1979 y cada 30 días de enero a marzo. Para la toma de los ejemplares se empleó una atarraya de 4 mt. de diámetro con ojo de malla de 2 cm.

De las muestras se obtenían sus pesos totales, longitudes céfalo-tórax y longitudes céfalo-tórax con rostro, además de su identificación según clave morfológica usada figura 1.2.

Además se tomaba los datos de temperatura, salinidad y pH en varios puntos de la piscina para obtener luego su promedio. Los pesos totales de los camarones analizados estuvieron comprendidos :

<i>Penaeus occidentalis</i>	0.45 gr	12.5 gr
<i>Penaeus Stylirostris</i>	0.55 gr	22.8 gr
<i>Penaeus Vannemei</i>	0.5 gr.	44 gr.

Respecto a las longitudes céfalo-tórax con rostro se obtuvieron los siguientes valores:

<i>Penaeus occidentalis</i>	8.3 mm.	46 mm
<i>Penaeus Stylirostris</i>	9.4 mm	57.2 mm
<i>Penaeus Vannemei</i>	10.9 mm	60.2 mm

En la tabla 1.7 se dan los valores mínimos, máximos, media y desviaciones estándares de los pesos totales como de las longitudes céfalo-tórax con rostro de las diferentes especies de camarones en las distintas piscinas de crianza.



BIBLIOTECA

CENTRAL

FIGURA 1.2

IDENTIFICACION DE LOS CAMARONES BLANCOS JUVENILES.

FUENTE INSTITUTO NACIONAL DE PESCA.

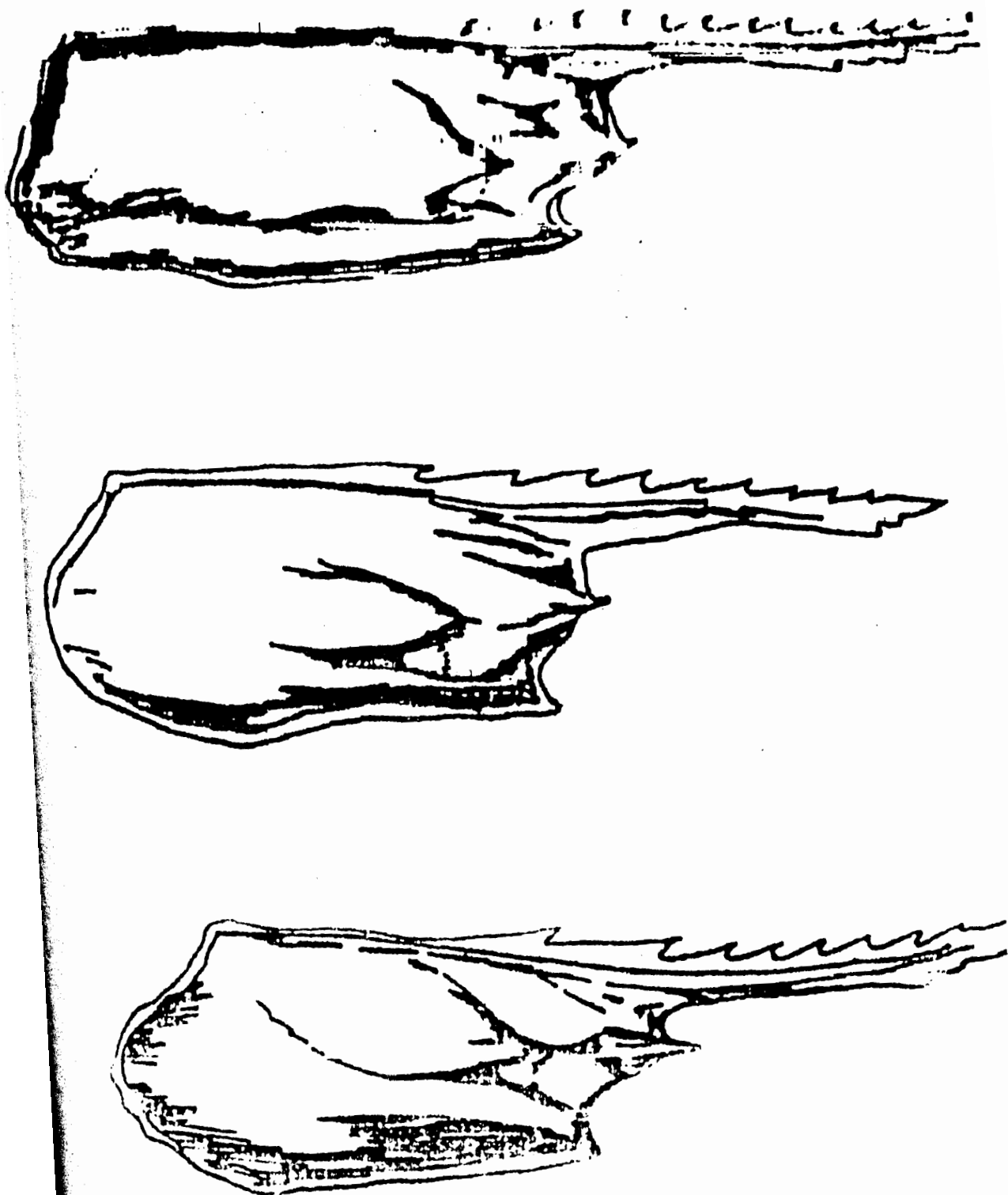


TABLA 1.7

VALORES DEL NUMERO DE MUESTRAS (N), MÁXIMOS, MÍNIMOS,
 MEDIA(X) Y LAS DESVIACIONES ESTÁNDARES(Ds), PARA LAS
 DISTINTAS ESPECIES DE CRIANZAS POR PISCINAS.

Especie	Parámetros	Longitud Céfalo-tórax con rostro (mm)					Peso Total (gr)			
		N	min	max	X	Ds	min	ma x	X	Ds
P. occidentalis	P. occidentalis Experimental 1	300	4.8	34.2	16.5	6.18	0.10	3.6	0.78	0.57
	P. occidentalis Experimental 2	300	4.65	50	20.6	8.88	0.10	15	1.58	1.72
	P. occidentalis Experimental 3	104	12.0	41.3	25.8	5.64	0.8	10.5	2.7	1.57
P. stylirostris	P. stylirostris Experimental 2	79	5.8	57.4	30.4	14.1	0.10	25.7	5.81	6.45
	P. stylirostris Experimental 3	73	12.9	57.0	31.1	9.44	1.0	19.9	5.22	4.42
P. vannamei	P. vannamei Experimental 2	127	7.4	58.0	41.5	10.0	0.15	34.7	15.4	7.29
	P. vannamei Experimental 3	214	14.4	62.3	43.8	10.5	1.1	48.5	19.7	10.1

Con el análisis estadístico se determinó las ecuaciones, peso total v.s. longitud céfalo-tórax v.s. longitud céfalo-tórax con rostro. En las tablas 1.8 y 1.9 se dan los valores de los coeficientes encontrados para las especies por piscinas y totales respectivamente. Notando que la mayor pendiente encontrada fue para el *Penaeus vannamei* confirmando de esta manera su mayor rendimiento.

En las fig. 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9 se ilustran las relaciones por especies tanto de pesos totales v.s. longitud céfalo-tórax con rostro, así como para los pesos totales, encontrándose que la desviación de la distribución de frecuencias simétricas de los pesos totales respecto de la normal por defecto en las disposiciones relativas del máximo valor (curtosis), en el caso del *Penaeus vannamei* fue menor que el de las otras dos especies en su orden de *Penaeus stylirotris* y *Penaeus occidentalis* (22).

TABLA 1.8
ANALISIS ESTADISTICO DE LOS CAMARONES DE CRIANZA

Especie Piscina	Relación			Relación		
	Lcr v.s Lt (1)			W v.s Lcr		
	a	b	r	$a \times 10^4$	b	r
P. occidentalis Experimental 1	2.199	0.401	0.96	34.3	1.88	0.84
P. occidentalis Experimental 2	1.652	0.435	0.97	28.6	1.99	0.78
P. occidentalis Experimental 3	2.332	0.43	0.96	42.9	1.96	0.81
P. stylirostris Experimental 2	0.739	0.505	0.97	7.47	2.49	0.86
P. stylirostris Experimental 3	0.754	0.486	0.98	7.52	2.51	0.97
P. vannamei Experimental 2	0.641	0.593	0.98	4.22	2.78	0.93
P. vannamei Experimental 3	-0.769	0.62	0.98	3.23	2.87	0.91

1. Coeficientes Estadísticos (a) intercepto, (b) pendiente, (r) correlación para la relación entre la longitud Céfalo-tórax con rostro (Lcr) y la longitud Céfalo-tórax (Lt) usando la Ecuación de la forma $Lt = a + b \text{ Lcr}$ (mm)

2. Coeficientes Estadísticos ($a \times 10^4$) intercepto, (b) exponente, (r) correlación para la relación peso total (w) y la longitud Céfalo-tórax con rostro (Lcr) usando la Ecuación de la forma $W = a \cdot \text{Lcr}^b$ (gr).

TABLA 1.9

ANALISIS ESTADISTICO TOTAL DE LAS RELACIONES DE LONGITUDES CÉFALO-TÓRAX CON ROSTRO (mm) Y PESOS TOTALES (gr) PARA LAS ESPECIES DE ESTUDIO

Especie	Relación Lcr v.s Lt			Relación W v.s Lcr			N
	a	b	r	$ax10^4$	b	r	
<i>P. occidentalis</i>	1.746	0.433	0.98	23.3	2.06	0.82	704
<i>P. stylirostris</i>	0.579	0.499	0.98	6.55	2.53	0.96	152
<i>P. vannamei</i>	-0.119	0.608	0.98	3.42	2.85	0.93	341



FIGURA 1.3
FORMA DEL CAMARON

- 1.- CEFALOTORAX
- 2.- ABDOMEN
- 3.- ANTENULAS
- 4.- ANTENAS
- 5.- ESCAMA ANTENAL
- 6.- ROSTRO
- 7.- OJO
- 8.- APENDICES MASTICADORES
- 9.- CAPARAZON
- 10.- AREOLA
- 11.- EXTREMIDADES AMBULANTES
- 12.- SEGMENTO ABDOMINALES
- 13.- EXTREMIDADES NADADORAS
- 14.- TEISON
- 15.- UROPODOS
- 16.- BRANQUIAS

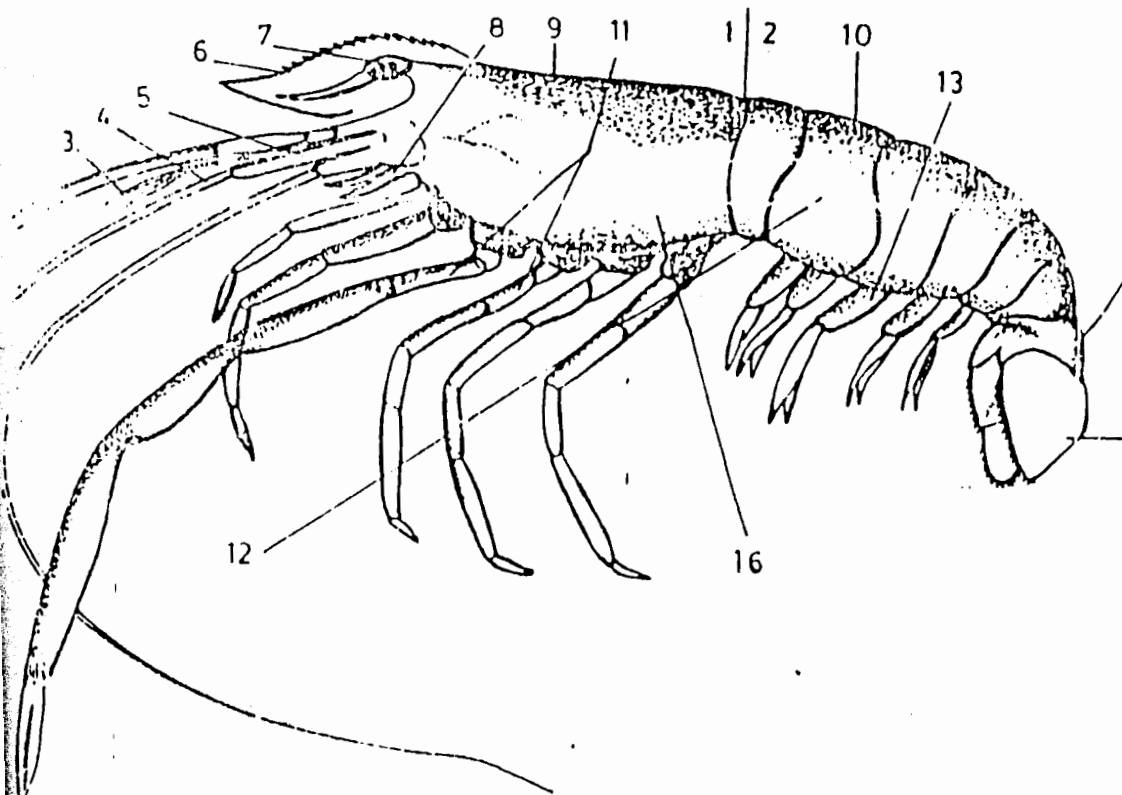


FIGURA 1.4

CUADRO LONGITUD vs. PESO DEL CÉFALO-TÓRAX

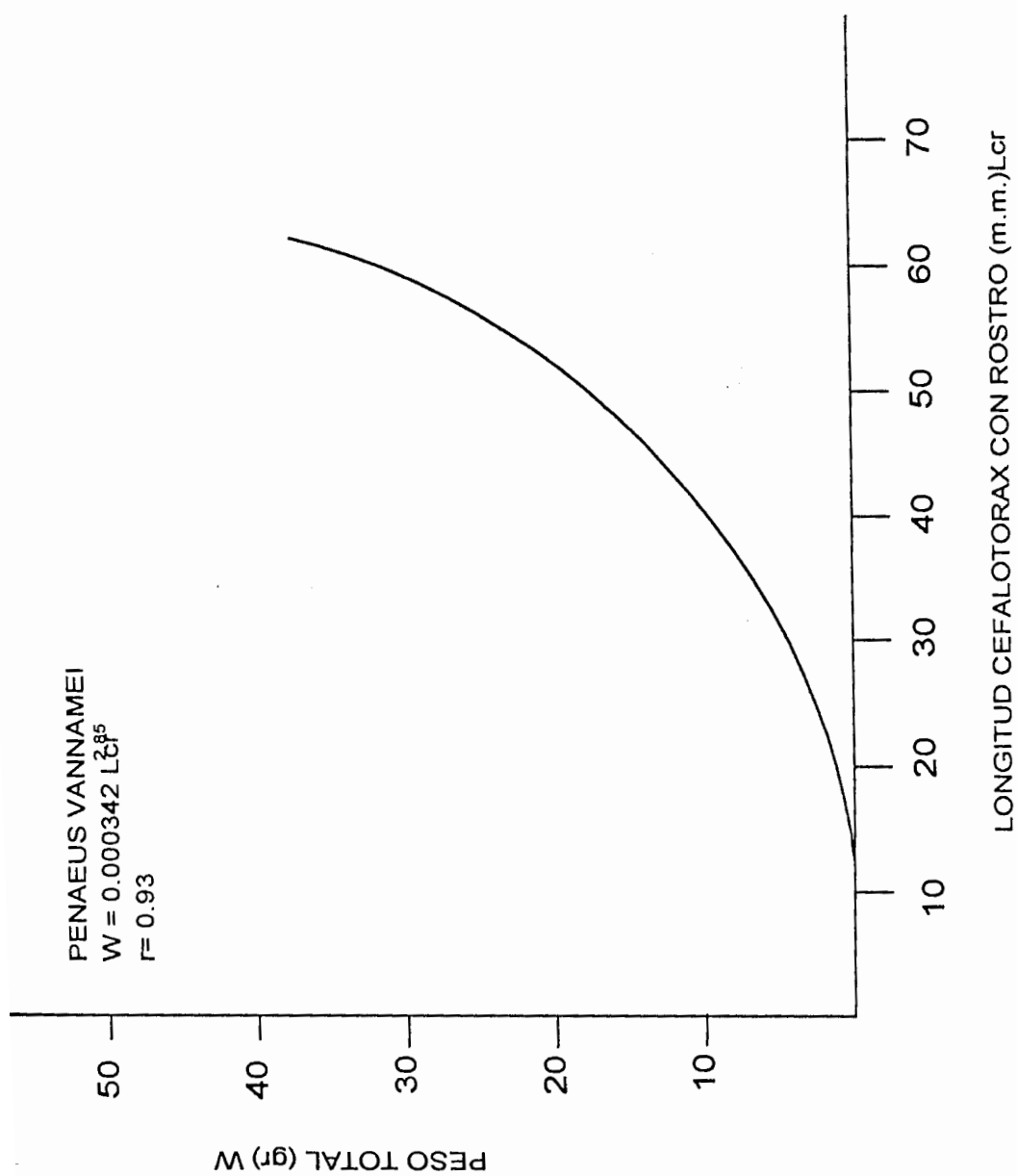


FIGURA 1.5

CUADRO LONG. CÉFALO-TÓRAX vs LONGITUD DE CÉFALO-TÓRAX
CON ROSTRO

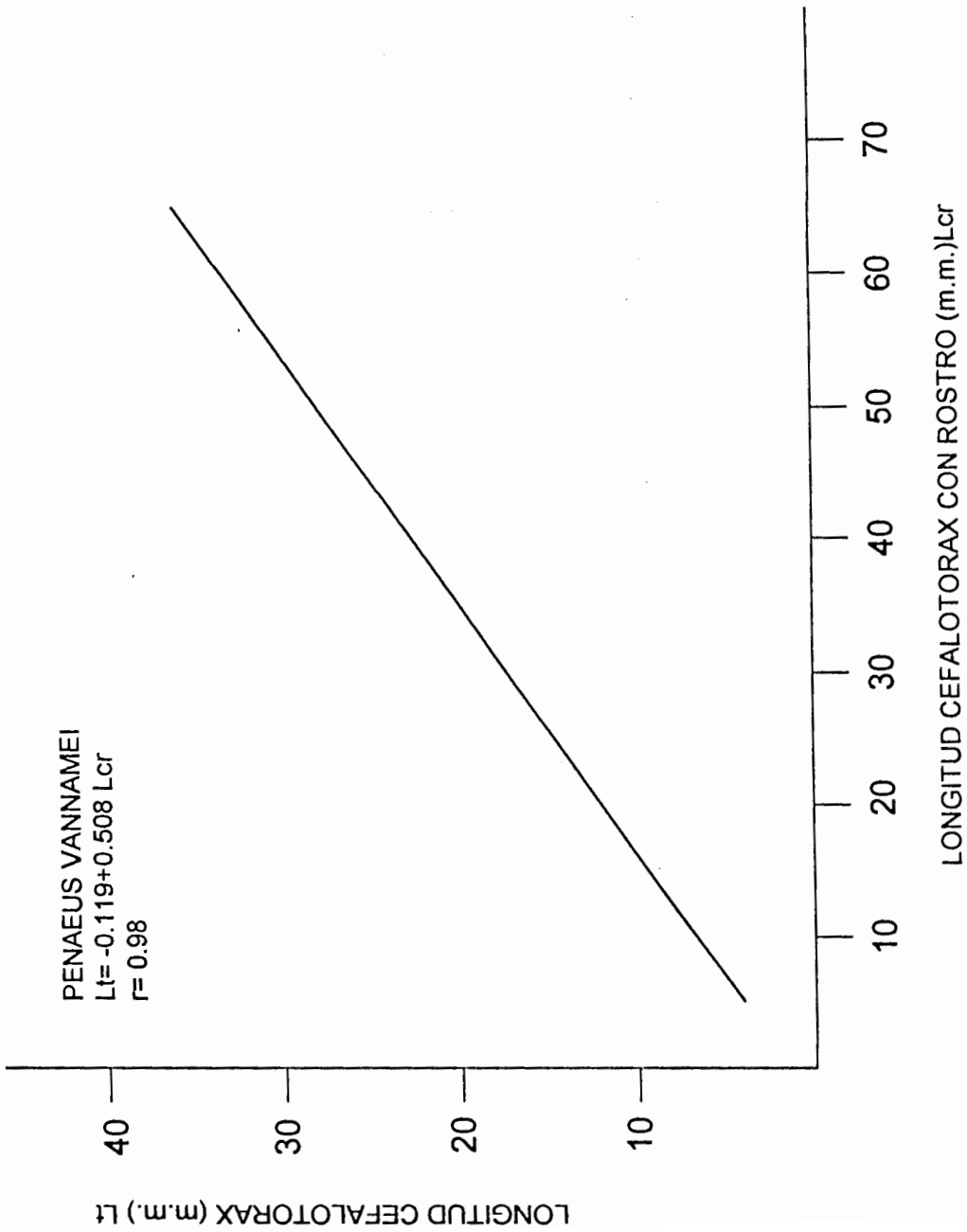


FIGURA 1.6

CUADRO LONG. CÉFALO-TÓRAX vs LONGITUD DE CÉFALO-TÓRAX
CON ROSTRO

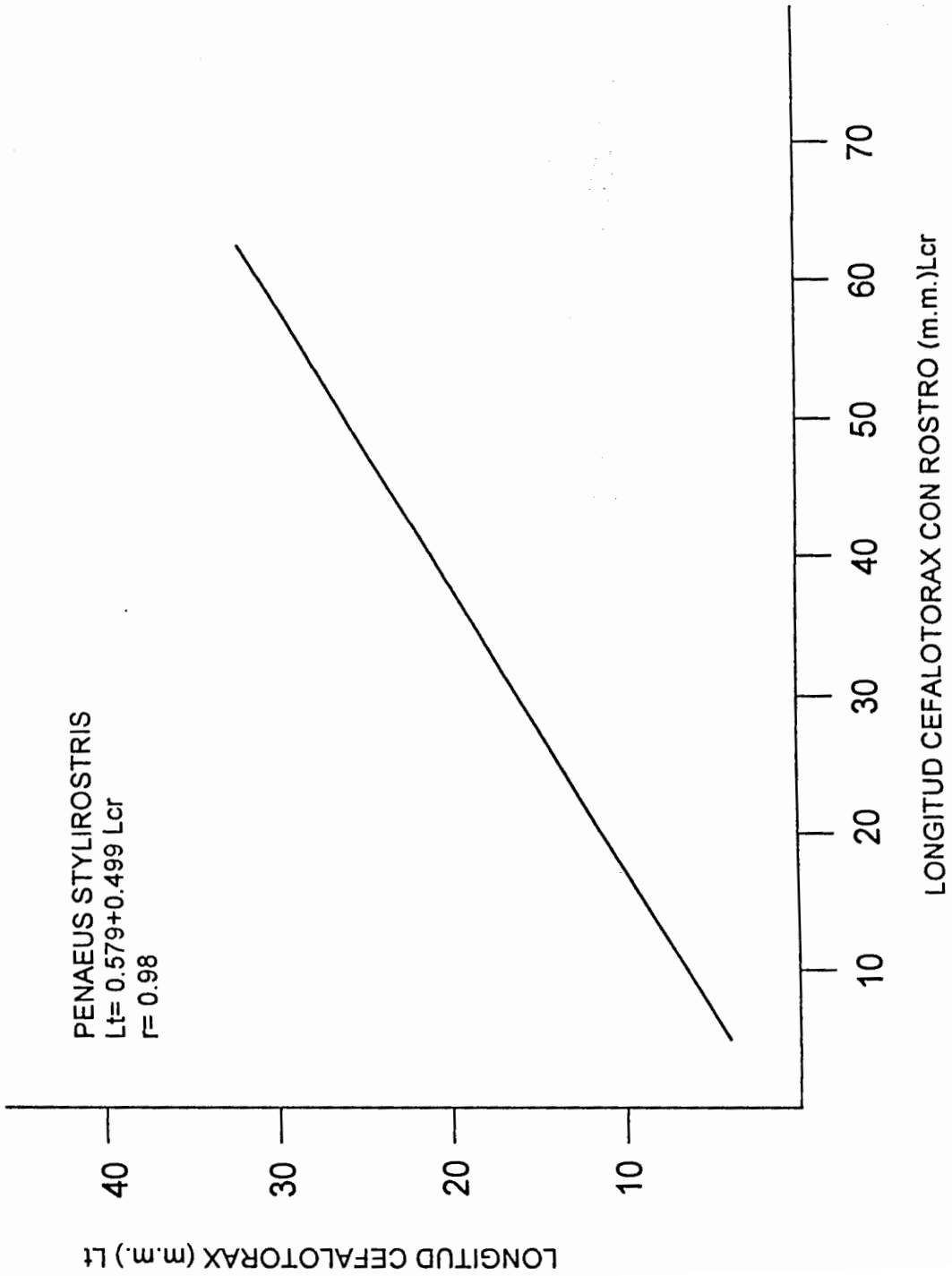


FIGURA 1.7

CUADRO LONGITUD vs PESO CÉFALO-TÓRAX

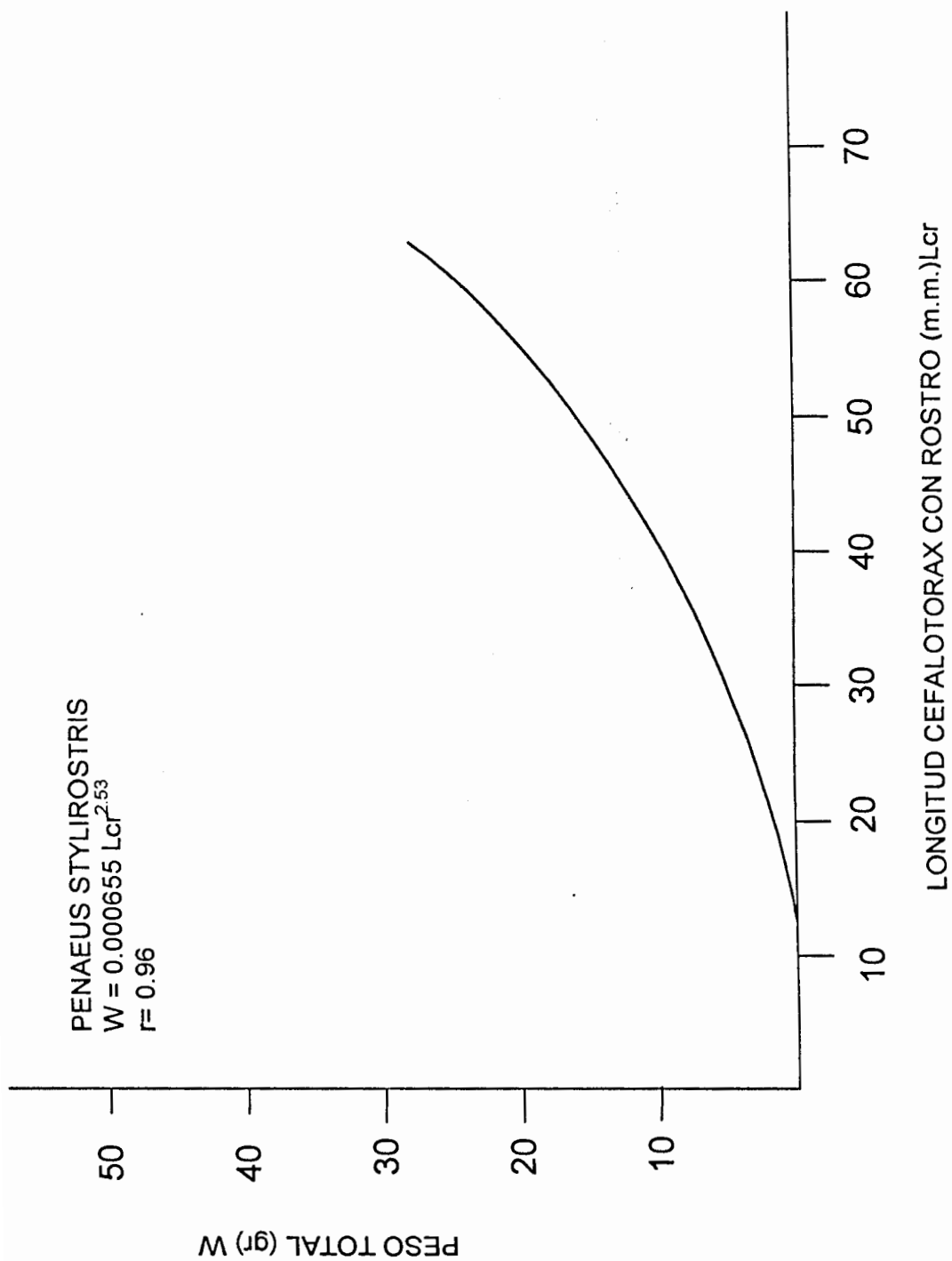


FIGURA 1.8

CUADRO PESO vs LONGITUD CÉFALO-TÓRAX

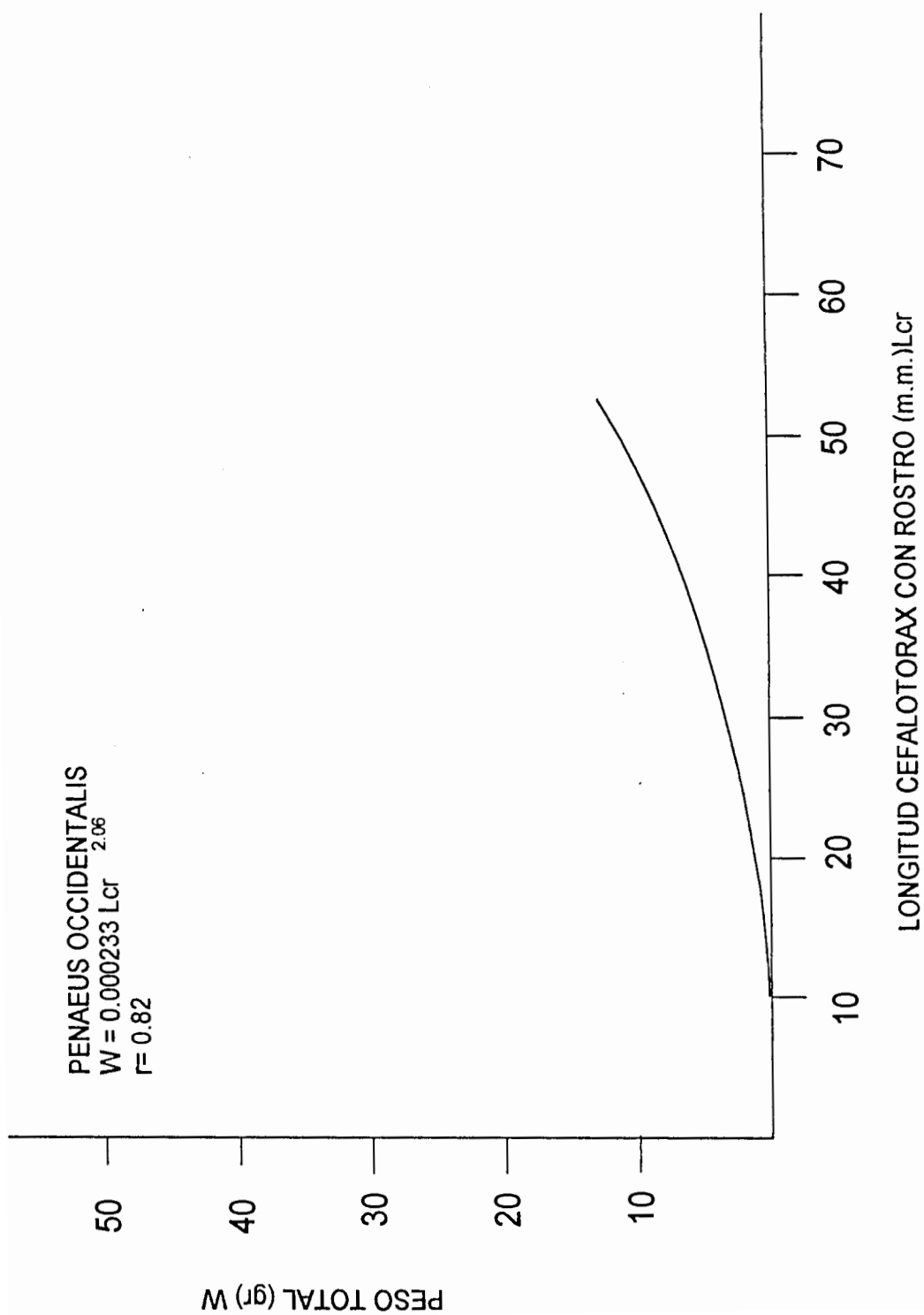
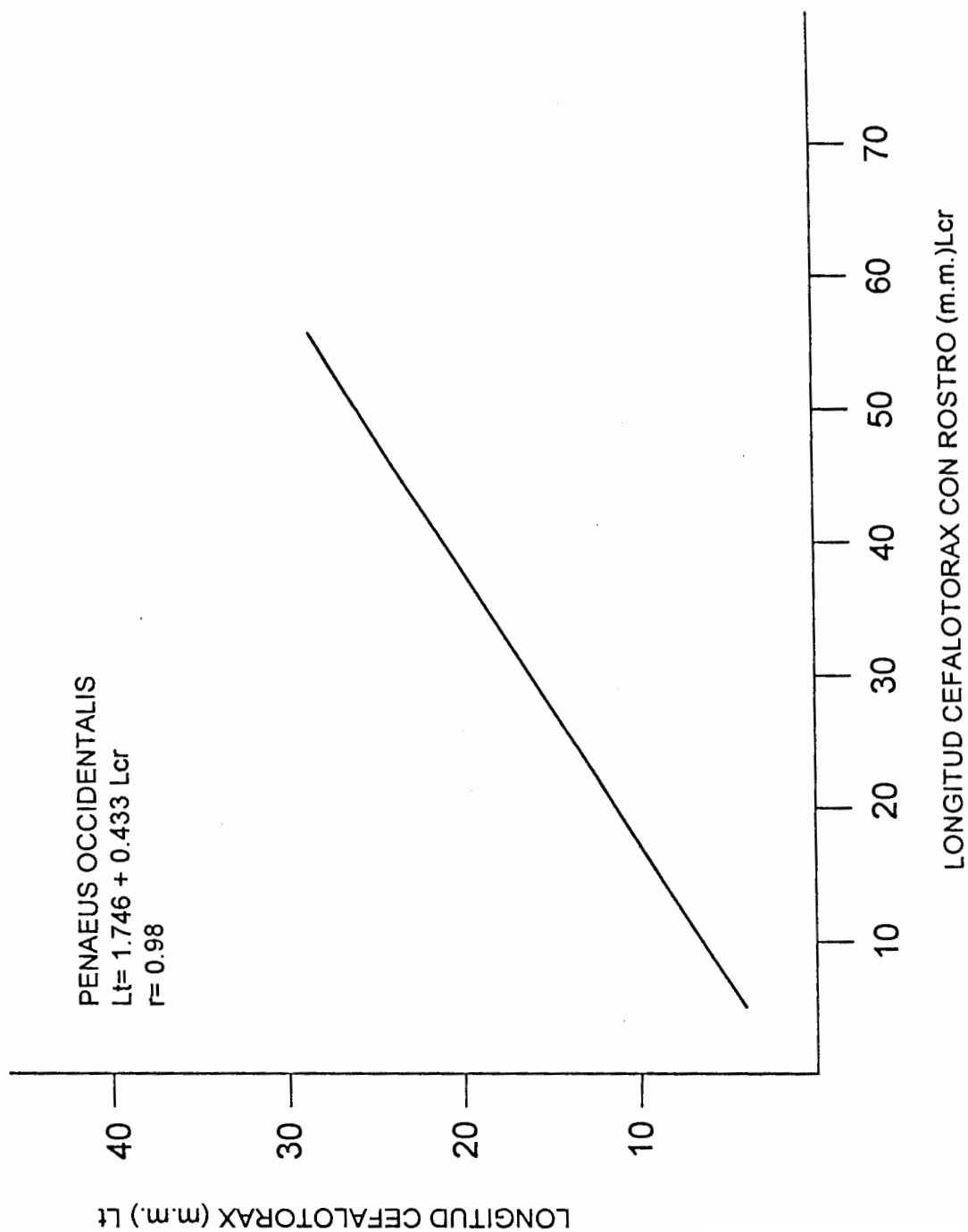


FIGURA 1.9

CUADRO LONGITUD CÉFALO-TÓRAX



CARACTERISTICAS QUIMICAS DEL CAMARON

Los requerimientos nutricionales del camarón, se resumen en cinco nutrientes esenciales: proteínas, lípidos, carbohidratos, vitaminas y minerales, los cuales están en cantidades balanceadas y adecuadas en los alimentos procesados para camarones. La materia prima se escoge en función de los nutrientes que proporciona al alimento y de la cantidad que contiene de estos.

Proteína:

El factor más importante a considerar en la formulación del alimento son las proteínas, en cuanto a cantidad y la calidad de ésta.

Al decir cantidad, se refiere al porcentaje de proteína presente en el alimento, que esta directamente relacionado con la etapa de crecimiento en que se encuentre el animal al que va destinado, así, requieren un mayor porcentaje de proteínas los camarones que están en período de crecimiento (40-35%), que cuando están en sus últimas etapas de desarrollo (28%).

La calidad de proteína varía según el contenido de amino ácidos esenciales que contenga, a mayor cantidad mejor calidad. En el camarón la mejor proteína es aquella cuyo balance de amino ácidos esenciales

de éste: arginina, metionina, treonina, valina, isoleucina, leucina, lisina, histidina, fenilalanina y triptófano. La importancia de las proteínas en los balanceados radica en que existe una relación casi lineal entre ración de proteína y tasa de crecimiento, así, las que contienen los aminoácidos esenciales para el camarón promueven el crecimiento, principalmente: lisina, histidina y arginina.

Las proteínas más utilizadas son de origen animal, por tener una composición balanceada de aminoácidos esenciales, siendo la fuente más utilizada la harina de pescado, la que además de tener esta característica, es muy atractante y digestiva. Otras materias primas utilizadas son las harinas de camarón, Krill, calamar, de carne, de sangre, etc. Otras fuentes de proteína son las de origen vegetal, que son menos usadas por no tener una cantidad y balance representativo de aminoácidos esenciales, además de contener factores antinutricionales como: gossipol, antitripsina, urcasa, etc. Pese a esto se utilizan, debido a que las fuentes de proteína vegetal son menos costosas que las de origen animal. La más utilizada es la harina de soya con la que se ha tenido buenos resultados. Otra fuente de proteína son las levaduras desprovistas de factores antinutricionales y bacterias fermentadoras de alcoholes.

Lípidos:

Los crustáceos utilizan bien las grasas como fuentes de energía, además de ser promotores de crecimiento, principalmente los fosfolípidos y el colesterol, este último en cantidades altas tiene un efecto contrario. En la elaboración de productos balanceados su uso es generalmente de 4 - 8 % como máximo. La razón es que un porcentaje mayor al 8% causa problemas tecnológicos de elaboración y rangos mayores al 15% en la dieta retarda el crecimiento.

Los altos requerimientos proteicos en el camarón, hacen que estos también sean utilizados para fines energéticos, la adición de lípidos con ácidos grasos esenciales en la dieta, mejora la utilización de la proteína para el crecimiento, al reducir su destino calórico, al tomar esta función los lípidos. Los ácidos grasos indispensables en una dieta son: linoléico y linolénico, debido a que no son sintetizados por el camarón.

Las fuentes de lípidos se las debe elegir en base a la digestibilidad de sus lípidos y disponibilidad de ácidos grasos esenciales (poliinsaturados de cadena larga), considerando que las grasas de pescado y vegetales son más digestibles que de otros animales, además se debe considerar en la formulación el aporte de lípidos por parte de las materias primas,

siendo, este es el motivo de la baja adición de fuentes pura lípidos, en el orden de 3-4% de la dieta seca. También se debe considerar fuentes ricas en fosfolípidos y colesterol. La fuente directa de lípidos más usada es el aceite de pescado, utilizándose también aceite de hígado de bacalao y aceite de calamar, por contener los ácidos grasos esenciales que requiere el camarón. Las materias primas que aportan lípidos son la soya (fosfolípido: lecitina) y el trigo. El requerimiento de colesterol se satisface con la adición en la dieta de ingredientes de origen marino.

Carbohidratos:

Los carbohidratos son la fuente de energía más económica, pero su uso se ve limitado en especies carnívoras (camarón) debido a que tienen una baja capacidad de utilización de carbohidratos, más notoria aún, si la comparamos con las proteínas lo que se debe a que hay más proteasas que amilasas.

Su uso es aconsejable para bajar requerimientos de proteínas como fuente de energía, en conjunto con los lípidos (dan más energía, pero son más costosos). Su uso en dietas es del 30 - 40 % de la materia seca del alimento. Además de dar energía, también sirve de reserva de glucógeno, síntesis de quitina (polisacárido que provee dureza al

exoesqueleto de los crustáceos) y la formación de esteroides y ácidos grasos. La mejor fuente de carbohidratos son los almidones, ya que la glucosa producto de su digestión es mejor digerida que glucosa pura, incluso esta última puede causar retardo en el crecimiento del camarón. Además del punto de vista nutricional, el uso de almidones es necesario, para la elaboración de los productos balanceados (gelatinización de almidón).

Las fuentes de carbohidratos son las harinas de maíz, trigo, arroz y sorgo, así como sus subproductos. Sus usos varían en función de los costos de estas.

Vitaminas:

Los requerimientos de vitaminas no han sido muy estudiados. En la práctica el uso de complementos vitamínicos es suficiente para resolver los eventuales problemas de carencias. Se ha determinado que los crustáceos requieren la mayoría las vitaminas del grupo B, así como la vitamina C y E. La vitamina A puede ser sintetizada por el camarón a partir de precursores de carotenoides.

La colina y el inositol estimulan en el crecimiento, los fosfolípidos aportados generalmente cubren el requerimiento. Las fuentes son mezclas vitamínicas agregadas como microingredientes.

Minerales:

Los requerimientos minerales no han sido muy estudiados, pues la mayor parte de los elementos minerales indispensables pueden ser aportados por el agua de mar, a excepción de fósforo y algunos metales. Los requerimientos de fósforo son elevados de alrededor de 1.5% en la dieta. También se ha determinado que la relación Calcio y Fósforo influyen en el crecimiento, razón por la cual se trata de cubrir los requerimientos no solo de fósforo sino también del balance Calcio y Potasio. Las fuentes en elaboración de alimentos es por mezclas minerales (9).

1.3.3 CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL PROCESO

Limitantes del proceso.

De la experiencia realizada en los Laboratorios Veterinarios del Instituto Nacional de Higiene, se observaron prioritariamente dos limitantes:

1. Rápida descomposición del producto que había sido únicamente secado y molido.
2. Imposibilidad de emplear altas temperaturas en la operación del secado, por degradación de la molécula proteica y el aumento del contenido de cenizas.

Frente a estas restricciones de orden tecnológico, el procedimiento para obtener un producto con buenas características cualitativas deberá ser cuidadosamente observado (4).

Recepción de materia prima:

Antes de permitir el ingreso de materia prima a la empresa, esta debe ser analizada por el laboratorio de control de calidad, el que reportará si esta cumple con los rangos de calidad establecidos por la empresa, caso contrario es rechazado. Los análisis que se realiza son rápidos, siendo generalmente pruebas físicas y/o organolépticas, así como granulometría. Solo a ciertas materias primas, que lo ameritan, se

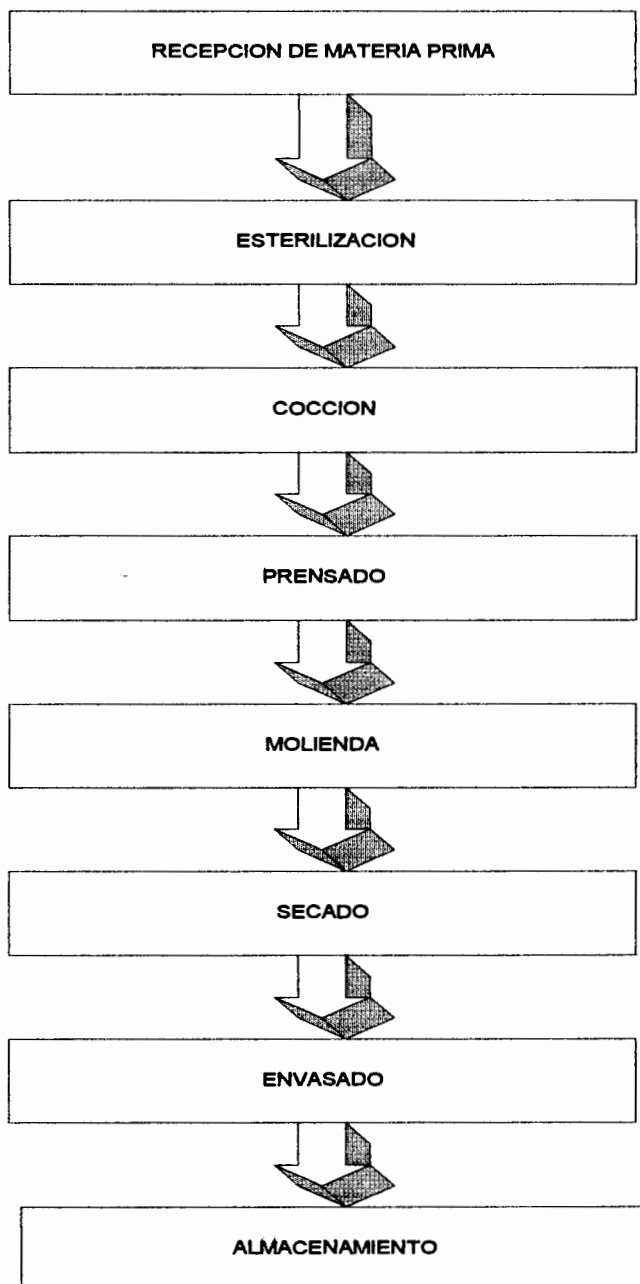
realizan pruebas químicas debido a que pueden tener en su composición algún adulterante (úrea en harina de pescado).

Una vez aceptada una materia prima se procede al pesado, que consiste en pesar el camión con el producto, para luego pesar el camión vacío, obteniéndose de la diferencia de estos dos pesos la cantidad de materia prima que ingresará a bodega. La materia prima se almacena en una bodega general, ventilada y a condiciones ambientales, sobre pallets y ensacados. Los productos que vienen al granel se los almacena en silos previos a la molienda y los productos granel se los almacena en silos previo a la molienda y los productos líquidos en tanques reservorios.

Preparación de materia prima

Hay materias primas, como el maíz en grano, que requiere previo a la mezcla con los demás ingredientes, una pre-molienda. Esta se realiza con un molino de martillos. La suma del peso de todos los ingredientes, macro y micro mezcla, se llama batch (10). El típico procedimiento utilizado en producciones menores, implica tres operaciones básica: cocción, secado y molienda. las mismas que se incluyen en el diagrama de flujo de la figura 1.10.

FIGURA 1.10
DIAGRAMA DEL PROCESO DE PRODUCCION DE HARINA
DE CAMARON



Cocción

El remanente del camarón, que se obtiene en las mesas de descabezado, selección y clasificación, se recoge en canastas de alambre grueso galvanizado, las cuales poseen de 4 a 9 mallas por pulgada cuadrada. Dichas canastas sirven a la vez como cestas sumidoras y se depositan por tanto en las calderas o recipientes de cocción, para el desarrollo de la operación se utiliza fuego directo o vapor.

Una vez que el agua alcance el punto de ebullición o sea 100 °C, el tiempo de cocción será de aproximadamente 10 minutos. Al agua se le añade sal en cantidades que varían entre el 2 y 12 por ciento del peso del desperdicio. El contenido de sal permitirá obtener un producto más estable y que no se descompondrá rápidamente. Puede utilizarse agua salina para el cocido, sin embargo, si se desea que el producto tenga un más bajo contenido de sal, será necesario reducir la concentración de agua salada.



Secado:

Consiste básicamente en deshidratar los desperdicios, hasta que el contenido de humedad se reduzca a un 6 - 7%, punto en que se facilita su trituración. La cantidad de humedad existente está representada por el agua repartida entre los espacios interfibrosos y por la que forma parte de la fibra misma. En el primer caso se tiene lo que se denomina agua libre y en el segundo caso agua combinada, que en razón de la naturaleza físico-química de la unión, constituye la porción más difícil de desalojar sin dañar el producto.

En términos generales, interesa secar las partículas, del centro hacia la periferia lo que significa evitar el desplazamiento rápido de la zona de evaporación hacia el centro. Estas condiciones pueden darse mientras la difusión del agua interior es capaz de correr a la par con la evaporación desde la superficie, de manera que ésta se mantenga húmeda.

Molienda

Una vez que el producto ha sido secado se encuentra listo para la operación de la molienda. Aunque se lo podría triturara con un

contenido del 20% de humedad, lo ideal es operar con un material que posea entre 5 y 8 % , con lo que se consigue un mayor rendimiento, aparte del mejoramiento de su calidad. Las partes carnosas de la cabeza crean dificultades al molerlas, todo lo contrario ocurre con las partes espinosas de la cabeza y con la cola del camarón que, que son muy friables cuando están secas (4).

La diversificación del consumo de harina de camarón ha traído como consecuencia innovaciones en la tecnología utilizada en su elaboración. Las modificaciones se orientan concretamente a la integración del proceso de producción de harina de camarón con aquel para obtener una ración alimenticia en acuicultura. En este proyecto se expone el procedimiento que por investigaciones sería el tratamiento más adecuado para el efecto. El flujo de proceso propuesto por la Ann Tsung Machinery Works Ltda., es el siguiente:

Lavado:

El lavado deberá ser mecánico, es decir con dispositivo agitador (malla vibratoria), que provoque el movimiento continuo del material.

Separación Centrífuga:

El hidro- extractor centrífugo permite eliminar la humedad exterior de los desperdicios, cuyo contenido de agua al inicio del proceso será aproximadamente 80%.

Pulverización:

Dada las características de la materia prima, ésta se torna difícil de secar, por lo que será necesario desintegrar la masa compacta, especialmente del céfalo-tórax, a fin de presentar una mayor superficie de exposición al calor. Esto se lo consigue por medio de un pulverizador o de una prensa tipo tornillo (tipo extruder).

Secado:

Una vez pulverizados los desperdicios, éstos son alimentados al secador, a fin de conseguir la humedad final deseada (menor 7%). En este punto el producto puede ser comercializado directamente a las fábricas de alimento balanceado o bien continuar el flujo sugerido para la elaboración de raciones alimenticias en acuicultura, incorporando a

dicho proceso otros ingredientes suplementarios. Las operaciones complementarias serían:

- Atomización
- Amasado
- Prensado
- Peletizado

Tratamiento de los líquidos de prensado

Los líquidos de prensado, es decir los eliminados en el transportador de fondo perforado o en la prensa, están constituidos por una mezcla de agua, aceite y sólidos. La composición típica de un líquido de prensado podría ser la siguiente:

78% de agua
6% de sólidos
16% de aceite

Los sólidos están constituidos por sustancias disueltas materiales en suspensión. El propósito de esta parte del proceso de elaboración

consiste en separar lo mejor posible el aceite de la fracción acuosa y concentrar seguidamente, por un procedimiento económico, los sólidos disueltos en el agua, para posteriormente añadirlos de nuevo al producto acabado.

La primera operación consiste, generalmente en filtrar el líquido de prensado para eliminar las partículas sólidas de mayor tamaño. Luego se pasa el líquido a una centrífuga de decantación o eliminador de limos para separar los sólidos de menor tamaño que se hallan en suspensión. Como hemos visto anteriormente, si la materia prima era de mala calidad habrá una mayor proporción de estos limos que deberán ser eliminados. El decantador consiste en un rotor cilindro cónico que posee interiormente un transportador cilíndrico. La fuerza centrífuga ejercida obliga al líquido a trasladarse a la periferia del rotor, atravesándolo y pasando a la cara externa. El transportador de tornillo rueda con el rotor, pero a una velocidad ligeramente inferior y retira de forma continua los sólidos de la superficie. El decantador se halla dispuesto de tal forma que estos sólidos se van eliminando continuamente por extremo mientras que por el otro se elimina el líquido clasificado. Los sólidos pueden ingresar de nuevo en el proceso y desecarse conjuntamente con la torta de prensado. Seguidamente, el

líquido de prensado se separa en dos fracciones: el aceite y la fracción acuosa conocida como "agua de cola".

La separación del aceite y el agua pegajosa se realiza mediante una centrifuga continua generalmente del tipo de los discos verticales. En ellas se produce una acumulación de limo cuya descarga periódica puede programarse. La centrifuga contiene una serie de discos cónicos perforados, superpuestos a una distancia entre ellos de 0.5 a 2 mm., de forma que el líquido puede así atravesarlos. El líquido a centrifugar penetra en la centrifuga por el centro.

Los aceites menos densos, permanecen en él y salen por el otro extremo mientras que el agua de cola es desplazada hacia los conos. La separación entre los conos puede ajustarse y este ajuste permite mejorar la separación entre las dos fracciones. La última operación consiste en la " purificación " del líquido obtenido que se realiza en otras centrifugas, para eliminar por completo los sólidos y la fracción acuosa, que provocaría una rápida alteración del aceite durante su almacenamiento. Para ello se añade al agua caliente y se centrifuga controlando cuidadosamente la temperatura ya que la densidad y la viscosidad del aceite dependen de ella en gran manera. Para esta

operación resulta adecuada la temperatura de 95 °C. El aceite purificado por este procedimiento se almacena a continuación en tanques limpios y secos siendo ésta la última manipulación que suelen sufrir los aceites en una fábrica de harina de camarón.

Evaporación del agua de cola

El "agua de cola" debe contener ahora una proporción muy baja de aceite, menos del 0,5% y puede contener tan sólo un 5% del peso original de la materia prima. Aproximadamente el 20% de la harina final proviene del agua de cola, por lo que merece la pena su recuperación. Como es mucha la proporción de agua que es preciso eliminar, es muy importante que el procedimiento empleado resulte económico en el consumo de combustible y no provoque la degradación de las proteínas y vitaminas. El agua de cola se concentra, generalmente, hasta un contenido en sólidos del 30 - 50% (21).

A veces se comercializa por separado pero generalmente se vuelve a añadir a la torta de prensado y se seca conjuntamente con ésta para dar lugar a la harina de camarón "completa". La concentración del agua de cola se realiza en evaporadores de múltiples efectos que funcionan a

base de pasarla por una serie de placas calentadas reaprovechando el vapor liberado en el efecto anterior pero empleándolo ahora a una presión más baja. Estas instalaciones no suelen poseer más de tres efectos. Cuanto mayor es el número de ellos mayor es el costo de instalación, pero más eficaz el aprovechamiento de combustible.

Por tanto si la producción de vapor es muy barata y la temporada de fabricación muy corta, resulta más adecuada una instalación con pocos efectos. En la situación contraria, o si se dispone de capital barato, es preferible la utilización de una instalación con mayor número de efectos. en líneas generales, el consumo de vapor en las instalaciones de dos, tres o cuatro efectos será de 0,6 a 0,4 ó 0,3 kgs. de vapor por kg. de agua evaporada, aproximadamente.

A veces el agua de cola, parcialmente concentrada, se centrifuga para eliminar el aceite que todavía contiene. Esto se realiza de esta forma ya que la diferencia en densidad entre éste y la fracciones acuosas es mayor y por tanto la separación más eficaz. Cuando se emplean otros métodos esta operación se verifica, además de la primera centrifugación, efectuándose luego la evaporación, por lo que puede resultar aconsejable almacenarlo por separado. El único problema

importante que puede presentarse en la evaporación es el acumulo de depósito en la superficie de los tubos, lo que da lugar a una considerable pérdida en la transferencia de calor y un aumento en el consumo de combustible. Por tanto resulta esencial limpiar regularmente las superficies del evaporador, cuyos tubos deben ser preferentemente de acero inoxidable para evitar la corrosión y facilitar las labores de limpieza (4).

CAPITULO II.

ANALISIS PARA SELECCION DEL

SISTEMA

II. ANALISIS PARA LA SELECCION DEL SISTEMA

2.1 SISTEMAS POSIBLES DE PRENSADO

Muchas sustancias - frutas, verduras y semillas -contienen constituyentes líquidos valiosos en el interior de la estructura de las células de que están compuestos. Los cacahuetes, cocos, granos de soja, semillas de girasol y aceitunas, por ejemplo producen aceites y grasas comestibles, mientras que los zumos de diversas frutas se utilizan para la manufactura de diferentes bebidas y vinos. Las paredes de las células se han de romper, en general, antes de poder separar los líquidos que lo componen, siendo con frecuencia necesaria cierta forma de pretratamiento como el pulpeo el calentamiento.

Aunque el interés se ha centrado en el líquido a extraer, en algunas casos el residuo sólido es útil para la alimentación animal. En la industria tradicional de aceite de semillas se ha venido concediendo prioridad a la obtención de esto, pero el reciente interés por la utilización de la proteína ha convertido el residuo sólido en un producto altamente valioso que puede

tener aplicación como fuente alternativa de proteínas para la alimentación humana. Para evitar la desnaturalización proteica durante las operaciones puede resultar necesario modificar los métodos de extracción. Tradicionalmente la separación se lleva a cabo mediante extracción con disolventes (como en la recuperación de grasa de tejidos vegetales o animales) o por estrujamiento mecánico. El estrujamiento mecánico es la operación básica que vamos a considerar en esta sección y consiste en la separación de los líquidos contenidos en productos sólidos mediante la aplicación de fuerzas de compresión y encuentra utilización frecuente en las industrias de los alimentos y bebidas.

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

- i. compresión hidráulica
- ii. compresión de rodillos
- iii. compresión de tornillos

Las prensas hidráulicas se utilizan extensamente para la manufactura de jugos de frutas, para la que las prensas de rodillos no han sido realmente

aceptadas. En cambio, las prensas de rodillos se utilizan universalmente para extraer los jugos de la caña de azúcar.

Las prensas de tornillo se utilizan en la extracción de jugos de frutas aunque, en realidad se las emplee como "método de acabado" después de un proceso de espesamiento previo de la pulpa, utilizando otras técnicas de espesamiento. Ciertos procesos recientes utilizan centrifugas de cesta para el espesamiento previo al estrujamiento. Las prensas hidráulicas y de tornillo se utilizan para la extracción de aceites durante la manufactura del aceite obtenido por estrujamiento de las semillas limpias que lo contienen, una vez que han sido calentadas y acondicionadas en calderas al vapor. En general, se utilizan las prensas hidráulicas para operaciones discontinuas, mientras que las prensas de rodillos y tornillos encuentran su aplicación más importante en los procesos continuos.

La eficiencia de un proceso de estrujamiento depende de cierto número de factores los que se incluyen:

- i. El esfuerzo límite de rigidez de la fase sólida (es decir su resistencia a la deformación)
- ii. La porosidad de la torta formada

- iii. La viscosidad del líquido exprimido
- iv. La 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, las cuales pueden variar con el grado de compresión aplicado.

La naturaleza de la pulpa misma depende de su clase y los tratamientos previos. La pulpa de frutas varía, por ejemplo, con la variedad particular de fruta, con las condiciones del suelo y climatológicas en las que ha crecido, su madurez al recolectarla y cualquier cambio metabólico que ocurra entre la recolección y la manufactura.

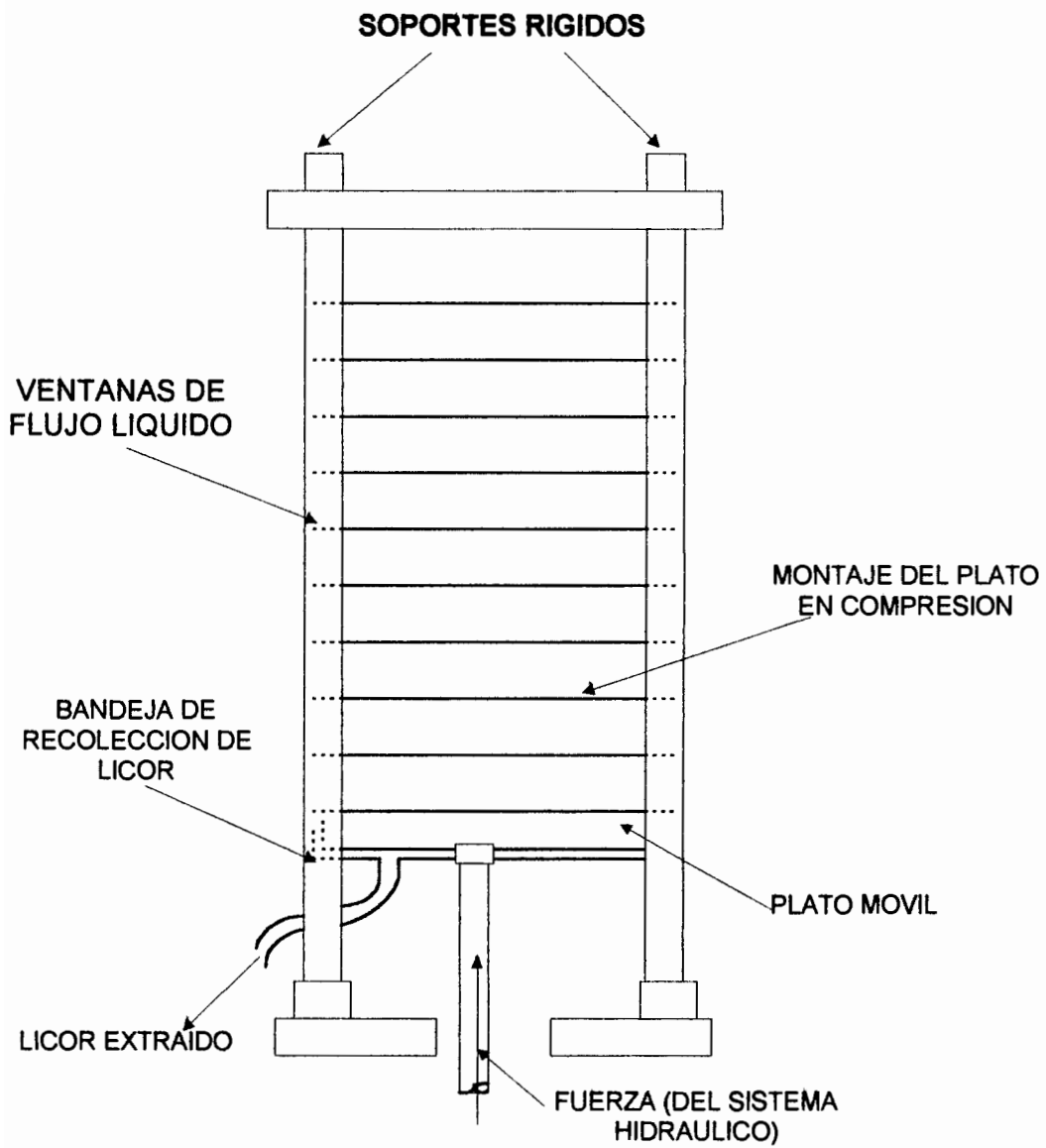
PRENSADO HIDRAULICO

(a) LAS PRENSAS DE PLATOS, en las que la pulpa a exprimir se pone en el interior de filtros de saco de algodón fuerte o telas, los cuales se sitúan entre los platos de presión acanalados montados en pilas verticales. La presión hidráulica se aplica por los extremos de la pila, llegando a desarrollarse presiones de $31-62 \text{ MN/m}^2$. Con ello, la pulpa en forma de capas relativamente delgadas experimenta fuerzas de compresión. Si las

capas son relativamente delgadas permite un drenaje relativamente rápido del licor a través de los intersticios de la torta y por las caras de los platos acanalados hasta un recipiente colector común (figura 2.1)

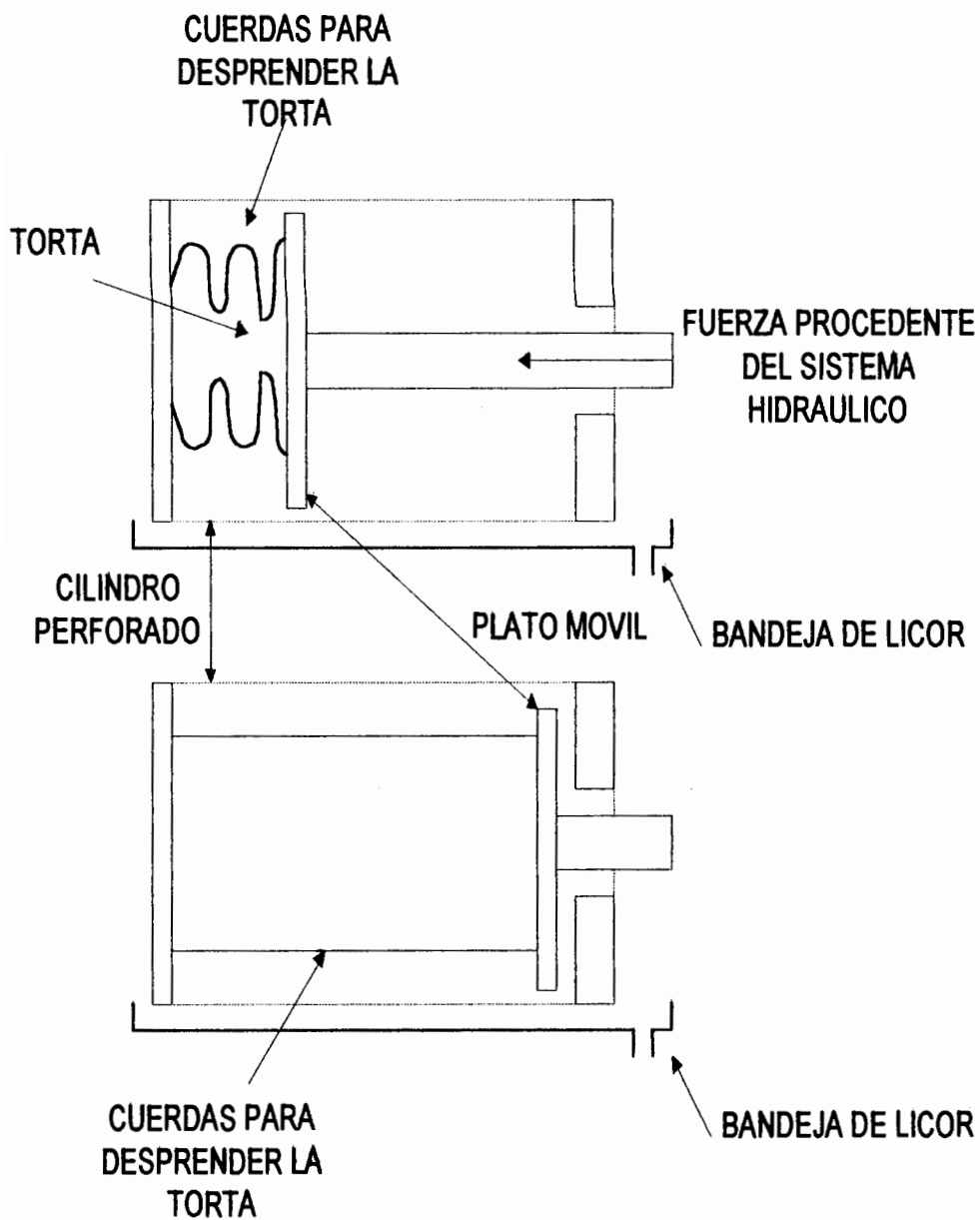
La carga, compresión, apertura y limpieza de estas unidades discontinuas requiere una gran cantidad de manos de obra. Para realizar la extracción en términos más económicos, se han desarrollado prensas capaces de ejercer presiones cada vez mayores en diferentes sectores. En estas unidades el grupo de platos se pone debajo de una serie de mandriles de presión, cada uno de los cuales ejerce una presión mayor que el anterior. La presión se debe aumentar gradualmente, porque los cambios rápidos pueden producir una disminución brusca de los huecos del lecho con la consiguiente disminución de la velocidad de drenaje.

FIGURA 2.1
PRENSA DE PLATO



(b) LAS PRENSAS DE JAULA están compuestas por un cilindro finamente perforado, con un plato de presión interno que se puede mover hacia adelante y atrás hidráulicamente dentro del cilindro. El diseño del sistema permite un control estrecho de la presión ejercida sobre la pulpa cargada en el interior del cilindro. El líquido exprimido al comprimir la torta pasa a través de las perforaciones. Unos hilos de plástico conectados entre el plato de presión y el extremo ciego del cilindro actúan como canales de drenaje durante la compresión, mejorando con ello la velocidad de extracción. Las prensas antiguas tenían cadenas o cuerdas en lugar de hilos de plástico. En algunas de estas prensas el plato de presión se quita después de cierta compresión inicial. Al tensarse los hilos aflojan la torta. Combinando esta acción con la de rotación del cilindro se provoca la ruptura de la torta, con lo que es posible volver a comprimirla. Normalmente se efectúan varias compresiones con una misma carga (figura 2.2).

FIGURA 2.2
PRENSA DE JAULA



PRENSAS CONTINUAS

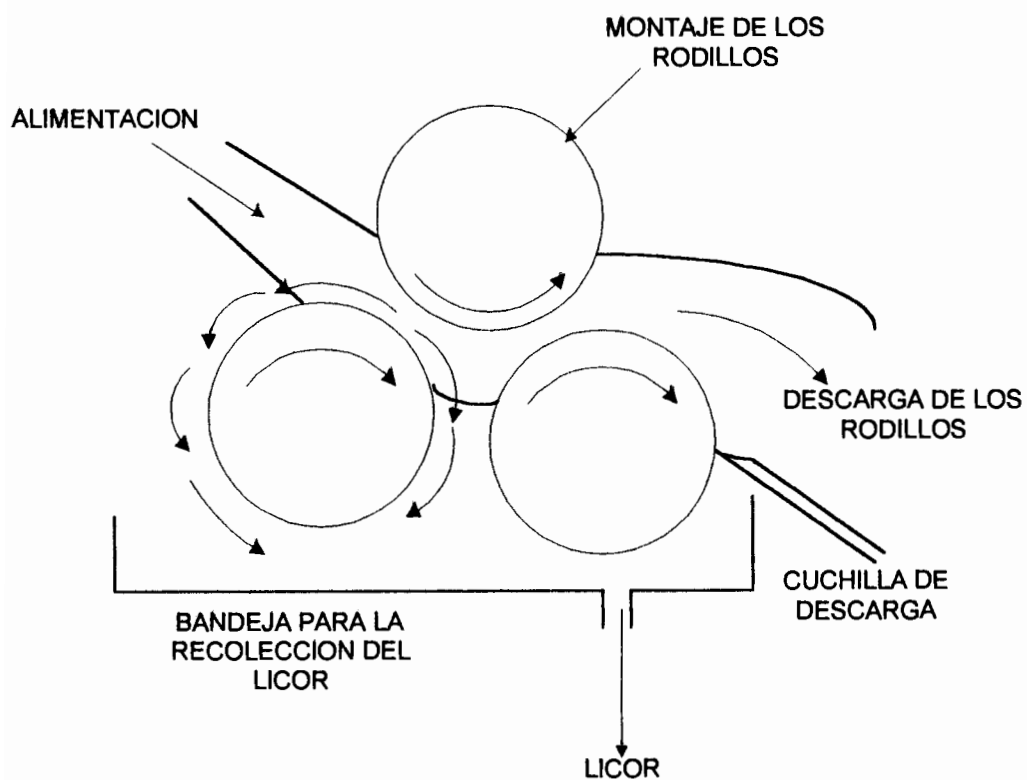
Las prensas continuas se han ideado para reducir la gran cantidad de mano de obra requerida por el estrujamiento hidráulico.

PRENSAS DE RODILLOS. En estos aparatos se aplica una fuerza de compresión haciendo pasar la pulpa entre dos rodillos pesados. Se han desarrollado modificaciones de este método a fin de mejorar la separación de los líquidos de los sólidos. Por ejemplo, a los rodillos de trituración del tipo utilizado en la extracción de jugos del azúcar de caña le han hecho ranuras, en la superficie de los rodillos para dirigir el drenaje. Tales ranuras reducen la rehumectación al orientar el licor, alejándolo de la torta comprimida.

La pulpa se añade entre los rodillos según se muestra en la fig. 2.3. El líquido resulta así escurrido de la pulpa y fluye hacia la bandeja colectora. Los sólidos pasan al tercer rodillo, el de salida, de donde se desprenden con una cuchilla de separación regulable. En otros tipos de prensas de rodillos se utilizan tambores similares en diseño a los de la filtración por tambor. Los rodillos de escurrido ejercen presión sobre la superficie del tambor. La compresión de la torta tiene lugar entre el tambor y los

rodillos. Se fuerza así al líquido a pasar a través de la tela de filtración y dentro del tambor en cuyo interior se puede mantener una presión reducida para facilitar el flujo. La torta se extrae por medio de cuchillas regulables o por descarga con cuerda.

FIGURA 2.3
PRENSA DE RODILLOS



PRENSA DE TORNILLO. En este aparato, que se conoce en la industria del aceite como el "expulsor", se añaden las pulpas de frutas o papillas de semillas oleaginosas a un cilindro de paredes gruesas, en cuyo interior hay un tornillo pulimentado y giratorio con paso de rosca decreciente gradualmente. De esta forma los productos que son atrapados entre el tornillo y la parte inferior del cuerpo del cilindro pasan a través de un área de flujo cada vez menor, sufriendo consecuentemente una fuerza de compresión cada vez mayor. Las paredes del cilindro tienen perforaciones o ranuras muy pequeñas recubiertas con rejillas ajustables, a través de las cuales fluye el licor exprimido de la torta. La torta escurrida abandona el aparato por medio de una compuerta de descarga ajustable. El consumo de energía de estos aparatos es grande. La energía se gasta en producir fricción, pudiendo elevar apreciablemente la temperatura de los productos. Para reducir el riesgo de degradación térmica de los productos sensibles al calor se utilizan tornillos huecos refrigerados con agua. El grado de compresión alcanzado se puede variar ajustando el área de la compuerta de descarga modificando la velocidad de rotación del tornillo. La velocidad del eje es del orden de 5-500 r.p.m. según cuál sea la aplicación, mientras que la presión del cilindro puede llegar a ser de hasta 138-276 MN/m². Se ha indicado que se alcanzan buenas separaciones con producciones de hasta 200 toneladas por (8500 kg/h), dejando una torta

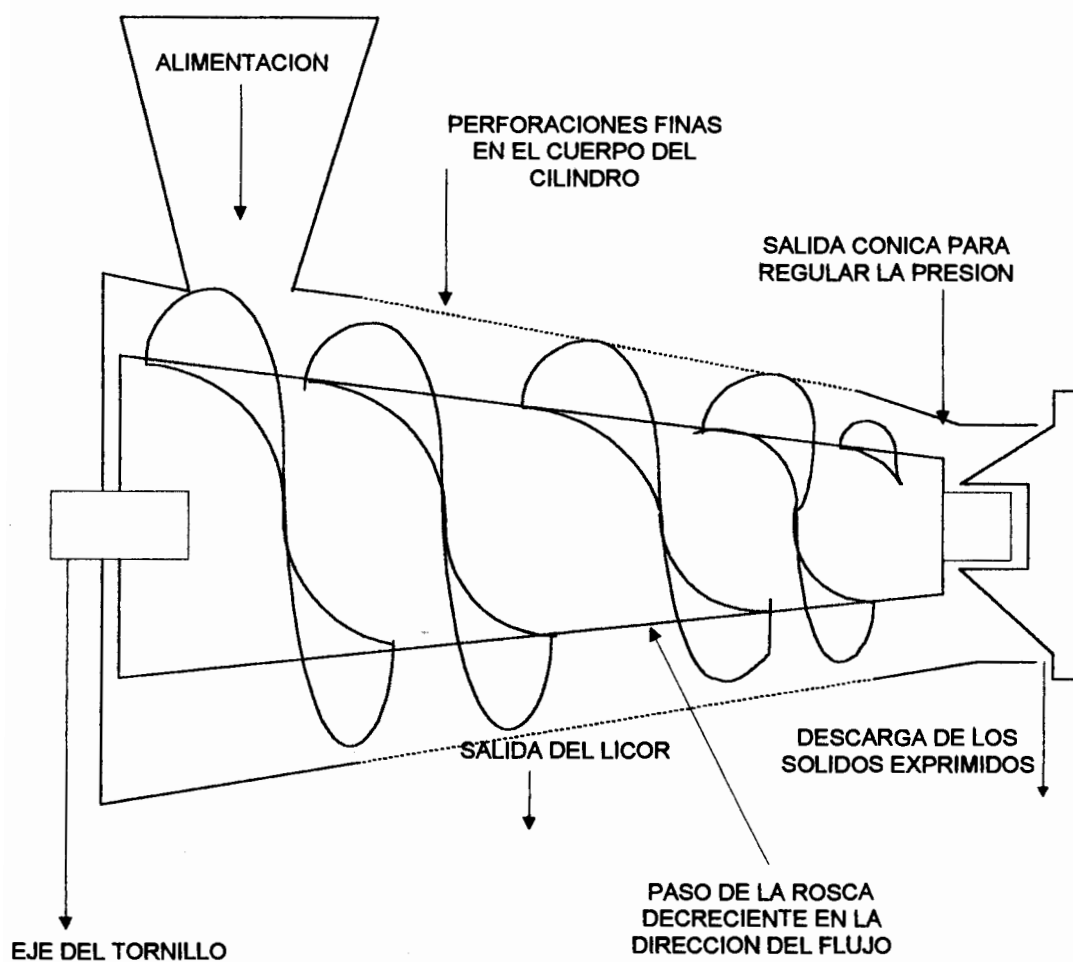
residual con 4-5% de líquido. Al manipular ciertas frutas el arrastre de partículas finas junto con el líquido puede ser un problema. En tales casos puede ser necesaria la subsiguiente clarificación por centrifugación o filtración.

Crowe discute la aplicación de diversos aparatos de extracción en la obtención de zumos de frutas. Predice un descenso del uso de la prensa hidráulica, en favor de la centrifuga cónica perforada (25) (figura 2.4).

CENTRIFUGA CONICA PERFORADA

Se trata de una centrifuga de malla transportadora fig.(principio del sistema transportador). La máquina se carga con el triturado de la fruta (o fruta preextraída) que es transportado por medio de una malla rotante hacia abajo sobre el interior de la pared de una cesta cónica. La fuerza centrifuga alcanza valores de 1.800 g lo que impulsa el zumo a través de la pared perforada (17).

FIGURA 2.4
PRENSA DE TORNILLO



2.2 CONSIDERACIONES PARA SELECCIÓN

Extruir significa dar forma o plastificar un material a través de un dado, siendo un proceso donde se puede controlar factores como: tiempo, temperatura, humedad y acción mecánica.

La extrusión es un proceso de calentamiento o cocción, por medio del cual los ingredientes premolidos y mezclados son acondicionados con vapor y/o agua, a una temperatura de 65 - 95 ° C teniendo una humedad de 20 - 30 %. Esta masa es llevada a un barril de extrusión presurizado (conocido como prensa de tornillo) en donde la mezcla de alimento es cocida a una temperatura de 120 -180 °C por medio de calor y presión mecánica por 10-60 segundos. Esta masa pasa a través de un dado al final del barril de extrusión presurizado, hacia el exterior, donde el material se expande y es cortado a la longitud y forma deseada. Saliendo con una humedad de 18 - 20 % por lo cual requiere un secado posterior hasta una humedad máxima de 10%. (10).

Extrusión en seco es un método que utiliza un sistema que cuece, esteriliza, deshidratada, expande, gelatiniza y estabiliza el producto para convertirlo en un alimento acuícola de gran calidad y altamente digerible.

La tecnología de extrusión en seco utiliza el principio de fricción como medio para generar calor, vapor y presión. En cambio, la tecnología de extrusión en húmedo utiliza vapor y otras formas de preacondicionamiento. En el proceso de extrusión en seco, el calor y la presión se desarrollan cuando pasa el producto a través de un cilindro que funciona mediante un tornillo con restricciones crecientes, descargando el producto a la atmósfera. Debido a las fuerzas de fricción y presión dentro del cilindro, el producto se cuece a una temperatura preseleccionada en menos de 30 seg.. En cuanto al producto sale de la prensa de tornillo, una rápida disminución de la presión hace que se expanda y que se evapore del 40 al 50% de la humedad que había en la materia original. Al vaporizarse la humedad, las células de almidón se rompen, por lo que el grado de expansión del producto depende de la cantidad de almidón que contenga, de la temperatura durante el procesamiento, de la presión y de la cantidad de humedad en el material que se va a extruir.

Por su facilidad de manejo y mantenimiento y por su reducida inversión inicial de capital, la extrusión en seco se considera un método de producción redituable. Debido a su efecto de deshidratación, la extrusión en seco se utiliza en la producción de alimento para peces sin que sea necesario secarlo. Si además se toma en cuenta el hecho de que no se

requiere vapor en la producción de alimentos para peces, camarones, el proceso de extrusión en seco ofrece una tecnología económica para la industria acuícola (2).

Para elegir la alternativa más adecuada se realiza la tabla 2.1 de valores, dando un puntaje de 10 (valor óptimo) a varias características de costo, diseño, operación, mantenimiento.



2.3 VENTAJAS DE LA TECNOLOGIA DE PRENSADO CONTINUO

Una amplia variedad de alimentos pueden ser producidos sobre este mismo sistema usando numerosos ingredientes y condiciones de procesamiento. Los requerimientos de piso y labor por unidad de producción, son pequeños en comparación con otros sistemas cocedores-formadores, realizando en este renglón la efectividad de los costos.

Una prensa nos provee de un sistema de procesamiento continuo, dando capacidades de producción elevadas con respecto a otros sistemas de cocción. Aproximadamente un tercio del total de capturas mundiales de camarón no se emplea para el consumo directo en la alimentación humana, sino para la elaboración de subproductos de camarón. Como las capturas actuales son del orden de 70 millones de toneladas, alrededor de 25 millones de toneladas de camarón son anualmente manipuladas y elaboradas en otras formas que las de camarón fresco, congelado, ahumado, enlatado y fermentado.

Veremos que la producción de harina de camarón y aceite de camarón se utiliza primordialmente como una salida para estas materias primas pero que existen también muchas otras posibilidades a considerar. Siendo el

contenido de proteína de todo el camarón alrededor del 15 - 20 % inclusive algunos contienen porciones elevadas de proteínas, por lo que los 25 millones de toneladas de proteínas de gran calidad y alrededor de 1 millón de toneladas de aceite (15).

2.4 SELECCION OPTIMA DEL SISTEMA

Con la tabla que a continuación presentamos podemos identificar el sistema que ofrece mejores resultados para el proyecto.

TABLA 2.1

EXPLICA LAS CARACTERÍSTICAS ESCOGIDAS Y LOS PUNTAJES ASIGNADOS A CADA UNA DE ACUERDO A LA IMPORTANCIA DENTRO DEL SISTEMA.

SISTEMA	COSTO DE OPERACION	MATERIAL DISPONIBLES	OPERATI BILIDAD	GASTOS MANTEN.	RENDIM. OPERAC.
HIDRAULICA	7	8	8	8	8
DE RODILLOS	7	7	7	7	7
DE TORNILLO	9	8	8	8	9

SISTEMA DE COMPRESION	TOTALES
HIDRAULICA	39
DE RODILLOS	35
DE TORNILLOS	42

Como conclusión de la tabla 2.1 podemos apreciar que el sistema de compresión por tornillo es la alternativa más conveniente.

CAPITULO III.

DISEÑO DE LA PRENSA DE FLUJO

CONTINUO

III. DISEÑO DE LA PRENSA DE FLUJO CONTINUO

3.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

En capítulo anterior hemos podido obtener el mejor sistema para la molienda de los desperdicios del camarón que fue mediante la compresión de tornillos que corresponde a un sistema de flujo continuo. La secuencia de operación es la siguiente:

El proceso se inicia con el vaciado de los desperdicios del camarón a la tolva de recepción, luego, de la tolva es transportado por medio de un sin fin a la prensa de flujo continuo.

Este sistema consta de los siguientes equipos:

1 Tolva de recepción de material

1 Tornillo compresor



1 Filtro para líquidos producto de la compresión

1 Dado (compuerta de descarga ajustable) al final del tornillo

1 rampa de recepción del líquido

1 rampa recepción de la torta

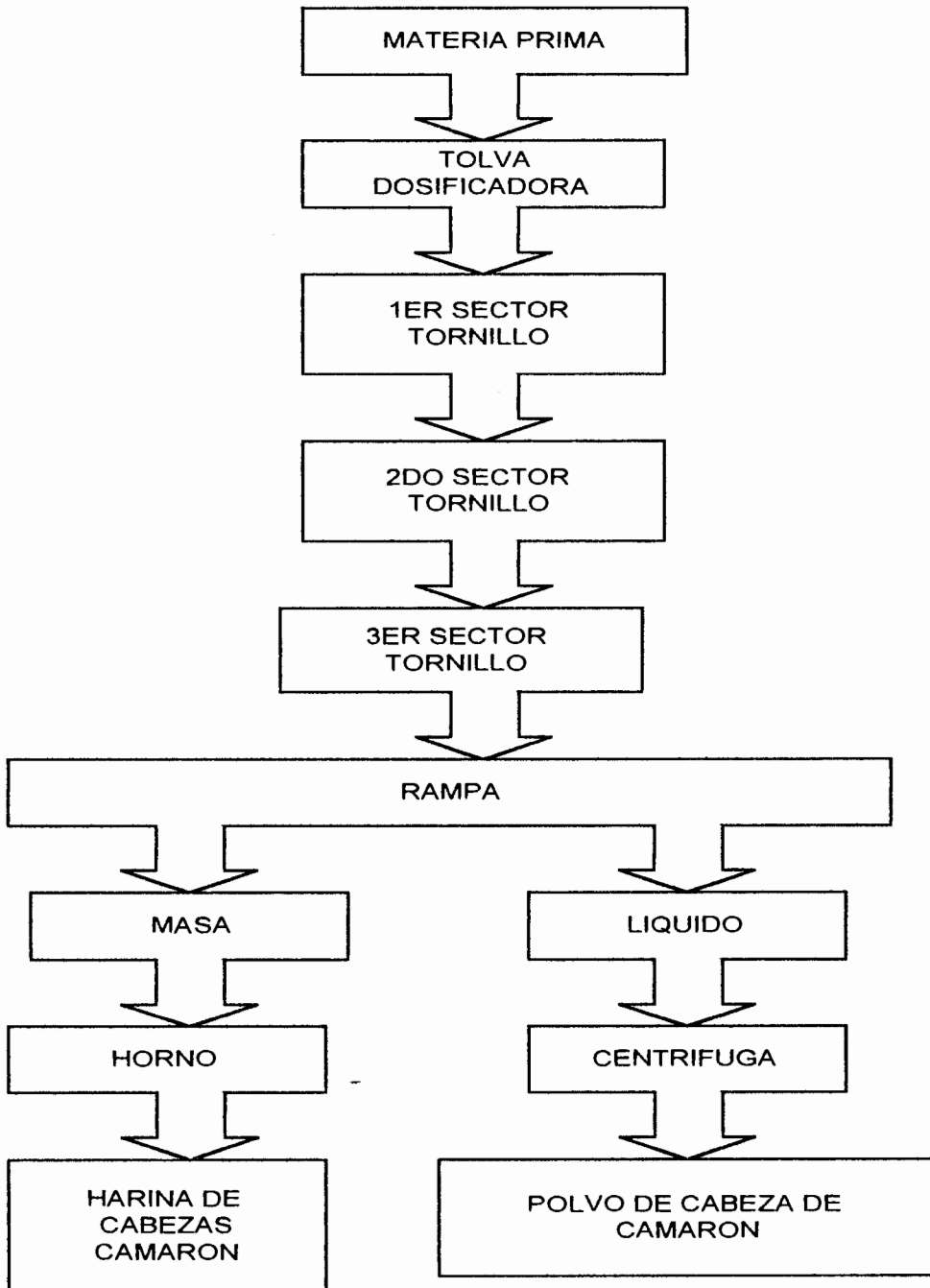
La secuencia de operación es la siguiente:

La materia prima llega a la tolva donde es dosificada por su inclinación, pasando así al primer sector del tornillo el cual tiene un paso tal que permite dosificar el material al segundo sector que es de compresión aquí el paso ha disminuido y el diámetro del tornillo ha aumentado para empezar la compresión en el siguiente sector se termina de comprimir el material llegando así al dado que permite que la torta salga por su periferia a la rampa, luego esta torta cae por una rampa y de allí es transportada al secador centrifugo.

Los líquidos de esta compresión pasan a través de un filtro y son recogidos por una rampa y transportados a los evaporadores para de allí pasar a la centrífuga que obtendrá un polvo que se insertará en el sistema.

GRAFICO 3.1

DIAGRAMA DEL PROCESO DE FABRICACION DE HARINA



3.2. DISEÑO DE FORMA DEL SISTEMA DE COMPRESION DE CABEZAS DE CAMARON

Los equipos existentes en extrusión son muy variados y los hay desde los más sencillos y baratos hasta los más completos y costosos, pero cada uno de ellos están constituidos por partes básicas fundamentales, presentando en algunas ocasiones accesorios de importancia según el uso que se les destine.

DISEÑO DE FORMA DEL TORNILLO COMPRESOR

Tornillo Compresor: Constituye la porción central de la prensa de tornillo y ejecuta las operaciones de transporte, mezclado, amasado, corte, cocimiento y formado final. Es dividido en tres secciones, cuyos nombres corresponden a la operación unitaria que se desarrolla en cada sección:

a. Sección de alimentación. Se caracteriza por tener alabes profundos que facilitan la recepción del material alimentado y transportarlo a las secciones posteriores.

b. Sección de compresión: Esta sección también llamada transición, se caracteriza por la disminución en la profundidad de los alabes o por presentar restricciones internas como placas o pernos que disminuyen el flujo del material en el tornillo sobre su área transversal. Estas restricciones incrementan el esfuerzo de corte y la energía mecánica transmitida al alimento provocando un incremento en la temperatura.

c. Sección de cocimiento: se caracteriza por presentar alabes muy cortos o con inclinación decreciente. En el caso de una prensa de tornillo, los esfuerzos de corte que se generan son muy grandes, lográndose un mezclado interno, elevado; por lo mismo, la disposición de la energía mecánica es máxima. Consecuentemente, el incremento de temperatura en la sección de cocción es muy rápido y alcanza su máximo justo antes de que el producto salga por el dado (2). Hay una transformación de energía mecánica en calórica, la cual es generada por el tornillo.

DISEÑO DE FORMA DEL SISTEMA DE TRANSMISION

Motor: Los motores eléctricos son los más usuales, estos pueden ser de corriente alterna o directa, dependiendo del equipo de extrusión. La

capacidad de la prensa de tornillo depende del tamaño del motor y estos pueden llegar hasta los 400 hp.

Transmisiones: Las transmisiones son usadas para reducir la velocidad con incrementos proporcionales en el par o torque del motor.

Chumaceras: Estos son requeridos para soportar y centrar el tornillo, así como también absorber la carga ejercida por el tornillo.

DISEÑO DE FORMA DEL DADO

En resumen las funciones del tornillo son: transportar, cortar o deslizar el producto y producir la presión necesaria para transformar la energía mecánica en calórica. El tornillo tiene un ajuste gradual hacia la parte final de la prensa de tornillo (DADO) por medio de un resorte que es ajustado a través de un tornillo. Al final el diámetro del tornillo aumenta a medida que se acerca a la salida de la prensa de tornillo. Es aquí donde se produce el flah. Los orificios de salida pueden tener diferentes formas, siendo el más común la de pelets.

DISEÑO DE FORMA DE LA TOLVA.

Alimentadores de materia prima: La selección adecuada del alimentador evita una serie de problemas en proceso, Cuando se saca material de una tolva para un transportador, se debe usar un alimentador automático, a no ser que el material esté seco y corra con facilidad, como el grano. El funcionamiento satisfactorio de cualquier transportador depende de que se le alimente con una corriente uniforme y continua del material. En el caso de este proyecto fue seleccionado en base al porcentaje de llenado en el tornillo y a su diámetro en el libro de Martin. El alimentador automático no solamente asegura una alimentación constante y regular, cualquiera que sea el tamaño del material, sino que economiza el gasto de un hombre, que, en caso contrario, sería necesario en el punto de alimentación.

EQUIPO DE FILTRACION DEL PRODUCTO

La función del equipo de filtración es evitar que partículas mayores que llevan consigo una gran cantidad de proteínas salgan como parte del líquido de la cabeza de camarón. De acuerdo al volumen de la cabeza normal promedio que llegaría y al volumen que deseamos tener al final

además tomando la experiencia del laboratorio al ser las pruebas de compresión hallamos el tamaño correcto para los orificios del filtro.

3.3 CALCULO Y DISEÑO DE PARTES CONSTITUTIVAS

A continuación detallo el procedimiento a usar para el proceso de cálculo de la prensa de flujo continuo.

- Promedios de los pesos de las cabezas de camarón
- Promedios de las longitudes de las cabezas de camarón
- Promedio de los diámetros de las cabezas de camarón
- Volumen promedio de las cabezas de camarón

$$V_c = \pi() * D_c^2 * L_c / 4 \quad [m^3]$$

- Densidad promedio de las cabezas de camarón [Kg / m³]

$$\rho = W_c / V_c$$

- Densidad aparente de las cabezas de camarón [Kg / m³]
- Caudal a la entrada [m³/min]

Esfuerzo de compresión para las cabezas de camarón

- Datos de Coeficiente de Poisson / Coeficiente de rigidez
- Cálculo del módulo de compresibilidad
- Cálculo del módulo de Young
- Cálculo de Velocidad del eje
- Cálculo del Torque



3.3.1 TORNILLO SIN FIN

Los datos de entrada del sistema de prensa de tornillo sin fin son:

Capacidad del sistema : 1 Ton / hora de pasta para harina de camarón

Alimentación de sistema: 5 Ton / hr de cabezas de camarón

Humedad de las cabezas de camarón : 78 - 80 % de líquido. (Se va a tratar en la primera fase a la cabeza de camarón como gelatina con una humedad del 80 %)

DATOS DE INGRESO DE CABEZAS DE CAMARON

Estos datos están basados en los cuadros de longitud y peso del céfalo-tórax mostrados en el capítulo 1 figuras 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9.

TIPOS DE CAMARON	PESOS TOTALES (gr)	LONGITUDES TOTALES (mm)	DIAMETROS TOTALES (mm)
1	12.5	46	17.73
2	22.8	57.2	22.05
3	44	60.2	23.21
PROMEDIO	26.43	54.46	21.00

El volumen de la cabeza de camarón se lo acerca al volumen de un cilindro

VOLUMEN PROMEDIO	$PI * \text{Diámetro Promedio}^2 * \text{Longitud Total} / 4$
DENSIDAD PROMEDIO	PESO PROMEDIO / VOLUMEN PROMEDIO
DENSIDAD APARENTE	
saco de 1 quintal de cabezas de camarón	242 / Volumen de 1 saco (100*20*85)
CAUDAL	Alimentación del sistema / Densidad Aparente

RESULTADOS:

VOLUMEN PROMEDIO (m ³)	1.886 x 10 ⁻⁵
DENSIDAD PROMEDIO (Kg / m ³)	1400,9
DENSIDAD APARENTE (Kg / m ³)	1426,49
CAUDAL (m ³ / hr)	3.5
CAUDAL (pie ³ / hr)	123,5
CABEZAS DE CAMARON / MINUTO	3096

ESFUERZO COMPRESIBLE PARA LOS ALIMENTOS

Fuente: Introducción a la Reología de los alimentos.

DATOS

MODULO DE RIGIDEZ G (Pa)	2×10^5
COEFICIENTE DE POISSON P	0.489
MODULO DE COMPRESIBILIDAD K (Pa)	9.02×10^6
MODULO DE YOUNG E (Pa)	5.96×10^5
VOLUMEN INICIAL CAMARON (mm^3)	18.868,7
DIÁMETRO INICIAL DEL CAMARON (mm)	21

La variación del volumen del camarón es de un 75% según los análisis hecho durante los procesos, por lo tanto

VOLUMEN FINAL (mm^3)	14151,52
DIÁMETRO FINAL (mm)	18.18

Presion hidrostática = $(\text{Vol. Inicial} - \text{Vol. Final}) * \text{Mod. Compresibilidad} / \text{Vol. Final}$

Presion hidrostática = 2.25×10^6 Pa

3.3.1.1 RESISTENCIA DEL MATERIAL AL TORQUE

De acuerdo a la tabla a continuación presentada seleccionamos las Capacidades de Transportadores de gusano (5).

TABLA 3.1

CAPACIDADES DE TRANSPORTADORES DE GUSANO (PIE³/HR)

Tamaño del transportador (pulg.)

GRUPO	6	9	10	12	14	18	20	
1	350	1100	1600	2500	4000	5500	7600	10000
2	220	700	950	1600	2400	3400	4500	6000
3	150	460	620	1100	1600	2200	3200	4000
4	90	300	400	650	1000	1500	2000	2600
5	20	68	90	160	240	350	500	650

Grupo 1: incluye materiales ligeros como cebada, granos de cervecería secos, carbón (pulverizado)

Grupo 2: incluye materiales finos y granulados.

Grupo 3: incluye materiales con terrones pequeños mezclados con finos.

Grupo 4: incluye materiales semiabrasivos, finos, granulares y terrones pequeños

Grupo 5: incluye materiales abrasivos en terrones, que se deben mantener fuera de contacto con los cojinetes de los colgadores.

Por la capacidad de manejo de material corresponde a la

tabla un diámetro de tornillo de 6".

Por la densidad del material 1400 kg/m^3 corresponde a un 30%A (8). Para poder mantener el sistema en constante flujo (26) entraremos en la tabla a continuación mostrada con un 95% puesto que se necesita una compresión constante durante todo el tornillo al final donde habrá un menor volumen de masa debido al paso que habrá de disminuir.

TABLA 3.2

CAPACIDADES PARA UN 95% DE CARGA AL TRANSPORTADOR

DIÁMETRO TORNILLO PULGADAS	MAX. RPM				CAPACIDAD EN PIE ³ /HR				
	RECOMENDADO				% NORMAL DE LLENADO				A 1 RPM
	% NORMAL DE LLENADO				% NORMAL DE LLENADO				
	15	30A	30B	45	15	30A	30B	45	
4	76	89	80	96	96	113	101	122	1,27
6	67	78	70	84	3418	370	332	399	4,75
9	58	68	61	73	974	1142	1024	1226	16,8
10	55	55	65	58	1309	1547	1380	1666	23,8

CALCULO DE POTENCIA DEL MOTOR

Los factores fueron hallados de las siguientes tablas:

TABLA 3.3

FACTOR POR DIÁMETRO DEL TORNILLO (Fd)

DIÁMETRO DEL TORNILLO (in)	FACTOR (Fd)
4	12
6	18
9	31
10	37

TABLA 3.4

FACTOR POR MANEJO DE RODAMIENTOS (Fb)

TIPO DE RODAMIENTO	FACTOR (Fb)
BOLA	1
BRONCE GRAFITADO	2
SUPERFICIE DURA	3,4

TABLA 3.5**FACTOR POR PORCENTAJE DE LLENADO**

Tipo de aleta	15%	30%	45%	95%
Estandar	1	1	1	1
Aletas cortadas	1,1	1,15	1,2	1,3
Cut & folded flight	No recomend.	1,5	1,7	2,2
Ribbon flight	1,05	1,14	1,2	-

TABLA 3.6**FACTOR POR PALETAS**

Numero de paletas	0	1	2	3	4
Factor fp	1	1,29	1,58	1,87	2,16

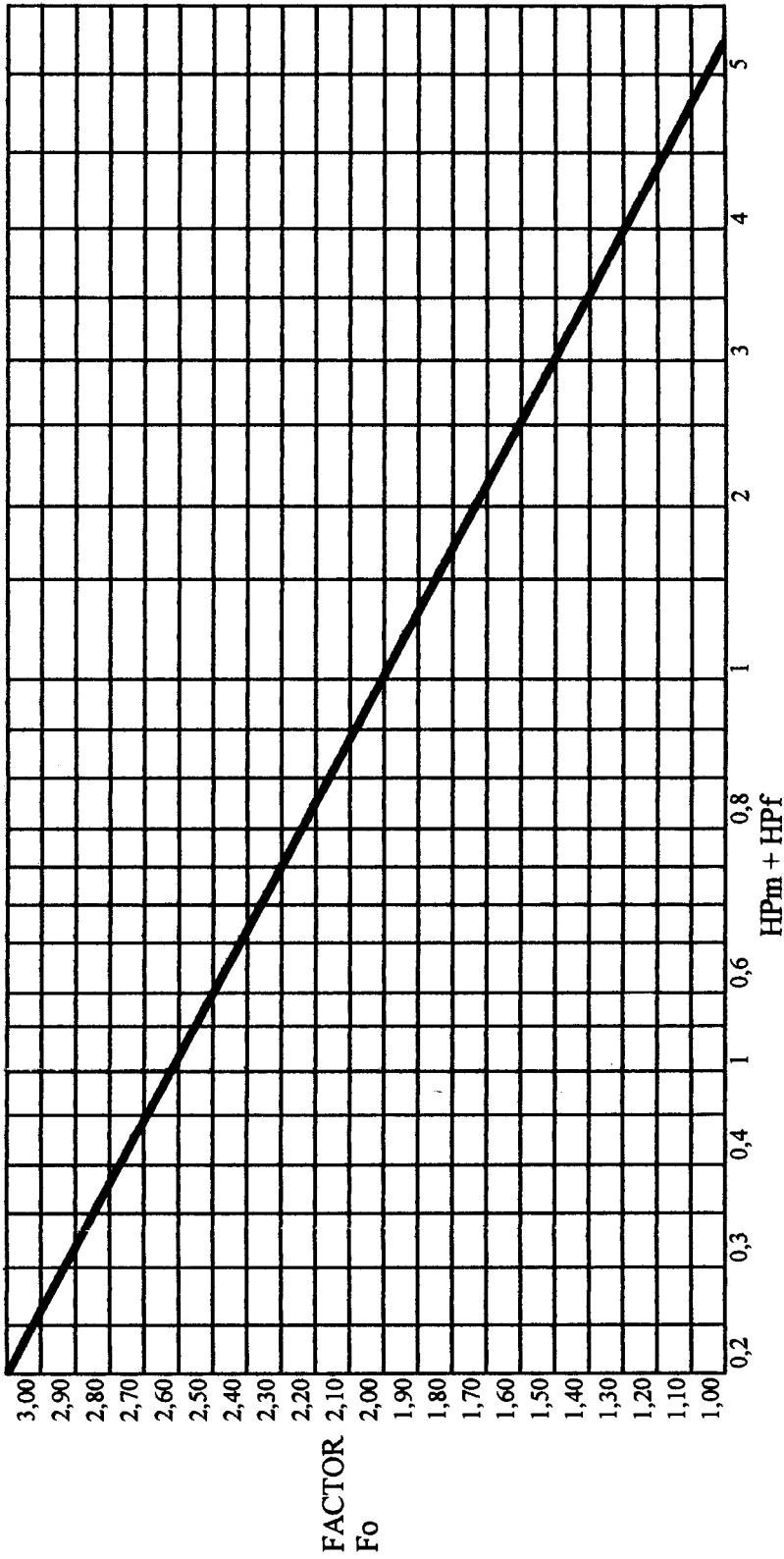


GRAFICO 3.2
FACTOR DE SOBRECARGA EN FUNCION DE LA POTENCIA



Extrapolando de la tabla anterior:

$$\log 3 - \log 1 / (1,35 - 2,03) = \log 3 - \log 4,61 \times 10^{-3}$$

$$F_o = 5,35$$

Resumiendo todos los factores tenemos:

Fd : factor del diámetro del transportador	=18
Fb: factor soporte de los rodamientos	=1
Fm: factor del material	=1,8
Ff: factor de aletas	=1
Fp: factor de paletas	=1
Fo: factor de sobrecarga	=3
e: eficiencia	=0,88

Resumen de datos y fórmulas:

Fuente : Introducción a la Reología de los alimentos

K	= $8,93 \times 10^6$ N/m ² (módulo de compresión)
Presión tangencial	=Módulo de rigidez a la torsión (G)*Longitud desplazamiento
Resistencia a la ruptura	= 1.47×10^8 a 1.96×10^8 N/m ²
Presión hidrostática	= $\frac{(\text{Vol. inicial} - \text{Vol. final}) * \text{Módulo de compresión}}{\text{Volumen inicial}}$
Energía (Kilowatts)	=Presión hidrostática x Caudal
Potencia comprimir (Hpc)	=Energía (kilowatts) / 0.746 (Hp)
Potencia vacío (Hpf)	= $\frac{\text{Long. tornillo} \times \text{Caudal (1 rpm)} \times F_d \times F_b}{1 \times 10^6}$ (Hp)
Potencia transporte (Hpm)	Caudal x Long. tornillo x Densidad aparente x Fm x Ff x Fp / 1×10^6 (Hp)
Potencia total (Hpt)	Pot. comp. + Pot. Vacío + Pot. Transporte
Velocidad del transportador (8)	Capacidad requerida (pie ³ /hr)/ pie ³ /hr a 1 rpm

Resultados:

$$\text{Presión tangencial} = 7.63 \times 10^3 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Resistencia a la ruptura(24)} = 1.47 \times 10^8 \text{ a } 1.96 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Presión hidrostática} = 2.25 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

Potencia al vacío (Hpf) =0.00313 Hp

Potencia de transporte (Hpm) =0.00148 Hp

Potencia compresión (Hpc) =4.4 Hp

Potencia Total (Hpt) =5 Hp

Velocidad del transportador =26,54 rpm

Velocidad del eje =68,85 (m/seg.)

Torque =Potencia * 550 * 0,1385 / rpm * 2 * pi / 60

Torque =13.708,66 (Kgf - cm)

PASO DEL TORNILLO COMPRESOR

De acuerdo al manual de Martin página H75 indica el paso de alimentación es de 6" por lo tanto el volumen que tendremos será de:

$$\text{Vol.} = \pi \times (D_{\text{tornillo}_{\text{ext}}}^2 - D_{\text{eje}}^2) \times \text{paso} / 4$$

Diámetro tornillo =152,4 mm

Diámetro del eje =60,325 mm

A un 100% de llenado =117.522,345 mm²

- A un 90% de llenado (al inicio) = $0,106 \text{ m}^2$
- A un 28% de llenado del 90%
(volumen al final del tornillo) = $0,0296 \text{ m}^2$

El porcentaje de volumen inicial fue hallado experimentalmente en el laboratorio de sólidos de la Facultad de Ingeniería en Mecánica que a continuación voy a describir: El experimento se lo realiza en la máquina de ensayos Instron ubicada en el Laboratorio de Sólidos de la Facultad de Ingeniería en Mecánica. Se procederá a realizar 3 pruebas en las cuales se medirá la fuerza que se requiere para comprimir una determinada cantidad de cabezas de camarón y a su vez hallaremos el volumen de reducción de este, con el objetivo de poder determinar cual será el paso final en el tornillo. Para el inicio de la prueba existe una carga inicial de 5 toneladas.

TABLA 3.7
DATOS Y RESULTADOS DE LAS PRUEBAS
REALIZADAS EN EL LABORATORIO

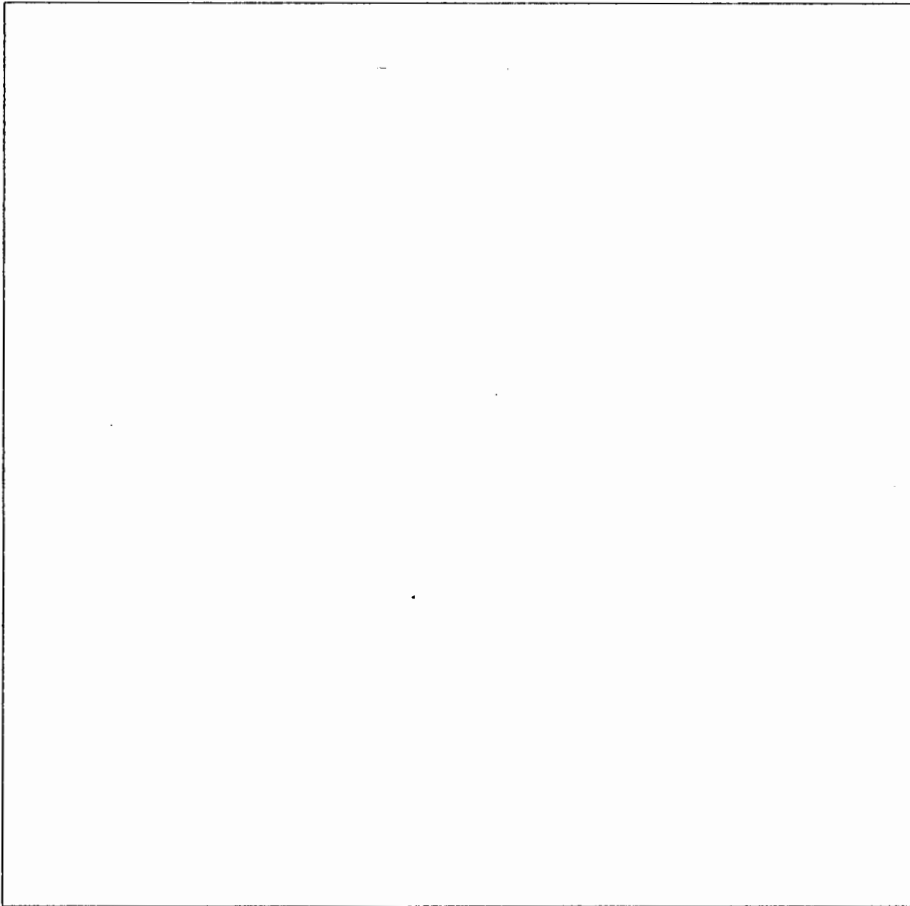
CABEZAS DE CAMARON						
Diám. mm	Long. mm	Prueba	Pesos (Lbs.)			
			Inicio	Final (seco)	Final (húmedo)	Final (líquido)
20	60	Primero	8	3	1,5	3,5
18	40					
15	3,5					
25	70	Segundo	7,5	2,5	1	4
15	40					
15	45					
		Tercero	7,5	3	1	3,5

TABLA 3.8
RESULTADOS DE LAS PRUEBAS REALIZADAS EN
EL LABORATORIO

Experiencia realizada datos de la probeta de prueba	1ra prueba	2da prueba	3ra prueba
Volumen Inicial (mm³)	5189027,49	5189027,49	5189027,49
Diámetro (mm)	155,00	155,00	155,00
Profundidad (mm)	275,00	275,00	275,00
Volumen final mm³	1642374,37	1450663,39	1594446,63
Diámetro (mm)	155,00	155,00	155,00
Profundidad (mm)	87,04	76,88	84,50
Altura final (mm)	187,96	198,12	190,50
Diferencia volum. (mm³)	3546653,12	3738364,09	3594580,86
% De reducción	68,35	72,043	69,27
Fuerza de compresión (Kgf)	5320	5500	5300
Densidad inicial Kg/mm³	700,78	656,98	656,98
Densidad final Kg/mm³	830,28	783,34	855,24

Para cuestiones de cálculo se considera una fuerza de compresión de acuerdo a datos teóricos que llevan un factor de seguridad de 1,7

FOTO DEL SISTEMA



PROBLEMA DE PRUEBA

MATERIAL SEMIHÚMEDO Y SECO

Para hallar el paso final tomo el volumen final encontrado entonces:

$$\text{paso} = 4 \text{ Vol.} / \pi \times (D_{\text{tornillo}_{\text{ext}}}^2 - D_{\text{eje}}^2)$$

$$\text{paso} = 4 * 1562494,79 / \pi * (152,4^2 - 60,325^2)$$

$$\text{PASO AL FINAL (28\%)} \quad = 101,56 \text{ mm}$$

Para determinar el número de aletas seguimos el siguiente procedimiento:

1. Usamos progresión aritmética:

A: Primera distancia del paso en las aletas del tornillo (8)

B: última distancia del paso en las aletas del tornillo

n: número de pasos en el tornillo

S: Longitud del tornillo

$$n = S * 2 / (A + B)$$

$$S = 1775 \text{ mm}$$

$$A = 152,4 \text{ mm}$$

$$B = 101,56 \text{ mm}$$

$$n = 13,978$$



Con la razón de la progresión geométrica determinaremos en que posición estará cada aleta usando los términos :

r = Razón con la que varia el paso de las aletas

$$r = A - B / n - 1$$

$$r = 3,917$$

La siguiente es la tabla que indica los pasos a lo largo del tornillo

1 152,36	8 124,94
2 148,44	9 121,07
3 144,52	10 117,10
4 140,60	11 113,19
5 136,69	12 109,27
6 132,77	13 105,35
7 128,85	14 101,43

Debido a que logramos nuestro objetivo con la reducción del paso a lo largo del tornillo la variación de su diámetro resulta innecesario. Además la variación del diámetro elevaría el costo de la fabricación del tornillo pues existe material que se va a desperdiciar y el costo de la mano de obra también se incrementa.

3.3.1.2 RESISTENCIA A LA FLUENCIA

Para el análisis de la resistencia a la fluencia en las aletas tomaremos una sección de la misma; el material seleccionado es acero al carbono ASTM A36, debido a que el esfuerzo de compresión necesario en el transportador es de 6,69 MPa y el esfuerzo de fluencia en este acero es de 25 MPa queda justificado nuestra selección.

A continuación el procedimientos que he seguido está basado en las fórmulas y tablas del libro de Diseño de Ingeniería de Shigley quinta edición.

A continuación la tabla mostrada nos indica las resistencias mínimas especificadas de ciertos aceros ASTM

TABLA 3.9
RESISTENCIAS MINIMAS ESPECIFICAS DE CIERTOS
ACEROS ASTM

Tipo de acero	Num. ASTM	Sy (kpsi)	Su (kpsi)	Tamaño in. hasta
Al carbono	A36	36	58	8
Al carbono	A529	42	60	½
De baja aleación	A572	42	60	6
De baja aleación	A572	50	65	2
Inoxidable	A588	50	70	4

Debido a las propiedades del camarón y los esfuerzos de compresión ya indicados se selecciona:

Sy = 36 kpsi Resistencia a la fluencia

Su_t = 58 kpsi Resistencia última

TABLA 3.10

FACTOR DE ACABADO DE SUPERFICIE K_A

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	Kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.0	-0.995

$$a = 2,7 \text{ kpsi}$$

$$b = - 0,265$$

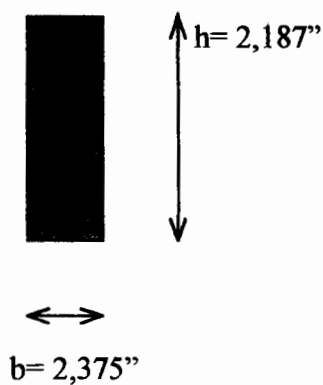
ec. 7.14 del libro de Diseño de Ingeniería de Shigley:

$$k_a = a S_{ut}^b = 2,7 (36)^{-0,265} = 0,386$$

Factor de tamaño k_b

Tomando una sección rectangular de la aleta figura 3.1

FIGURA 3.1
SECCION RECTANGULAR DE LA ALETA



$$d_e = 0,808 (h * b)^{1/2}$$

$$d_e = 1,84 \text{ pulg.}$$

$$k_b = (d_e / 0,33)^{-0,1133}$$

$$k_b = 0,823$$

TABLA 3.11

FACTOR DE CARGA k_c

	k_c	
Carga axial	0,923	$S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)}$
Carga axial	1	$S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)}$
Flexión	1	
Torsión y cortante	0,577	

$$k_c = 0,923$$

TABLA 3.12**FACTOR DE TEMPERATURA k_d**

Temperatura °C	S_T / S_{RT}
20	1
50	1,01
100	1,020

$$k_d = 1$$

Factor de concentración del esfuerzo de fatiga k_f

De la Tabla A16 del libro de Diseño de Shigley quinta edición interpolamos y obtenemos $K_t = 2,346$

En nuestro caso no hay una concentración de esfuerzos en un punto determinado por lo tanto $k_f = K_t$

Factor de efectos diversos k_e

$$k_e = 1 / k_f$$

$$k_e = 0,426$$

Límite de Resistencia a la fatiga S_e'

$$S_e' = 0,504 (S_{ut}) \text{ (ec. 7.9 del libro de Shigley)}$$

$$S_e' = 29,23 \text{ kpsi}$$

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

$$S_e = 3,65 \text{ kpsi}$$

Esfuerzo de Flexión : 1439,73 Kgf / cm²

$$4,222 \text{ Kpsi}$$

La resistencia a la fluencia S_e es 3,65 Kpsi. Al ser este valor menor al esfuerzo de flexión el elemento tiene duración finita.

De la ecuación 7.6 del libro de Shigley

$$N = (\text{Esfuerzo} / a)^{1/b}$$

$$a = (0,9 * S_{ut})^2 / S_e$$

$$a = 746,3$$

$$b = - 1/3 \log (0,9 * S_{ut} / S_e)$$

$$b = - 0,385$$

$$N = (4,222/746,3)^{1/0,385}$$

$$N = 688 * (10)^3 \text{ ciclos}$$

3.3.1.3 RESISTENCIA A LA CORROSION

Después de cierto tiempo, el tornillo fallará al verse sometido a un esfuerzo continuo en un ambiente

altamente corrosivo. En estos casos no hay un límite de fatiga por lo tanto deben tomarse medidas para minimizar los factores que afectan la duración a la fatiga y que son los que a continuación presentamos:

Esfuerzo medio o estático

Esfuerzo alternante

Concentración de electrólito

Propiedades y composición del material

Temperatura

Frecuencia Cíclica

Flujo o movimiento de fluido alrededor de la probeta

Hendiduras locales

3.3.1.4 RESISTENCIA A LA COMPRESION

Empezaremos en esta sección haciendo un análisis del momento que ocurre en la aleta para luego obtener el espesor de la misma.

ANÁLISIS DEL MOMENTO

Presión (compresión) = Fuerza / área

$$\text{Area} = \text{PI} (D_o^2 - D_i^2) / 4$$

$$\text{Area} = \text{PI} (152,40)^2 - (60,325)^2 / 4$$

$$\text{Area} = 15383,32 \text{ mm}^2$$

$$\text{Fuerza} = 6.69 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \times 153,83 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Fuerza} = 10.501,25 \text{ Kgf}$$

$$\text{Momento} = \text{Fuerza} * X/2$$

$$\text{Momento} = \text{Fuerza}/2 * ((D - d)/2)$$

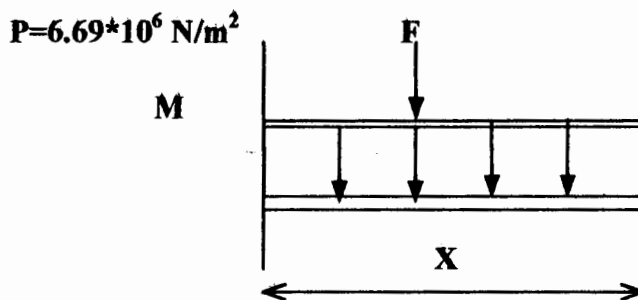
$$\text{Momento} = 24173,07 \text{ Kgf-cm}$$



BIBLIOTECA
CENTRAL

FIGURA 3.2

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA ANÁLISIS DE MOMENTO



$$\text{ESFUERZO} = \text{Momento} * e / \text{inercia}$$

$$I / e \text{ (cm}^3\text{)} = \text{Momento} / \text{esfuerzo}$$

ESFUERZO

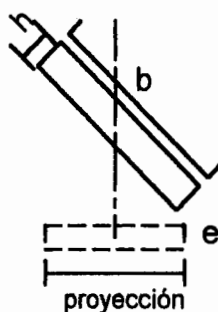
(resistencia del acero ASTM A36) =2400 Kgf/cm²

$$I / e = 10,07 \text{ cm}^3$$

Analizamos con una sección de la aleta del tornillo con el siguiente diagrama ilustramos la proyección tomada:

FIGURA 3.3

SECCION DE LA ALETA PARA ANALISIS DE ESPESOR



Trabajamos con el área proyectada

$$b = (101,40^2 + 152,40^2)^{1/2}$$

152,40 mm = diámetro del tornillo

101,40 mm = paso al final del tornillo más crítico

$$b = 183,05 \text{ mm}$$

$$I/e = 10070 \text{ mm}^3$$

$$I^* = b * h^3 * /12$$

$$I^{**} = 10070 * e / 2$$

$$h = \text{igualando } I^* \text{ e } I^{**} ; e = h$$

$$h = 18 \text{ mm Espesor de la aleta para soportar la compresión}$$

3.3.1.5 RESISTENCIA A LA FRACTURA

Siguiendo el mismo esquema de análisis de fuerzas en la aleta, no existe fuerzas de aplastamiento por lo que no se considera que el material falle por fractura.

3.3.2 ARBOL DEL TORNILLO SIN FIN

El análisis del árbol de transmisión del tornillo sin fin empieza con un análisis de carga estática a partir de la cual obtenemos el valor del diámetro del tornillo.

3.3.2.1 ANALISIS DE CARGA ESTATICA

Para analizar la resistencia del tornillo con carga estática primero hallaremos el diámetro del arbol del tornillo

DIÁMETRO DEL ÁRBOL DEL TORNILLO

Revoluciones de la prensa tornillo =26,54 rpm

Potencia del motor =5 Hp

Torque =Potencia del motor/ revoluc. de la prensa de tornillo

Torque =5*550*60/(26.54*2*pi) = 989,47 lbf-pie

Torque = 13708,7 Kgf-cm

Diámetro (mm.) =(32*Torque/Esfuerzo del material* PI)^{1/3} * 10

Diámetro (mm.) =45,94

Inercia del árbol macizo =PI() * d³ / 32

Inercia del árbol macizo =9.519,91 mm³

Arbol hueco

(Diámetro exterior del árbol) Do =((I*32 / PI())+di³)^{1/3}

Do =57,88 mm

Do =2-3/8"

TABLA 3.13

TAMAÑO DE TUBERIA (Arbol del tornillo)

Fuente: IASA, Manual de Martin. Screw Conveyor

A	B	D		H
Diám. Tornillo	Diám. Acoples	Tamaño Tubería		Acoples Long. Rodam.
4	1	1 ¼	1-5/8	1 ½
6	1 ½	2	2-3/8	2
	1 ½	2	2-3/8	2
	1 ½	2	2-3/8	2

Ahora se analizará el momento que el árbol deberá soportar.

De la tabla A9 del libro de Diseño de Shigley

$$M = w * x * (\ell - x) / 2 ; x = \ell / 2$$

$$M = w * \ell^2 / 8$$

$$w = V * \rho_p / \ell$$

V = Volumen de material en el tornillo

$$\rho_p = \text{Densidad promedio} = 1400 \text{ Kg/ m}^3$$

$$\ell = \text{Longitud de eje} = 2,0447 \text{ mt}$$

$$V = (D_{ext}^2 - D_{int}^2) * \text{PI} * L / 4$$

$$V = (0.18^2 - 0.060^2) * \pi * 2,0447 / 4$$

$$V = 0,05 \text{ m}^3$$

$$w = 34,37 \text{ Kg / mt}$$

$$M = 18,15 \text{ Kg - mt}$$

$$T = H * 63000 / n$$

H : potencia hp : 5

n : rpm : 26,54

T : torque Lb-in

$$T = 11868,87 \text{ Lb-in}$$

$$T = 137,03 \text{ Kg- mt}$$

Factor de seguridad para falla contra carga estática - flexión y torsión

$$1/n = 32 * (M^2 - T^2)^{1/2} / \pi * d^3 * S_y$$

d : diámetro del eje

S_y: Resistencia a la fluencia

$$n = 2,36$$

3.3.2.2 ANALISIS DE FATIGA

Debido a las cargas variables que va a soportar el sistema se ha requerido hacer este análisis de fatiga para lo cual

usaremos de la ecuación 7-4 del libro de Diseño Mecánico de Shigley (5ta edición) :

$$S_e' = 0,504 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0,504 * 58 = 93,22 \text{ kpsi}$$

De la ecuación 7-6 :

$$a = (0,9 * S_{ut})^2 / S_e' = 93,22$$

$$b = -1/3 \log (0,9 * S_u / S_e) = -0,084$$

De la ecuación 7-5

S_f = Resistencia a la fatiga

$$S_f = a * N^b$$

$N = 7,9 * 10^6$ Duración infinita

$$S_f = 93,22 * (7,9 * 10^6)^{-0,084}$$

$$S_f = 24,55 \text{ kpsi}$$

3.3.2.3 CONFIABILIDAD

Tomando en consideración lo mencionado en el libro de Diseño de Shigley (quinta edición) capítulo 7 en relación a la resistencia a la fatiga en cargas fluctuantes:

“ Los esfuerzos σ_a y σ_m pueden reemplazar los términos S_a y S_m en las ecuaciones $S_a/S_e + S_m/S_yt = 1$

que corresponde a la línea de Soderberg, si cada resistencia se divide entre un factor de seguridad n . Si se hace esto la ecuación de Soderberg cambia a:

$$\sigma_a / Se + \sigma_m / Syt = 1/n$$

La relación de Goodman modificada es:

$$\sigma_a / Se + \sigma_m / Sut = 1/n$$

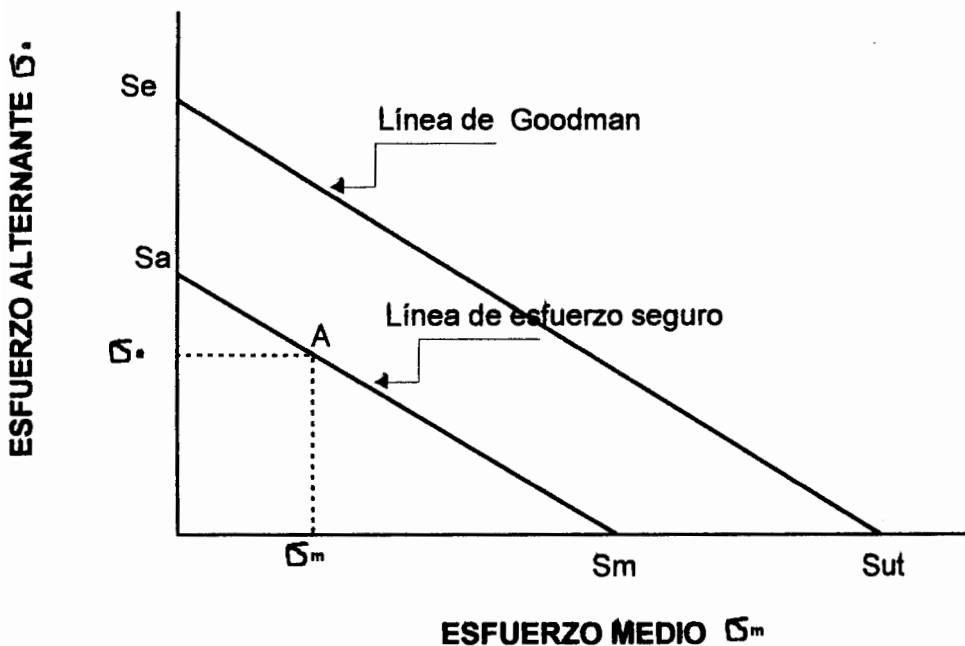
y la ecuación de Gerber es:

$$n\sigma_a / Se + (n\sigma_m / Sut)^2 = 1/n$$

Apreciando la figura 3.4 de acuerdo a lo indicado en el libro de Diseño de Shigley quinta edición capítulo 7.

FIGURA 3.4

DIAGRAMA DE GOODMAN



La línea de esfuerzo seguro que pasa por A se traza paralelamente a la línea de Goodman modificada. Nótese que la línea de esfuerzo seguro es el lugar geométrico de todos los conjuntos de esfuerzos $\sigma_a - \sigma_m$ que tiene un factor de seguridad n y que $S_m = n\sigma_m$ y $S_a = \sigma_a$.

σ_a = amplitud del esfuerzo uniaxial

Se = Límite de resistencia a la fatiga

Se = 20,66 Kpsi

σ_m = esfuerzo a medio intervalo

Sut = Resistencia última a la tensión

Sut = 58 Kpsi

n = factor de seguridad

Los esfuerzos son:

$$\sigma_a = 4 * F_a / \pi * d^2$$

$$\sigma_m = 4 * F_m / \pi * d^2$$

F = carga promedio (prueba de laboratorio) = 5373,33 Kgf

F/2 = 2686,66 Kgf = 5910,66 lbf

$\sigma_a = \sigma_m$ (para asegurar el sistema)

d = diámetro interior del arbol = 2"

$$\sigma_m = \sigma_a = 1.881,42 \text{ psi}$$

$$\text{Se utilizara } S_m = \sigma_m = 1.881,42 \text{ psi}$$

luego :

$$S_a = S_e * (1 - S_m / S_{ut})$$

$$S_a = 19,9 \text{ kpsi}$$

$$n = S_a / \sigma_a = 10,6$$

3.3.3 DISEÑO DEL DADO

El dado consiste en dos placas una de ellas soldada a la carcaza y la otra es deslizante la objetivo de estas placas es la de extruir la torta manteniendo la fuerza de compresión para que ésta desaloje la prensa de tornillo. Se consideró un ángulo de 45° para ambas placas como hipótesis. El material de las placas es acero al carbono A36 con un espesor de 4,76 mm.

DISEÑO DEL RESORTE PARA AJUSTE DEL DADO

Este resorte tiene como finalidad el poder dar una regulación adecuada al sistema de compresión de cabezas de camarón. Su ajuste se dará de una forma mecánica - manual siendo así que la

forma de calibrarlo será examinando el material prensado antes de ser depositado en la secadora de alimentos.

PASO I

DE LA TABLA 10-5 (28)

Se selecciona Alambre para cuerda musical (la superficie es lisa, no tiene defectos y posee brillante acabado lustroso).

DATOS

$$A = 186,00 \text{ Kpsi}$$

$$d = 0,125 \text{ plg ; de la tabla 10-4 (28)}$$

$$m = 0,163$$

$$Sut = A / (d^m) \text{ Kpsi}$$

$$Sut = 261,045 \text{ Kpsi}$$

$$Ssy = 0.45 * Sut$$

$$Ssy = 117,470 \text{ Kpsi}$$

PASO II**DE LA TABLA 10-2 (28)****DATOS**

$$\text{Espiras de extremo (Ne)} = 2$$

$$\text{Número de espiras activas (Na)} = \text{Espiras totales (Nt)} - 2 = 7$$

$$\text{Paso (p)} = (\text{Lo} - 2*d)/\text{Na} = 1,967 \text{ plg}$$

$$\text{Longitud libre (Lo)} = y_s + L_s = p*Na + 2*d$$

$$\text{Longitud cerrada (Ls)} = \text{diámetro del resorte (d)} * \text{Espiras totales (Nt)}$$

$$\text{Deformación (ys)} = \text{Fuerza axial (Fs)} / \text{módulo rigidez de resorte (k)}$$

$$\mathbf{Lo = 14,02 \text{ plg}}$$

$$\mathbf{Ls = 1,125 \text{ plg}}$$

PASO III**DE LA TABLA 10-2 (28)****DATOS**

$$\text{Diámetro exterior (Do)} = 2,83465 \text{ plg}$$

$$\text{Módulo de rigidez (G)} = 1,15\text{E}+07 \text{ psi}$$

$$\text{Diámetro medio (D)} = \text{Do} - d$$

$$\mathbf{D = 2,71 \text{ plg}}$$

$$\text{(Módulo de elasticidad) k} = d^4 * G / (8 * D^3 * Na)$$

$$k = 2,52 \text{ Lb /in}$$

PASO IV

DE LA TABLA 10-2 (28)

DATOS

$$C = D/d$$

Indice del resorte

$$C = 21,67$$

$$F_s = k * (L_o - L_s) = S_{sy} * \pi * d^3 / (8 * K_s * D)$$

K_s = Factor de corrección del esfuerzo cortante

$$F_s \text{ (Lb)} = 32,50 \quad 32,50$$

$$y_s \text{ (in)} = 12,89$$

$$E_c = ((2 * C + 1) / (2 * C)) * ((8 * F * D) / (\pi * d^3))$$

$$E_c \text{ (psi)} = 117470,58$$

$$E_c \text{ (Nt/m}^2\text{)} = 8,11 \text{ E}+8$$

E_c es el esfuerzo de la longitud cerrada y debe ser mayor o igual al esfuerzo de compresión del camarón

$$E_{\text{camarón}} = 6,69 \times 10^6 \text{ N / m}^2$$



**RESUMEN DE DATOS Y RESULTADOS PARA
RESORTE A ESCUADRA Y APLANADO**

A= 186,00 D= 2,71 pulg. C=D/d 21,5972
d= 0,125 pulg Do= 2,834646 pulg. Lo= 7,5 cm
m= 0,163 G= 1,15E+07 psi E camarón= 6,69E+06 N/m²

Alambre musical Sut= A/d^m Ssy = 0.45 Sut

Para la estabilidad absoluta en los aceros ocurre cuando:

$$L_o < 2,63 D / \alpha$$

Constantes de formas de extremos, α , para resortes de compresión:

(fuente : Libro de diseño de Shigley 5ta edición)

FORMA DE EXTREMO	CONSTANTE α
Resorte soportado entre superficies paralelas planas (extremos fijos)	0,5
Un extremo con sujeción y el otro libre	2

Lo=75mm

$$2,63 * D / \alpha = 2,63 * 68,834 / 0,5 = 362,06 \text{ mm}$$

Como conclusión queda satisfecho la relación antes mencionada para comprobar la estabilidad absoluta.

A continuación se presenta una tabla de prueba de error para la selección del número de espiras totales. En el momento en que la columna de error se convierte en negativa indica que el valor del esfuerzo del alambre es menor al esfuerzo del camarón por lo tanto no cumple con la estabilidad absoluta que se requiere.

N _t	N _a	k	F _{max}	F _{al}	p	F (pa)	C (N/m ²)	Error
3	1	17,8	46	0,375	2,7	165583	1,14E+09	1,14E+09
4	2	8,92	22	0,5	1,35	78776,6	5,44E+08	5,37E+08
5	3	5,95	14	0,625	0,9	49841,2	3,44E+08	3,37E+08
8	6	2,97	5,8	1	0,45	20905,8	1,44E+08	1,38E+08
9	7	2,55	4,7	1,125	0,39	16772,2	1,16E+08	1,09E+08
10	8	2,23	3,8	1,25	0,34	13672	9,44E+07	8,77E+07
11	9	1,98	3,1	1,375	0,3	11260,7	7,78E+07	7,11E+07
18	16	1,11	0,78	2,25	0,17	2821,19	1,95E+07	1,28E+07
19	17	1,05	0,60	2,37	0,16	2182,91	1,51E+07	8,38E+06
20	18	0,99	0,44	2,5	0,15	1615,55	1,12E+07	4,46E+06
21	19	0,94	0,30	2,62	0,14	1107,91	7,65E+06	9,60E+05
22	20	0,89	0,18	2,75	0,14	651,03	4,50E+06	-2,19E+06
23	21	0,85	0,06	2,87	0,13	237,67	1,64E+06	-5,05E+06

3.3.4 DISEÑO DE LA TOLVA

Para el diseño de la tolva nos basaremos en el esfuerzo que determinará de que material se construirá

$$\sigma_c = F / A$$

$$F = 88,38 \text{ N}$$

$$A = 0,00003556 \text{ m}^2$$

$$\sigma_c = 2,49 \text{ MPA.}$$

para el cálculo de la fuerza tenemos los siguientes datos:

Volumen de la tolva: $0,006322 \text{ m}^3$ este valor equivale al 3,7% de un quintal

Densidad de las cabezas de camarón: $1426,49 \text{ kg/ m}^3$

La fuerza aplicada: $0,006322 * 1426,49 * 9.8 = 88,38 \text{ N}$

Para el esfuerzo que se produce el material utilizado debería ser un acero ASTM A36. Este material soportaría un esfuerzo de compresión igual 25 MPa que es lo suficientemente fuerte y seguro. Para el espesor de la plancha se selecciona una de 4,7 mm con este valor aseguramos que no habrá problemas en la cedencia del material, en vista de que existe un factor de seguridad de 10.

3.3.5 DISEÑO DE LA CARCAZA

La carcaza deberá ser tubular lo que permitirá tener rigidez en el sistema. De acuerdo al tamaño del tornillo que en este caso es 152,4 mm (6") de diámetro se debe seleccionar un tubo de 177,8 mm (7") de diámetro y el espesor de este tubo hueco se considera de 4 mm material acero al carbono A36. Haciendo el análisis de cilindro de paredes delgadas tenemos:

$$\sigma_{t,m\acute{a}x} = p * (d_i + t) / (2 * t)$$

$$\sigma_{t,m\acute{a}x} = \text{Esfuerzo tangencial m\acute{a}ximo}$$

p = presión interna que actúa sobre la superficie lateral

$$p = 7,63 \times 10^3 \text{ N/m}^2$$

d_i = diámetro interior

t = espesor de la pared = 4 mm

$$d_i = 152,4 - 2(4) = 144,4 \text{ mm}$$

$$\sigma_{t,m\acute{a}x} = 0,1415365 \text{ MPa}$$

$$t / r = 4 / 72,2 = 0,05$$

Puesto que esta razón es igual a 1/20 puede aceptarse como válida la definición de la teoría de cilindros de paredes delgadas que indica que si esta razón es menor o igual a 1/20 se puede considerar

que el esfuerzo radial producido por la presión del contenido del cilindro es muy pequeño en comparación al esfuerzo tangencial (48).

3.3.6 DISEÑO DE LA TAPA DE SEGURIDAD

Para la tapa bridada es necesario que se considere la presión que soportará al final del proceso además debemos tomar en cuenta el diámetro del tornillo y el espesor de la tapa.

$$\text{Esfuerzo de compresión en el elemento} = P/A (1 + (ec / k^2)) \quad (48)$$

P = Carga de compresión

A = Area de compresión

e = excentricidad

c = distancia al centroide del elemento (espesor de la tapa)

k^2 = Radio de giro

$$P/A = 6,69 \text{ MPa}$$

$$e = 84,93 \text{ mm}$$

$$c = 2,38 \text{ mm}$$

$$I = \pi * (D^4 - d^4) / 64 = 3,39 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$A = 0,00257 \text{ m}^2$$

$$k^2 = I / A = 0,01319 \text{ m}^2$$

Esfuerzo máximo de compresión en el elemento = 6,79 MPa

Espesor de la tapa de seguridad = 4,76 mm

Por lo cual usaremos acero ASTM A36 que tiene una resistencia a la cedencia equivalente a 25 MPa para la construcción de la tapa de seguridad.

3.3.7 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS SELLOS Y COJINETES

Para la selección del cojinete se lo hará de acuerdo a la tabla del manual técnico 284S de STEYR a continuación detallada obtendremos la carga unitaria.

TABLA 3.14

DURACION NOMINAL L_h EN HORAS DE SERVICIO

CONDICIONES DE SERVICIO	L_h (HR)
Aparatos y equipos domésticos de poco uso, p. ej. aparatos domésticos	500 2000
Servicio corto o intermitente p. ej. automóviles	20004000
Tiempo de servicio diario - medio	4000 8000
Perturbaciones de marcha son de poca importancia	

$$L_h \text{ (HR)} = 6000$$

$$L = L_h * 60 * n / 10^6$$

L = duración nominal en millones de revoluciones

n = velocidad de giro (rpm) = 26,54 rpm

$$L = 9,55$$

Torque 13708,66 Kgf - cm

Longitud del eje 183,3 cm

Fuerza debida al Torque 74,78 Kgf

Por Laboratorio encontramos 5.373,33 Kgf

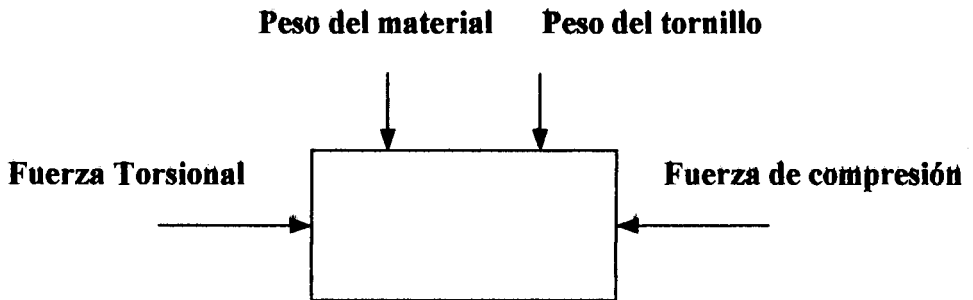
la fuerza de compresión

(tabla 3.)

Fuerza Radial total 939,8 Kgf

Peso del material 87,71 Kgf

FIGURA 3.5
DIAGRAMA DE CARGAS EN EL TORNILLO PARA
SELECCION DE RODAMIENTOS



$$\text{Fuerza axial} = \text{Fuerza de compresión} - \text{Fuerza Torsional}$$

$$\text{Fuerza axial} = 52,66 \text{ KN} - 0,732 \text{ KN} = 51,93 \text{ KN}$$

$$\text{Fuerza radial} = \text{Peso del material} + \text{Peso del tornillo}$$

$$\text{Fuerza radial} = 0,348 \text{ KN} + 4,54 \text{ KN} = 4,88 \text{ KN}$$

1. Debido a que la carga axial es mucho mayor a la carga radial la carga dinámica equivalente P se asumirá igual a la fuerza axial para la primera iteración.
2. Obtenemos $P = 51,93 \text{ KN}$
3. Obtenemos la capacidad de carga dinámica C de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$C = (L)^{1/p} * P$$

p = exponente de duración

p = 3,33 para rodamiento de rodillos

P = Carga dinámica equivalente

$C = 102,19$

4. Obtenemos las siguientes relaciones

$$F_a / F_r = 10,64$$

$$F_a / C_o = 0,508$$

5. De la tabla 2.2/3 del manual técnico 284S de STEYR (anexo A) para selección de rodamientos interpolando obtenemos los valores de:

$$e = 0,433$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,018$$

$$P = X F_{RADIAL} + Y F_{AXIAL}$$

X =Factor dinámico de carga radial

Y =Factor dinámico de carga axial

F_{RADIAL} = Carga radial

F_{AXIAL} = Carga axial

6. Obtenemos nuevamente P tomando los valores de X e Y de lo cual obtenemos $P = 55,59 \text{ KN}$
7. Calculamos C con este nuevo valor de P y obtenemos $C = 109,39$ volviendo al manual de STEYR para selección de rodamientos (anexo B) obtenemos un valor de $C = 96,3$
8. Repetimos los pasos anteriores para encontrar P igual a $55,02 \text{ KN}$ y obtenemos el nuevo $C_o = 108,27$. Regresamos al anexo B encontramos que para este valor de C_o el nuevo C es $96,3$ por lo tanto el modelo seleccionado tiene las siguientes dimensiones:

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$D = 110 \text{ mm}$$

$$T = 23,75 \text{ mm}$$

$$C_o = 114 \text{ KN}$$

SELECCIÓN DEL SELLO

Para evitar la entrada de polvo y materias extrañas y retener lubricante el montaje del cojinete incluirá un sello de fieltro el cual puede usarse en la lubricación por grasa que es la que recomendamos además se vuelve óptimo al tener velocidades bajas como en este sistema.

3.3.8 SELECCION DE SISTEMA DE TRANSMISION

De acuerdo con lo calculado anteriormente la capacidad del motor debe ser de 5 Hp. A esta potencia de motor le corresponde una velocidad de 1725 RPM que es lo común en el mercado. Se requiere para un buen funcionamiento del sistema 26,54 RPM, lo que nos obliga al uso de un motoreductor por lo que encontramos en el mercado la reducción más accesible es a 115 RPM (anexo C).

Para la selección del sistema de reducción tomaremos en consideración que se requiere ir de 115 RPM que es la velocidad del motoreductor a 26,5 RPM que es la velocidad del tornillo para lo cual se hace referencia en el anexo D con los siguientes parámetros:

Revoluciones por minuto

Kilowatt de diseño

En el cálculo del motor obtuvimos 5 hp que equivalen a 3,73 Kw con una velocidad de 115 RPM así encontramos en el gráfico que la catarina debería tener 20 dientes.

De la tabla a continuación detallada se obtiene el factor de servicio

$$K_s = 1,2$$

TABLA 3. 15
FACTORES DE SERVICIO SUGERIDOS PARA K_s

		FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
		Característica de momento torsional normal	Momento torsional alto o no uniforme
Característica de impulso			
Uniforme		1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Choque ligero		1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Choque mediano		1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Choque fuerte		1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Fuente : Tabla 17-11 del libro de Diseño de Ing. Mecánica de Shigley (quinta edición).

Por lo tanto la potencia de diseño será:

$$H_r = K_s * H_p = 1,2 * 5 = 6 \text{ Hp}$$

La potencia corregida será:

$$H_r' = K_1 * K_2 * H_r$$

De los anexos E y F obtenemos K1 y K2, Hr lo obtenemos de la interpolación del anexo G por lo tanto:

$$Hr' = 1,18 * 1,7 * 6,09 = 12,21$$

Lo cual satisface nuestro diseño. La elección de cadena es la Num. 80.

Del anexo H se ve que el paso de la cadena es 1 pulgada. Usando una distancia entre centros de 42 pulgadas la longitud de la cadena será:

$$L/p = 2 * C + (N1 + N2) / 2 + (N2 - N1)^2 / (4 * \pi^2 (C/p))$$

$$C = \text{dist. entre centros} = 42 \text{ in} = 1 \text{ mt.}$$

$$N1 = \text{Num. dientes catarina menor} = 20$$

$$N2 = \text{Num. dientes catarina mayor} = 87 \text{ (de la relación velocidades y número de dientes)}$$

$$p = \text{paso de la cadena} = 1 \text{ pulg.}$$

$$L = \text{longitud de la cadena}$$

$$L/p = 140,2 \text{ pasos}$$

Llevando al número de pasos par más próximo será 140 pasos por lo que el reajuste en la distancia intercentral será 41,89 pulgadas.

3.3.9 DISEÑO DEL SISTEMA DEL TRANSPORTE DEL MATERIAL

Dado el flujo del sistema 5 Toneladas de cabezas de camarón por hora eso quiere decir 83,33 Kilogramos por minuto tenemos:

Un saco de 1 quintal (100x20x85)

Volumen	0,170 m ³
Dens.Apar.	1426,496 kg/ m ³
Caudal	0,058 m ³ /min
fluj.ent/DenAp	3,505 m ³ /hr
En 1 minuto	3096,036 cabezas de camarón

El sistema de transporte se seleccionó por catálogo de bandas para alimentos de acuerdo a la resistencia que va a resistir y el costo de la misma. La longitud de banda total es 15 metros con un ancho de 0,3048 metros.

Para el transporte del material necesitaremos como accesorios las chumaceras y un motor de 0,186 Watt.

3.3.10 DISEÑO DE LA RAMPA DE DESAHOGO

La rampa requiere desalojar el líquido formado a partir de la compresión este es equivalente aproximadamente al 48% de la masa ingresada eso es 2400 kg/hr o 10,5 galones por minuto para luego ser transportado a una centrífuga y de allí ser añadido a al secador rotatorio.

El inicio de la rampa será donde termina la compresión bajo el Dado (placa de compresión) y la inclinación para la rampa se eligió 5° con la horizontal ya que se necesita llevarla hasta el extremo contrario. Existe la opción de bombear este líquido hasta la centrífuga o almacenarla en un tanque y después bombear.

3.3.11 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DE SUJECCIÓN

Para la prensa de tornillo con diámetro de 152,4 mm se selecciona pernos de 9,525 x 38,1 mm.

Analizaremos a la rigidez de los pernos seleccionados:

$$k_b = A * E / l$$

$$k_b = \pi * d^2 * E / 4 l$$

d : diámetro del perno : 9,525 mm

E: módulo de rigidez : 207 GPa

l : agarre del perno (espesor)

TABLA 3.16

RESUMEN DE SELECCION DE PERNOS

	Número de pernos	Agarre del perno (espesor) mm.	Diámetro del perno mm.
Tapa bridada	6	0,0127	9,525
Plato de sello	4	0,0047625	9,525
Entrada del producto	12	0,0047625	9,525

Del libro de Diseño de Shigley la ecuación 8-16 nos da la rigidez de elementos:

$$k_m = (0,577 * \pi * E * d) / 2 \ln t$$

$$t = (5 * (0,557 * l + 0,5 * d) / (0,577 * l + 2,5 * d))$$

E: Módulo de elasticidad del acero = 207 Gpa

l: agarre del perno

d : diámetro del perno

TABLA 3.17
DATOS PARA CALCULAR RIGIDECES DE PERNOS

	k_b	k_m
Tapa bridada	1161412443	2693968069
Plato de sello	3097099848	5160175280
Entrada del producto	3097099848	5160175280

Factor de Seguridad

$$C = k_b / k_m + k_b \quad (C: \text{Razón de Rigidez})$$

TABLA 3.18
ESPECIFICACIONES ASTM PARA PERNOS DE ACERO

Designación	Intervalo	(Sp) Resistencia límite	Material
ASTM	de Tamaños	mínima a la tensión	
Núm.		$\times 10^6 \text{ Pa}$	
A307	$\frac{1}{4} - 1 \frac{1}{2}$	227,54	Acero de bajo carbono
A325	$\frac{1}{2} - 1$	1011,07	Acero de mediano carbono, templado y revenido
Tipo I	$1 \frac{1}{8} - 1 \frac{1}{2}$	880,23	
A325	$\frac{1}{2} - 1$	1011,07	Acero martensítico de bajo carbono
Tipo 2	$1 \frac{1}{8} - 1 \frac{1}{2}$	880,23	

TABLA 3.19
CARACTERISTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC Y UNF

Diametro mayor nominal (mm)	Hilos por pulgada N	Area de esfuerzo de tensión A_t (mm²)	Area al diámetro menor A_r (mm²)
7,9375	18	33,81	29,29
9,525	16	50	43,74
11,11	14	68,58	60,19
12,7	13	91,55	81,09

$$A_t = 5 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$S_p = 227,54 \text{ MPa}$$

PRECARGA DE PERNOS. CARGA ESTÁTICA

$$F_f = 0,75 * A_t * S_p$$

$$F_f = 8,53 \times 10^3 \text{ Pa}$$

La fuerza máxima de separación será equivalente a la fuerza de compresión en el sistema de prensado.

$$F = 6,69 \times 10^3 \text{ N/m}$$

FACTOR DE SEGURIDAD

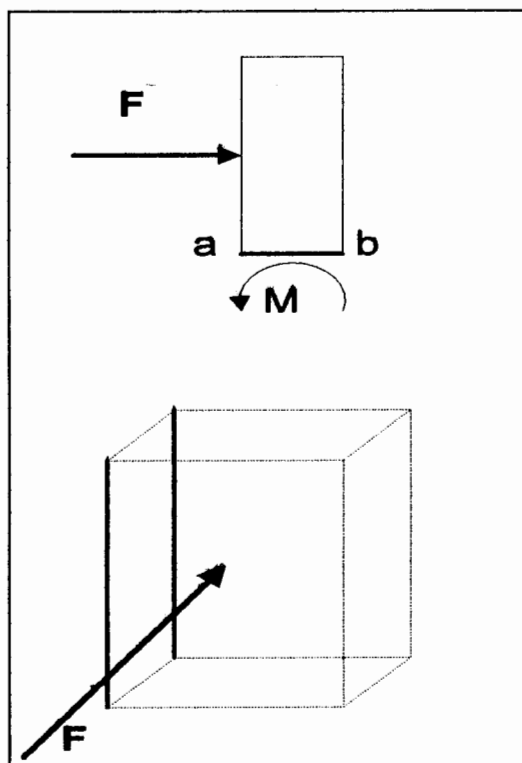
$$n = S_p * A_t - F_1 / C * (F / N)$$

	n
Tapa bridada	1,1 x 10 ⁴
Plato de sello	1,1 x 10 ⁴
Entrada del producto	1,1 x 10 ⁴

3.3.12 DISEÑO DE SOLDADURA

Puesto que las aletas van a ser soldadas para formar el tornillo determinaremos el factor de seguridad que usaremos en la soldadura a tope. Este factor de seguridad estará determinado contra falla estática y contra falla por fatiga.

FIGURA 3.6
DIAGRAMA DE SOLDADURA DE LA ALETA



Falla estática:

Los efectos producidos valen:

$$M = 24173,07 \text{ Kgf-cm}$$

$$F = M / d = 24173,07 / 2,3 = 10.501,47 \text{ Kgf}$$

El área de la garganta lo obtenemos de la tabla 9-3 del libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley quinta edición

$$A = 1,414 * h * d$$

$$h = \text{Grosor del cordón de soldadura} = 0,635 \text{ cm}$$

$$d = \pi () * \text{diámetro del eje} = 18,95 \text{ cm}$$

$$A = 17,01 \text{ cm}^2$$

$$I_u = d^3 / 6$$

$$I_u = 1.134,16 \text{ cm}^3$$

$$I = 0,707 h * I_u = 509,17 \text{ cm}^4$$

En el punto a del gráfico anterior está sometido a un esfuerzo cortante debido al momento y debido a la fuerza F luego el esfuerzo total es:

$$\tau_t = F / A + M * c / Y$$

$$I/c = Z = 509,17 / 2,3$$

$$Z = 221,38 \text{ cm}^3$$

$$F / A = 10.501,47 / 17,01$$

$$F / A = 617,37 \text{ Kgf} / \text{cm}^2$$

$$M * c / I = 24173,07 / 221,38$$

$$M * c / I = 109,19$$

$$\tau_t = 617,37 + 109,19$$

$$\tau_t = 726,56 \text{ Kgf} / \text{cm}^2$$

$$n = 0,577 * S_y / \tau_t$$

$$n = 0,577 * 2.536,37 / 726,56$$

$$n = 2$$

El factor de seguridad que previene contra la fluencia estática en la unión soldada es 2.

Ahora el factor de seguridad contra falla por fatiga estará determinado por:

$$S'_e = 0,504 * S_{ut} = 0,504 * 58 = 29,23 \text{ kpsi} = 2059,53 \text{ kgf/cm}$$

$$k_a = a S_{ut}^b = 39,9 (58)^{-0,995} = 0,7$$

a y b obtenemos de la tabla 3.10

Basados en la figura 7-8 del libro de Diseño de Shigley obtenemos el diámetro equivalente:

$$d_e = 0,808 (h * b)^{1/2} = 1,103 \text{ in}$$

$$h = 0,25 \text{ in (ancho del cordón soldadura)}$$

$$b = 7,46 \text{ in (largo del cordón)}$$

De la ecuación 7-15 del libro de Diseño de Shigley se halla el factor de tamaño:

$$k_b = (d_e / 0,3)^{-0,1133}$$

$$k_b = 0,86$$

En el caso de torsión, el factor de carga es $k_c = 0,577$ debido a la presencia de torsión y cortante y $k_d = 1$ además $k_e = 1$ debido a que no opera a temperaturas elevadas y no se considera efectos diversos.

La resistencia a la fatiga, corregido totalmente, para el metal de soldadura en cortante es:

$$S_{se} = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e$$

$$S_{se} = 0,7 * 0,86 * 0,577 * 1 * 1 * 29,23 = 10,15 \text{ kpsi} = 715,34 \text{ kgf / cm}^2$$

$$\tau_a = 726,56 / 2 = 363,28 \text{ kgf / cm}^2$$

$$\tau_m = 363,28 \text{ kgf / cm}^2$$

$$S_{ut} = \text{de la tabla 1-1 (28)} = 58000 \text{ psi} = 4086,37 \text{ Kgf / cm}^2$$

$$S_{su} = \text{de la ec. 7-43 del libro de Shigley} = 0,67 * S_{ut}$$

$$S_{su} = 2737,86 \text{ kgf / cm}^2$$

$$n = S_{se} * S_{su} / (\tau_a * S_{su} + \tau_m * S_{se})$$

$$n = 715,34 * 2737,86 / (363,28 * 2737,86 + 363,28 * 715,34)$$

$$n = 1,6$$

A continuación se presenta un resumen de los resultados de los factores de seguridad:

Resistencia a la fluencia en las aletas	El equipo soportará un máximo de 688 * 10³ ciclos
Resistencia a la compresión	El espesor adecuado para las aletas del tornillo será: 18 mm
Análisis de Carga estática	El diámetros del eje del tornillo será: 57,88 mm El factor de seguridad es $n = 2,36$
Análisis de Fatiga	El ciclo es $N = 7,9 * 10^6$ ciclos lo que implica duración infinita
Confiabilidad	El factor de seguridad es $n = 10,6$
Fluencia estática en la unión soldada	El factor de seguridad es $n = 2$
Falla por fatiga en la unión soldada	El factor de seguridad es $n = 1,6$

CAPITULO IV.
ANALISIS DE COSTOS

IV . ANALISIS DE COSTOS

De acuerdo a lo estipulado en nuestro medio los costos tienen que ver con el material que va a ser utilizado incluyendo el desperdicio que se genera. La cotización entregada pertenece a una empresa de nuestro medio, la cual analizando el sistema que se ofrece en esta tesis presento la propuesta que a continuación se detalla:
(anexamos hoja original)

COSTOS PARA LA CONSTRUCCION DE UNA PRENSA DE FLUJO CONTINUO

Cant. U.	Descrip.c.	Largo		Ancho		Espesor		Peso/U		Total		Costo/U Dolares	Costo total dolares
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg	Kg	Kg	Kg		
1 Kg	Material A-36	2440	1220	18,00	593,54	593,54	2,00	1187,09					
1 Kg	Material A-36	2440	1220	4,00	93,47	93,47	2,00	186,94					
2 Kg	Material A-36	2440	1220	3,00	70,1	140,21	2,00	280,41					
1 U	tubo D. 1 ½ Ced.40 x 3 mt	3000				26,58	40,00	120,00					
2 U	Chumacera 1 ½"						10,00	20,00					
1 U	Eje Diam. 1 ½"	1000			8,95	8,95	2,00	17,90					
1 U	Motor Reductor						600,00	600,00					
1 U	Sistema de Reducción de Velocidad:						300,00	300,00					
40 Hr	Costo mano de obra:						9,50	380,00					
40 Hr	Costo Hora - Máquina:						6,25	250,00					
1 U	Banda de 12" EP-12						44,19	662,79					
1 caja	Grapas con pasador para ajustar banda (27-K) 1 caja (4 parejas)						29,53	29,53					
100 U	Tornillos de elevación 1 caja (100 unid.)						0,30	30,00					
4 U	Chumaceras de pared						23,26	93,02					
1 U	Sistema piñón cadena						116,28	116,28					
1 U	Motor Reductor						279,07	279,07					
	TOTAL							4553,04					
	10 % IVA							455,30					
	TOTAL A PAGAR							5008,34					

RESUMEN GENERAL DE COSTOS

DOLARES

Costos de materia prima	3.923,04
Costos mano de obra	630,00
Costo de diseño	1.500,00
Dirección Técnica	908,00
Imprevistos	303,00
Costo Total	7264,04

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. La prensa de flujo continuo para comprimir las cabezas de camarón tiene un costo total de dólares \$ 7.264,04.
2. Los cálculos han sido estimados en base al 80% de humedad en las cabezas de camarón
3. La prensa de flujo continuo tiene una capacidad de 5 toneladas de cabezas de camarón por hora eso implica procesar 3096 cabezas de camarón por minuto aproximadamente
4. Al inicio del proceso se considera un 90% del llenado para poder lograr la compresión requerida y mantener una presión y arrastre constante a lo largo del tornillo

5. El sistema podría patinar en caso de recibir un menor flujo al ingresar el material a la prensa.
6. Los datos relacionados con volúmenes y pesos del camarón que sirvieron para obtener una densidad aparente del mismo, fueron procesados en la máquina INSTRON de la Facultad de Ingeniería Mecánica; en el anexo I se muestran fotos de la prueba. Es necesario que se realice este proceso para poder hacer un estimativo de la densidad puesto que esta puede variar dependiendo del tipo de camarón y si este fue previamente cocinado. En nuestro caso la prueba se hizo sin que este hubiera recibido alguna forma de secado previo al análisis.
7. Para tener una mayor eficiencia en el proceso el líquido desalojado que aún contiene altas proteínas además de que consigo lleva pequeñas partículas sólidas; debería ser recogido y luego bombeado a una centrífuga la cual pulverizará la sustancia que luego puede ser insertada en el proceso en la máquina rotatoria de secado.
8. Para el análisis del proceso se requiere tomar el porcentaje de proteínas que contenga la torta expulsada de la prensa e ir afinando la presión en el plato al final de la prensa por medio del resorte.

9. En este proyecto no está considerado la forma de dosificación en la tolva de la prensa debido a que lleva un sistema de transporte continuo desde un pozo. El material al ser llevado por transportadores a la tolva va a dar la dosificación automática; el gráfico de este sistema se muestra en el anexo J.

10. Para la instalación del sistema debe considerarse la vibración que se producen a pesar de las bajas revoluciones en las que trabaja pues los esfuerzos que se alcanzan son elevados.

11. Este sistema está dirigido a una pequeña industria con un costo relativamente alto. A pesar de no tener un actual estudio de mercadeo existen algunas pequeñas empresas que están procesando harina de camarón para los balanceados de pescado y camarón. La presencia de la harina de camarón en una dieta de balanceado alcanza de un 2 - 4 % de la mezcla. Por lo que la amortización de la inversión será:

A	B	C	D	E
\$ 7.264,04	3.456,00	7	24.192,00	4

Datos obtenidos de AFABA (Asociación de Fabricantes de Balanceado)

A: Costo inicial (Dólares)

B: Volumen de ventas proyectadas (Ton. Mt/año)

C: Utilidad designada al equipo (Dólares/ton)

D: Utilidad neta al Año (Dólares/ton)

E: Tiempo recuperación (Meses)

ANEXOS



LIBRERIA

1

ANEXO A

FACTORES DE CARGA DINÁMICA

Fuente: Tabla 2.2/2 del Manual Técnico 284S de STEYR

Tabla 2.2/2 Factores de carga dinámica para cargas combinadas

Rodamientos radiales de una hilera $\frac{F_a}{F_r} \leq e : X = 1, Y = 0$

Tipo de rodamiento	F_a/C_0	e	$\frac{F_a}{F_r} > e$		Tipo de rodamiento	e	$\frac{F_a}{F_r} > e$			
			X	Y			X	Y		
161, 160 60, 62, 63, 64 RLS, RMS	0,014	0,19		2,3	302 10 11 ... 13 14 15 16 ... 22 24	0,42		1,45		
	0,026	0,22		2,0		0,41		1,5		
	0,056	0,26		1,7		0,42	0,4	1,45		
	0,084	0,28	0,56	1,55		0,44		1,4		
	0,11	0,30		1,45		0,42		1,45		
	0,17	0,34		1,3		0,44		1,4		
	0,26	0,38		1,15						
	0,42	0,42		1,05		303 02 ... 03 04 ... 05 06 ... 07 08 ... 20	0,29		2,1	
	0,58	0,44		1,0			0,30		2,0	
							0,31	0,4	1,9	
				0,34			1,75			
E, L, M, BO		0,2		0,5	2,5		313 05 ... 13 322 06 ... 08 09 10 ... 12 13 14 15 ... 16 17 ... 22 24	0,83	0,4	0,72
72 B, 73 B		1,14		0,35	0,57			0,37		1,6
QJ 2, QJ 3 *)		0,95	0,6	1,07	0,40				1,5	
320 04 X, 320/22 X 05 X ... 07 X 08 X ... 09 X 10 X 11 X 12 X ... 40 X	0,39			1,55	0,42			0,4	1,45	
	0,44			1,35	0,40				1,5	
	0,39		0,4	1,55	0,42				1,45	
	0,44			1,35	0,43	1,4				
	0,39			1,55	0,42	1,45				
	0,44			1,35	0,43	1,4				
302 03 ... 04 05 ... 08 09	0,35			1,75	1 323 05 06 ... 07 08 ... 15	0,30			2,0	
	0,38			1,6		0,31	0,4	1,9		
	0,41			1,5		0,34		1,75		

*) $F_a/F_r > e : X = 1, Y = 0,66$

Rodamientos radiales de dos hileras

Tipo de rodamiento	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		Tipo de rodamiento	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$			
		X	Y	X	Y			X	Y				
42	véase rodamientos rígidos de una hilera de bolas, excepto (F/C) ... = 0,1					22 00 ... 01 02 ... 04 05 06 ... 07 08 ... 09 10 ... 14 15 ... 17 18 ... 19 20 ... 22	0,58		1,1		1,7		
32, 33	0,86	1	0,73	0,62	1,17		0,47		1,35		2,1		
72 BG, 73 BG *)	1,14	1	0,55	0,57	0,93		0,39		1,8		2,5		
12 00 01 02 03 04 05 06 07 08 ... 09 10 11 12 ... 13 14 ... 22	0,33				3,0		1	0,37		1,75	0,85	2,65	
	0,35				2,8			0,31		2,05		3,15	
	0,33				3,0			0,27		2,3		3,55	
	0,30				3,2			0,25		2,45		3,8	
	0,31				3,1			0,27		2,3		3,6	
	0,29	1	0,65	3,35	4,1			0,28		2,2		3,45	
	0,25	1	2,5	3,85	4,5			23 00 01 02 ... 05 06 ... 11 12 ... 15 16 ... 22	0,63			1,0	
	0,24			4,1	4,6	0,57				1,1			1,7
	0,22			4,5	5,0	0,49				1,3			2,0
	0,21			4,6	5,1	0,43			1	1,45		0,85	2,25
0,20			5,0	5,4	0,39		1,65			2,5			
0,19			5,1	5,4	0,37		1,7			2,65			
0,18			5,4	222 05 C 06 ... 07 08 09 10 ... 13 14 15 16 ... 17 18 19 ... 20 22 ... 30	0,37		1,6			2,7			
13 00 01 02 ... 03 04 ... 05 06 ... 08 09 ... 11 12 ... 13 14 ... 20 21 22	0,33				3,0	1	0,35			1,9	0,87	2,85	
	0,35				2,8		0,33			2,0		3,0	
	0,33				3,0		0,31			2,2		3,25	
	0,30				3,25		0,28		2,4	3,55			
	0,28	1	0,85		3,65		0,27		2,5	3,75			
	0,25				3,95		0,26		2,8	3,9			
	0,24				4,05		0,25		2,7	4,0			
	0,23				4,25		0,27		2,55	3,6			
	0,25				3,9		0,28		2,45	3,6			
	0,23			4,25	0,29			2,3	3,45				
223 06 ... 10 C 11 ... 12 13 14 15 ... 16 17 ... 22 24 ... 26 28	0,42			2,4	1	0,40		1,7	0,87	2,5			
	0,39			2,8		0,39		1,75		2,6			
	0,37			2,7		0,37		1,6		2,7			
	0,39			2,8		0,39		1,75		2,8			
	0,37			2,7		0,37		1,6		2,7			
	0,38			2,8		0,38		1,9		2,9			
	0,37			2,7		0,37		1,6		2,7			

*) No vale para disposición en tándem

ANEXO B

TABLA DE RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS

Fuente: Página 236 del Manual Técnico 284S de STEYR

Parte 1:

Dimensiones principales			Denominación	Capacidad de carga				Dimensiones principales			Denominación	Capacidad de carga					
d	D	T		C _{rmod}	C _{0mod}	C _{ISO}	C _{0ISO}	d	D	T		C _{rmod}	C _{0mod}	C _{ISO}	C _{0ISO}		
mm			kN				mm			kN							
15	42	14,25	303 02	22,1	19,9	19,8	12,8	40	90	25,25	303 08	84,9	84,4	75,1	58,5		
17	40	13,25	302 03	18,7	18,5	18,6	11,4	80	25,25	313 08	72,8	80,8	64,4	54,7			
	47	15,25	303 03	27,4	25,0	24,2	15,8	80	24,75	322 08	73,2	85,9	64,8	52,9			
20	42	15	320 04 X	23,8	26,8	21,1	16,4	45	80	35,25	323 08	114	140	101	88,4		
		47	15,25	302 04	27,4	28,2	24,2		17,5	80	32	332 08 C	102	132	90,5	81,2	
		52	16,25	303 04	33,5	32,2	29,8		20,3	75	20	320 09 X	57,4	73,2	50,8	44,3	
22	44	15	320/22 X	24,7	28,8	21,9	17,8	85	20,75	302 09	65,3	78,3	57,8	48,8			
			100	27,25	303 09	108	120	93,8	74,4								
			100	27,25	313 09	89,9	102	78,8	89,0								
25	47	15	320 05 X	26,5	32,4	23,5	19,8	85	24,75	322 09	78,9	97,1	89,8	59,8			
			52	16,25	302 05	30,2	32,7	28,7	20,1	100	38,25	323 09	137	170	121	105	
			62	18,25	303 05	44,2	42,8	39,1	28,9	50	80	20	320 10 X	60,1	87,3	53,2	62,4
			62	25,25	313 05	37,4	39,8	33,1	27,0		90	21,75	302 10	74,5	90,4	65,9	55,4
28	52	16	323 05	57,9	60,9	51,2	38,2	110	29,25	303 10	123	140	109	88,9			
			110	29,25	313 10	103	117	91,3	79,2								
			110	29,25	322 10	80,7	100	71,5	61,4								
			110	42,25	323 10	169	212	149	131								
30	55	17	320/28 X	31,2	38,3	27,8	23,4	55	90	23	320 11 X	79,5	118	70,4	69,8		
			320 06 X	35,1	43,6	31,0	26,8		100	22,75	302 11	88,5	108	78,3	84,7		
			62	17,25	302 06	40,0	43,6		35,4	26,9	120	31,5	303 11	141	181	125	99,9
			72	20,75	303 06	55,4	56,0		49,0	34,9	120	31,5	313 11	120	137	108	92,7
			72	20,75	313 06	45,7	48,8		40,5	33,1	100	26,75	322 11	104	130	91,8	79,8
			62	21,25	322 06	49,5	57,5		43,8	35,4	120	45,5	323 11	198	248	173	154
32	58	17	323 06	76,0	84,8	67,3	52,8	60	95	23	320 12 X	80,9	121	71,8	72,9		
			320/32 X	36,1	46,1	31,9	28,1		110	23,75	302 12	96,3	114	85,3	70,0		
			320 07 X	42,0	51,1	37,2	31,4		130	33,5	303 12	187	194	147	120		
			72	18,25	302 07	50,8	55,7		44,8	34,3	130	33,5	313 12	142	165	128	112
			80	22,75	303 07	71,1	73,7		62,9	48,0	110	29,75	322 12	124	158	110	97,0
			80	22,75	313 07	59,7	65,8		52,8	44,8	130	48,5	323 12	22,5	289	200	179
			72	24,25	322 07	85,0	77,0		57,5	47,4	85	100	23	320 13 X	82,0	126	72,8
80	32,75	323 07	94,1	108	83,2	68,3	120	24,75	302 13	113		135	100	82,7			
40	68	19	320 08 X	49,8	63,4	44,1	38,3	140	36	303 13	192	228	170	140			
			80	19,75	302 08	80,8	67,4	53,8	41,5								

ANEXO C

SISTEMA DE MOTOREDUCTOR (PRECIOS)

POWER TRANSMISSION SPEED REDUCERS

C-FACE RIGHT ANGLE SPEED REDUCERS

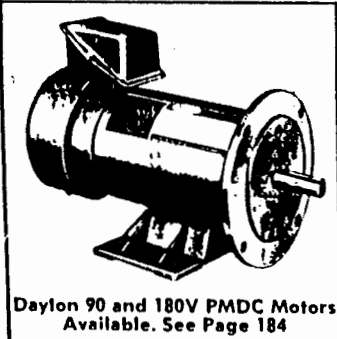


MAXIMUM PROTECTION FOR STANDARD AND SEVERE DUTY APPLICATIONS

See Dimensional Drawing and Chart on Following Page

- WINSMITH 24 MONTH LIMITED WARRANTY, see page facing inside back cover of catalog for details
- USDA APPROVED EPOXY COATING prevents rust and corrosion in washdown environments
- USDA rust preventative coating on all shafts
- Shaft slingers used to prevent contaminants from contacting oil seals
- Breather vent to prevent liquids from entering reducer
- Filled with Mobil SHC629 synthetic lubricant
- Double output shafts
- Reducers can be mounted with or without optional bases using pre-drilled and tapped holes provided. (See bases on facing page.)

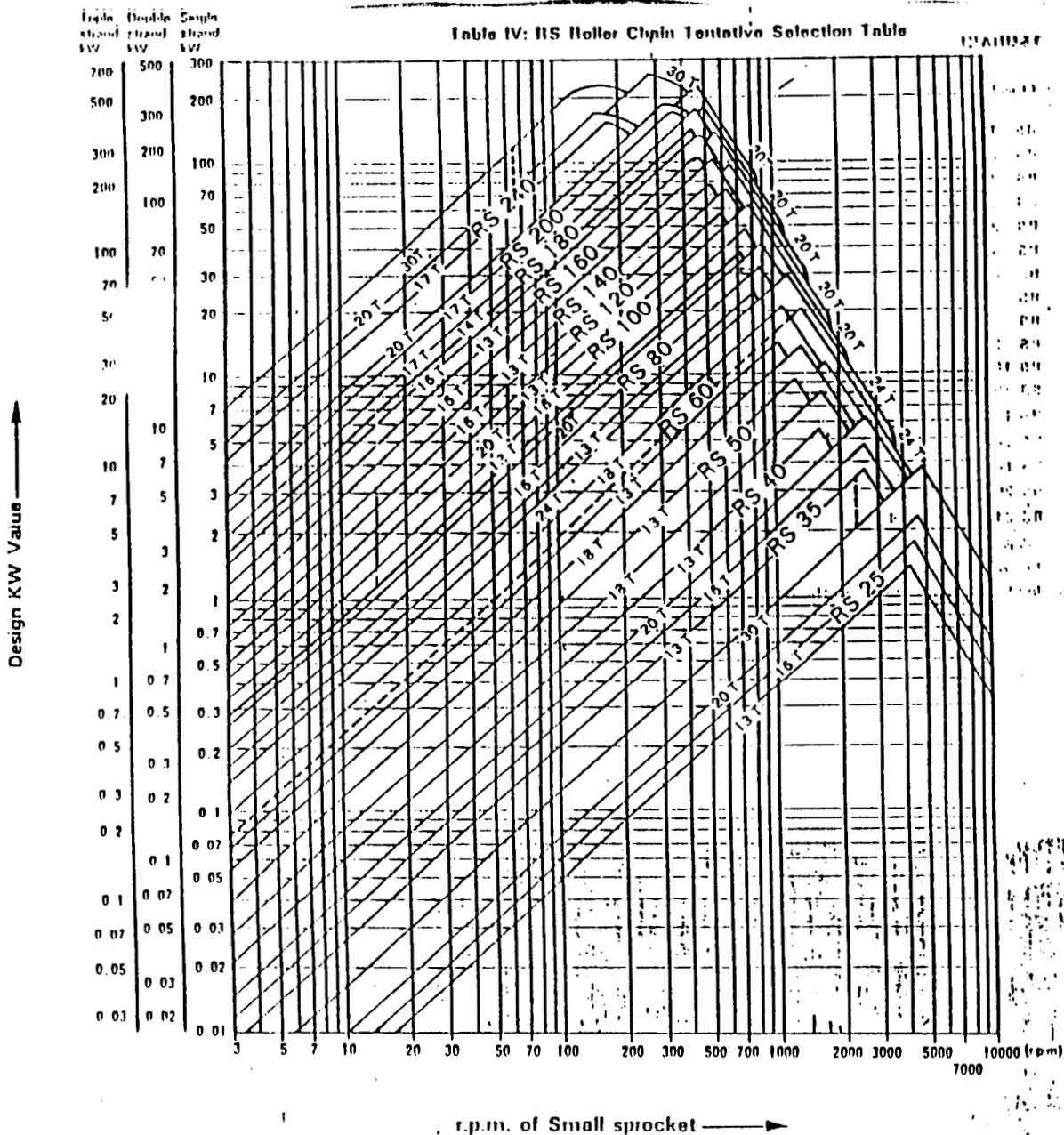
Nom-inal Output RPM at 1725 RPM	Worm NEMA Frame	Ctr. Dist.	Nom-inal Ratio	At 1725 RPM											Max. Torque	Wils-mith Model MWN-LR	Stock No.	List Price	Each		
				CONTINUOUS DUTY OUTPUT TORQUE In-Lbs. at Input Motor HP Shows (1.0 Service Factor)																	
				1/4 HP	1/3 HP	1/2 HP	3/4 HP	1 HP	1 1/2 HP	2 HP	3 HP	5 HP	7 1/2 HP	10 HP							
17	56C	2.37	100:1	301													579	924	11414	332.73	228
17	56C	2.65	100:1	508	726												771	926	11421	431.64	228
17	56C	3.50	100:1			952	1616										1078	935	11423	726.00	228
22	56C	2.37	80:1	421	599												739	924	11413	382.73	298
22	56C	2.65	80:1	427	608	974											985	926	11428	431.64	334
22	56C	3.50	80:1			795	1351	1906									2133	935	11422	726.00	361
29	56C	1.33	60:1	162													203	913	11494	274.17	298
29	56C	1.75	60:1	368													368	917	82777	295.31	298
29	56C	2.00	60:1	373	812												559	920	22721	338.53	298
29	56C	2.37	60:1	333	474	759											901	924	11412	382.73	298
29	56C	2.65	60:1		480	768	1200										1201	926	11419	431.64	334
29	56C	3.00	60:1		769	1206	1642										1809	930	22723	559.55	432
29	145TC	2.65	60:1		480	768	1200										1201	926	11431	431.64	334
29	145TC	3.00	60:1			769	1206	1642									1809	930	11438	559.55	432
29	145TC	3.50	60:1			1062	1499	2373									2575	935	11446	726.00	361
35	56C	1.33	50:1	140													214	913	11403	274.17	298
35	56C	1.75	50:1	318	416												416	917	11407	295.31	228
35	56C	2.00	50:1	321	440												594	920	22728	338.53	298
35	56C	2.37	50:1		285	407	651										955	924	11411	382.73	298
35	56C	2.65	50:1			658	1028										1275	926	11410	431.64	334
35	56C	3.00	50:1			658	1032	1405									1916	930	22722	559.55	432
35	145TC	2.65	50:1			658	1028										1275	926	11438	431.64	334
35	145TC	3.00	50:1			658	1032	1045									1916	930	11435	559.55	432
35	145TC	3.50	50:1					1281	2029	2776							2776	935	11438	726.00	361
43	56C	1.33	40:1	117													292	913	22713	274.17	298
43	56C	1.75	40:1	282	359												433	917	82778	295.31	228
43	56C	2.00	40:1	285	363	561											620	920	22718	338.53	298
43	56C	2.37	40:1		335	536	637										995	924	11410	382.73	298
43	56C	2.65	40:1		642	846	1150										1325	926	11417	431.64	334
43	56C	3.00	40:1		849	1156	1770										1983	930	22708	559.55	432
43	145TC	2.65	40:1		542	846	1150										1325	926	11428	431.64	334
43	145TC	3.00	40:1			849	1156	1770									1983	930	11434	559.55	432
43	145TC	3.50	40:1				1053	1668	2282								2769	935	11430	726.00	361
50	56C	1.33	30:1	201													225	913	22712	274.17	298
50	56C	1.75	30:1	204	279	432											444	917	82779	304.58	228
50	56C	2.00	30:1		282	436											634	920	22718	338.53	298
50	56C	2.37	30:1		416	550	883										1014	924	11489	382.73	298
50	56C	2.65	30:1			655	891	1362									1362	926	11418	431.64	334
50	56C	3.00	30:1				894	1369	1844								2006	930	22899	559.55	432
50	145TC	2.65	30:1				655	891	1362								1362	926	11428	431.64	334
50	145TC	3.00	30:1				894	1369	1844								2006	930	11433	559.55	432
50	145TC	3.50	30:1					1287	1762	2710							2745	935	11437	726.00	361
50	182TC	3.00	30:1					894	1369	1844							2006	930	11445	559.55	432
50	182TC	3.50	30:1						1287	1762	2710						2745	935	11448	726.00	361
80	56C	1.33	20:1	144	193												222	913	22711	274.17	298
80	56C	1.75	20:1	144	197	305											434	917	82780	295.31	228
80	56C	2.00	20:1		307	470	818										619	920	22717	338.53	298
80	56C	2.37	20:1			456	620	947									994	924	11488	382.73	298
80	56C	2.65	20:1				623	853	1283								1321	926	11418	431.64	334
80	56C	3.00	20:1					956	1287	1950							1975	930	22898	559.55	432
80	145TC	2.65	20:1				623	853	1283								1321	926	11427	431.64	334
80	145TC	3.00	20:1					956	1287	1950							1975	930	11432	559.55	432
80	182TC	3.00	20:1					956	1287	1950							1975	930	11444	559.55	432
80	182TC	3.50	20:1						1233	1896							2758	935	11447	726.00	361
115	56C	1.33	15:1	111	151	218											218	913	22716	274.17	298
115	56C	1.75	15:1		151	234	358										429	917	82781	295.31	228
115	56C	2.00	15:1			238	360	458									610	920	22718	338.53	298
115	56C	2.37	15:1				348	474	724	975							978	924	11426	382.73	298
115	56C	2.65	15:1					476	728	1088							1296	926	11428	431.64	334
115	145TC	2.65	15:1					476	728	1088							1296	926	11429	431.64	334
115	182TC	3.00	15:1					729	982	1488							1827	930	22887	559.55	432
115	182TC	3.50	15:1						729	982	1488						1827	930	11443	559.55	432
172	56C	1.33	10:1		77	104	160										2636	935	11448	726.00	361
172	56C	1.75	10:1			160	245	330									204	913	22788	274.17	298
172	56C	2.00	10:1				248	331	502								396	917	11406	295.31	228
172	56C	2.37	10:1					324	495	696							565	920	22718	338.53	298
172	56C	2.65	10:1						609	864							896	924	11429	431.64	334
172	145TC	2.65	10:1						609	864	1014	1704					1794	930	22898	559.55	432
172	182TC	3.00	10:1						609	864	1014	1704					1198	926	11426	431.64	334
345	56C	1.33	5:1		40	54	83	125	168								1794	930	11442	559.55	432
345	56C	1.75	5:1					125	168	255	333						171	913	22708	274.17	298
345	56C	2.00	5:1						169	255	342						333	917	11405	295.31	228
345	56C	2.37	5:1							252	339	513					461	920	22714	338.53	298
345	145TC	2.65	5:1							252	339	513					732	924	11421	382.73	298
345	182TC	3.00	5:1									864	1302				907	926	11424	431.64	334
																	1435	930	11441	559.55	432



Dayton 90 and 180V PMDC Motors Available. See Page 184

ANEXO D

DIAGRAMA DE SELECCION DE CADENA SISTEMA DE TRANSMISION



How to use this table

Example ----- Design KW—5 kW,

- a) Assume that the r.p.m. of the small sprocket is 100. Judging from the intersection point of design KW value of 5 kW and the r.p.m. value of 100, RS80 and a sprocket with either 17 teeth or 18 teeth can be selected. 17 teeth sprockets are more economical than 18 teeth.
 - b) Assume that the r.p.m. of the small sprocket is 300. RS60-15 teeth sprocket is appropriate from the intersection point in the same manner as the above. The line for RS50-24 teeth can also be seen near the intersection of 5 kW and 300 r.p.m. Therefore, either RS60-15 teeth or RS50-24 teeth can be selected. This table is used to make a tentative selection. The kilowatt rating table should be used to determine the most appropriate chain and sprocket.
- Kilowatt lines of 20, 24 and 30 teeth sprocket are shown only in the high speed range on the right hand side of above chart. When checking the kilowatt line of these sprockets, make a line parallel to the other lines on the left hand side of shown by the dotted line for RS60-24 teeth. When using a chain in the white part on the right side of the table, please consult 'Tsubaki'. When the chain speed is less than 50 m/min, it is more economical to select your IIS roller chain by the selection method for slow speed driving (see page 11).

ANEXO E

FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1

Fuente: Tabla 17-16 del libro de Diseño en Ingeniería en Mecánica de Shigley
5ta edición

Numero de dientes en rueda impulsora	Factor de corrección por dientes K_1
11	0.53
12	0.62
13	0.70
14	0.78
15	0.85
16	0.92
17	1.00
18	1.05
19	1.11
20	1.18
21	1.26
22	1.29
23	1.35
24	1.41
25	1.46
30	1.73

ANEXO F

FACTOR K₂ POR TORONES MÚLTIPLES

Fuente: Tabla 17-17 del libro de Diseño en Ingeniería en Mecánica de Shigley
5ta edición

Número de torones	K ₂
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3



ANEXO G

CAPACIDAD DE POTENCIA DE UNA CADENA

Fuente: Tabla 17-15 del libro de Diseño en Ingeniería en Mecánica de Shigley
5ta edición

TABLA 17-15
Capacidad de potencia (en hp) de una cadena de rodillos de paso sencillo y un solo
torón (o cordón) para una rueda catarina de 17 dientes (concluye)

VELOCIDAD DE LA RUEDA		NUMERO ANSI DE CADENA							
		80	100	120	140	160	180	200	240
Tipo B	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
	150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
	200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
	300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
	400	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
	500	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
	600	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
	700	31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
	800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
Tipo A	900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
	1000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
	1200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
	1400	22.7	27.2	31.5	35.6	0			
	1600	18.6	22.3	25.8	0				
	1800	15.6	18.7	21.6					
	2000	13.3	15.9	0					
	2500	9.56	0.40						
	3000	7.25	0						

Tipo C

Tipo C'

Nota: Tipo A: con lubricación manual o por goteo; tipo B: con lubricación de disco o por baño; tipo C: lubricación con chorro de aceite; tipo C': como el tipo C pero ésta es una región con especial dificultad; el diseño debe someterse al fabricante para evaluación.

Fuente: Recopilada de la sección de ANSI B29.1-1975 sólo para información, y de B29.9-1958.

ANEXO II

DIMENSIONES DE CADENAS DE RODILLO

Fuente: Tabla 17-13 del libro de Diseño en Ingeniería en Mecánica de Shigley
5ta edición

TABLA 17-13

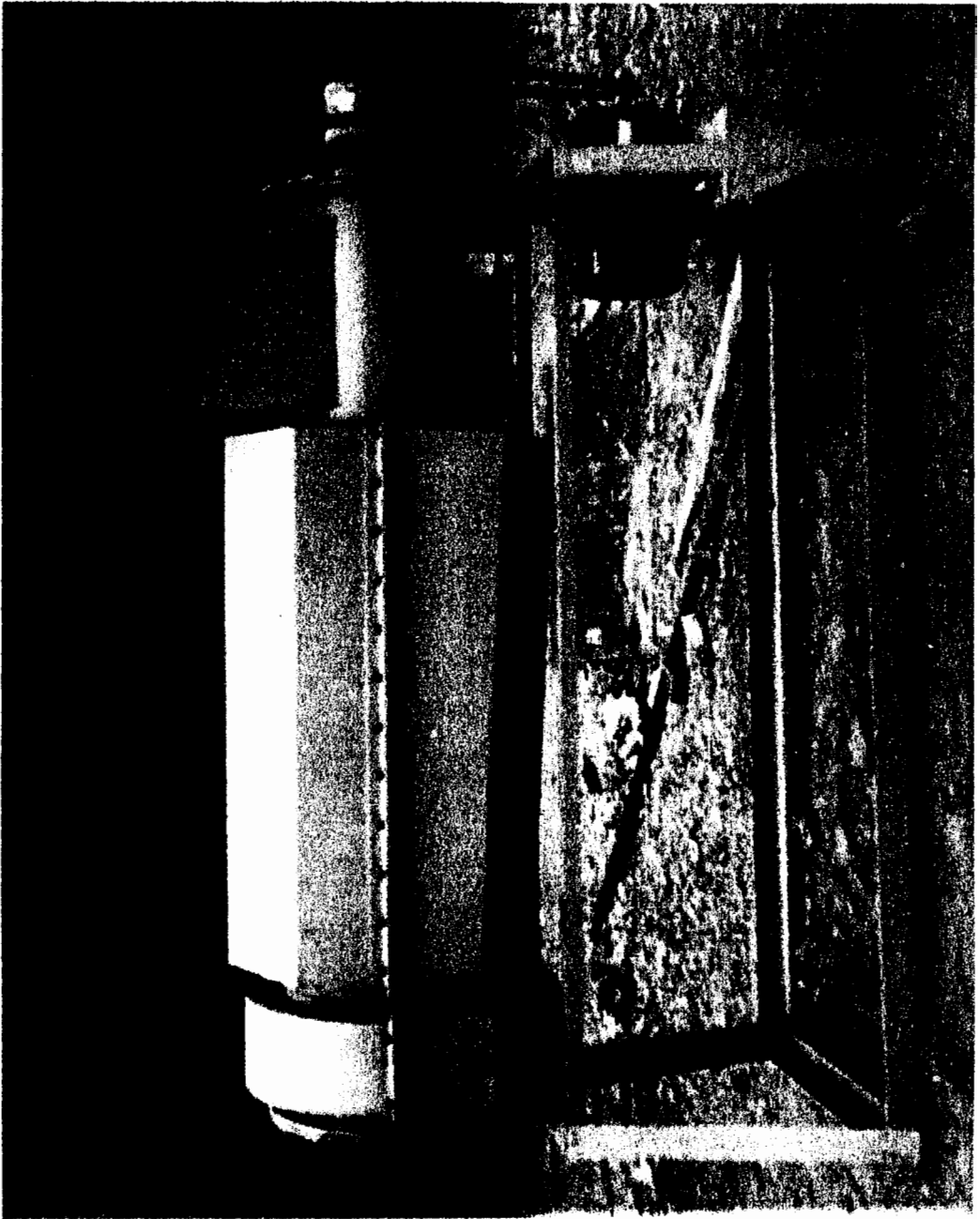
Dimensiones de cadenas de rodillos estándares (fabricación estadounidense)

NÚMERO DE CADENA ANSI	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)	RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	ESPACIAMIENTO DE RODILLO in (mm)	DE TORONES in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

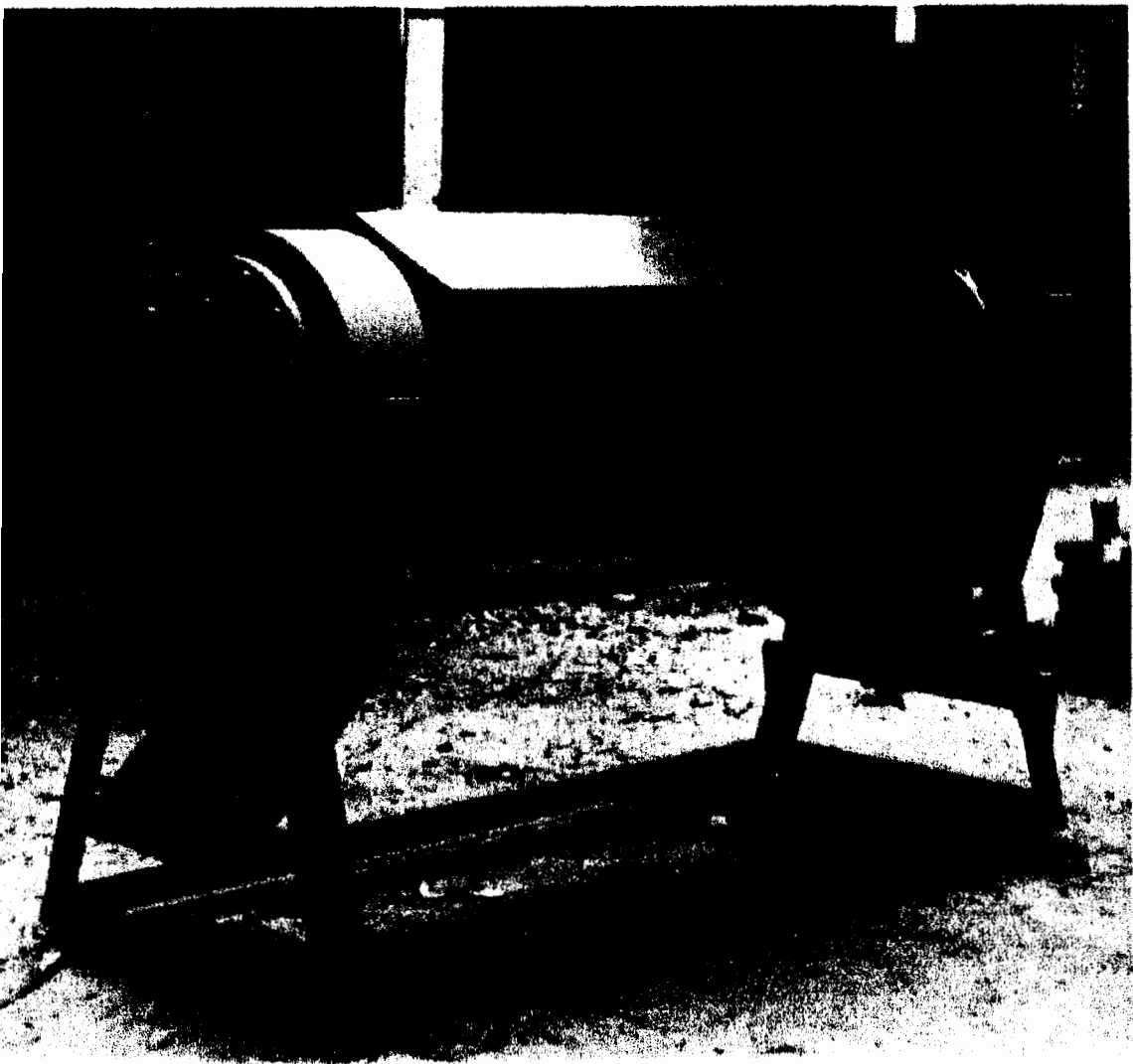
Fuente: Recopilado de ANSI B29.1-1975

ANEXO I**FOTOS DE PRUEBA MAQUINA INSTRON**









BIBLIOGRAFIA

1. BEJAR, Jurado Eduardo Ing. Ind. Aprovechamiento de los desechos de las empacadoras de camarones para producir harina de céfalo-tórax.
2. CRUZ, Suárez L. Elizabeth / Denis Ricque Marie/ Roberto Mendoza Alfaro. Memorias del Primer Simposium Internacional de Nutrición y Tecnología de alimentos para Acuicultura. 1993.
3. ZDZISTAW, E. Sikorski. Seafood: Resources, Nutritional composition, and preservation. 1990.
4. CENDES, Estudios de. No. 337. Industrialización de los desperdicios del camarón, E.T. 1980.
5. MARKS, Manual del Ing. Mecánico. Tomo II. Editorial McGraw-Hill. 1988
6. BAQUERO, J. V. Llorente. Equipos para la Industria Química y Alimentaria.
7. PERRY & CH., Manual del Ing. Químico.
8. IASA, Manual de Martin. Screw Conveyors.
9. T664.760281/D313, Informe de prácticas de Tecnología de Alimentos.
10. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA NACIONAL, Curso Taller de Extrusión. 1990.

- 11.KHAL, Folleto Técnico. Alemania. 1992
- 12.MATADOR , Folleto Técnico. España.
- 13.CENDES, Perfil Técnico - Económico Harina de camarón. Julio 1983. División de Estudios No. 536
- 14.PICCIONI, M.. Diccionario de Alimentación Animal. 1971.
- 15.INST. NACIONAL DE PESCA. Empresas pesqueras Dpto. de Economía Pesquera.
- 16.MEYERS, Samuel P. . and J. E. Rutledge.Shirmp mea. A new look at and old product, 1971
- 17.BRENNAN, J.G.; J.R. Butters N.D. Cowell; A.E.V. Lilly.; Las operaciones de la Ingeniería de Alimentos. Editorial Acribia 1980.
- 18.EARLE, R. L. Ingeniería de los Alimentos. Editorial Acribia 1979
- 19.CHARLEY, Helen. Tecnología de alimentos procesos químicos y físicos en la preparación de Alimentos. Editorial Limusa 1991.
- 20.FISHER, Patty y Arnold Bender. Valor nutritivo de los alimentos. Editorial Limusa 1983.
- 21.LEWIS, M.J. Propiedades físicas de los alimentos y de los sistemas de procesado. Editorial Acribia S.A. 1993.
- 22.ACUCULTURA, I Seminario de Cultivos de camarón.

23. ACUACULTURA, Proyecto de Cultivo de camarón.
24. MULLER, H.G. Introducción a la Reología de los alimentos. Editorial Acribia. España, 1977.
25. CROWE, D.S. "Extraction of Fruit Juices - Squeeze or G's". Fd Technol. Aust.
26. N.N., Screw Conveyor (Folleto)
27. STEYER, Manual Técnico 284S
28. SHIGLEY, Joseph Edward. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta Edición

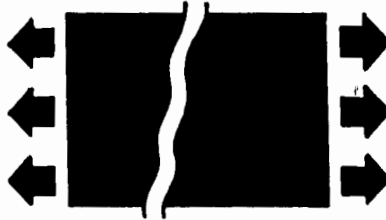
ALLIGATOR® STAPLE

FASTENER + STAPLES + HINGE PIN = BELT JOINT

How To Specify The Right ALLIGATOR® Staple Fastener

A. DETERMINE BELT TENSION.

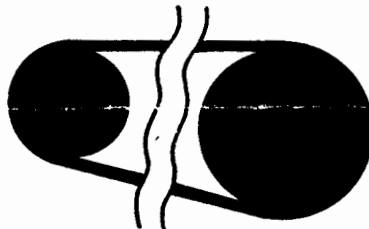
Most conveyor belting has a mechanical fastener rating. The fastener sizes listed in the chart below are for use on belts with ratings not in excess of the values shown. Care should be taken to not operate the belting and fasteners beyond the recommended ratings.



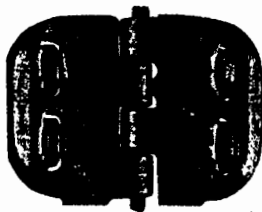
B. MEASURE YOUR BELT THICKNESS. If fasteners are to be countersunk, measure the belt thickness after a portion of the belt cover has been removed. Choose a fastener size which corresponds to the belt thickness in this countersunk area.



C. MEASURE THE DIAMETER OF THE SMALLEST PULLEY IN YOUR DRIVE. Note minimum pulley diameters shown for various fasteners in the chart below.



D. CHOOSE THE FASTENER SIZE THAT IS APPROPRIATE FOR YOUR SPECIFICATIONS IN THE CHART BELOW.



ALLIGATOR® Staple, No. 62 shown actual size

FASTENER SIZES

A variety of fastener sizes and metals are available for joining belts in a wide range of light to medium-duty applications. Typical applications are package and parts handling, agricultural and food processing.

No. 62

- For belts 1/16" or 1.5mm to 1/8" or 3.2mm thick.
- Operates on 2" or 50mm minimum pulley diameter.
- For use on belts with mechanical fastener ratings up to 100 PIW or 17 kN/m.
- Available in Type 316 and Type 430 Stainless Steel or Plated Steel.
- Will couple with No. 125 for belt ends of slightly different thickness, using No. 62 hinge pin.

No. 125

- For belts 1/8" or 3.2mm to 3/16" or 4.8mm thick.
- Operates on 3" or 75mm minimum pulley diameter.
- For use on belts with mechanical fastener ratings up to 160 PIW or 28 kN/m.
- Available in Type 316 and Type 430 Stainless Steel, MegAlloy® and Plated Steel.
- Belts of slightly different thicknesses can be joined. No. 125 and No. 187 can be joined using a No. 125 hinge pin, as long as the minimum pulley diameter for No. 187 is met.

No. 187

- For belts 3/16" or 4.8mm to 1/4" or 6.4mm thick.
- Operates on 4" or 102mm minimum pulley diameter.
- For use on belts with mechanical fastener ratings up to 200 PIW or 35 kN/m.
- Available in Type 316 Stainless Steel, MegAlloy® and Plated Steel.

No. 310

- For belts 1/4" or 6.4mm to 5/16" or 7.9mm thick.
- Operates on 4" or 102mm minimum pulley diameter.
- For use on belts with mechanical fastener ratings up to 250 PIW or 44 kN/m.
- Available in Type 316 Stainless Steel and Plated Steel.

ALLIGATOR® Staple Fastener Selection Chart

Fastener Size No.	A		B	C	
	For Belts With Mechanical Fastener Ratings Up To: PIW	kN/m		Recommended Pulley Diameter	In.
62	100	17	1 1/8"	28	711
125	160	28	1 3/8"	34	863
187	200	35	1 7/8"	48	1219
310	250	44	2 1/8"	53	1351

FASTENER METALS



Steel
 standard fastener material; suitable for most applications. Plated for rust and corrosion resistance.



MegAlloy®
 superior resistance to wear and abrasion. MegAlloy® is a trademark of Flexible Steel Lacing Company. Available in No. 125 and No. 187 only.



316 Stainless Steel

Type 316 Stainless Steel provides extra resistance to abrasion, magnetic attraction and corrosion from acids and chemicals. Excellent where sanitation requirements are high.



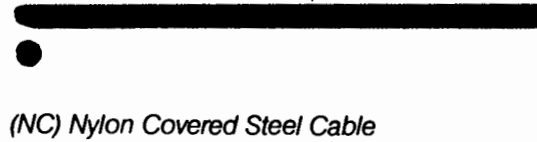
304 Stainless Steel

Type 304 Stainless Steel provides resistance but is magnetic for use with magnetic separator. Available in No. 62 and No. 125 only.

HINGE PINS

NC—Nylon Covered Steel Cable

For use with steel fasteners, Nylon Covered Steel Cable (NC) hinge pins are recommended for troughing or flat belt conveyors. The nylon coating has a self-lubricating effect, making pin insertion easier and reducing wear on the hinge. Swaged steel tips on No. 310 pins 24" and longer. For No. 62, No. 125, No. 187 and No. 310 fasteners. Some sizes available in bulk—See Extra Hinge Pins page.



(NC) Nylon Covered Steel Cable

NCS—Nylon Covered Stainless Steel Cable

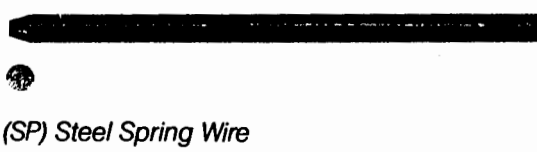
Nylon Covered Stainless Steel Cable (NCS) pins have the same nylon covering and offer the advantages of stainless steel. Recommended when using stainless steel fasteners in troughing applications. For No. 62, No. 125, No. 187 and No. 310 fasteners. Some sizes available in bulk—See Extra Hinge Pins page.



(NCS) Nylon Covered Stainless Steel Cable

SP—Steel Spring Wire

Where abrasive or gritty material is being conveyed, the proper hinge pin is Steel Spring Wire (SP) for flat belt conveyors. Available for No. 62, No. 125 and No. 187 only. Recommended for use with MegAlloy® fasteners. For joints 14" and wider.



(SP) Steel Spring Wire

SS—Stainless Steel Spring Wire

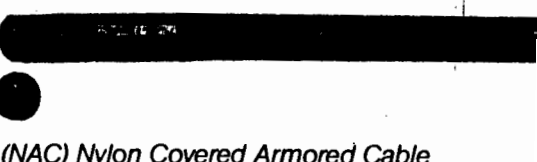
With stainless steel fasteners, the standard hinge pin is a 300 Series Stainless Spring Wire (SS). Only for No. 62, No. 125 and No. 187. For flat belt conveyors 14" and wider.



(SS) Stainless Steel Spring Wire

NAC—Nylon Covered Armored Cable

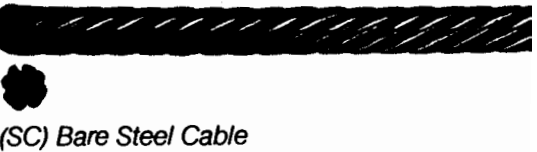
For longer operating life in No. 310 joints, the Nylon Covered Armored Cable (NAC) hinge pin is recommended. This patented hinge pin features an armored steel wrap and nylon covering.



(NAC) Nylon Covered Armored Cable

SC—Bare Steel Cable

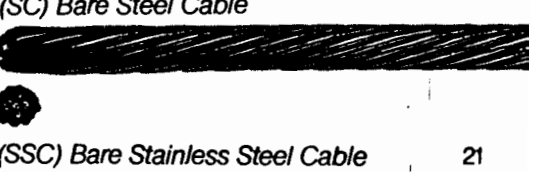
For conveying abrasive or gritty material, (No. 310 only), a Bare Steel Cable (SC) hinge pin is recommended.





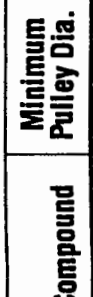
(SC) Bare Steel Cable

SSC—Bare Stainless Steel Cable

Under conditions where corrosion attacks steel pins, No. 310 only, Bare Stainless Steel Cable (SSC) should be used.



(SSC) Bare Stainless Steel Cable

CLEAT SELECTION	AND APPLICATIONS	Compound	Minimum Pulley Dia.	Heights Avail.	Lengths	Attachment
	<p>ECONO-CLEAT® MODEL EC General purpose, economical, bolt-on. Bulk material handling. Harvesting and loading equipment.</p>	Black EPDM	EC 1¼ — 3" EC 2 — 3" EC 3 — 3" EC 4 — 4" EC 6 — 6"	1¼" 2" 3" 4" 6"	48" or 144"	¼-20 x 1¼" elevator bolt plated — EC 1¼, 2 and 3. ¼-20 x 1¼" elevator bolt plated — EC 4. ¼-20 x 2" elevator bolt — EC 6.
	<p>TATCH-A-LUG® Page 10 Non-marking, lug, screw-on. For elevating cased, boxed, or bagged goods or as positioning stud.</p>	Tan isoprene FDA Compound	3"	1½" 2"	Diameter 1" base ¾" top 1" base ¾" top	10-24 machine screw with countersunk washer. Plated or stainless. 10-24 machine screw with countersunk washer. Plated or stainless.
	<p>TATCH-A-PEG® Page 11 Guides for positive belt tracking. Molded rubber sections screw on to underside of belt to keep belt centered over pulleys.</p>	Tan isoprene FDA Compound	2"	2" 3"	7/8" base 7/16" top 7/8" base 1/2" top	6-32 x ½" mach. screw and countersunk washer. Plated or stainless. 6-32 x 5/8" mach. screw and countersunk washer. Plated or stainless. 10-24 x ¾" mach. screw and countersunk washer. Plated or stainless. 14 x 1 AB tapping screw and countersunk washer. Plated or stainless.

SUPERIOR EP-CONVEYOR BELTS

Used to convey bulk grain, luggage, boxes and other non-abrasive materials.

The overlap splice is recommended for grain elevator belts (Fig. 1). At least three small buckets of low charge (not more than 15 mt. high and 40 ton/hr.) capacity is recommended as an overlap distance. For higher capacity, a four bucket or more overlap is recommended. It is important to note the direction the belt is moving (Fig. 1) as related to the overlap.



Fig. 1

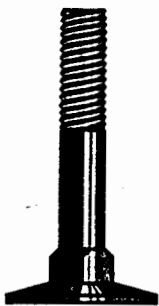
The ideal procedure for the installation of a new belt is to leave the belt, with bolted buckets, hung over the head pulley for 24 hours before splicing. The natural elongation will rapidly appear.

The bolt sizes (as shown in figure at left) should also be considered:

A) At least 1/16" less than the belt thickness.

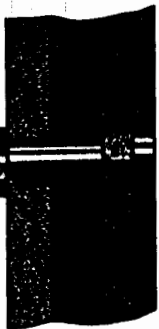
B) At least 1/16" less than the camberation of the belt, bucket and washer).

The nuts should be fastened as tight as possible to assure satisfactory service.



Screw position when the buckets are fixed to the belt

CORRECT



BELT

BUCKET

INCORRECT



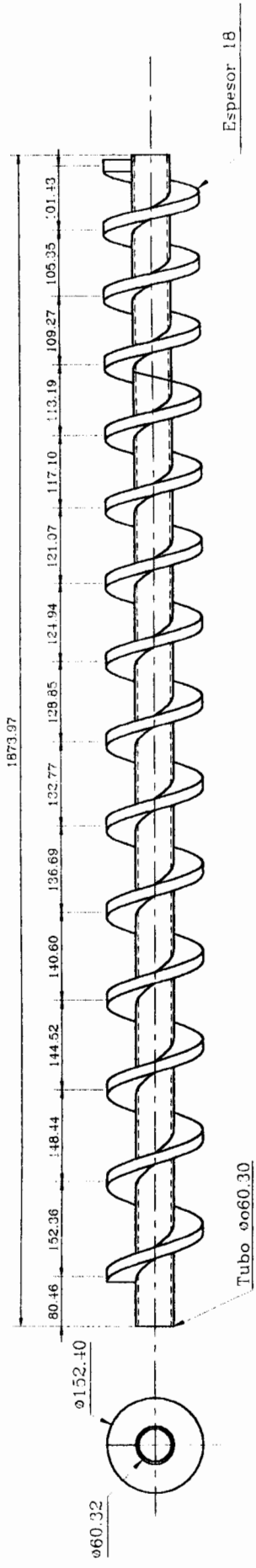
Technical specifications

able of maximum and minimum width for belt troughing and load support on pulleys up to 35°

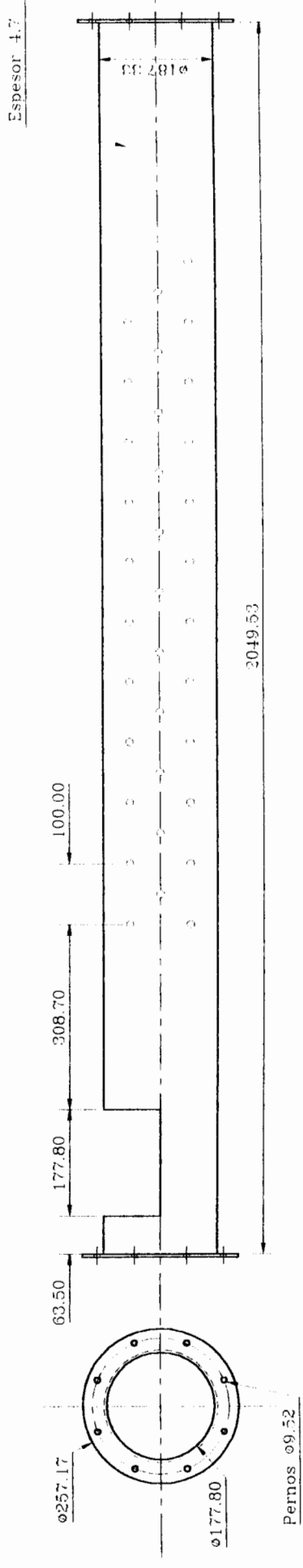
Minimum diameter of driving pulley related to applied tension

Elongation percentage related to pulley center distance to center

PLANOS

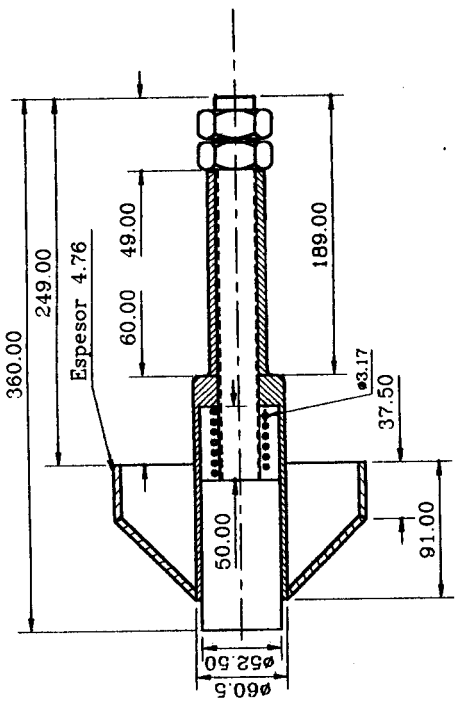


Tornillo de compresion

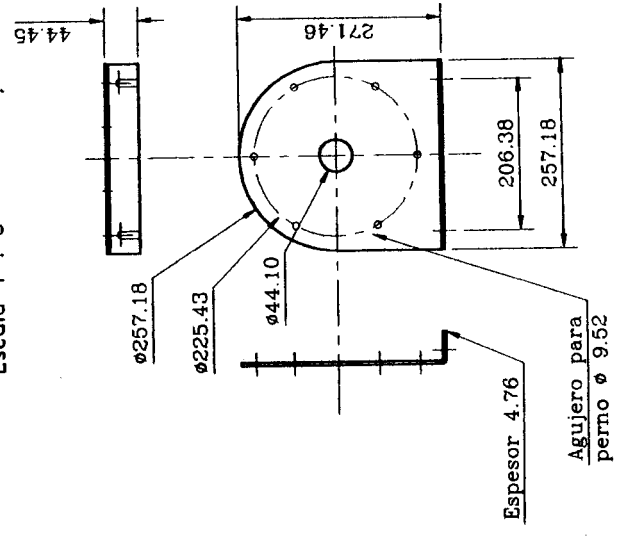


Cilindro de filtracion

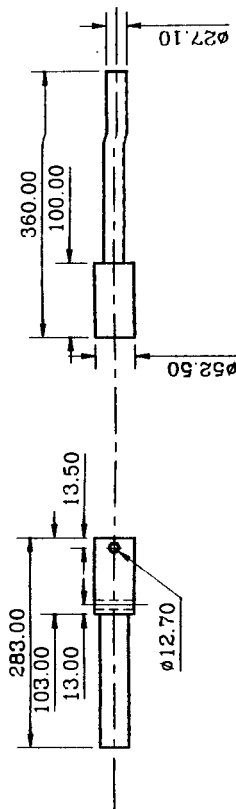
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL	
Dibujo: Ivi Criollo	Aprobo: Ing.
Reviso: Ing. Helguero	Plano: PC-00-02
Escala: 1 : 10	Fecha: 24/07/97 Rev.: 0



Cono regulador de presión
Escala 1 : 5

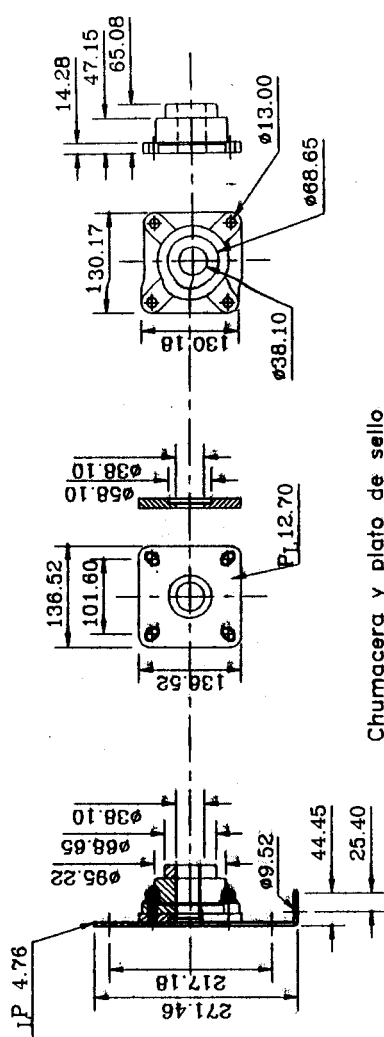


Tapa brida

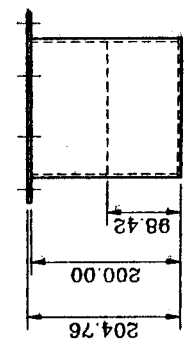
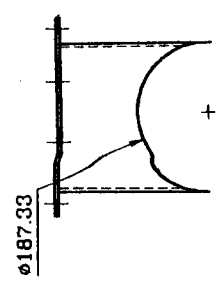
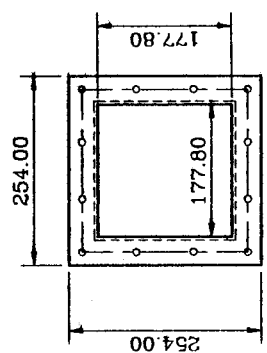


Eje anterior de tornillo

Eje posterior de tornillo

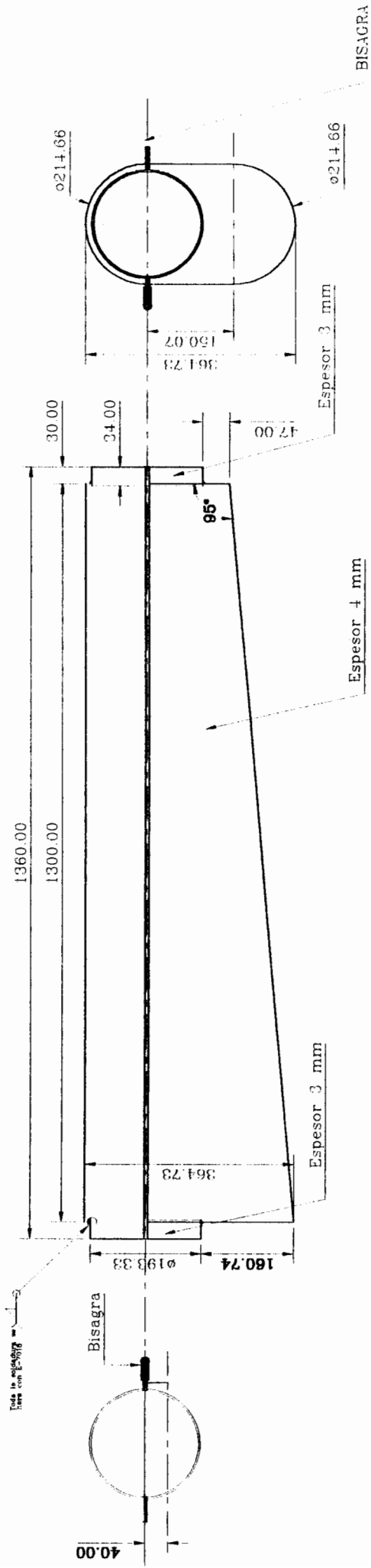


Chumacera y plato de sello



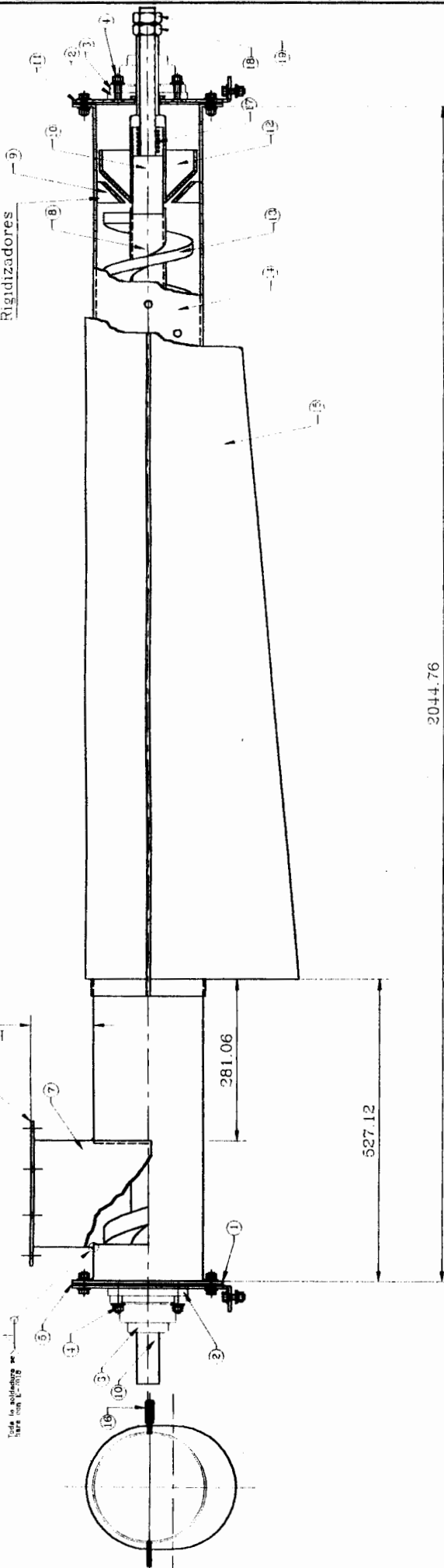
Entrada de producto

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL	
Dibujo: Ivi Criollo	Aprobo: Ing.
Reviso: Ing. Helguero	Plano: PC-01-00
Escala: 1 : 10	Fecha: 24/07/97
	Rev.: 0



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL			
Dibujo: Ivi Criollo	Aprobo: Ing.		
Reviso: Ing. Helguero	Plano: PC-00-01		
Escala: 1 : 10	Fecha: 24/07/97	Rev.: 0	

1063



2044.76

19	Contratuercas de ajuste	1	ASTM A36
18	Tuercas de ajuste	1	ASTM A36
17	Resorte	1	A. Musical
16	Alisagra	1	ASTM A36
15	Carcasa receptora de liquido de 4 mm	1	ASTM A36
14	Cilindro de filtrador	1	ASTM A36
13	Helice de Bronillo de 1"	1	ASTM A36
12	Plata deslizante para regulacion de presion	1	ASTM A36
11	Tapa bridada de 3/5" de espesor	2	ASTM A36
10	Eje de #52.50 mm	1	ASTM A36
9	Plata fijo de regulacion de oresion	1	ASTM A36
8	Tubo de #2 1/2" C.40	1	ASTM A36
7	Entrada de material 3/16" de espesor	1	ASTM A36
6	Brida rectangular de 3/16" de espesor	1	ASTM A36
5	Emaqueletadura de neopreno de 1/8"	2	Neopreno
4	Pernos #3/8" x 1 1/2"	8	ASTM A36
3	Chumacera de pared	2	ASTM A36
2	Plata de sello	2	ASTM A36
1	Brida de 3/16" de espesor	2	ASTM A36
No.	Descripcion	Cont.	Material

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Dibujo: Ivi Criollo Aprobo: Ing.

Reviso: Ing. Helguero Plano: PC-00-00

Escala: 1 : 10 Fecha: 24/07/97 Rev.: 0