



## **DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EXTRAER JUGO DE FRUTAS CITRICAS**

### **Autores:**

Pérez C. Mariano C.

C.I.: 20.787.657

Ojeda E. Rodrigo A.

C.I.: 20.081.661

Urb. Yuma II, Calle N° 3, Municipio San Diego  
Teléfono: (0241) 8714240 (Master) - Fax: (0241) 8712394



**REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA**

**UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EXTRAER JUGO DE  
FRUTAS CITRICAS**

Trabajo especial de grado presentado como requisito para optar al título de  
INGENIERO MECÁNICO

**Autores:**

Pérez C. Mariano C.

C.I.: 20.787.657

Ojeda E. Rodrigo A.

C.I.: 20.081.661

**Tutor:** Ing. Giovanni Pizzella P.

San Diego, Junio de 2017



Universidad José Antonio Páez  
Facultad de Ingeniería

FI-TG-2017-1CR-073

Valencia, 13 de Enero de 2017.

Ciudadanos:

Ojeda Rodrigo

C.I. 20.081.661

Pérez Mariano


C.I. 20.787.657

Presente.-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 1-2017 de fecha 13/01/2017 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado "**DISENO DE UNA MAQUINA PARA EXTRAER JUGO DE FRUTAS CÍTRICAS.**" Presentado por usted como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Giovanni Pizella, C.I. 4.455.859 y la Ing. Alicia Pizzella, C.I. 4.598.880 como Tutores Académicos que lo asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,

  
Prof. Marlene Zambrano  
Decana (Encargada) de la Facultad de Ingeniería  
(CUI 502 de fecha 11/10/2016)



c. c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (2)  
Archivo.

MEZ/p



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA  
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

### ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Giovanni Pizzella P. portador de la cédula de identidad N° 4.455.859, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por los ciudadanos Rodrigo Ojeda, portador de la cedula de identidad N° 20.081.661 y Mariano Pérez, portador de la cedula de identidad N° 20.787.657 titulado **DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EXTRAER JUGO DE FRUTAS CITRICAS**, presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, Junio del año dos mil diecisiete.

Ing. Giovanni Pizzella P.  
C.I.: 4.455.859

## INDICE

CONTENIDO	Pag
INDICE DE FIGURAS	VII
LISTADO DE TABLAS	IX
RESUMEN INFORMATIVO	X
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO	
I	3
EL PROBLEMA	
1.1	3
1.2	4
1.3	4
Objetivos de la investigación.	
1.3.1	4
Objetivo general.	
1.3.2	4
Objetivos específicos.	
1.4	5
1.5	5
1.6	6
Justificación.	
Alcance.	
Limitaciones.	
2	7
MARCO TEÓRICO	
2.1	7
2.2	8
Bases teóricas.	
2.2.1	8
Máquinas extractoras de jugo de frutas cítricas.	
2.2.2	11
Consideraciones de Diseño	
2.2.2.1	12
<i>Herramientas y recursos de diseño.</i>	
2.2.2.2	12
<i>Herramientas computacionales.</i>	
2.2.2.3	13
<i>Fundamentos de Diseño.</i>	
2.2.2.4	16
<i>Factores de Diseño.</i>	
2.2.2.5	17
<i>Factores de seguridad.</i>	
2.2.2.6	18
<i>Esfuerzos.</i>	
2.2.2.7	29
<i>Teorías de falla.</i>	
2.2.2.8	32
<i>Fatiga</i>	
2.2.2.9	32
<i>Factor de corrección de Marín.</i>	
2.2.3	34
Engranaje	
2.2.3.1	34
<i>Tipo de Engranaje</i>	
2.2.3.2	34
<i>Teoría De Los Dientes De Engranaje</i>	
2.2.3.3	42
<i>Métodos de cálculo para engranajes plásticos de dientes rectos simétricos y asimétricos</i>	
2.2.4	44
Teoría de ejes de transmisión.	

2.2.4.1	<i>Potencia Transmitida</i>	45
2.2.4.2	<i>Fuerzas internas en un eje</i>	45
2.2.4.3	<i>Variable de diseño</i>	45
2.2.4.4	<i>esfuerzos</i>	45
2.2.4.5	<i>Cargas cíclicas.</i>	47
2.2.4.5.1	<i>Simple materiales dúctiles</i>	47
2.2.4.5.2	<i>Simple materiales frágiles</i>	48
2.2.4.5.3	<i>combinados</i>	48
2.2.4.6	<i>Procedimiento de diseño de ejes</i>	49
2.2.4.7	Cuñas de unión	53
2.2.4.7.1	<i>Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares</i>	53
2.2.4.7.2	<i>Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión</i>	56
2.2.4.8	Selección de cojinetes (sólo cargas radiales)	58
2.2.5	Materiales	61
2.2.5.1	<i>Materiales comunes en la industria alimentaria</i>	62
2.3	Definición de términos básicos.	63
3	<b>MARCO METODOLÓGICO</b>	66
3.1	Tipo de investigación	66
3.2	Diseño de la investigación	66
3.3	Nivel de la investigación	67
3.4	Población y muestra	67
3.5	Técnicas e instrumentos de recolección de datos	68
3.6	Fases de la metodología	68
4	<b>RESULTADOS</b>	72
4.1	Hacer un estudio de las características del producto antes y después de la extracción del jugo con la intención de definir un patrón estándar del proceso.	72
4.2	Generar distintas propuestas para el diseño de la máquina y seleccionar la más adecuada según el orden de prioridades.	73
4.2.1	Definición de los parámetros de diseño y parámetros funcionales	74
4.2.2	Estudio de alternativas	74
4.2.3	Evaluación de alternativas	77
4.3	Efectuar el diseño de la propuesta seleccionada y evidenciar mediante cálculo los beneficios de su implementación.	84
4.3.1	Calculo engranajes	84

4.3.2	Engranajes Transmisores de potencia	88
4.3.3	Cálculo de ejes	91
4.3.4	Calculo de los rodamientos	103
4.3.5	Calculo de los cuñeros o chavetas	103
4.4	Realizar un estudio de la factibilidad económica del proyecto.	105
4.5	Presentar un manual de operaciones y mantenimiento para la maquina diseñada.	107
4.5.1	Manual de operación	107
4.5.2	Manual de mantenimiento	108
	CONCLUSIONES	111
	RECOMENDACIONES	113
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114

#### INDICE DE FIGURAS

Figura		Pag
1.	Exprimidor Manual	8
2.	Exprimidor manual-mecánico.	9
3.	Exprimidor manual-mecánico mediante tornillo sin fin.	10
4.	Exprimidor manual-eléctrico.	10
5.	Exprimidor eléctrico-mecánico.	11
6	(a) Paralelepípedo sometido a un momento flector MF puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.	21
7	Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes	23
8.	Representación de un elemento de máquina largo, con un extremo libre de girar, y el otro guiado, sometido a compresión, o ambos libres de girar sometido a una carga axial F de compresión (la deformación del elemento ha sido magnificada).	23
9	Elemento de Máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial F de compresión.	23
10	Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión de compresión F; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.	24
11	Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión.	25

12	“Engranaje externo”	36
13	“Cilindro en rodamiento”	36
14	“Desarrollo de la involuta de un círculo”	38
15	“Geometría de contacto y Angulo de presión de dientes involutos”	39
16	“Longitud de acción, Arco de acción y Angulo de ataque y de salida durante el acoplamiento de un engrane y piñón”	41
17	“Eje intermedio para un reductor de velocidad tipo engranaje cilíndrico o recto de doble reducción”	51
18	“Eje geometría propuesta de un eje”.	52
19	Cuñas paralelas	54
20	Fuerzas que actúan sobre una cuña	56
21	Exprimidor mediante engranes	75
22	Exprimidor mediante tornillo sin fin	76
23	Exprimidor mediante pistones	77
24	Diagrama de reacciones en el plano x-z del eje conductor	93
25	Diagrama de corte x-z del eje conductor	94
26	Diagrama de momento x-z del eje conductor	94
27	Diagrama de reacciones en el plano y-z del eje conductor	95
28	Diagrama de corte en el plano y-z del eje conductor	95
29	Diagrama de momento en el plano y-z del eje conductor	96
30	Diagrama de reacciones en el plano x-z del eje conducido	99
31	Diagrama de corte en el plano X-Z del eje conducido	99
32	Diagrama de momento en el plano x-z del eje conducido	100
33	Diagrama de reacciones en el plano y-z del eje conducido	100
34	Diagrama de corte en el plano y-z del eje conducido	101
35	Diagrama de momento en el plano y-z del eje conducido	101
36	Costos inversión vs producción.	106

#### LISTADO DE TABLAS

Tabla		pag
1	Factores de seguridad	18
2	Coefficientes acabado superficial.	33
3	Factores de Servicio (CS).	43
4	Factor de Lewis (Y).	43
5	Valores de las tensiones admisibles en lb/pulg <sup>2</sup> para engranajes plásticos a 700 F	44
6	Algunos valores del factor de Lewis por Faires	44
7	Tamaño de la cuña contra tamaño de la flecha	55
8	Radio y chaflanes para cuñeros	55

9	Tipos de rodamientos	59
10	Vida útil para los rodamientos	60
11	Criterios de valoración de alternativas	78
12	Evaluación del peso específico del criterio costo.	79
13	Evaluación del peso específico del criterio funcionabilidad.	79
14	Evaluación del peso específico del criterio facilidad de uso	80
15	Evaluación del peso específico del criterio facilidad de mantenimiento	80
16	Evaluación del peso específico del criterio versatilidad	81
17	Evaluación del peso específico del criterio seguridad	81
18	Evaluación del peso específico del criterio peso	82
19	Evaluación del peso específico del criterio repuestos	82
20	Evaluación del peso específico del criterio estética	83
21	Resumen de todos los criterios de evaluación.	83
22	Conclusión solución a elegir	84
23	Acero inoxidable 304	92
24	Selección de cuñeros	104
25	Materiales para la maquina extractora de jugo de frutas cítricas	105

APÉNDICE		Pag
A	Simulación de esfuerzos estáticos en la carcasa de la maquina exprimidora	116
B	Simulación de deformación en la carcasa de la maquina exprimidora	117
C	Simulación de esfuerzos estáticos en la tolva de la maquina exprimidora	118
D	Simulación de deformación en la tolva de la maquina exprimidora	119
E	Plano del eje conducido de la maquina exprimidora	120
F	Plano del eje conductor de la maquina exprimidora	121
G	Plano de la carcasa de la maquina exprimidora	122
H	Plano del engrane principal de la maquina exprimidora	123
I	Plano del engrane transmisor de potencia de la maquina exprimidora	124
J	Plano del piñón transmisor de potencia de la maquina exprimidora	125
K	Plano del motor reductor modelo eurodrive R37dr s80s de la maquina exprimidora	126
l	Plano de la base y almacén de la maquina exprimidora	127
M	Plano de la tolva principal de la maquina exprimidora	128
N	Maquina extractora de jugo de frutas cítricas	129

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA  
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA EXTRAER JUGO DE FRUTAS CITRICAS**

**Autores:** Pérez C. Mariano C.  
Ojeda E. Rodrigo A.  
**Tutor:** Pizzella P Giovanni.  
**Fecha:** Enero 2017

**RESUMEN INFORMATIVO**

El propósito de este trabajo es el diseño de una máquina para extraer el zumo o jugo de frutas cítricas tales como naranja, limón, mandarina, entre otras. Se realizó un estudio de las características del producto antes y después de la extracción del jugo con la intención de definir un patrón estándar del proceso de extracción de jugo, el tipo de maquinaria y materiales a utilizar según normativas internacionales para así generar distintas propuestas para el diseño de la máquina y seleccionar la propuesta capaz de exprimir y separar la cascara de la fruta de manera automática, continua, rápida, eficiente y evidenciar mediante cálculo los beneficios de su implementación, Realizando un estudio de la factibilidad económica del proyecto para presentar un manual de operaciones y mantenimiento para la máquina diseñada

**Descriptor:** Diseño, extracción, evaluación, prototipos, frutas cítricas.

## **INTRODUCCIÓN**

Los avances de la tecnología han permitido la utilización de diversos procesos para la extracción jugo de diferentes frutas, en especial las cítricas como la naranja, el limón y la mandarina, por su alta receptividad en el mercado y por ser frutas con un alto contenido de agua, lo cual las hace ideales para la elaboración de jugos y concentrados. Con el transcurso de los años el consumo de bebidas de estas frutas ha demostrado un aumento lo cual ha llevado a las distintas empresas del país a requerir de maquinaria con mayor capacidad de producción.

Generalmente la mayoría de estas máquinas y repuestos son obtenidos fuera del país, lo que ha generado inconvenientes en la pequeña y mediana industria por no poseer capital suficiente para importar maquinaria acorde con sus nuevos desafíos de producción, sin contar la dificultad de conseguir repuestos para la máquinas ya existentes debido a la situación socio-económica que atraviesa el país y afecta a todas las ramas de la industria, desde la petrolera hasta la industria de alimentos. Debido a esta problemática se planteó en esta investigación el diseño de una máquina para exprimir frutas cítricas, que sea capaz de exprimir y separar la cáscara de la fruta de manera automática, continúa, rápida, eficiente y de un costo accesible para la economía actual.

El conocimiento de las propiedades de los materiales permitidos para estar en contacto con alimentos, así como el principio de funcionamiento de las diferentes tipos de máquinas presentes en el mercado para exprimir frutas cítricas, servirá de punto de inicio para la elaboración de distintos prototipos, con la ayuda de herramientas computacionales especializados en dibujo y análisis de piezas mecánicas, con los cuales se busca desarrollar el diseño del prototipo idóneo para cumplir con los objetivos planteados dentro de esta investigación.

Esta investigación sobre el diseño de una máquina para extraer jugo de frutas cítricas constara de cuatro capítulos los cuales se estructuran de la siguiente manera: Capítulo I, el problema, el cual consta del planteamiento estructurado del problema, desde lo más amplio y llevarlo hasta la problemática especificadas. Una vez llegado a esto, se realiza la formulación del problema se plantean objetivos para la solución de la misma. Posteriormente se expresa la justificación de la presente investigación y se determina el alcance de la misma, y a su vez los factores limitantes.

Siguiendo con la estructura del proyecto, capítulo II, marco teórico, el cual consta de los antecedentes y sus recopilaciones teóricas documentadas previamente al estudio, base teórica que es el pilar informativo del cual se apoya todo el estudio realizado, y finalmente la definición de términos relevantes para la realización de la exploración informativa.

Posteriormente, el capítulo III, marco metodológico, que define el tipo, el diseño, y los niveles de la investigación, determinando la metodología a aplicar para la realización del proyecto. Además, caracteriza a quienes beneficia la información a concluir, mediante que objeto de estudio se obtendrá, y las fases por las cuales se realizará. Finalmente, el capítulo IV expresa los recursos humanos, institucionales y materiales de los cuales se dispondrá, junto con el cronograma que ubicará en el tiempo el inicio, desarrollo, y culminación del trabajo investigativo.

## **CAPÍTULO I**

### **EL PROBLEMA**

#### **1.1 Planteamiento del Problema.**

El sector industrial del país actualmente está sumergido en un panorama lleno de complicaciones, las compañías deben mantener el continuo funcionamiento de sus líneas productivas y buscar la evolución de los métodos y procesos empleados para la fabricación de sus productos con la intención de mantenerse a flote en el mercado y poder brindar al consumidor artículos de calidad con un precio competitivo y hacer frente a la demanda existente y la ceñida competencia con el resto de los fabricantes, en este texto se pretende resaltar la importancia de la sustitución de procesos manuales por los mecánicos y demostrar como el uso de esta herramienta puede brindar soluciones favorables y aportar mejoras significativas en las líneas productivas. Las empresas de alimentos que se mantienen activas en el país están en una constante lucha por mantener y aumentar la productividad de sus instalaciones, por lo que las pequeñas empresas que aún realizan procesos manuales se encuentran en gran desventaja con el resto puesto que la producción se limita a las capacidades humanas y dependen directamente del desempeño del personal cosa que puede alterar las propiedades de los productos dificultando así que los mismos tengan características estandarizadas, esta investigación se desarrolla con la finalidad de analizar la problemática en cuestión, con la premisa de que entendiendo a la misma, se podrán formular preguntas que nos lleven a objetivos tangibles y una futura solución.

Actualmente existen en el país una gran diversidad de procesos y maquinarias para la extracción de jugo de frutas cítricas por el alto consumo de los mismos tanto en el mercado nacional como internacional. No es ninguna incógnita la situación del País en cuanto a la dificultad de conseguir repuestos para cualquier maquinaria o para

reemplazar la maquinaria existente, ya sea por actualización o para reemplazo por deterioro, ya que la obtención de divisas se hace muy difícil. En el mercado nacional la maquinaria existente no cumple con la capacidad necesaria para procesos industriales de esta naturaleza e importarlas resulta muy costoso y dificultoso por lo ya expuesto, en consecuencia en Venezuela, se observan ciertos vacíos en el mercado de bebidas de jugos de frutas cítricas debido a que la industria nacional no puede suplir estos rubros en suficientes cantidades.

Con la investigación hecha en la zona de Bejuma, El Municipio Bejuma es uno de los 14 municipios autónomos que conforman el Estado Carabobo en la Región Central de Venezuela. Su capital es la ciudad homónima de Bejuma. Se encuentra ubicado en la Región Occidental (Norcentro oeste) del Estado Carabobo, mayor conocido como Los Valles Altos, zona altamente productora de cítricos, se pudo evidenciar que las plantas productoras de jugos de frutas cítricas solo tienen capacidad para procesar hasta 24 unidades de frutas por minuto con cada máquina, esto brinda unos 1.250 litros de concentrado de jugo por turno de trabajo de 8 horas.

Para aumentar la capacidad de producción y reducir costos se desarrollará un proyecto que permitirá construir una máquina para extraer jugo de frutas cítricas, utilizando elementos de máquinas que se obtendrán en el país.

## **1.2 Formulación del problema.**

¿Cómo se puede aumentar la producción de jugo de frutas cítricas actualmente en Venezuela?

## **1.3 Objetivos de la investigación.**

### **1.3.1 Objetivo general.**

- Diseñar una máquina para extraer jugo de frutas cítricas.

### **1.3.2 Objetivos específicos.**

- Hacer un estudio de las características del producto antes y después de la extracción del jugo con la intención de definir un patrón estándar del proceso.

- Generar distintas propuestas para el diseño de la máquina y seleccionar la más adecuada según el orden de prioridades.
- Efectuar el diseño de la propuesta seleccionada y evidenciar mediante cálculo los beneficios de su implementación.
- Realizar un estudio de la factibilidad económica del proyecto.
- Presentar un manual de operaciones y mantenimiento para la máquina diseñada.

#### **1.4 Justificación.**

El proyecto a presentar es de vital importancia pues con el diseño y aplicación de una máquina para extraer jugo de frutas cítricas se pretende maximizar la capacidad de la línea de producción minimizando los procesos manuales y por consiguiente mejorando el rendimiento de toda la cadena productiva de una planta productora de jugo de frutas cítricas, también cabe resaltar que la aplicación de la propuesta trae consigo mejoras en la administración de los recursos económicos y el personal, la planificación de los horarios permite realizar una adecuada capacitación del personal, aprovechando así de una manera más eficiente las horas hombre destinadas a la extracción del jugo, el aumento de la producción permitirá mantener inventario y tener disponibilidad para satisfacer la demanda y aumentar la oferta expandiendo así sus fronteras.

El Estado Carabobo y particularmente la zona de Bejuma, es una región productora de una gran variedad de frutas cítricas, como son el limón, la naranja y la mandarina, lo que las hace unas de las frutas más comerciales y de fácil adquisición, por lo cual existe una gran demanda de las mismas. El consumo de jugos de frutas cítricas recién exprimidas es altamente beneficioso para la salud debido a la cantidad de nutrientes que poseen y es uno de los mejores hábitos alimenticios.

#### **1.5 Alcance.**

Dentro del marco táctico del desarrollo del proyecto es primordial establecer demarcaciones que garanticen el cumplimiento de los objetivos del mismo, así como

también definir el enfoque de los esfuerzos realizados en miras de alcanzar las metas propuestas a lo largo de la investigación, por ello cabe destacar que para el presente proyecto los estudios se harán solo en la producción de jugo de frutas cítricas. El plan a diseñar consiste en estudiar las fases que conforman la extracción de jugo de frutas cítricas. Se seleccionaran los materiales más apropiados para el diseño de la manera que la máquina extractora de jugos de frutas cítricas sea segura, resistente y económica. Se obtendrá un costo preciso de la máquina, se elaboraran planos de conjunto y de taller para la construcción de la misma. Este proyecto tiene un alcance factible desde el punto de vista económico, ya que la empresa proporciona los recursos para la elaboración de este diseño con un alcance aproximado de BsF 8.000.000

#### **1.6 Limitaciones.**

El tiempo de investigación está estipulado en 8 meses, sin embargo, en el transcurso del desarrollo de la investigación pueden surgir nuevas variables provenientes de ideas consolidadas y derivadas de la propuesta de solución que se adopte que pueden extender este período de investigación.

El costo de fabricación de las piezas es de un nivel elevado, pues en su mayoría estarán elaboradas con aceros inoxidable y polímeros especiales.

La carencia de recursos materiales en el mercado venezolano disminuye la libertad de escoger el material mas optimo para el diseño

## CAPÍTULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Antecedentes.

Los antecedentes nos dan una base teórica e investigativa de los parámetros bases para realizar el diseño de la máquina exprimidora y una visión de los resultados que podremos obtener, estas investigaciones previas nos aportan parámetros que al ser estudiados con anterioridad han dado los mejores resultados, estos parámetros pueden ser tomados como directrices para estudios posteriores como lo es este trabajo de grado. El tener una base teórica sobre los distintos tipos de diseños de máquinas exprimidoras de frutas cítricas más comunes en el mercado, así como el tipo de materiales permitidos por organismos de salud y del principio de funcionamiento de los mecanismos presentes nos permite adquirir datos para la elaboración de un diseño que cumpla con los objetivos ya planteados.

Como principal antecedente bibliográfico se encuentra la investigación realizada por Moreno y Velázquez, (2007), egresados de la Universidad de las Américas, Puebla, con la investigación titulada Diseño Detallado de una Máquina Exprimidora de Naranjas, que tenía como propósito presentar el prototipo de una maquina la cual realiza la extracción del jugo de la naranja mediante pistones neumáticos, logrando un capacidad de extracción de 8 unidades por minuto.

Adicionalmente se encuentra la investigación realizada por Loachimín (2010), Quito, Egresado de la Escuela Politécnica Nacional, quien condujo una investigación titulada Diseño de una Máquina Extractora de Naranjas con capacidad de 12 naranjas por minuto. Esta investigación se basó en el diseño de una maquina la cual realiza un corte dividiendo las naranja en dos partes para reducir la fuerza necesaria para lograr exprimirla. Y realizando un rediseño de la misma para mejorar la eficiencia de la maquina presentada, que se traduce en un ahorro económico para la empresa

## 2.2 Bases teóricas.

### 2.2.1 Máquinas extractoras de jugo de frutas cítricas.

Actualmente existen diferentes tipos de máquinas extractoras de frutas cítricas las cuales permiten extraer el zumo de la fruta, pero utilizan dispositivos diferentes y se clasifican en:

- **Máquina de extracción manual**

El dispositivo manual fue el primero que surgió en el cual la persona que deseaba obtener el zumo tenía que cortar y exprimir manualmente la fruta utilizando sus manos mediante giros circulares alrededor del dispositivo. Este tipo de exprimidores no es muy higiénico ya que la persona está en contacto con la fruta. El diseño permite separar y triturar la pulpa de las frutas citadas de forma manual y sencilla de operar. Suele encontrarse este aparato construido de diferentes materiales como: plástico, cristal, metal, etc. El principio sobre el que se fundamenta el exprimidor es muy sencillo: la presión sobre la superficie de la fruta (cáscara) junto con un movimiento giratorio, saca la pulpa, este principio tiene en física un nombre: Principio de Pascal, conocido en la mecánica de fluidos. En la figura 1 podemos observar el dispositivo manual.



Figura: 1. Exprimidor Manual

Fuente: Orange press juicer Manual operator's-PMC, (2001)

### · **Máquina de extracción manual-mecánica**

El dispositivo manual - mecánico es el más usado y en este el operario solo tiene que cortar la fruta ubicarla en el dispositivo y ejercer una presión sobre el brazo para así obtener el zumo, dentro de los diseños de dispositivos mecánico manuales nos conseguimos con los tipo pistón que consta de una pieza que se mueve hacia arriba o hacia abajo impulsando un fluido o bien recibiendo el impulso de él. El pistón es una pieza metálica tronco cónico compuesto por tres partes que son: la cabeza, el cuerpo y la pollera o falda. La parte superior o cabeza es la parte más reforzada del mismo ya que se encarga de recibir el empuje durante el desarrollo del ciclo. Efectúa un movimiento alternativo, obligando a la fruta que ocupa el cilindro a modificar su presión y volumen como se puede ver en la figura 2.



Figura: 2. *Exprimidor manual-mecánico.*  
Fuente: *Manual de operador. Servinox, (1995).*

El otro tipo de mecanismo utilizado es un tornillo sin fin, el cual Consiste en un tornillo (“superficie helicoidal que rodea a un cilindro”) dentro de un tubo. Debido a que el tornillo rota, éste hace que las frutas que se encuentran en la tolva sean recogidas y presionadas con el final de la carcasa, al pasar por un filtro es separada la pulpa del zumo para así almacenar ambos. Ver figura 3.



Figura: 3. Exprimidor manual-mecánico mediante tornillo sin fin.  
*Fuente: Orange juice squeezer manual-OJC ,(2005).*

- **Máquina de extracción manual-eléctrica**

El dispositivo manual – eléctrico se ha hecho muy popular en los hogares debido a su tamaño y costo. La fruta debe ser partida y presionar sobre el dispositivo, al igual que el primer caso esto no es muy higiénico ya que el operario tiene contacto con la fruta. Ver figura 4.



Figura: 4. Exprimidor manual-eléctrico.

*Fuente: Operator's Manual-Cookinox Company, (2010)*

- **Máquina de extracción mecánica-eléctrica**

El equipo mecánico – eléctrico es utilizado en negocios medianos y grandes que buscan agilizar el proceso y de esa forma obtener mayores

beneficios. Los tamaños de estas dependen la producción requerida y el espacio disponible esta es la forma más higiénica de obtener el zumo ya que el proceso es realizado de forma automática, el producto está listo para ser ingerido.

Debido a que el proceso es automático este tipo de máquinas tienen un costo elevado en comparación a las descritas anteriormente. Su funcionamiento es similar al de una bomba de engranajes, en la cual dos engranajes encerrados en un alojamiento ceñido se encargan de transmitir la fuerza necesaria para lograr exprimir y obtener en su totalidad el zumo presente en las frutas. El elemento principal de este tipo de exprimidoras es el par de engranajes acoplados. El par de engranajes está formado por el eje conductor/motor (el que es accionado por el eje del motor) y el eje conducido. El eje conductor hace girar al eje conducido bajo el principio del desplazamiento provocado por el contacto entre los dientes de los engranajes de los ejes. Ver figura 5.



Figura: 5. Exprimidor eléctrico-mecánico.  
*Fuente: Operator's Manual- FMC Corporation (1998).*

### **2.2.2 Consideraciones de Diseño**

Algunas veces la resistencia que requiere un elemento de un sistema significa un factor importante para determinar su geometría y dimensiones. En esa situación se dice que la resistencia es una consideración de diseño importante. Cuando se emplea

la expresión consideración de diseño se involucra de manera directa alguna característica que influye en el diseño del elemento, o tal vez en todo el sistema. A menudo se deben considerar muchas de esas características en una situación de diseño dada.

#### **2.2.2.1 Herramientas y recursos de diseño.**

En la actualidad, el ingeniero tiene una gran variedad de herramientas y recursos disponibles que le ayudan a solucionar problemas de diseño. Las microcomputadoras poco caras y los paquetes robustos de software proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de estas herramientas, el ingeniero siempre necesita información técnica, ya sea en forma de desempeño básico en ciencias/ingeniería o las características de componentes especiales recién lanzados. En este caso, los recursos pueden ir desde libros de ciencia/ingeniería hasta folletos o catálogos de los fabricantes. También la computadora puede jugar un papel importante en la recolección de información.

#### **2.2.2.2 Herramientas computacionales.**

El software para el diseño asistido por computadora (CAD) permite el desarrollo de diseños tridimensionales (3-D) a partir de los cuales pueden producirse vistas ortográficas convencionales en dos dimensiones con dimensionamiento automático. Las trayectorias de las herramientas pueden generarse a partir de los modelos 3-D y, en algunos casos, las partes pueden crearse directamente desde una base de datos 3-D mediante el uso de un método para la creación rápida de prototipos y manufactura (estereolitografía). Otra ventaja de este tipo de base de datos es que permite cálculos rápidos y exactos de ciertas propiedades como la masa, la localización del centro de gravedad y los momentos de inercia de masa. Del mismo modo, pueden obtenerse con facilidad otras propiedades como áreas y distancias entre puntos. Existe una gran cantidad de software de CAD disponible como Aries, AutoCAD, CadKey, I-Deas, Unigraphics, SolidWorks y ProEngineer, sólo por mencionar algunos.

### 2.2.2.3 Fundamentos de Diseño.

- **Normas y códigos.**

Una norma es un conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y cantidad especificadas. Uno de los propósitos importantes de una norma es poner un límite al número de artículos en las especificaciones para proporcionar un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades. Un código es un conjunto de especificaciones para analizar, diseñar, manufacturar y construir algo. El propósito de un código consiste en lograr un grado específico de seguridad, eficiencia y desempeño o calidad. Es importante observar que los códigos de seguridad no implican seguridad absoluta. De hecho, la seguridad absoluta es imposible de obtener. Algunas veces realmente acontece un suceso inesperado. Diseñar un edificio para que resista un viento de 120 mi/h no significa que el diseñador piense que un viento de 140 mi/h es imposible; sólo significa que piensa que es muy improbable.

- **Economía.**

La consideración del costo tiene una función tan importante en el proceso de la decisión de diseño que fácilmente podría emplearse el mismo tiempo para estudiar el factor del costo que para realizar el estudio de todo el tema de diseño.

- **Tamaños estándar.**

La utilización de tamaños estándar o corrientes es el principio fundamental de la reducción del costo. Hay muchas piezas que se pueden comprar, tales como motores, bombas, cojinetes y sujetadores, que son especificadas por los diseñadores. En este caso, también es necesario hacer un esfuerzo especial para especificar partes que se consigan con facilidad. Por lo general, las partes que se hacen y se venden en grandes cantidades cuestan menos que las de tamaños poco comunes. Por ejemplo, el costo de los cojinetes de bolas

depende más de la cantidad de producción del fabricante de cojinetes, que del tamaño del cojinete.

- **Tolerancias amplias.**

Entre los efectos de las especificaciones de diseño sobre los costos, tal vez los de las tolerancias sean los más significativos. Las tolerancias de diseño influyen de muchas maneras en la factibilidad de fabricación del producto final; las tolerancias estrictas quizá necesiten pasos adicionales en el procesamiento o incluso provocan que la producción de una parte sea económicamente impráctica. Las tolerancias cubren la variación dimensional y el intervalo de rugosidad superficial, así como la variación de propiedades mecánicas que generan el tratamiento térmico y otras operaciones de procesamiento. Como las partes que tienen tolerancias amplias a menudo se producen por medio de máquinas con velocidades de producción altas, los costos serán significativamente menores. Asimismo, se rechazarán menos partes en el proceso de inspección y a menudo serán más fáciles de ensamblar.

- **Puntos de equilibrio.**

Algunas veces sucede que, cuando se compara el costo de dos o más enfoques de diseño, la elección entre ellos depende de un conjunto de condiciones como la cantidad de producción, la velocidad en las líneas de ensamble o alguna otra condición. Así, se llega a un punto que corresponde a costos iguales, el cual se llama punto de equilibrio.

- **Incertidumbre.**

En el diseño de maquinaria abundan las incertidumbres. Entre los ejemplos de incertidumbres concernientes al esfuerzo y la resistencia están:

- La composición del material y el efecto de las variaciones en las propiedades.
- Las variaciones de las propiedades de lugar a lugar dentro de una barra de material.

- El efecto del procesamiento local, o cercano, en las propiedades.
- El efecto de ensambles cercanos, como soldaduras y ajustes por contracción, en las condiciones del esfuerzo.
- El efecto del tratamiento termo mecánico en las propiedades.
- La intensidad y distribución de las cargas.
- La validez de los modelos matemáticos que se utilizan para representar la realidad.
- La intensidad de las concentraciones de esfuerzos.
- La influencia del tiempo sobre la resistencia y la geometría.
- El efecto de la corrosión.
- El efecto del desgaste.
- La incertidumbre respecto de la longitud de cualquier lista de incertidumbres.

Los ingenieros deben adecuarse a la incertidumbre, pues ésta siempre acompaña al cambio. Entre los aspectos que conciernen a los diseñadores se pueden mencionar las propiedades de los materiales, la variabilidad de carga, la fidelidad de la fabricación y la validez de los modelos matemáticos. Existen métodos matemáticos para enfrentar las incertidumbres. Las técnicas básicas son los métodos determinísticos y estocásticos. El método determinístico establece un factor de diseño basado en las incertidumbres absolutas de un parámetro de pérdida de función y un parámetro máximo permisible. En ciertos casos el parámetro puede ser la carga, el esfuerzo, la deflexión, etc.

• **Confiabilidad.**

El método de confiabilidad de diseño es donde se conoce o se determina la distribución de los esfuerzos y de las resistencias; después se relacionan los dos con objeto de lograr un índice de éxito aceptable. La medida estadística de la probabilidad para que un elemento mecánico no falle en el servicio se llama confiabilidad de ese elemento. La confiabilidad  $R$  puede expresarse median-



Cuando se utiliza la expresión: consideración de diseño; se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizá, en todo el sistema.

Generalmente se tienen que tomar en cuentas varias de estos factores en un caso de diseño determinado. Algunos de los más importantes son los siguientes: Resistencia, confiabilidad, propiedades térmicas, corrosión, desgaste, fricción (o rozamiento), procesamiento, utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido, estilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado de superficies, lubricación, mantenimiento, volumen y responsabilidad legal. Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

#### **2.2.2.5 Factores de seguridad.**

El coeficiente de seguridad también conocido como factor de seguridad N, es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias. Así, en los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

1. Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos.
2. Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

Es por ello que, en ambos casos, resulta en un dimensionamiento adicional del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc. Estos factores de seguridad por lo general provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según

la experiencia personal del diseñador. En general para el mismo tipo de elemento dependerá del tipo de uso o servicio que se le piense dar. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico. Finalmente se puede decir que en resistencia de materiales se aplica un coeficiente de seguridad superior o inferior dependiendo del uso del componente. Así, en el cálculo de dimensionamiento de sección de un cable para tender la ropa se utilizara un coeficiente de seguridad inferior al utilizado para ese mismo cable cuando se estudia su empleo para sustentar un ascensor. En la tabla uno se muestra los factores de seguridad dependiendo del tipo de elemento que se va a diseñar. Ver tabla 1.

**Tabla: 1. Factores de seguridad**

TIPO DE CARGA	Materiales dúctiles. Aceros.		Materiales frágiles. Fundición.	Madera
	$U_n$	$N_y$	$N_u$	$N_u$
Cargas muertas (Constantes)	2,6-4,2	1,25- 2,0	4,5-6,5	6-8
Cargas repetidas, en una dirección. Choque moderado.	5-7	2,5-3,5	6,5-9,0	9-11
Cargas repetidas, invertidas. Choque moderado	7-9	3,5-5,0	10-13	13-16
Choques fuertes	10-15	5-8	15-20	20

*Fuente: Tassoni D. (2007)*

### 2.2.2.6 Esfuerzos.

Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseñe siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar. Por lo tanto se debe

diseñar tomando en cuenta este elemento para lograr un dispositivo seguro y confiable.

· **Esfuerzos Uniformemente Distribuidos.**

Con frecuencia, en diseño se plantea la hipótesis de que hay una distribución uniforme de esfuerzo. Según (Budynas R. y Nisbett J. 2.008), el resultado obtenido con esa suposición se le llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo en estudio. A veces se emplea el calificativo simple en vez de puro, para expresar que no hay otros efectos que compliquen la situación. Una barra en tensión es un ejemplo típico.

En este caso, una carga de tensión  $F$  se aplica mediante los pasadores que atraviesan los extremos de la barra. La hipótesis de esfuerzo uniforme significa que si corta la barra en una sección transversal, alejada de ambos extremos, y se separa una de las mitades, es posible sustituir su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud

esta uniformemente distribuido y se calcula por la siguiente ecuación:

$$- \quad (1)$$

Donde  $F$  es la fuerza aplicada y  $A$  es el área de la sección transversal. Para justificar esta hipótesis de distribución uniforme del esfuerzo se requiere que:

1. La barra sea recta y de material homogéneo.
2. La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.

La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio en la sección transversal.

· **Esfuerzos Normales por Flexión.**

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión se harán las siguientes idealizaciones:

1. La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales ni de torsión.
2. El material es isótropo y homogéneo.

3. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.
4. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
5. Las dimensiones de la viga son tales que solo puede fallar por flexión y no por aplastamiento.
6. Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión

En la figura 6 se observa un cuerpo en forma de paralelepípedo, sometido a flexión, por un momento flector “puro”; la pieza adquiere la forma de la fig. 6 -b, permitiendo a sus distintas secciones transversales adyacentes, girar las unas respecto a las otras. La figura 6-c, representa una vista ampliada de un corte en el medio de la Fig. 6-b (sección A-A); tomamos un diferencial de área para una distancia +  $x$  en el cual las fibras están sometidas a tracción y otro diferencial de área a una distancia -  $x$ , en donde las fibras de la pieza están sometidas a compresión; para cada

(2)

Existe un

(3)

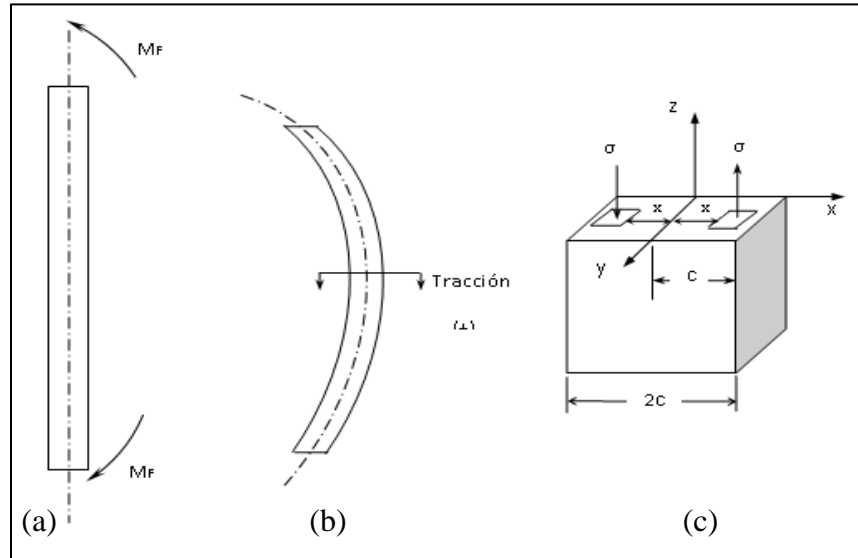


Figura 6. (a) Paralelepípedo sometido a un momento flector MF puro; (b) paralelepípedo afectado por el momento flector y (c) ampliación de un corte en el medio del paralelepípedo.  
*Fuente: Tassoni D. (2.007).*

Para el que contribuyen los más alejados; el esfuerzo de tracción máximo ocurre en  $c$  y el mínimo, de compresión, ocurre en  $-c$  y se tiene que:

$$\sigma = \frac{M}{I} z \quad (4)$$

En cualquier otra posición, se tiene que

$$\sigma = \frac{M}{I} z \quad (5)$$

Si integramos la expresión (3), tenemos que la reacción interna iguala al efecto externo:

$$M_i = \int_A \sigma dM_i = \int_A \sigma x dF = \int_A \sigma x S dA = \int_A \sigma x^2 \frac{S_{\max}}{c} dA = M_f \quad (6)$$

Así

$$M_f = \frac{S_{\max}}{c} \int_A \sigma x^2 dA \quad (7)$$

Como  $\int_A \sigma x^2 dA = I_y$  es el momento de inercia de la sección transversal de la pieza, alrededor del eje  $y$ , que pasa por su centro de gravedad, la expresión (7) es igual a

$$\frac{M_f}{I_y} = \frac{S_{\max}}{c} \quad (8)$$

#### • Análisis de piezas largas sometidas a compresión

Existen elementos de máquina, que no fallan cuando la tensión resultante aplicada se acerca a los valores de resistencia del material, sino mucho antes. El mismo obedece a la existencia de un llamado *equilibrio inestable*. Un ejemplo típico son las columnas, muchos elementos de máquina se comportan como si fueran columnas, sin serlo. Algunos ejemplos que se pueden citar son: la BIELA de un motor de combustión interna, el soporte central del tren de aterrizaje de un avión, el vástago del émbolo de un cilindro hidráulico, etc. Considerando, por ejemplo, los dos elementos que se indican en la figura 7 ¿Cuál es el más crítico? La respuesta a esta pregunta, resulta demasiado evidente: sin pensar siquiera en la sección, o en la dimensión de la sección transversal del elemento, todos concuerdan en afirmar que el más crítico es el más largo, en este caso el de la figura 7.b.

Para visualizar mejor esta situación, imagine una regla de plástico o la antena de un carro, a la cual se le aplica una carga  $P$  de compresión, se observa que la regla(o la antena) se arquea (dobla) como el paralelepípedo de la figura 6, es decir, la pieza ha pandeado; el pandeo no es la curvatura sino la

falla, sin quitar la carga  $\mathbf{P}$ . Si se quita la carga  $\mathbf{P}$ , la regla (o la antena) se endereza, un pequeño desplazamiento lateral, producto de la deformación mostrada, genera una reacción interna que se opone a  $\mathbf{P}$ , debido a un “momento elástico interno”. Al desaparecer  $\mathbf{P}$ , este momento es suficiente para que la pieza recobre su forma recta, esto se denominó “*estabilidad elástica*”. La primera vez que se escuchó este término fue en el año 1.744, en un tratado de Leonhard Euler (1.707-1.783), matemático, físico e ingeniero que paso largos años para tratar de explicar este problema, ya que la estabilidad elástica solo explica cuando la pieza se endereza, el verdadero problema es explicar cuando la pieza llegará a la “*inestabilidad elástica o geométrica*”, es decir, cuando el momento elástico interno ya no es capaz de contrarrestar el efecto de  $\mathbf{P}$ , y cuando esto ocurre la pieza falla (cede) abruptamente y se produce el colapso.

Euler, poco antes de morir, en 1.780, completó su largo trabajo, con la propuesta que lleva su nombre, analizando la forma de una columna sometida a carga axial, como la representada en la figura 7 (Ver figura 7.) desarrolló la ecuación:

$$\text{—} \quad (9)$$

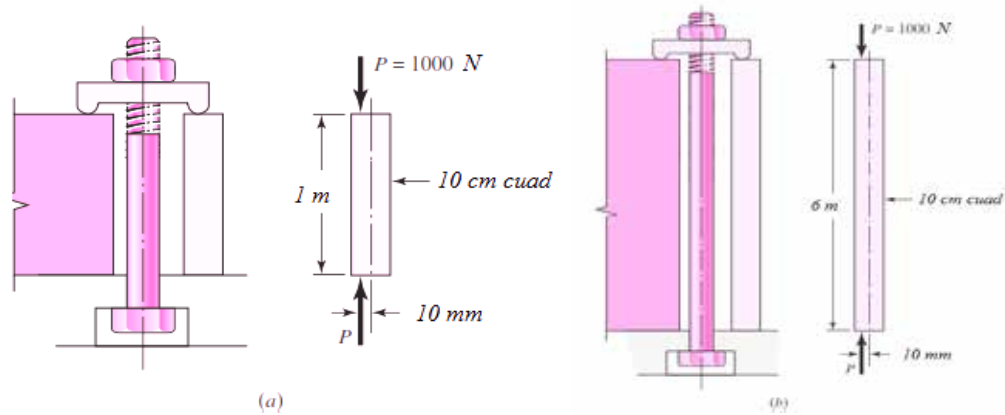


FIGURA: 7. Elementos de Máquina de igual sección transversal, e idénticos sistemas de carga; difieren únicamente en cuanto a las correspondientes longitudes.  
Fuente: Tassoni D. (2.007).

Esta expresión es conocida como la “*fórmula de EULER*”, para columnas con extremos libres de girar, en la cual se tienen las siguientes magnitudes:

- = Módulo de Elasticidad del material que conforma la pieza [**Pa**]
- = Inercia de la sección transversal de la pieza [**m<sup>4</sup>**]
- = longitud de la pieza [**m**]

El subíndice **cr** que se asocia a la carga **P**, indica el carácter crítico de la carga de compresión aplicada, la cual es la carga que lleva a la pieza a la inestabilidad elástica, en el instante de la falla. Otra utilización sencilla que permite realizar la ecuación de Euler, consiste en aplicar directamente la LONGITUD DE PANDEO, sustituyéndola en la expresión (9), a la longitud del elemento con extremos libres de girar. La longitud de pandeo depende de la fijación de los extremos de la columna. Un ejemplo de esta aplicación se presenta a continuación considerando la pieza de la figura 6, que es la representación de una pieza larga, con un extremo libre y el otro empotrado. Si observamos la forma que adopta la pieza sometida a compresión, se ve la similitud con la representada en la figura 8 la pieza de la figura 6 adopta la forma de la mitad superior de la indicada en la figura 8; prolongando idealmente la forma de la pieza con un extremo empotrado y el otro

libre, como se indica en trazos negros en la figura 9. Se obtiene la misma de la pieza con ambos extremos libres; pero esto ocurre para un elemento "ficticio" cuya longitud total es, en este caso, el doble de la altura del original. Para este elemento se tiene entonces que su longitud de pandeo  $L_P$  es  $2h$ . Haciendo esta sustitución en la expresión (9) se obtiene. Ver figura 8 y 9.

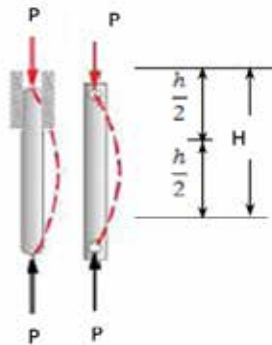


Figura: 8. Representación de un elemento de máquina largo, con un extremo libre de girar, y el otro guiado, sometido a compresión, o ambos libres de girar sometido a una carga axial  $F$  de compresión (la deformación del elemento ha sido magnificada).

*Fuente: Tassoni D. (2.007).*

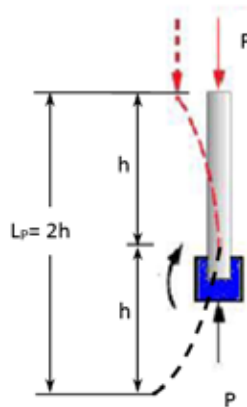


Figura: 9. Elemento de Máquina, con un extremo empotrado y el otro libre, sometido a una carga axial  $F$  de compresión.

*Fuente: Tassoni D. (2.007).*

—

(10)

Que para la pieza de la figura 10 es entonces

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (10a)$$

Si se analiza la geometría que adoptan distintas piezas largas, sometidas a compresión, en función de la manera de fijación de sus extremos, se puede tratar de generalizar esta posibilidad que brinda la ecuación de Euler. Observando, para ello, la figura 10; en 10.a se tiene una pieza con ambos extremos empotrados geoméricamente se obtiene que su longitud de pandeo  $L_P$  es igual a  $h / 2$ ; para esta pieza la expresión (10) resulta

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (10b)$$

La pieza representada en la figura 10-b; (Ver figura 10). Posee un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente; nuevamente en forma geométrica se obtiene una longitud de pandeo  $L_P$  igual a  $0,707 h$ ; la expresión (10) es:

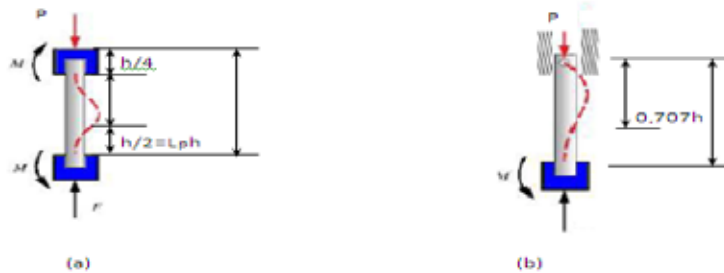


Figura: 10. Representación de elementos de máquina largos, sometidos a la carga axial de compresión de compresión  $F$ ; (a) elemento con ambos extremos empotrados; (b) elemento con un extremo empotrado y el otro guiado.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (10.c)$$

Considerando las expresiones (9), (10), (10.a), (10.b) y (10.c) y los casos para los cuales son válidas, se puede escribir la ecuación de Euler como

$$\text{---} \quad (11)$$

En la ecuación (11), es el *factor de fijación de extremos*, y para los casos presentados se tienen los siguientes valores:

Con extremos libres de girar (caso de la Fig. 8 Ec. (9)).

¼ Con un extremo empotrado y el otro libre (caso de la Fig. 6 Ec. (10)).

Con un extremo empotrado y el otro libre de desplazarse verticalmente (guiado). (Caso de la Fig. 10-b Ec. (10c)).

Con extremos empotrados (caso de la Fig. 10-a Ec. (10b)).

Como se debe diseñar elementos de máquina, se considera la falla, es decir, se añade un factor de seguridad y , siendo la carga que debe soportar la pieza. Como se observa en la figura 8(Ver figura 11), en los alrededores del punto de intersección entre el valor de  $S_y$  y la fórmula de Euler, existe cierta incertidumbre. La misma es eliminada por la parábola de Johnson, la cual se obtiene de la siguiente manera:

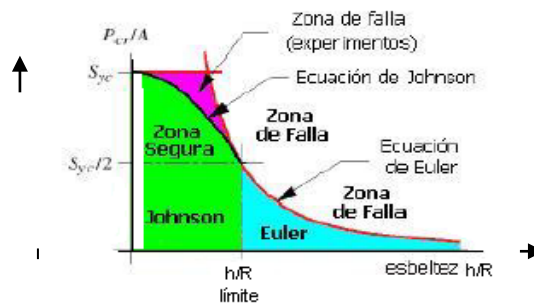


Figura: 11. Representación gráfica de los criterios de Euler y de Johnson para elementos de máquina largos sometidos a cargas de compresión.

Fuente: Tassoni D. (2.007).

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{Ycomp} - \frac{S_{Ycomp}}{2p} \frac{1}{nE} \frac{h}{R}^2 \quad (12)$$

La ecuación (12), es una expresión parabólica tangente al punto  $\frac{P_{cr}}{A} = S_{y\ comp}$

y a la parábola de Euler en  $\frac{P_{cr}}{A} = \frac{S_{y\ comp}}{2}$ . Entonces se obtiene

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{\rho^2 E}{h/R^2} = S_{y\ comp} - \frac{S_{y\ comp}}{2\rho} \frac{1}{nE} \frac{h}{R}$$

Y haciendo los cambios de variable

$$b = S_{y\ comp} \quad a = \frac{\rho^2 E}{2\rho} \frac{1}{nE} \quad x = \frac{h}{R} \quad y \quad n\rho^2 E = c$$

Sustituyendo se obtiene

$$b - ax = \frac{c}{x}$$

Es decir, la expresión  $ax^2 - bx + c =$

**0**

Ecuación de 2º grado, cuya solución, en la forma  $ax^2 + bx + c = 0$ , es, si se recuerda,

$$x = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{S_{y\ comp} \pm \sqrt{(S_{y\ comp})^2 - 4 \frac{S_{y\ comp}^2 \rho^2 nE}{4\rho^2 nE}}}{2 \frac{(S_{y\ comp})^2}{4\rho^2 nE}} = \frac{2\rho^2 nE}{S_{y\ comp}}$$

Finalmente,  $x = \frac{2\rho^2 nE}{S_{y\ comp}}$

Siendo  $x = \frac{\rho^2 E}{nE} \frac{h}{R}$  se obtiene

$$\frac{h}{R} \Big|_{\text{Limite}} = \sqrt{x} = \rho \sqrt{\frac{2nE}{S_{y\text{comp}}}} \quad (13)$$

Este es el valor del coeficiente de esbeltez para el cual, las parábolas de EULER y de JOHNSON, son tangentes en el punto  $\frac{P}{A} = \frac{S_{y\text{comp}}}{2}$ , es decir, ambos criterios son válidos.

La parábola de Johnson es válida hasta los valores de esbeltez que igualan la expresión (13). Para valores mayores a éste, debe utilizarse la fórmula de Euler. Para valores inferiores a una esbeltez de **20**, se utilizará el criterio de falla por fluencia pues se trata de elementos de máquina cortos, sometidos a compresión.

#### 2.2.2.7 Teorías de falla.

La existencia de las tensiones máximas, tensiones principales, se deben relacionar con las posibilidades de falla (la pieza no cumpliría con la finalidad requerida para su funcionamiento) del elemento de máquina estudiado, con el objetivo de evitar que su falla se presente. Para ello se han formulado teorías, distintas a la expuesta al principio (conocida como de tensión normal máxima, la cual se utiliza comparando directamente  $s$  y  $t_{y\text{corte}}$ , propuesta por W.J.M. Rankine en 1.845), que se acercan definitivamente más a la predicción acertada de las condiciones de falla de un elemento de máquina, que esa primera teoría, quedando está “*primera teoría solamente para materiales frágiles*”. Veamos, a continuación, algunas de las más importantes y más utilizadas en el diseño de piezas.

- **Tresca: Teoría de Tensión de Corte Máxima.**

Se considera que está es la teoría de falla más antigua. Originalmente fue propuesta por el francés C. A. Coulomb (1.736-1.806). Tresca, en 1.864 escribió acerca de la teoría del esfuerzo cortante máximo, y J.J.Guest en Inglaterra realizó ensayos en el año 1.900, que condujeron a la aceptación de la teoría. Así como se

1 2 para un estado bidimensional de tensiones, se puede obtener, para

un estado más complejo de tensiones, tal como es el tridimensional, los siguientes valores:

$$t_1 = \frac{s_1 - s_2}{2}, \quad t_2 = \frac{s_2 - s_3}{2}, \quad t_3 = \frac{s_1 - s_3}{2} \quad (14)$$

La falla iniciará cuando la tensión mayor de corte entre los tres valores de  $t_i$  (sea ésta  $t_{i,MAX}$ ) representados en las expresiones indicadas en (15), se iguala a la mitad del valor de la resistencia a la fluencia del material de fabricación de la pieza, obtenido en un ensayo de tracción simple. Esto es

$$t_{i,MAX} = \frac{S_y}{2} \quad (15)$$

La teoría de la tensión de corte máxima, indica igualmente que el límite de fluencia a corte  $S_{ycorte}$  de un material es, a lo sumo, igual a la mitad de su límite de fluencia a tracción  $S_y$ , esto es,

$$S_{ycorte} = \frac{S_y}{2} \quad (16)$$

Esta teoría ofrece buenos resultados en el diseño de elementos de máquina, para cuya fabricación se utilizarán materiales dúctiles (latones, bronces, aluminio y aceros laminados y recocidos).

• **Von Mises – Hencky.**

También denominada, teoría de la energía de corte o teoría de la energía de distorsión. En 1.904, en Polonia, M. T. Hueber escribió por primera vez sobre la energía de la máxima distorsión; pero, fueron R. von Mises (Alemania y USA) en 1.913 y H. Hencky (Alemania y USA) en 1.925 quienes más contribuyeron a ella. Recientemente, S. Timoshenko, en su *History of Strength of Materials* McGraw-Hill, Nueva York, 1.953, ha atribuido esta teoría a J. C. Maxwell de Inglaterra, que la plantea en 1.856. Esta teoría sostiene que cualquier pieza esforzada en forma elástica sufre un (ligero) cambio en forma, volumen o en ambos, pero no en tamaño. La energía necesaria para producir



$$\frac{\sigma}{\sigma_{lim}} = \frac{S_n}{S'_n} \quad (20)$$

### 2.2.2.8 Fatiga

Las fallas en los elementos de máquinas se deben a cargas que varían con el tiempo y no a cargas estáticas. Estas suelen ocurrir a niveles de esfuerzo muy por debajo del límite elástico de los materiales, por esto es que manejar solo teoría de fallas estáticas puede ocasionar diseños pocos seguros cuando las cargas son dinámicas. La falla por fatiga ocurre repentinamente sin ningún de aviso previo; inicia por una pequeña grieta (microscópicas) que se va propagando en la sección transversal de la pieza, hasta que el área resistente de la sección sometida a las tensiones, es demasiado pequeña y, en consecuencia ocurre el colapso súbito de la pieza. Las tensiones cuando existe fatiga en un elemento de maquina normalmente son una función compleja del tiempo.

### 2.2.2.9 Factor de corrección de Marín.

Son factores que corrigen a la baja el límite de fatiga teórico de la probeta de viga rotatoria ensayada en el laboratorio ( $S'_n$ ), obteniéndose de ese modo el límite de fatiga para la pieza real, es decir, en sus condiciones reales de trabajo ( $S_n$ )

$$S_n = C \cdot S'_n \quad (21)$$

Donde "C" aglutina los factores:

- C1: factor de corrección por acabado superficial.
- C2: factor de corrección por dimensión de la pieza.
- C3: Factor de corrección de confiabilidad funcional.
- C4: Factor de corrección por temperatura de trabajo.
- C5: factor de corrección por carga axial.
- C6: Factor de corrección por carga de corte.

- **Acabado Superficial (C1):** toma importancia el acabado superficial de la pieza un rectificado o un pulido, ya que dejara menos marcas a partir de las cuales pudiese iniciarse la grieta siendo utilizado valores correspondiente a C1 (Tabla 2) según el tipo de acabo superficial:

Tabla: 2. Coeficientes acabado superficial.

Acabado Superficial	Mpa		Kpsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Maquinado o laminado en frio	4,45	-0,265	2,7	-0,265
Laminado en caliente	56,1	-0,719	14,4	-0,719
Como sale de forja	271	-0,995	39,9	-0,995

Fuente: Tassoni D. (2007)

(22)

- **Dimensión de la pieza (C2):** la dimensión característica de la probeta del ensayo de Moore es de 7.52mm de diámetro, si nos referimos a los ensayo de dimensión estática, experimental se ha comprobado que tanto la resistencia a la fluencia como la ruptura se ven modificada por el área resistente a la tensión, y es por eso que los factores de corrección pueden resumirse así:

C2= 1 para medida de la sección transversal d=12.5 mm.

C2= 0.85 para medida de la sección transversal 12.5 mm < d < 50.0 mm.

C2= 0.75 para medida de la sección transversal 50.0 mm < d < 100.0mm.

O utilizar la relación C2=1.89 para 100.0 mm < d < 250.0mm.

- **Confiabilidad Funcional (C3):** la totalidad de la información referida a los valores de resistencia tanto de fluencia como de ruptura , de los ensayos de tracción estáticos y de los valores de la resistencia de la fatiga y de límite de

fatiga, según sea el caso y el material de fabricación de la pieza, indican que de acuerdo a su fabricación los valores que se reportan están en una banda de dispersión del 50%; esto significa que solo que la mitad de las piezas presentaran, por lo menos, la durabilidad esperada según las condiciones de trabajo que le han sido impuesta. Si la confiabilidad que se desea tener es de 50%, el valor de factor es  $C_3=1$ , pero, si deseamos una confiabilidad mayor por ejemplo 99% entonces  $C_3=0.83$  y para valores que aseguren la supervivencia de casi la totalidad de las piezas digamos del 99.99% sería  $C_3=0.72$ .

### 2.2.3 Engranaje

Mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina.

#### 2.2.3.1 Tipo de Engranaje:

- **Engranajes rectos** El engranaje más sencillo es el **engranaje recto**, una rueda con dientes paralelos al eje tallados en su perímetro. transmiten movimiento giratorio entre dos ejes paralelos. el eje impulsado gira en sentido opuesto al eje impulsor. Si se desea que ambos ejes giren en el mismo sentido se introduce una rueda dentada denominada 'rueda loca' entre el engranaje impulsor o motor y el impulsado. La rueda loca gira en sentido opuesto al eje impulsor, por lo que mueve al engranaje impulsado en el mismo sentido que éste

#### 2.2.3.2 Teoría De Los Dientes De Engranaje

La manera más sencilla de transferir movimiento rotatorio de una flecha a otra es un par de cilindros en giro. Puede ser un conjunto externo de cilindros en giro, como se muestra en la ecuación (23). O un conjunto interno, como en la ecuación (24). Este mecanismo funcionará bastante bien cuando hay suficiente fricción en la interfaz en rodamiento. No habrá deslizamiento entre dos cilindros hasta que la fuerza de fricción máxima disponible en la unión se vea superada por las necesidades de transferencia de par de torsión.

Los inconvenientes principales del mecanismo de transmisión con cilindros en rodamiento son su relativamente baja capacidad de par de torsión, así como la posibilidad de deslizamiento. Para efectos de tiempo. Algunas transmisiones re  
 adición de algunos dientes de acoplamiento a los cilindros en rodamiento. Entonces se convierten en engranes, según se observa en la Figura 13, y juntos constituyen un engranaje. Cuando dos engranes se colocan en acoplamiento para formar un engranaje como éste, de manera convencional se hace referencia al menor de ellos como piñón y como engrane al otro.

· **La Nomenclatura De Los Dientes De Engranajes**

La altura del diente se define por la altura de la cabeza y la altura de la raíz, que están referidas al paso nominal la definición de paso circular viene dada por:

$$P_c = \frac{d}{N} \quad (23)$$

Donde d= diámetro de paso y N= número de dientes

**Paso base:**

$$P_b = P_c \cos \phi \quad (24)$$

**Paso diametral:**

$$P_d = \frac{d}{N} \quad (25) \text{ y } (26)$$

En el sistema internacional, que se aplica en engranes métricos, se define un parámetro conocido como **modulo**, que es un recíproco del paso diametral, con el diámetro de paso d medido en milímetros.

—

## · Ley Fundamental De Los Engranés

El concepto general es que los dientes de cualquier forma evitarán deslizamientos extraordinarios. Los viejos molinos de harina impulsados por agua y los molinos de viento funcionaban con engranes de madera, cuyos dientes eran simples espigas de madera insertas en el aro de los cilindros. Aun pasando por alto lo bordo de estos primeros ejemplos de engranaje. No había posibilidad alguna de transmisión uniforme de la velocidad, ya que la geometría de las espigas o “dientes” violaba la ley fundamental de los engranes, que dice que la razón de velocidad angular entre los engranes de un engranaje (o tren de engranes) debe mantenerse constante a través del acoplamiento. La razón de velocidad angular es igual a la razón del radio de paso del engrane de entrada. Dividido entre el correspondiente del engrane de salida.

————— ————— (28)



Figura: 12. “Engranaje externo”  
Fuente: Tassoni D. (2.007).



Figura: 13. “Cilindro en rodamiento”  
Fuente: Tassoni D. (2.007).

Los radios de paso de la ecuación (23) son los de los cilindros de rodamiento a los cuales agregamos los dientes. El signo positivo o negativo toma en consideración los conjuntos de cilindros internos o externos, según se aprecia en la Figura 12. Un conjunto externo invierte la dirección de rotación entre cilindros, lo que requiere un signo negativo. Un engranaje interno (igual que una transmisión por banda o cadena) tendrá la misma dirección de rotación en sus flechas de entrada y de salida y requiere un signo positivo en la ecuación (23). La superficie de los cilindros de rodamiento se convierte en círculos de paso y sus diámetros en diámetros de paso de los engranes. El punto de contacto entre cilindros ocurre en la línea de centros. Según se observa en la Figura 15 y este punto se conoce como punto de paso.

La razón de par de torsión o ventaja mecánica, es la recíproca de la razón de velocidades

$$\frac{\tau_2}{\tau_1} = \frac{v_1}{v_2} \quad (29)$$

Por lo tanto, un engranaje es en esencia un dispositivo que sirve para intercambiar par de torsión por velocidad, o viceversa. Una aplicación común de engranaje reduce la velocidad e incrementa el par de torsión para impulsar cargas pesadas. Como la transmisión de su automóvil. Otras aplicaciones requieren de un incremento en la velocidad, para lo cual debe aceptarse una reducción en el par de torsión. En cualquier caso por lo general es deseable mantener una razón constante entre engranes mientras giran. Cualquier variación en la razón se mostrara como una oscilación en la velocidad y en el par de torsión de salida, incluso si la entrada es constante a lo largo del tiempo. Para efectos de cálculo, la razón de engranes, se toma como la magnitud, ya sea de la razón de velocidades o de la razón de pares de torsión, cualquiera que esta sea  $> 1$ .

$$(30)$$

En otras palabras, la razón de engranes será siempre un número positivo  $> 1$ . sin importar la dirección en que fluya la potencia a través del engranaje. A fin de que resulte cierta la ley fundamental de los engranes, en dientes acoplados los contornos del diente del engrane deben ser los conjugados uno del otro. Es posible emplear un número infinito de pares conjugados posibles, pero sólo unas cuantas curvas han visto una aplicación práctica como dientes de engrane. La cicloide se aplica todavía en algunos relojes como forma de diente, pero la mayor parte de los engranes tienen como forma la involuta de una circunferencia.

• **La forma Involuta en dientes**

La involuta de un círculo es una curva que se genera al desenrollar una cuerda tensa en un cilindro, según se observa en la Figura 14. Observe lo siguiente en relación con esta curva involuta:

- La cuerda siempre es tangente al círculo base
- El centro de curvatura de la involuta está siempre en el punto de tangencia de la cuerda con el círculo base.
- Una tangente a la involuta siempre será normal a la cuerda. Que es el radio instantáneo de curvatura de la curva de la involuta.



Figura: 12. “Desarrollo de la involuta de un círculo”

*Fuente: Tassoni D. (2.007).*

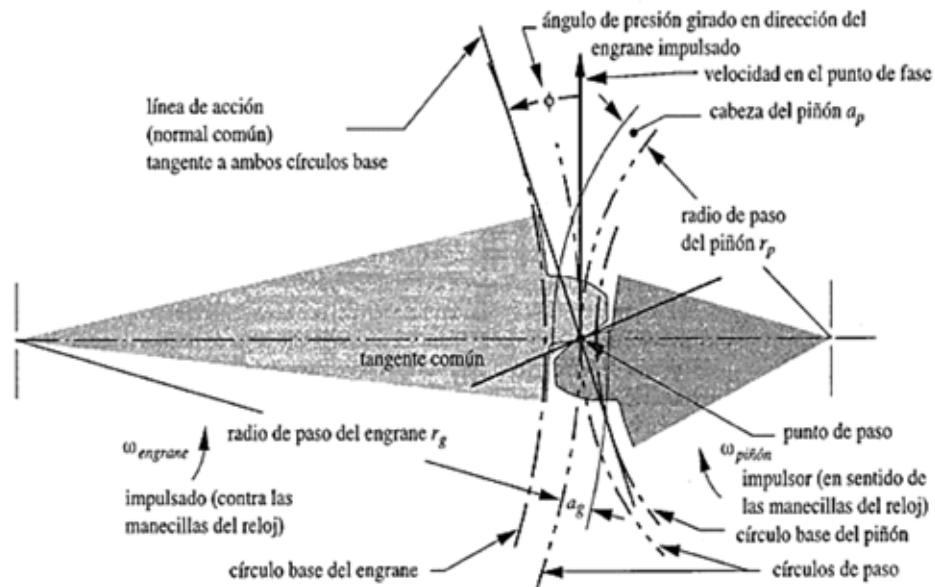


Figura: 13 “Geometría de contacto y Ángulo de presión de dientes involutos”

Fuente: Tassoni D. (2.007).

Por lo que la normal común, que también es la línea de acción pasa a través del punto de paso, independientemente de dónde en el acoplamiento, están ambos dientes en contacto. El punto de paso tiene la misma velocidad lineal, tanto en el piñón como en el engrane, conocida como la velocidad en la línea de paso. El ángulo entre la línea.

### · Ángulo de presión

de acción (normal común) y la dirección de la velocidad en el punto de paso, de engrane impulsado, según se observa en las Figuras 15 y 16. Los ángulos de presión en los engranajes han sido normalizados a unos cuantos valores por los fabricantes de engranes. Éstos se definen como la distancia central nominal para el conjunto de engranes al cortarse. Los valores estándar son 14,5, 20 y 25° siendo 20° el de uso más

común y  $145^\circ$  obsoleto ahora Es posible fabricar cualquier ángulo de presión específico, pero su costo sería difícil de justificar, si se compara con el de los engranes en existencia, con ángulos de presión estándar. Deberán fabricarse herramientas de corte especiales. Los engranes que van a operar juntos deben estar cortados con el mismo ángulo de presión nominal.

· **Geometría del acoplamiento**

La Figura 16 muestra un par de formas de diente involuto en dos posiciones, justo al principio del contacto y en el momento de desaparecer el contacto. Las normales comunes en ambos puntos de contacto siguen pasando a través del mismo punto de paso es esta propiedad de la involuta que hace que se obedezca la ley fundamental de los engranes. Conforme los dientes entran y salen de contacto de trabajo, se mantiene constante la razón del radio del engrane impulsor al radio del impulsado.

De esta observación sobre el comportamiento de la involuta podemos volver a enunciar la ley fundamental de los engranes de una manera más formal desde el punto

en todos los puntos de contacto dentro del acoplamiento, Siempre deberán pasar a través de un punto fijo sobre la línea de centros, conocido como punto de paso. La

los radios respectivos de los engranes en el punto de paso. Los puntos de inicio y de

engrane La distancia a lo largo de la línea de acción entre estos dos puntos dentro del acoplamiento

los círculos de la cabeza respectivos con la línea de acción, según se observa en la Figura 16 La distancia a lo largo de la línea de paso dentro del acoplamiento es el arco de acción, y los ángulos subtendidos en este punto y la línea de centros son el ángulo de ataque y el ángulo de salida. Por razones de claridad en la Figura 16 éstos sólo se ilustran en el engrane, pero hay ángulos similares para el piñón. El arco de

acción tanto de los círculos de paso, del piñón y del engrane deben ser de la misma longitud, para un cero deslizamiento entre los cilindros de rodamiento teóricos, La longitud de la acción  $Z$  se calcula a partir de la geometría del engrane del piñón:

$$(31)$$

Donde  $r$  son los radios del círculo de paso, y  $a$  las alturas de la

Angulo de presión.

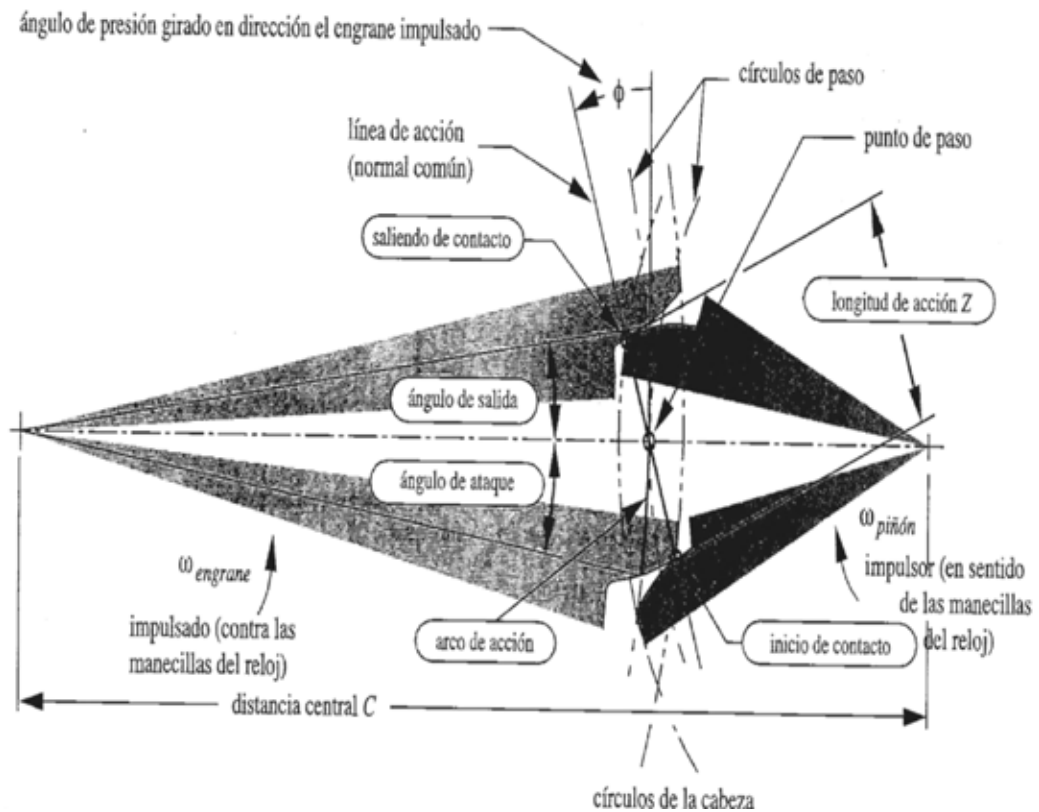


Figura:14. “Longitud de acción, Arco de acción y Angulo de ataque y de salida durante el acoplamiento de un engrane y piñón”

Fuente: Tassoni D. (2.007).

### 2.2.3.3 Métodos de cálculo para engranajes plásticos de dientes rectos simétricos y asimétricos.

El comportamiento de los engranajes cilíndricos de dientes rectos de materiales plásticos es bastante diferente al del de los engranajes metálicos, tanto desde el punto de vista de las fallas que se producen, como de su diseño. Existen varios métodos de cálculo para determinar las dimensiones de un engranaje plástico cilíndrico de dientes rectos exteriores para satisfacer determinados requisitos de potencia y velocidad.

#### · **Método de cálculo según Faires**

Primero se calcula la carga dinámica a través de la expresión siguiente:  
(ecuación 32) Dónde: (32)

---

Fd: Carga dinámica, en kg.

V: Velocidad del polo del engranaje, en m/min.

Ft: Fuerza tangencial actuante sobre el diente, en kg.

Esta carga dinámica posteriormente se iguala a la carga actuante según la ecuación de Lewis, es decir,  $F_d = F_s$ .

---

(33)

Dónde:

S: Esfuerzo de cálculo en kg/cm<sup>2</sup>

b: Ancho de la rueda, en cm.

m: Módulo, en mm.

Y: Factor de Lewis. (Tabla 6)

#### · **Método de cálculo según Dvorak.**

---

Dónde:

=Tensión actuante en la base del diente en lb/pulg<sup>2</sup>

V= Velocidad del polo en pie/min  
P= Diametral pitch  
Cs= Factor de servicio según la tabla 4  
F= Ancho del diente en pulgadas.  
Y= Factor de forma o factor de Lewis.  
[SY]=Tensión admisible en lb/pulg<sup>2</sup>

Tabla No. 3. Factores de Servicio (CS).

Tipo de Carga	8-10 h/día	24 h/día	Intermitente (3 h/día)	Ocasional (0,5 h/día)
Constante	1	1,25	0,80	0,50
Choques ligeros	1,25	1,	50 1	0,80
Choques medios	1,50	1,75	1,25	1
Choques fuertes	1,75	2	1,50	1,25

Fuente: Dvorak P. (1988)

Un aspecto aun por investigar dentro de los engranajes plásticos son los valores que toma el factor de forma de los dientes producidos con cremalleras no normalizadas o especiales. Para la cremallera AGMA estandarizada el factor de Lewis se determina por la tabla No. 4.

Tabla No. 4. Factor de Lewis (Y).

Número de dientes	Diente de involuta de 200	Diente de involuta de 200 cortos.
12	0,245	0,311
14	0,276	0,339
16	0,295	0,361
18	0,308	0,377
20	0,320	0,393
22	0,330	0,405
26	0,346	0,424
30	0,358	0,437
34	0,371	0,446
38	0,383	0,456
43	0,396	0,462
50	0,408	0,474

Fuente: Dvorak P. (1988)

Los valores de las tensiones admisibles [  $S_s$  ] aparecen en la tabla No.5.

Tabla No. 5. Valores de las tensiones admisibles en lb/pulg<sup>2</sup> para engranajes plásticos a 700 F

Plástico	Normal	Reforzado con fibra de vidrio
ABS	3000	6000
Acetato	5000	7000
Nylon	6000	12000
Policarbonato	6000	9000
Poliéster	3500	8000
Poliuretano	2500	

*Fuente: Dvorak P. (1988)*

Tabla No. 6. Algunos valores del factor de Lewis por Faires.

# Dientes	Carga en la punta		Carga en el centro	
	Angulo			
10	0.176	0.201	-	-
12	0.21	0.245	0.355	0.415
14	0.236	0.276	0.399	0.468
16	0.255	0.295	0.43	0.503
18	0.27	0.308	0.459	0.522
20	0.283	0.32	0.481	0.544
25	0.305	0.34	0.515	0.58
30	0.318	0.358	0.54	0.606
35	0.327	0.373	0.556	0.633
40	0.336	0.389	0.57	0.659
45	0.34	0.399	0.579	0.678
50	0.346	0.408	0.588	0.694

*Fuente: Faires V. (1996)*

#### 2.2.4 Teoría de ejes de transmisión.

Un eje de transmisión es un elemento de máquina rotatorio o no, el cual generalmente es de sección transversal circular y que permite transmitir o soportar elementos para la transmisión de potencia, como por ejemplo: engranajes, catalinas, poleas y cojinetes.

#### 2.2.4.1 Potencia Transmitida

La potencia es la rapidez con que se efectúa un trabajo y puede representarse por la ecuación:

$$\text{Potencia} = \text{Fuerza} \times \text{Velocidad} \quad (35)$$

Un caballo de potencia (hp) se define como 33.000 pie-lbf por min, entonces:

$$1 \text{ hp} = 33.000 \frac{\text{pie-lbf}}{\text{min}} = 0.7457 \text{ Kw} \quad (36)$$

Si el eje está acoplado directamente al motor

$$T = 63.000(\text{HP})/\text{rpm} \quad (37)$$

Si la potencia del motor se transmite al eje por engranes

$$- \quad (38)$$

Si la potencia del motor se transmite al eje por correas o cadenas

$$T = (F1 - F2) \times - \quad (39)$$

#### 2.2.4.2 Fuerzas internas en un eje.

La carga sobre el eje puede ser simple o combinada. De flexión, la cual con frecuencia fluctúa; de torsión que puede o no fluctuar; de corte y axial.

#### 2.2.4.3 Variable de diseño.

Por lo general, de la geometría circular de los ejes de transmisión, el Diámetro será la variable que se utilice para satisfacer determinado diseño.

#### 2.2.4.4 Esfuerzos.

Cargas estáticas (Simples).

- **Tracción:** - —

P = Fuerza o carga de tracción (N, lbf).

A = Área de la sección perpendicular a dirección de la fuerza ( $\text{m}^2$ ,  $\text{in}^2$ )

= Esfuerzo de tracción —

L = Longitud de la pieza (m, in)

= Deformación (m,in)

$E$ =- Modulo de elasticidad del material —

• **Torsión:** — — (41)

Par o momento torsor aplicado (N-m, lbf-in)

$c$  = Distancia a la fibra más alejada (m. in)

= Momento de inercia polar ( $m^4, in^4$ )

= Esfuerzo a cortadura máximo. —

= deformación angular (rad).

• **Flexión** — (42)

= Momento Flector (N-m, lbf-in)

$c$  = Distancia a la fibra más alejada (m. in)

$I$ = Momento de inercia de la sección perpendicular al plano del radio de giro ( $m^4, in^4$ )

= Esfuerzo de flexión máximo. —

• **Combinados** — — — (43)

= Esfuerzo resistente del material a tracción —

= Esfuerzo resistente del material a cortadura —

$N$  = factor de seguridad

= Esfuerzo de trabajo a tracción —

= Esfuerzo de trabajo a tracción —

Para materiales dúctiles (latones, bronces, aluminio y aceros laminados y Recocidos). (44)

Para materiales frágiles (fundiciones, restos de los aceros considerados pocos dúctiles). (45)

### 2.2.4.5 Cargas cíclicas.

#### 2.2.4.5.1 Simples materiales dúctiles

• **Tracción o flexión:** — — — (46)

Esfuerzo medio a tracción = ————— (47)

= Amplitud del Esfuerzo a tracción = ————— (48)

= Esfuerzo máximo de trabajo

= Esfuerzo mínimo de trabajo

= Esfuerzo resistente del material a tracción

= Resistencia a la fatiga del material.

• **Torsión** — — — (49)

= Esfuerzo cortante medio = ————— (50)

= Amplitud del Esfuerzo cortante = ————— (51)

= Esfuerzo de corte máximo de trabajo

= Esfuerzo de corte mínimo de trabajo

= = Esfuerzo resistente de corte del material a tracción

= = Resistencia a la fatiga a cortadura del material.

### 2.2.4.5.2 Simples materiales frágiles

- **Tracción o flexión:**  $\sigma = \frac{F}{A}$  — — — (52)

= esfuerzo ultimo o de ruptura del material —

- **Torsión:**  $\tau = \frac{F \cdot r}{J}$  — — — (53)

= esfuerzo ultimo a cortadura del material.

### 2.2.4.5.3 Combinados $\sigma = \frac{F}{A}$ — — — (54)

- **Flexión:**  $\sigma = \frac{M \cdot y}{I}$  — (55)

= esfuerzo equivalente a flexión

= esfuerzo medio a flexión

= amplitud del esfuerzo a flexión

- **Axial:**  $\sigma = \frac{F}{A}$  — (56)

= esfuerzo equivalente axial

= esfuerzo medio axial

= amplitud del esfuerzo axial

(57)

- **Corte:**  $\tau = \frac{F \cdot Q}{I \cdot b}$  — (58)

= esfuerzo equivalente a cortadura

= esfuerzo medio a cortadura

= amplitud del esfuerzo cortante

### Algunas consideraciones importantes para determinar $S_n$

$$\text{Para acero forjado } S'_n = 0,5 S_u \quad (59)$$

$$\text{Para acero fundido } S'_n = 0,4 S_u \quad (60)$$

$$\text{Hierro fundido } S'_n = 0,35 S_u \quad (61)$$

$$\text{Para aceros } S'_{nc} = 0,6 S_n \quad (62)$$

$$\text{Recordar que } \quad (63)$$

#### 2.2.4.6 Procedimiento de diseño de ejes

Debido a la aparición simultánea de tensiones por esfuerzo de corte por torsión y tensiones normales que se deben a la flexión, el análisis de un eje virtualmente implica siempre el uso de un enfoque combinado para el aspecto de las tensiones: El método que se sugiere para el diseño de ejes es el de la teoría de la *falla por distorsión de la energía*. Esta teoría se puso en práctica en Elementos de Máquina I y se analizará con más detenimiento en las secciones 3-6 y 3-7. En ocasiones, se presentan también tensiones por esfuerzo de corte vertical y tensiones normales directas que se deben a cargas axiales, sin embargo, su efecto es, por lo regular, mínimo a grado que es válido omitirlas. En ejes extremadamente cortos o en partes de ellos en los que no se generan torsión o flexión, es probable que predominen tales tensiones.

Las actividades específicas que deben realizarse en el diseño y análisis de una flecha o eje dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma en que se cargue y se soporte. Con esto en mente, se sugiere el procedimiento siguiente para el diseño de un eje.

1. Determine la velocidad de giro del eje o flecha.
2. Calcule la potencia o el torque que va a transmitir el eje.

3. Determine el diseño de los componentes transmisores de potencia u otros dispositivos que se pretenda montar en la flecha y especifique la ubicación que se necesita dar a cada dispositivo.
4. Precise la ubicación de los cojinetes en los que se apoyará el eje. Se supone que las reacciones en los cojinetes que soportan cargas radiales ejercen acción en el punto medio de los cojinetes. Por ejemplo, si se utiliza un cojinete de bola de hilera única, se supone que la trayectoria de la carga pasa directamente a través de los balines. Si en el eje existen cargas de empuje, o sea axiales, deberá especificar qué cojinete debe diseñarse para que reaccione en contra de la carga de empuje. Por consiguiente se permitirá que el cojinete que no ejerce resistencia contra el empuje se desplace un poco en el sentido axial para asegurar que no se ejerza carga axial indeseable e inesperada sobre ese cojinete.
5. Proponga la forma general de la geometría para el eje o flecha, considerando de qué manera se mantendrá en posición axialmente y como se llevará a cabo la transmisión de potencia a partir de cada elemento hacia el eje. Por ejemplo, considere la flecha o eje de la figura 17, que debe soportar dos engranes como el eje intermedio en un reductor de velocidad de doble reducción del tipo de engranaje recto o cilíndrico. El engrane A recibe potencia del engrane P mediante el eje de entrada. La potencia se transmite del engrane A hacia el eje por medio de la cuña en la interface entre la maza del engrane y el eje. Después, la potencia se transmite a lo largo del eje hacia el punto C, donde, mediante otra cuña, pasa al engrane C. A continuación, el engrane C transmite potencia al engrane Q y, en consecuencia, al eje o flecha de salida.

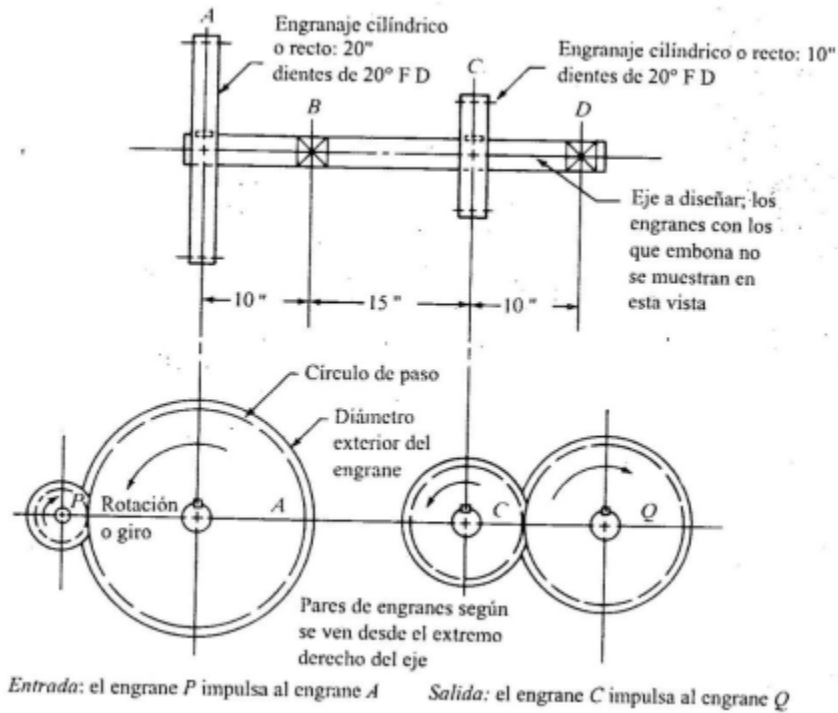


Figura: 15. “Eje intermedio para un reductor de velocidad tipo engranaje cilíndrico o recto de doble reducción”  
 Fuente: Tassoni D. 2.007.

Los engranes se afianzan en el otro lado mediante anillos de retención que se insertan en ranuras que se hacen en el eje. Los cojinetes se fijarán en su posición por medio de la carcasa que actúa sobre los canales exteriores de los cojinetes. En el eje se maquinarán asientos para las cuñas en el lugar donde se coloque cada engrane. Esta geometría que se sugiere permite la ubicación positiva de cada elemento.

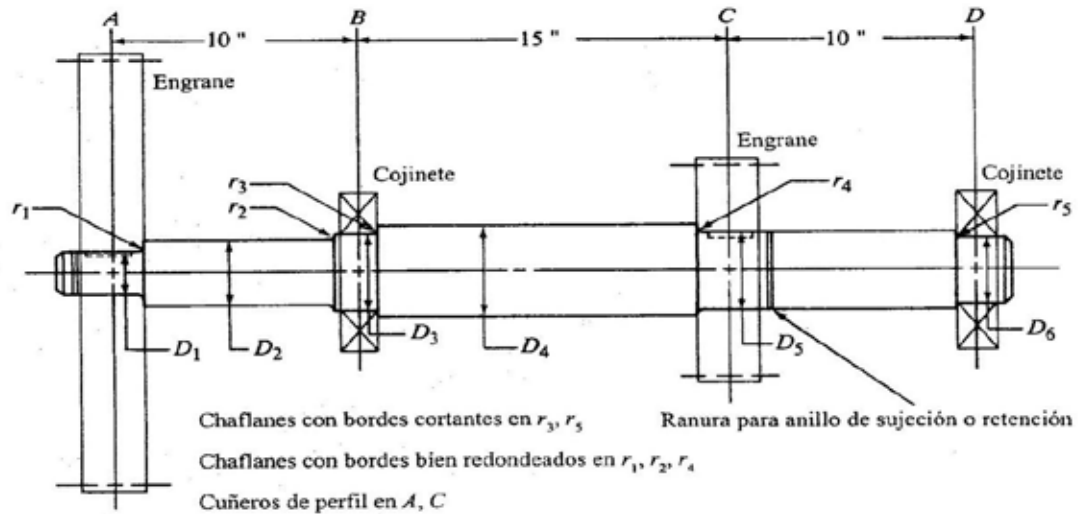


Figura: 16. "Eje geometría propuesta de un eje".

Fuente: Tassoni D. (2.007).

6. Calcule la magnitud del torque que se observa en todos los puntos del eje. Se sugiere elaborar una gráfica de torque, como se mostrará más adelante.
7. Calcule las fuerzas que ejercen acción sobre el eje, tanto radial como axialmente.
8. Determine la descomposición ortogonal de las fuerzas radiales (componentes en sentidos perpendiculares), por lo regular tanto vertical como horizontalmente.
9. Calcule las reacciones en todos los cojinetes de soporte en cada plano.
10. Elabore las gráficas completas de fuerza de corte y de momento de flexión para determinar la distribución de los momentos de flexión sobre el eje.
11. Elija el material con que se va a fabricar el eje y especifique su condición: extruido en frio con tratamiento térmico y demás.
12. Calcule una tensión de diseño adecuada, considerando la manera en que se aplica la carga, suave, de choque, sucesiva e inversa o de otro tipo.
13. Analice cada punto crítico del eje para determinar el diámetro mínimo aceptable del eje para verificar la seguridad bajo aplicación de carga en cada punto. En general, los puntos críticos son numerosos e incluyen aquellos

donde tiene lugar un cambio de diámetro, donde se generan los valores más altos de torque y de momento de flexión y donde se presentan concentraciones de tensión.

14. Especifique las dimensiones finales para cada punto en el eje. Por lo regular, se utilizan los resultados del paso 13 a manera de parámetro, después se eligen los valores convenientes. Deben especificarse, a su vez, detalles como tolerancias, radio de los chaflanes, altura de los hombros, y dimensiones de los cuñeros. A veces, el tamaño y la tolerancia para el diámetro de un eje son dictados por el elemento que va a montarse ahí. Por ejemplo, los catálogos de los fabricantes de cojinetes incluyen límites que se sugieren para los diámetros de los asientos de los engranes en los ejes.

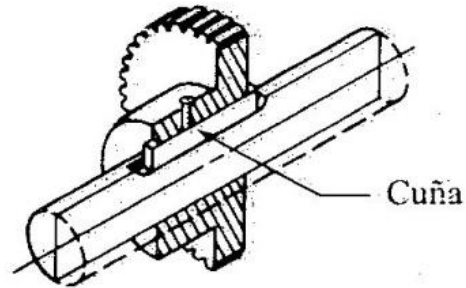
#### **2.2.4.7 Cuñas de unión**

Una cuña de unión es un componente de maquinaria que se coloca en la interface entre el eje y la maza de una pieza que transmite potencia con el fin de transmitir torque [véase la figura 19 (a)]. La cuña es desmontable para facilitar el ensamble y desarmado del sistema de eje. Se instala dentro de una ranura axial que se maquina en el eje, la cual se denomina cuñero. A una ranura similar en la maza o cubo de la pieza que transmite potencia se le da el nombre de asiento de la cuña, si bien, propiamente, es también un cuñero. Por lo regular la cuña se instala primero en el cuñero del eje; luego el cuñero de la maza se alinea con la cuña y la maza se desliza hasta quedar en su sitio.

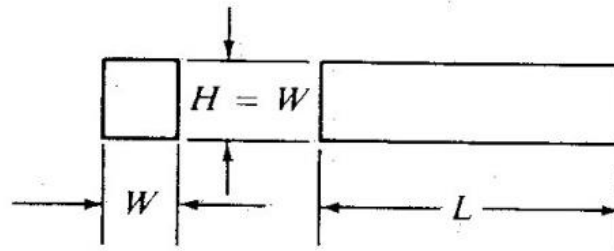
##### **2.2.4.7.1 Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares**

El tipo más común de cuñas para ejes de hasta 6 1/2" de diámetro es la cuña cuadrada, como se ilustra en la figura 19 (b). La cuña rectangular, figura 19 (c), se sugiere para ejes largos y se utiliza en ejes cortos donde puede tolerarse una menor altura. Tanto la cuña cuadrada como la rectangular se denominan cuñas paralelas porque la parte superior, la inferior y los lados de la cuña son todos paralelos.

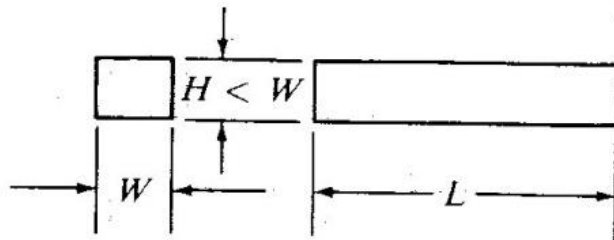
La tabla 7 proporciona las dimensiones que se prefieren para cuñas paralelas como una función del diámetro del eje, como se especifica en la norma ANSI B 17.1-1967. Nominalmente, el ancho o espesor es de un cuarto del diámetro del eje.



(a) Cuña y cuñero que se utilizan en un engrane y un eje



(b) Cuña cuadrada



(c) Cuña rectangular

Figura: 19. Cuñas paralelas.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Tabla: 7. Tamaño de la cuña contra tamaño de la flecha

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	3/16	3/16	1/4
1 3/8	1 1/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	3/4
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Tassoni D. (2007)

Tabla: 8. Radios y chaflanes para cuñeros

Profundidad del cuñero H/2			
Más de	Hasta (incluso)	Radio del chaflán	Chaflán a 45°
1/8	1/4	1/32	3/64
1/4	1/2	1/16	5/64
1/2	7/8	1/8	5/32
7/8	1 1/4	3/16	7/32
1 1/4	1 3/4	1/4	9/32
1 3/4	2 1/2	3/8	13/32

Fuente: Tassoni D. (2007)

### 2.2.4.7.2 Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión

Para las cuñas que transmiten potencia existen dos modos potenciales en que pueden presentarse fallas: corte a lo largo de la interface entre eje y maza y falla por compresión debida a la acción de apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza. El análisis para cualquier de los modos en que se presentan fallas requiere de una comprensión de las fuerza que ejercen acción sobre la cuña. La figura 10-4 muestra el caso hipotético en el que el torque en el eje genera una fuerza al lado izquierdo de la cuña. A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre el lado derecho del cuñero de la maza.

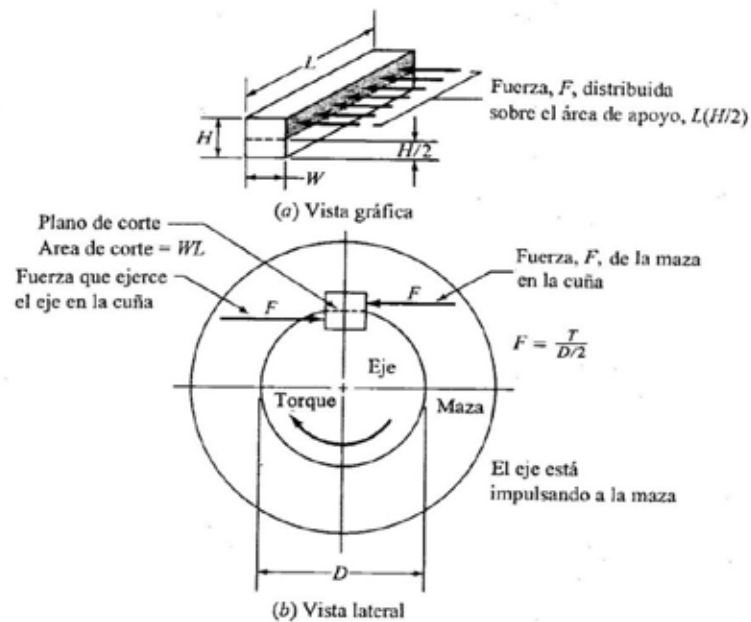


Figura: 20. Fuerzas que actúan sobre una cuña.

Fuente: Tassoni D. (2007)

Así la fuerza de reacción de la maza, de nuevo en la cuña, genera un conjunto de fuerzas opuestas que coloca a la cuña en esfuerzo de corte directo a lo largo de su

sección transversal,  $W \times L$ . La magnitud de la fuerza de corte puede encontrarse a partir de

$$F = \frac{T}{(D/2)} \quad (64)$$

Así, el esfuerzo de corte es

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{(D/2)(WL)} = \frac{2T}{DWL} \quad (65)$$

En diseño, puede establecerse que la tensión por esfuerzo de corte es igual a una tensión de diseño en corte que corresponde a la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte

$$\tau_d = \frac{0,5S_y}{N} \quad (66)$$

Por consiguiente, la longitud que se necesita para la cuña es

$$L = \frac{2T}{\tau_d DW} \quad (67)$$

La falla en condición de apoyo se relaciona con la tensión o esfuerzo por compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero del eje o el lado del cuñero de la maza. El área en compresión es la misma para cualquiera de estas zonas,  $L \times (H/2)$ . Por tanto, la falla se presenta en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja. Definamos una tensión de diseño para compresión como

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad (68)$$

Por lo tanto la tensión por compresión viene dada por

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{(D/2)(L)(H/2)} = \frac{4T}{DHL} \quad (69)$$

Permitir que esta tensión o esfuerzo sea igual a la tensión o esfuerzo de compresión ofrece la posibilidad de calcular la longitud de la cuña que se requiere para este tipo de falla,

$$L = \frac{4T}{\sigma_d DH} \quad (70)$$

En aplicaciones industriales típicas  $N = 3$  resulta adecuado.

Al sustituir la tensión de diseño en cualquiera de las ecuaciones se obtiene

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} \quad (71)$$

#### **2.2.4.8 Selección de cojinetes (sólo cargas radiales).**

La selección de un rodamiento tomó en cuenta la capacidad de carga, como se analizó, al igual que la geometría del rodamiento que asegurará que puede instalarse en forma conveniente en la máquina. En primer lugar, se consideran rodamientos no montados que sólo soportan cargas radiales. Después, se consideraran rodamientos no montados que soportan una combinación de carga radial y carga de empuje. El

término no montado se refiere al caso en el que el diseñador debe prever la aplicación correcta del rodamiento en el eje y dentro de la carcasa.

Por lo general, el rodamiento se selecciona una vez que el diseño del eje ha avanzado hasta el punto en el que se ha calculado el diámetro mínimo que se necesita para el eje, utilizando las técnicas que se han explicado en el curso. Se deben conocer las cargas radiales así como la orientación de los rodamientos respecto a los otros elementos en la máquina.

Proceso de selección:

1. Especifique la carga de diseño o equivalente en el cojinete. El método para calcular la carga equivalente cuando sólo se aplica una carga radial,  $R$ , toma en cuenta cuál de las dos pistas de bolas, externa o interna, es la que gira.

$$P = VR \quad (72)$$

Al factor  $V$  se le llama factor de rotación y toma un valor de 1,0 si la pista de rodamientos interna es la que gira, el caso más común. Si la pista de rodamientos externa gira, utilice  $V = 1,2$ .

2. Calcule el diámetro mínimo aceptable del eje, que limitará el tamaño el diámetro interno del rodamiento.

Seleccione el tipo de rodamiento, utilizando la tabla 9 como parámetro

Tabla: 9. Tipos de rodamientos

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga de empuje	Capacidad de desalineación
Bola de hilera única	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable/buena	Excelente
Rodamiento ahusado	Excelente	Excelente	Pobre

Fuente: Tassoni, D. (2007)

4. Especifique la vida de diseño del rodamiento, utilizando la tabla 10.

Tabla: 10.Vida útil para los rodamientos

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño L<sub>10</sub>, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

*Fuente: Tassoni, D. (2007)*

5. Calcule la especificación de carga dinámica que se requiere, C, a partir de las siguientes ecuaciones de vida útil de un rodamiento:

La duración de un rodamiento para una carga cualquiera es:

$$\frac{L_d}{10^6} = \left( \frac{C}{F_d} \right)^a \quad (73)$$

Dónde:

**C:** es la capacidad básica de carga. Es la carga radial constante que puede soportar un rodamiento hasta una duración nominal de un millón de revoluciones

**L<sub>d</sub>:** es la vida útil del diseño

**F<sub>d</sub>**: es la carga de diseño

**a**: vale 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

La carga necesaria C para una carga y una vida útil de diseño específicas será:

$$C = F_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (74)$$

Es habitual también que el fabricante proporcione la capacidad de carga para una vida útil a una velocidad especificada. Así, *L<sub>d</sub> Número de revoluciones de diseño* se calcularía de la forma:

$$L_d = (h)(r.p.m)60(\text{min/h}) \quad (75)$$

Dónde: *h* es la vida útil de diseño en horas, tomada de la Tabla 9. Así podemos escoger un rodamiento del catálogo resolviendo de la ecuación (74) la capacidad básica de carga.

6. Identifique un conjunto de rodamientos potenciales que tengan la especificación básica de carga dinámica que se necesita.
7. Seleccione el rodamiento que tenga la geometría más conveniente, considerando también costo y disponibilidad.

### 2.2.5 Materiales

La selección del material durante la producción, y para proteger el alimento, tiene como requisito que los componentes de la máquina no deben desprender ni absorber sustancias nocivas, ni que alteren negativamente el sabor ni el olor de los alimentos, tanto por contacto directo como indirecto. Para garantizar la seguridad durante la limpieza, los materiales de los componentes de la máquina no deben reaccionar al producto de limpieza ni a los productos químicos antimicrobianos (desinfectantes). Por lo tanto, deben ser resistentes a la corrosión, estables

mecánicamente y diseñados de manera que la superficie del material no sufra alteraciones. Todo esto amparado bajo la norma **NSF/ANSI 51**.

#### **2.2.5.1 Materiales comunes en la industria alimentaria**

- **Acero inoxidable de aleación fina.**

El acero inoxidable de aleación fina suele ser la opción más lógica para la construcción de máquinas y equipos en la industria alimentaria.

Aceros inoxidables usados para la elaboración de máquinas de alimentos:

- **ANSI 304**
- **ANSI 316**
- **ANSI 316L**
- **ANSI 329**
- **ANSI 316TI**

- **Materiales de aluminio**

Los materiales de aluminio suelen utilizarse con frecuencia para las estructuras. Son económicos y fáciles de procesar y mecanizar. Los permitidos según la norma ANSI/NSF 51 son:

- **EN-AW 2017A**
- **EN-AW 2024**
- **EN-AW 6060**
- **EN-AW 6005A**
- **EN-AW 6082**
- **EN-AW 5005**
- **EN-AW 5774**
- **EN-AW 5019**

- **Materiales plásticos**

Los materiales plásticos brindan resistencia corrosiva, además de ser económicos, fácil de mecanizar y son muy utilizados en los procesos de contacto con los alimentos como:

- **Polipropileno**
- **Cloruro de polivinilo**
- **Poliamida**
- **Pom**
- **Policarbonato**
- **Caucho fluorado**
- **Caucho etileno-propileno**
- **Politetrafluoroetileno**
- **Polieteretercetona**
- **Tereftalato de polietileno**

### 2.3 Definición de términos básicos.

- **Cilindro:** Es el recinto por donde se desliza un pistón.
- **Corrosión:** Se define como el deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico por su entorno. De manera más general, puede entenderse como la tendencia general que tienen los materiales a buscar su forma más estable o de menor energía interna. Siempre que la corrosión esté originada por una reacción electroquímica (oxidación), la velocidad a la que tiene lugar dependerá en alguna medida de la temperatura, de la salinidad del fluido en contacto con el metal y de las propiedades de los metales en cuestión.
- **Esfuerzo:** Es la capacidad que tiene un agente de ser capaz de modificar la cantidad de movimiento o la forma de los materiales.
- **Estaciones de carga:** Elemento de maquina en donde van colocados los rodillos para sistemas de bandas transportadoras. Las estaciones de carga van en función del ancho de la banda y según el número de rodillos que lleva, puede ser de dos hasta cinco rodillos por estación.
- **Exprimir:** Hacer presión sobre algo para extraerle el jugo, zumo o líquido

- **Frutas cítricas:** Son aquellas que poseen un alto contenido de vitamina C y ácido cítrico, e cal les proporciona ese sabor ácido tan característico.
- **Limón:** Es una fruta comestible de sabor ácido y extremadamente fragante que se usa principalmente en la alimentación.
- **Mandarina:** Es el cítrico más parecido a la naranja, aunque de menor tamaño, sabor más aromático y con mayor facilidad para quitar su piel en la mayoría de las variedades, así como una acidez ligeramente inferior y una mayor proporción de azúcares simples.
- **Motor eléctrico:** Es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas rotatorias compuestas básicamente por in estator y un rotor.
- **N:** Newton, es la unidad de fuerza del Sistema Internacional de Unidades (SI).
- **Naranja:** Es un hesperidio carnoso de cáscara más o menos gruesa y endurecida, y su pulpa está formada típicamente por once gajos u hollejos esenciales. Se cultiva como un antiguo árbol ornamental y para obtener fragancias de sus frutos. Es más pequeña y dulce que el pomelo o toronja y más grande, aunque menos perfumada que la mandarina.
- **Nm:** Newton por Metro, Es una unidad de medida de esfuerzo de torsión, también llamado “momento” o “torque” (capacidad de una fuerza para producir un giro o rotación alrededor de un punto).
- **Rpm:** Revolución por minuto, es una unidad de frecuencia que se usa para expresar velocidad angular, es decir, indica el número de rotaciones completadas cada minuto por un cuerpo que gira alrededor de un eje
- **Unidades:** Es una cantidad estandarizada de una determinada magnitud física, definidas y adoptadas por convención o por ley. En nuestro caso la unidades utilizadas vienen expresadas según el Sistema Internacional (SI).

- **Zumo o jugo:** líquido contenido en ciertos tejidos de cuerpos orgánicos que puede extraerse por presión, cocción entre otros.

## **CAPÍTULO III**

### **MARCO METODOLÓGICO**

#### **3.1 Tipo de investigación**

El marco metodológico en una investigación debe comprenderse como la herramienta fundamental, para indagar en el contexto del estudio. En el marco metodológico se ponen a prueba las hipótesis o teorías planteadas a un principio, para su revisión y análisis práctico. Para Arias (1999), el marco metodológico es el “conjunto de pasos, técnicas y procedimientos que se emplean para formular y resolver problemas”, ya que en él se destacan todos los aspectos relativos a la metodología empleada en la presente como los instrumentos de recolección de datos, con el propósito de responder las preguntas planteadas en dicha investigación. También se puede decir que esta se encarga de revisar los procesos a realizar para la investigación, no sólo analiza qué pasos se deben seguir para la óptima resolución del problema, sino que también determina, si las herramientas de estudio que se van a emplear, ayudarán de manera factible a solucionar el problema.

#### **3.2 Diseño de la investigación**

El diseño de investigación constituye el plan general del investigador para obtener respuestas a sus interrogantes o comprobar la hipótesis de investigación. El diseño de investigación desglosa las estrategias básicas que el investigador adopta para generar información exacta e interpretable. Los diseños son estrategias con las que intentamos obtener respuestas a preguntas como:

- Contar.
- Medir.
- Describir.

El diseño de investigación estipula la estructura fundamental y especifica la naturaleza global de la intervención.

El investigador cuando se plantea realizar un estudio suele tratar de desarrollar algún tipo de comparación. El diseño de investigación supone, así, especificar la naturaleza de las comparaciones que habrían de efectuarse, éstas pueden ser:

- Entre dos o más grupos.
- De un grupo en dos o más ocasiones.
- De un grupo en diferentes circunstancias.
- Con muestras de otros estudios.

El diseño también debe especificar los pasos que habrán de tomarse para controlar las variables extrañas y señala cuándo, en relación con otros acontecimientos, se van a recabar los datos y debe precisar el ambiente en que se realizará el estudio. Esto quiere decir que el investigador debe decir dónde habrán de llevarse a cabo las intervenciones y la recolección de datos, esta puede ser en un ambiente natural (como el hogar o el centro laboral de los sujetos) o en un ambiente de laboratorio (con todas las variables controladas). Ander Egg (2006).

Dicho trabajo corresponde a un proyecto factible operacional. Se trata de un diseño específico para mejorar y optimizar un proceso de extracción de zumo de frutas cítricas, resolver un problema práctico o satisfacer una necesidad. Es indispensable que dicha propuesta se acompañe de una investigación, que demuestre su factibilidad operacional.

### **3.3 Nivel de la investigación**

Nivel: descriptivo-exploratorio; ya que se inicia con un diagnóstico de la situación actual productiva tanto de las actividades, como de los recursos, procesos y personas en contacto directo con la maquinaria. A la vez su meta no se limita a la recolección de datos, sino a la predicción e identificación de las relaciones que existen entre dos o más variables.

### **3.4 Población y muestra**

Una población está determinada por sus características definitorias. Por lo tanto, el conjunto de elementos que posea esta característica se denomina población o

universo. Población es la totalidad del fenómeno a estudiar, donde las unidades de población poseen una característica común, la que se estudia y da origen a los datos de la investigación .Tamayo (1997).

El diseño de la maquina extractora va dirigido a la planta productora de zumos y concentrados de frutas cítricas Frutikabrera C.A ubicada en el estado Carabobo municipio Bejuma, carretera panamericana sector la mediagua y cuenta con 2400 m<sup>2</sup> distribuidos en oficinas, área de mezclado, área de pasteurizado, área de envasado, área de molienda, almacenes y muelles de carga y descarga.

Cuenta con 25 trabajadores que se dividen en un presidente, un gerente general, una secretaria principal, dos recepcionistas, tres mecánicos, cuatro vendedores y 13 obreros. Además de esto cuenta con una serie de equipos que conforman el resto de la planta como bandas transportadoras máquinas de lavado, destructoras de escoria, planta eléctrica máquina de embazado, extrusoras de plástico, impresoras digitales, etiquetadoras, sistemas de refrigeración, sistema de almacenado, una pasteurizadora, cuatro cavas cuarto, un tanque de mezcla y tres bombas.

### **3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos**

Arias (1999), menciona que “las técnicas de recolección de datos son las distintas formas de obtener información” (pág.53). Las técnicas de recolección de datos que fueron utilizadas en la presente investigación son la observación directa y la entrevista.

Según Hernández, Fernández y Baptista (1998), “la observación consiste en el registro sistemático, cálido y confiable de comportamientos o conductas”. (Pág.309). En relación a la observación Méndez (1995), señala que ésta se hace “a través de formularios, los cuales tienen aplicación a aquellos problemas que se pueden investigar por métodos de observación, análisis de fuentes documentales y demás sistemas de conocimiento”. (p.145). La observación se realizó cuando se visitó a las universidades objetos de estudio a fin de registrar su vinculación y actuación con el medio ambiente, esto se hizo a través de un formulario con ayuda de estudiantes de estas organizaciones académicas.

**3.5.1** Se utilizó la técnica de observación directa del proceso de extracción de zumo de frutas cítricas, el cual nos dio la iniciativa para optimizar el proceso y aumentar la capacidad de procesamiento de frutas por minuto así como longitudes, espacio disponible entre otras.

**3.5.2** Encuesta no estructurada dirigida al presidente de Frutikabrera C.A., al gerente general y al operador de la máquina, permitiéndonos obtener datos para el descarte de acción, y generando iniciativas nuevas de ejecución y descartando opciones de diseño para la elaboración de la máquina.

### **3.6 Fases de la metodología**

**FASE I: hacer un estudio de las características del producto antes y después de la extracción de jugo con la función de definir un patrón estándar del proceso.**

El desarrollo de esta primera fase permitirá identificar las debilidades en el proceso, ya que permitirá visualizar cuáles son los problemas que existen en la planta de producción para con el producto. Una vez identificadas las debilidades se podrá realizar un análisis más profundo, que permita la implementación de técnicas de recolección de datos como la observación directa y la entrevista, a las personas que mantienen los equipos de la planta, y poseen contacto directo con el producto.

**FASE II: Generar distintas propuestas para el diseño de la máquina y seleccionar la más adecuada según el orden de prioridades.**

La fase II permitirá la generación de distintas propuestas de diseño con el fin de generar la mayor cantidad posible de soluciones factibles económicas y eficaces para la obtención del mejor diseño, de esta forma se generaran distintos prototipos los cuales garanticen mejoría significativa en la producción de la planta así mismo esta fase permitirá seleccionar la opción más óptima utilizando variables al momento de escoger el diseño como economía ,proceso ,ergonomía ,cantidad de producto entre otras cosas.

**FASE III: Efectuar el diseño seleccionado y evidenciar mediante cálculos los beneficios de su implementación.**

En esta tercera fase se procede a construir la máquina a partir del diseño previamente seleccionado, en esta fase es importante tener en cuenta el tiempo y el presupuesto para no exceder dichas variables, una vez finalizado el diseño es necesario respaldar su producción con cálculos que dejen en evidencia los beneficios obtenidos en cantidad de producto generado y pérdidas reducidas.

**FASE IV: Realizar un estudio de factibilidad económica del proyecto.**

Esta cuarta fase se refiere al capital que se dispone en efectivo o de los créditos de financiamiento necesario para invertir en el desarrollo del proyecto, mismo que deberá haber probado que sus beneficios a obtener son superiores a sus costos en que incurrirá al desarrollar e implementar el proyecto o sistema; tomando en cuenta la recesión económica y la inflación para determinar costos a futuro. Los estudios de factibilidad económica incluyen análisis de costos y beneficios asociados con cada alternativa del proyecto. Con análisis de costos/beneficio, todos los costos y beneficios de adquirir y operar cada sistema alternativo se identifican y se hace una comparación de ellos. Primero se comparan los costos esperados de cada alternativa con los beneficios esperados para asegurarse que los beneficios excedan a los costos. Después la proporción costo/beneficio de cada alternativa se compara con las proporcionan costo/beneficio de las otras alternativas para identificar la alternativa que sea más atractiva en su aspecto económico. Una tercera comparación, por lo general implícita, se relaciona con las formas en que la organización podría gastar su dinero de modo que no fuera en un proyecto de sistemas, para la inversión privada en especial.

**Fase V. Presentar un manual de operaciones y mantenimiento para la máquina diseñada.**

En esta fase se procederá a estudiar el comportamiento de la maquina en todos sus aspectos tanto mecánicos, eléctricos, físicos entre otros para así poder generar una guía que le brinde al usuario los conocimientos necesarios para llevar a cabo la operación de la maquina con total seguridad tanto para el usuario como para el equipo.

## **CAPÍTULO IV**

### **RESULTADOS**

Una vez obtenida la información teórica necesaria para el desarrollo y diseño de los diferentes prototipos, así como información referente sobre los materiales permitidos para estar en contacto con los alimentos, procedemos con la descripción objetivo por objetivo de los resultados obtenidos.

#### **4.1 Hacer un estudio de las características del producto antes y después de la extracción del jugo con la intención de definir un patrón estándar del proceso.**

Al realizar el estudio con el objetivo de definir un patrón estándar en el proceso de extracción de jugo o concentrado de frutas cítricas, se obtuvo mediante observación directa de los diferentes modelos y prototipos de máquinas extractoras definimos un proceso el cual consiste en el lavado de la fruta para luego ser procesada (entera o picada) extrayendo su jugo para posteriormente almacenar tanto el jugo como la cascara en lugares donde no interactúen para así evitar un sabor agrio en el jugo ya obtenido. Todo esto se consigue reduciendo el volumen de la fruta casi en su totalidad con una fuerza aplicada de 882.9 Newton (90 kg) para obtener la mayor cantidad de jugo posible para disminuir la cantidad de desperdicio.

El proceso de lavado de la fruta es un trabajo meticuloso ya que en este paso se elimina la mayoría de los aceites presentes en la cascara los cuales al estar en contacto con el jugo generan el sabor agrio ya descrito. Existen varios tipos de máquinas para extraer jugo de frutas cítricas donde su mayor diferencia es la forma en la cual procesan la fruta, ya sea de forma seccionada o entera, las ventajas de procesarla entera es la gran cantidad de frutas procesadas por minuto al no necesitar paso previos en el cual se seccione la fruta y se le quite la cascara. Debido a esto todos los diseños propuestos serán procesando la fruta entera.

#### **4.2 Generar distintas propuestas para el diseño de la máquina y seleccionar la más adecuada según el orden de prioridades.**

- **Principio básico de funcionamiento.**

Este sistema debe permitir exprimir frutas cítricas de un diámetro entre 65 mm hasta 85 mm que es un rango de las frutas como la naranja y el limón que se puede conseguir en el mercado nacional. El elemento donde se va a almacenar las frutas debe tener una capacidad de por lo menos 5 kg (más o menos unas 20 frutas) ya que el objetivo de la máquina es prescindir de una persona que realice todo el proceso en forma manual, Dichas frutas tienen que ser alimentadas de forma automática mediante cintas transportadoras o tornillos sinfín para suministrar una cantidad de frutas establecidas para evitar el atascamiento y excesivo número de frutas en la tolva de la máquina. El proceso de exprimido de las frutas tiene que ser continuo para que el tiempo requerido en esta operación sea mucho menor que el utilizado cuando se lo realiza en una forma manual, se espera procesar y exprimir en un minuto más de 9 litros de jugo es decir una capacidad de extracción de más de 90 frutas por minuto.

Los materiales a ser utilizados deben ser de bajo costo pero que posean propiedades idóneas para garantizar seguridad y funcionalidad del equipo. Los materiales que van a estar en contacto con la fruta tienen que ser materiales que tengan un alto grado alimenticio es decir que no afecten al ser humano, preferiblemente plásticos como el policarbonato o el polietileno para reducir costos de fabricación. Otro requerimiento a tomar en cuenta es el peso ya que se desea obtener una máquina que tenga un peso razonable para un fácil cambio de lugar de operación. Los elementos en contacto con la fruta tienen que ser desmontables para su debida limpieza para que la persona encargada pueda acoplar y desacoplar estos elementos de la máquina de una manera sencilla y en un tiempo corto. Otro requerimiento es que el jugo no se quede estancado dentro de la máquina ya que esto produce fermentación por lo que el diseño debe permitir que todo el jugo caiga en un recipiente por la fuerza de gravedad. Los desechos no tienen que estar en contacto

con el jugo y deben ser almacenados en un recipiente de recolección. El accionamiento de la máquina será mediante un interruptor encendido-apagado según la cantidad de jugo requerido.

#### **4.2.1 Definición de los parámetros de diseño y parámetros funcionales.**

Una vez definido el principio básico de funcionamiento se procede a dar las especificaciones técnicas de la máquina para plantear las diferentes alternativas y posteriormente elegir los mejores elementos y materiales a ser utilizados en la máquina. Primero se toma en cuenta el entorno de funcionamiento de la máquina:

- **Ubicación:** Se lo utilizará sobre una barra o mesa en medio de una línea de producción en empresas productoras de jugos cítricos, la máquina estará dispuesta de una forma fija pero firme con el objetivo de evitar cualquier caída o derrame, pudiendo ser fácilmente cambiada de lugar de operación.
- **Usuarios:** Esta máquina debe brindar seguridad y ergonomía para el usuario, los elementos deben ser desmontables para la limpieza y que tenga un bajo costo y peso.
- **Energía:** La fuente de energía deberá ser un voltaje de 220-440 V, corriente alterna y una frecuencia de 60 Hz.
- **Tiempo de funcionamiento:** el tiempo de funcionamiento va a depender de la cantidad de jugo requerida por lo que es importa la selección de un motor reductor que tenga la capacidad de encenderse y apagarse varias veces en el día.

#### **4.2.2 Estudio de alternativas**

En el estudio de alternativas se describe las partes principales y el principio de funcionamiento de cada una de las alternativas lo cual permite realizar un análisis de las ventajas y las desventajas de cada alternativa de máquina. Como el principio de funcionamiento básico de todos los modelos existentes de máquinas extractoras de jugo es la reducción de volumen de la fruta mediante la aplicación de fuerza sobre la fruta en un recipiente o carcasa, dicho proceso se repite de forma cíclica obteniendo un flujo continuo de jugo. Este proceso es similar al de los compresores de aire y

bombas oleo hidráulicas, por lo cual nos guiaremos por el diseño y comportamiento de dichas maquinas ajustando las medidas y materiales a la extracción de jugo de frutas cítricas tomando en cuenta la posible corrosión de las piezas por acción del ácido cítrico y escogiendo el modelo que sea capaz de procesar mayor cantidad de frutas por minuto. Dentro de los modelos de compresores y bombas más comunes y los cuales su principio de funcionamiento se asemejan al diseño requerido tenemos:

- Bombas de engranes
- Compresores de tornillo
- Bombas de pistones

#### A) Primera alternativa. Exprimidor de engranes.

**Descripción:** Un motor reductor mediante una transmisión de engranes o cadenas, hace girar el eje del engrane conductor en sentido horario, moviendo a su vez el otro engrane del dispositivo, en el cual la fuerza tangencial transmitida es la necesaria para realizar la extracción del jugo, la cantidad de frutas procesadas dependerá del número de dientes de los engranes, dichas frutas entraran en el espacio circular entre la cara de los dientes y serán exprimidas con la cabeza del diente del engrane contrario. La cascara y el jugo saldrán por gravedad y serán separadas por una bandeja filtrante.



Figura: 21. “Exprimidor mediante engranes”

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

**Elementos principales:** esta máquina contara con dos engranes de igual tamaño, dos ejes uno perteneciente al engrane conductor y otro al engrane

conducido, la carcasa que recubrirá ambos engranes, una tolva de almacenamiento, una bandeja de salida que a su vez funciona como filtro, un

### B) Segunda alternativa. Exprimidor de tornillo sin fin.

**Descripción:** Este es un diseño ya existente en el cual las frutas entran por gravedad dentro del cilindro que contiene los tornillos sin fin donde la fruta al circular dentro de la involuta del diente del tornillo desde una sección de mayor área a una menor donde se consigue la extracción del jugo y la separación de la cascara al ser las paredes de la carcasa filtros para permitir la salida del líquido y la cascara saldría embutida por el final de la máquina.

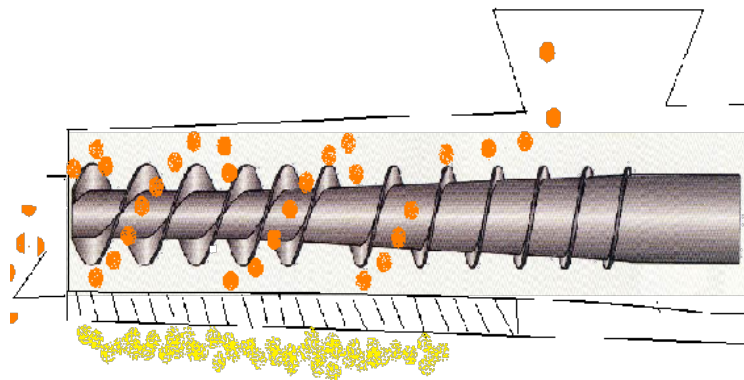


Figura: 22. “Exprimidor mediante tornillo sin fin”

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

**Elementos Principales:** Motor eléctrico y reductor para generar la potencia necesaria, el juego en engrane-piñón o piñón-corona para transmitir la potencia a la máquina, tornillo sin fin, carcasa, tolva, filtros y base que soporte la máquina.

### C) Tercera alternativa. Exprimidor de pistones.

**Descripción:** Al igual que el exprimidor de tornillo el de pistones también existe mas no es parecido al compresor de pistones, el cual funcionaria con una base inclinada giratoria la cual transmite la potencia y mueve a los diferentes pistones para así realizar el recorrido en el cual se

exprimirían las frutas, saliendo el jugo por la parte superior justo donde el recorrido es el máximo y comenzaría el ciclo otra vez con una fruta diferente.

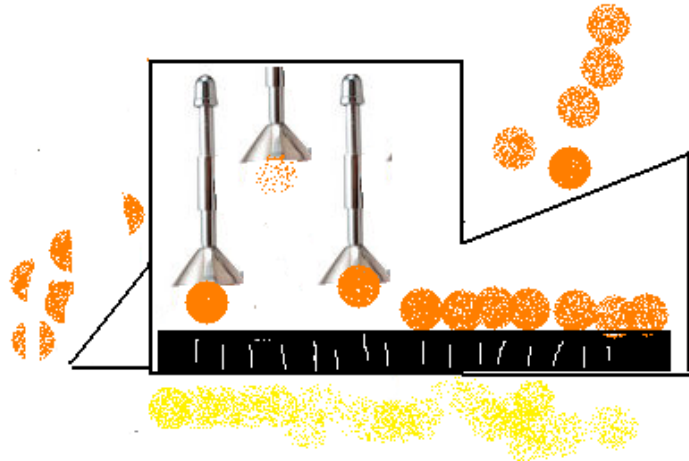


Figura: 23. “Exprimidor mediante pistones”

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

**Elementos principales:** un motor eléctrico acoplado a un reductor para proporcionar las rpm necesarias, pistones y cilindro donde realizaran el recorrido, base giratoria acorde para el número de pistones, eje propulsor y carcasa de la máquina.

#### 4.2.3 Evaluación de alternativas

La evaluación de las alternativas se la realiza con el método ordinal corregido de criterios ponderados que permite integrar los resultados de los criterios de valoración que se describen a continuación. Cada sistema tendrá diferentes criterios de valoración dependiendo de su función, de los cuales se buscara el que mayores ventajas ofrezca al conjunto y los criterios de valoración se muestran en la siguiente tabla:

Tabla: 11. Criterios de valoración de alternativas

	<b>Criterio</b>	<b>Justificación</b>	<b>09/10</b>	<b>ponderación</b>
<b>1</b>	<b>Costo</b>	Se busca un Producto asequible a la Economía actual del país.	<b>9</b>	<b>0.152</b>
<b>2</b>	<b>Funcionalidad</b>	La máquina debe ser capaz de exprimir y separar las cáscaras de fruta de una manera continua, rápida y eficiente	<b>8</b>	<b>0.135</b>
<b>3</b>	<b>Facilidad de uso</b>	La máquina debe ser de fácil manejo.	<b>6</b>	<b>0,102</b>
<b>4</b>	<b>Facilidad de Mantenimiento</b>	Partes que se encuentran en contacto con la fruta deben ser desmontables para su debida Limpieza.	<b>7</b>	<b>0,118</b>
<b>5</b>	<b>Versatilidad</b>	El equipo deberá adecuarse a factores no esperados y Perturbaciones del ambiente.	<b>4</b>	<b>0,067</b>
<b>6</b>	<b>Seguridad</b>	La máquina debe ser segura para evitar cualquier tipo de accidente.	<b>7</b>	<b>0,118</b>
<b>7</b>	<b>Peso</b>	El conjunto debe poderse transportar fácilmente y al mismo tiempo quedarse fijo en el lugar de trabajo	<b>6</b>	<b>0,102</b>
<b>8</b>	<b>Repuestos</b>	Los materiales usados tienen que ser nacionales para facilitar el cambio de alguna de sus partes de ser necesario.	<b>7</b>	<b>0,118</b>
<b>9</b>	<b>Estética</b>	<b>La forma de la máquina debe ser atractiva a la vista del cliente.</b>	<b>5</b>	<b>0,085</b>
		<b>Total</b>	<b>59</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla: 12. Evaluación del peso específico del criterio costo.

<b>Evaluación del peso específico del criterio costo</b>					
<b>Solución A&gt;Solución B&gt;Solución C</b>					
<b>COSTO</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>0,5</b>
<b>Solución B</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>0</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>0,167</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla:13. Evaluación del peso específico del criterio funcionabilidad.

<b>Evaluación del peso específico del criterio Funcionabilidad</b>					
<b>Solución A&gt;Solución B&gt;Solución C</b>					
<b>FUNCIONABILIDAD</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>0,5</b>
<b>Solución B</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>0</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>0,167</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla: 14. Evaluación del peso específico del criterio funcionabilidad.

<b>Evaluación del peso específico del criterio Funcionabilidad</b>					
<b>Solución A&gt;Solución B&gt;Solución C</b>					
<b>FUNCIONABILIDAD</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>0,5</b>
<b>Solución B</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>0</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>0,167</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla; 15. Evaluación del peso específico del criterio mantenimiento.

<b>Evaluación del peso específico del criterio facilidad de mantenimiento</b>					
<b>Solución A&gt;Solución B&gt;Solución C</b>					
<b>MANTENIMIENTO</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>0,5</b>
<b>Solución B</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>0</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>0,167</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla: 16. Evaluación del peso específico del criterio versatilidad.

<b>Evaluación del peso específico del criterio versatilidad</b>					
<b>Solución A&gt;Solución B&gt;Solución C</b>					
<b>VERSATILIDAD</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3</b>	<b>0,5</b>
<b>Solución B</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>0</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>0,167</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla: 3. Evaluación del peso específico del criterio seguridad

<b>Evaluación del peso específico del criterio seguridad</b>					
<b>Solución C&gt;Solución B&gt;Solución A</b>					
<b>SEGURIDAD</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>0</b>	<b>0</b>	<b>1,0</b>	<b>0,167</b>
<b>Solución B</b>	<b>1</b>		<b>0</b>	<b>2,0</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>1</b>	<b>1</b>		<b>3,0</b>	<b>0,500</b>
			<b>SUM A</b>	<b>6,0</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla: 48. Evaluación del peso específico del criterio peso

<b>Evaluación del peso específico del criterio peso</b>					
<b>Solución A&gt;Solución B&gt;Solución C</b>					
<b>PESO</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3,0</b>	<b>0,500</b>
<b>Solución B</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>2,0</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>0</b>	<b>0</b>		<b>1,0</b>	<b>0,167</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6,0</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla:59. Evaluación del peso específico del criterio repuestos

<b>Evaluación del peso específico del criterio repuestos</b>					
<b>Solución C&gt;Solución B&gt;Solución A</b>					
<b>REPUESTOS</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>1</b>	<b>1</b>	<b>3,0</b>	<b>0,500</b>
<b>Solución B</b>	<b>0</b>		<b>1</b>	<b>2,0</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>0</b>	<b>0</b>		<b>1,0</b>	<b>0,167</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6,0</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla: 60. Evaluación del peso específico del criterio estética

<b>Evaluación del peso específico del criterio estética</b>					
<b>Solución C&gt;Solución B&gt;Solución A</b>					
<b>ESTETICA</b>	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>		<b>Ponderada</b>
<b>Solución A</b>		<b>0</b>	<b>0</b>	<b>1,0</b>	<b>0,167</b>
<b>Solución B</b>	<b>1</b>		<b>0</b>	<b>2,0</b>	<b>0,333</b>
<b>Solución C</b>	<b>1</b>	<b>1</b>		<b>3,0</b>	<b>0,500</b>
			<b>SUMA</b>	<b>6,0</b>	<b>1</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla: 27. Resumen de todos los criterios de evaluación.

<b>Criterio de evaluación</b>	<b>Conclusión</b>		
	<b>Solución A</b>	<b>Solución B</b>	<b>Solución C</b>
<b>Costo</b>	0,500	0,333	0,167
<b>Funcionalidad</b>	0,500	0,333	0,167
<b>Fácil uso</b>	0,500	0,333	0,167
<b>Mantenimiento</b>	0,500	0,333	0,167
<b>Versatilidad</b>	0,167	0,333	0,500
<b>Seguridad</b>	0,167	0,333	0,500
<b>Peso</b>	0,500	0,333	0,167
<b>Repuestos</b>	0,500	0,333	0,167
<b>Estética</b>	0,167	0,333	0,500

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Tabla:22. Conclusión solución a elegir

	Conclusión		
	Solución A	Solución B	Solución C
<b>Costo</b>	<b>0,076</b>	<b>0,05062</b>	<b>0,02538</b>
<b>Funcionalidad</b>	<b>0,0675</b>	<b>0,04496</b>	<b>0,02255</b>
<b>Fácil uso</b>	<b>0,051</b>	<b>0,03397</b>	<b>0,01703</b>
<b>Mantenimiento</b>	<b>0,059</b>	<b>0,03929</b>	<b>0,01971</b>
<b>Versatilidad</b>	<b>0,011189</b>	<b>0,02231</b>	<b>0,0335</b>
<b>Seguridad</b>	<b>0,019706</b>	<b>0,03929</b>	<b>0,059</b>
<b>Peso</b>	<b>0,051</b>	<b>0,03397</b>	<b>0,01703</b>
<b>Repuestos</b>	<b>0,059</b>	<b>0,03929</b>	<b>0,01971</b>
<b>Estética</b>	<b>0,014195</b>	<b>0,02831</b>	<b>0,0425</b>
<b>Sumatoria</b>	<b>0,40859</b>	<b>0,332001</b>	<b>0,256409</b>
<b>Ponderación</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Luego de realizar un análisis de ponderación de las alternativas según los criterios se llega a la conclusión que la mejor opción es la Máquina Extractora de Jugo mediante engranes Rectos. Una vez definida la alternativa en el siguiente objetivo se procede a realizar todo el diseño y los cálculos necesarios para definir los materiales, dimensiones de cada uno de los elementos de la máquina.

#### **4.3 Efectuar el diseño de la propuesta seleccionada y evidenciar mediante cálculo los beneficios de su implementación.**

##### **Calculo engranajes:**

Al haber seleccionado el diseño de una maquina extractora de jugo de frutas cítricas semejante a una bomba de engranes, la geometría de dichos engranes dependerá del diámetro y forma de las frutas a las cuales exprimirá, en este orden de

ideas seleccionaremos un paso diametral que permita un paso circular con dimensiones mayores al diámetro promedio de las frutas.

- **Geometría:** Mientras menor sea el paso Diametral mayor será el paso circular, entonces tendremos que en la ecuación (26) con un paso diametral de 0.75 obtendremos un paso circular de:

$$\frac{P_d}{P_c} = \frac{D}{d} \quad \text{ó}$$

$$\frac{P_d}{0.75} = \frac{D}{d}$$

Con el paso diametral y el número de dientes obtendremos el diámetro de paso, el número de dientes es el mínimo posible según la teoría de diseño de engranes descrita en el marco teórico de la formula (25) obtenemos entonces:

$$D = \frac{P_d \cdot Z}{\pi}$$

Al tratarse de un mecanismo parecido a una bomba de engranes en el cual ambos engranes principales son del mismo tamaño la distancia entre centros será igual a la suma de ambos radios o al diámetro de paso de estos engranes

La altura de los dientes del engrane

$$h_a = \frac{P_d}{2}$$

Con esta altura obtenemos el Diámetro exterior con la siguiente relacion tenemos:

Ahora nos dispondremos a calcular Z para comprobar que no existirá interferencia entre ambos engranes, con la formula (31) obtenemos:

$$\frac{Z}{2} = \frac{r}{\sin \phi}$$

Los valores del radio y la altura del diente son iguales para ambos engranes, entonces:

$$r = r$$

$$Z = Z$$

$$Z = Z$$

Al obtener un valor de Mp mayor a 1,0 comprobamos que no existe interferencia por lo cual proseguimos al cálculo del ancho de cara para transmitir la fuerza necesaria para exprimir las frutas cítricas la cual es 92.16 kg o 203,193 Lbf.

- **Ancho de cara:** Con dicha fuerza obtenemos el torque con la siguiente formula(38):

$$F = F$$

Al disponer de un motor reductor de potencia de 1 Hp (0,75 Watts) calculamos las rpm mínimas necesarias para producir este torque o mayor, de la ecuación (37) tenemos:

$$\frac{\tau}{n} = \frac{C}{n^2}$$

De esta ecuación despejamos n y nos queda (ecuación 37a):

$$n = \sqrt{\frac{C}{\tau}}$$

De la ecuación (37a) redondeamos a 45 rpm para así obtener un torque

Para el cálculo del ancho de cara utilizaremos el método de cálculo de según Faires donde tenemos que para una fuerza tangencial transmitida de 92,16 kg obtendremos una fuerza dinámica igual a (ecuación 32):

$$V = \frac{F_t}{F_d}$$

Donde V será:

$$V = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

Y con este valor obtendremos una fuerza dinámica igual a:

$$F_d = 130,9 \text{ kg}$$



La distancia entre centros de ambos engranes será de 4 in, y con las velocidades tanto del piñón como del engrane nos dispondremos al cálculo de los diámetros de paso de ambos mediante la siguiente relación de velocidad, ecuación (28):

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

Con esta relación obtenemos:

Con la distancia entre centros igual a 4 in. Despejamos de  $r_p$  de la ecuación (28):

$$r_g = 4 - r_p$$

Tomamos un paso diametral estándar,  $P_d=6$ , con el cual obtendremos el número de dientes en cada engrane con la formula (25):

$$N_1 = \frac{2r_1 P_d}{\phi} \quad \text{ó} \quad N_2 = \frac{2r_2 P_d}{\phi}$$

Con esta altura obtenemos el Diámetro exterior con la formula (26) tenemos:

$\tilde{n}$

Ahora nos disponemos a calcular Z para comprobar que no existirá interferencia entre ambos engranes, con la formula (31) obtenemos:

$$\frac{Z}{Z_{min}} = \frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 + Z_2 + 2Z_1Z_2 \sin^2 \phi}$$

**· Cálculo del ancho de cara:**

En este caso tendremos un torque diferente presente en cada engrane, el torque de entrada será igual a:

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1}$$

Y el torque de salida igual a:

La fuerza tangencial en cada pieza se obtiene con la relación:

$$F_t = \frac{T}{r}$$

La fuerza radial será entonces:

La velocidad de lineal de cada engrane viene dada por la relación

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Con dicha velocidad, el factor de Lewis  $Y=0,314$  para 19 dientes en el piñón de la tabla número (4) y con el factor de servicio  $C_s=1$  para cargas constantes en periodos de 8 horas diarias (tabla 3) nos vamos a la ecuación (34) para calcular el ancho de cara :

$$b = \frac{F_t}{\sigma \cdot Y \cdot C_s}$$

Donde el esfuerzo admisible es igual a:

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot d} \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot K_g \cdot K_h \cdot K_i \cdot K_j \cdot K_k \cdot K_l \cdot K_m \cdot K_n \cdot K_o \cdot K_p \cdot K_q \cdot K_r \cdot K_s \cdot K_t \cdot K_u \cdot K_v \cdot K_w \cdot K_x \cdot K_y \cdot K_z$$

Este ancho de cara puede variar dependiendo del largo de la chaveta a utilizar.

**4.3.3 Cálculo de ejes:** Dispondremos de dos ejes dentro de la máquina, el primero es el encargado de transmitir la potencia al engrane conductor de la exprimidora y el segundo el encargado de recibir el torque generado en el engrane conducido.

- **Eje conductor:** sobre dicho eje tenemos actuando dos engranes, los cuales giran a una velocidad constante de 45 rpm transmitiendo un torque de

1400,5635 lb-in. Por condiciones de diseño, al tratarse de una máquina que estará en contacto directo con alimentos, y en este caso con presencia de ácido cítrico, utilizaremos un acero inoxidable 304 permitido por la norma número (ANSI/NSF 51) de la FDA. Dicho acero presenta las siguientes propiedades mecánicas:

Tabla: 23. Acero inoxidable 304

Acero inoxidable 304	
Esfuerzo de fluencia	$S_y=35000$ psi
Esfuerzo ultimo	$S_u=85000$ psi
Resistencia a la fatiga	$S'_n=0.5S_u$

*Fuente: Tassoni D. (2007)*

Para el cálculo inicial de los ejes, obtendremos la resistencia a la fatiga modificada con la fórmula de los factores de corrección de Marín, ecuación (21):

Donde suponemos un diámetro del eje mayor a 12,5mm y obtenemos un  $C_d= 0,85$ . Una confiabilidad del 99% para tener un  $C_{ef}=0,83$ . Para  $C_s$  nos dirigimos a la tabla número (2) y buscamos los valores indicados para un eje rectificado y obtenemos el valor de  $C_s$  con la formula (22):

Con todos estos valoremos obtenemos  $S_n$  con la formula (21):

· **Diagrama de corte y momento eje conductor:**

Para el diseño de dicho eje necesitaremos la fuerza tangencia y radial del engrane principal para el cálculo de las reacciones presentes en los puntos a y c donde estarán ubicados los rodamientos. El engrane transmite un torque = 1400,5635 lb-in, con este valor y su radio obtenemos la fuerza tangencial transmitida y con el Angulo de contacto la fuerza radial aplicada:

— —————

· **Plano X-Z:**

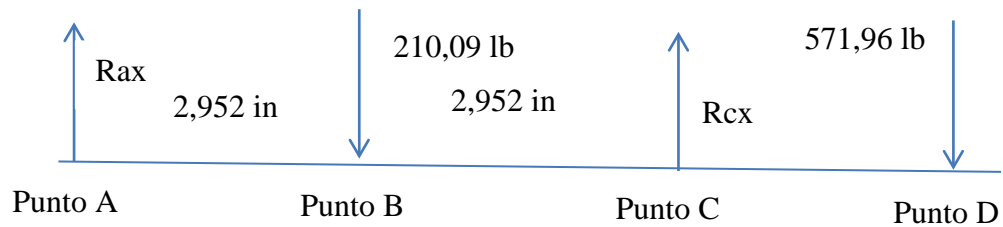


Figura: 24. Diagrama de reacciones en el plano x-z del eje conductor

Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)

, y  $R_{cx}=850,916$  lb

(i)

Luego hacemos



Figura: 175. Diagrama de corte x-z del eje conductor.  
*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

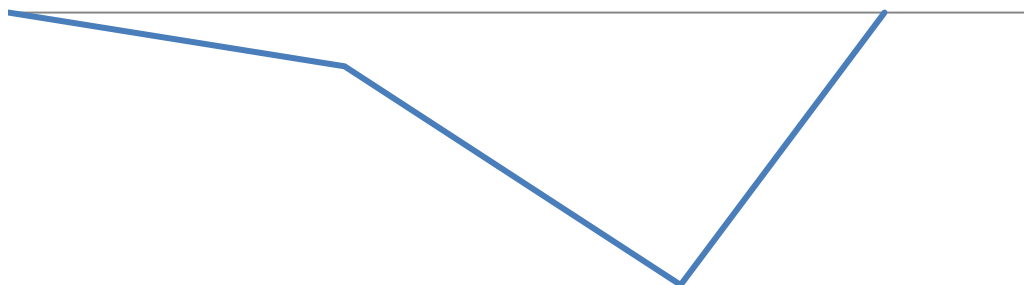


Figura: 186. Diagrama de momento x-z del eje conductor  
*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017).*

· **Plano Y-Z**

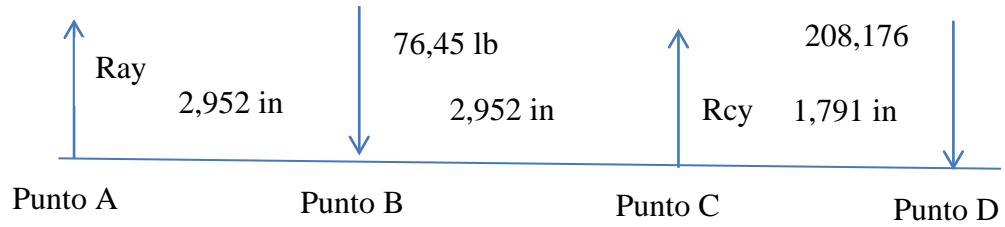


Figura:197. Diarama de reacciones en el plano y-z del eje conductor

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

y  $R_{cx}=309,551 \text{ lb (j)}$

Luego hacemos

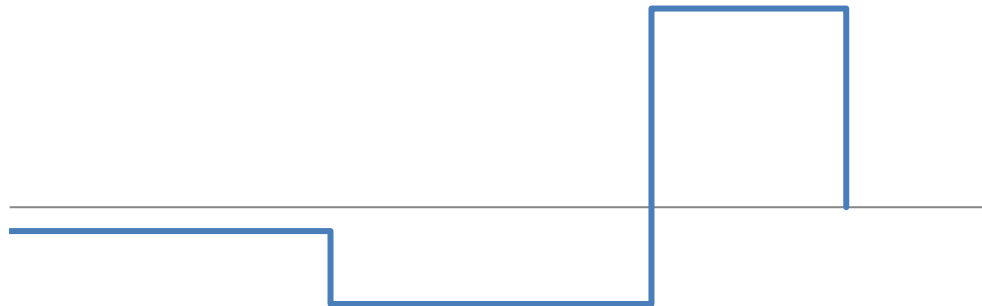


Figura: 208. Diagrama de corte en el plano y-z del eje conductor

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

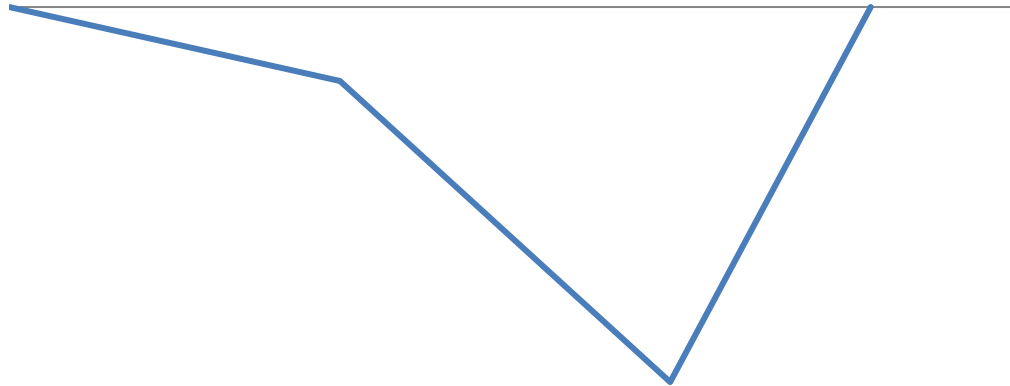


Figura: 219. Diagrama de momento en el plano y-z del eje conductor.  
 Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)

**Punto A:** este punto es el asiento del cojinete A, y aquí no hay torque o momento de flexión. Sin embargo, hay una fuerza de corte vertical que es igual a la reacción en el cojinete. Utilizando la resultante de las reacciones en los planos x-z e y-z, la fuerza de corte es:

$$\text{_____} = 72,856 \text{ lb}$$

La tensión por esfuerzo de corte vertical para un eje sólido es \_\_\_\_\_, de donde se obtiene el diámetro para la sección 1:

$$\frac{\text{_____}}{\text{_____}} = \frac{\text{_____}}{\text{_____}}$$

**Punto B:** El punto B es el lugar en que se ubica el engrane B con un chaflán bien redondeado a la izquierda, un cuñero de perfil en el engrane y una ranura para anillo de sujeción a la derecha. El uso de un chaflán con bordes bien

redondeados en este punto es en realidad una decisión de diseño que requiere que el diámetro interior del engrane admita un chaflán grande. Por lo común, esto significa que en los extremos del diámetro interior se produce un chaflán. El momento de flexión en B es:

$$\frac{1400,563 \times 10}{100} = 215,07153 \text{ lb-in.}$$

A la derecha de B existe el torque de 1400,563 lb-in con el cuñero de perfil que da  $K_t = 2.0$ . En consecuencia de la ecuación (43) despejamos:

$$\frac{1400,563 \times 2.0}{100} = \frac{1400,563 \times 2.0}{100} = 280,11266 \text{ lb-in.}$$

A la derecha de B no se genera torque pero la ranura para anillo de sujeción sugiere que  $K_t = 3.0$  para diseño, y hay flexión inversa. Por lo tanto,

$$\frac{1400,563 \times 3.0}{100} = 420,1689 \text{ lb-in.}$$

En Este punto el diámetro será  $D_2 = 1,051 \text{ in}$

**Punto C**= El punto C es la ubicación de un cojinete con un chaflán que tiene bordes cortantes a la derecha de C y un chaflán con bordes redondeados a la izquierda. Se pretende que  $D_4$  sea cuando menos un poco más pequeña que  $D_3$  en el asiento del cojinete para permitir que éste resbale con facilidad a lo largo del eje hasta que alcanza su posición final. Por lo regular hay un ajuste mínimo de presión entre el diámetro interior del cojinete y el asiento en el eje.

El momento de flexión en C es la resultante del momento en los planos x-z e y-z

$$\text{-----} = 1090,109 \text{ lb-in.}$$

En C y a la derecha de C (diámetro D3) el valor de  $K_t = 2.5$  para el chaflán con bordes cortantes. Así

$$\text{-----}$$

$$\text{-----}$$

A la izquierda de C todo es igual, excepto el valor de  $K_t = 1.5$  para el chaflán con los bordes bien redondeados. Así

$$\text{-----}$$

$$\text{-----}$$

Punto D: Como el engrane D está ubicado en el punto D, el eje a partir de D, donde hay un anillo de sujeción, no existen fuerzas, momentos ni torques. Debido a que es el extremo libre del eje, no hay momento de flexión en D. Las concentraciones de tensión pueden omitirse porque el torque es constante. Entonces, despejamos de la ecuación (20):

$$\text{-----}$$

Si  $\text{-----}$ , al despejar  $\text{-----}$  ó  $\text{-----}$ , despejamos, de la ecuación (41):

$$\text{-----}$$

$$\text{-----}$$

Por condiciones de diseño  $D_1 = D_4 = 1,2802 \text{ in}$ , para poder usar el mismo cojinete. EL Diámetro 5 lo aumentaremos hasta  $1,25 \text{ in}$  como dimensión estándar mayor para ser el soporte del engrane D.

- **Eje conducido:** En este eje solo tendremos presente un engrane en el punto B y dos cojinetes ubicados en el punto A y C, donde las fuerzas tangencial y radial actuantes son  $W_{tg}= 210,09 \text{ lb } (-i)$  y  $W_r=76,45 \text{ Lb } (-j)$ .
- **Plano X-Z:**

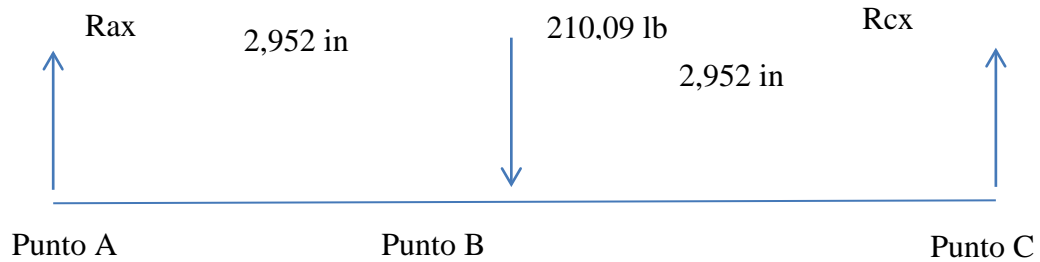


Figura: 3022.diagrama de reacciones en el plano x-z del eje conducido.

*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017).*

, y  $R_{cx}=105,0445 \text{ lb } (i)$

Luego hacemos



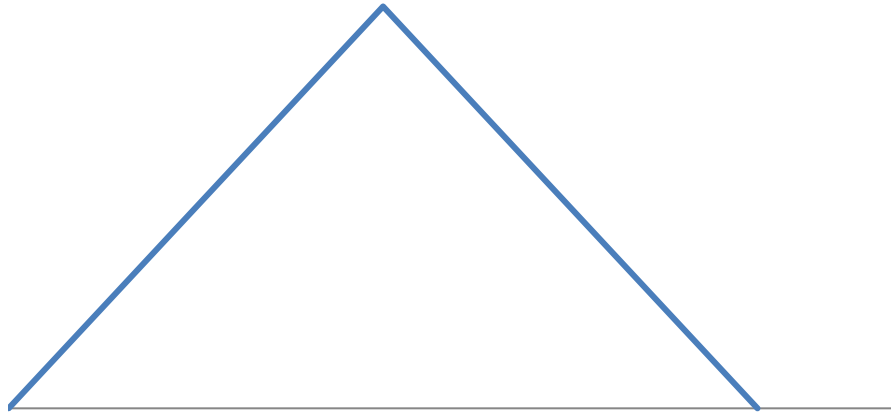


Figura: 323. Diagrama de momento en el plano x-z del eje conducido.  
 Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)

• **Plano Y-Z**

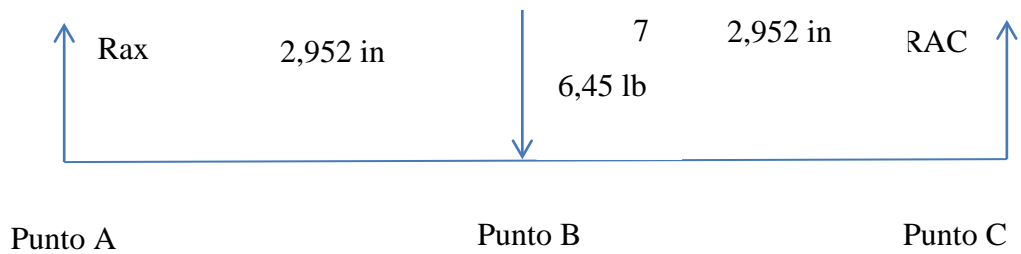


Figura: 33. Diagrama de reacciones en el plano y-z del eje conducido  
 Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)

, y  $R_{cx}=38,225 \text{ lb (i)}$

Luego hacemos



Figura: 34. Diagrama de corte en el plano y-z del eje conducido.  
*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

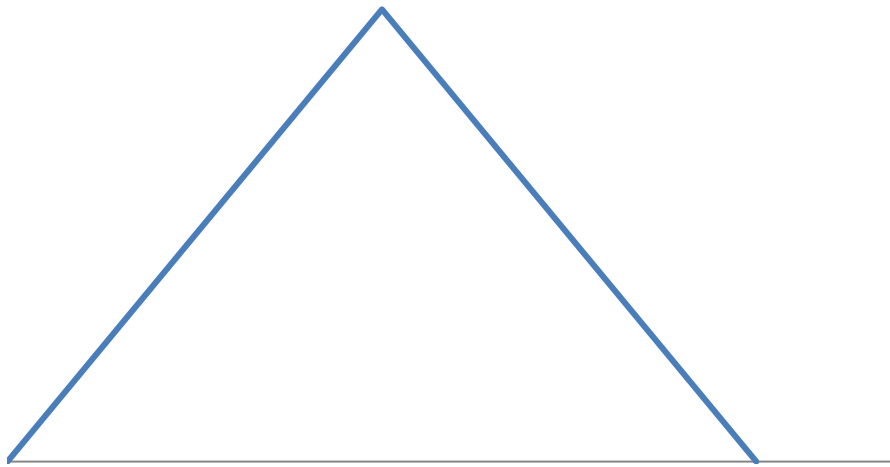


Figura: 245. Diagrama de momento en el plano y-z del eje conducido.  
*Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)*

Punto A=C: ambos puntos no poseen momento torsor ni momento flector, por lo cual realizaremos el cálculo del diámetro con las reacciones presentes en cada punto.

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} = 111,783 \text{ lb}$$

Punto B: este punto será el asiento del engrane B, su diámetro debe ser mayor a D1 y D3 para proporcionar un soporte a ambos cojinetes. Tiene un Cuñero en el centro con un  $K_t=2,0$ . Y dos anillos de sujeción para mantener en su lugar al engrane B.  $K_t=3,0$ . El momento torsor será el transmitido por el engrane conductor  $M_t= 1400,563 \text{ lb-in}$ . El momento flector en este punto lo obtendremos con la resultante de las reacciones en los planos X-Z e Y-Z.

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} = 329,983 \text{ lb-in.}$$

Para el  $K_t=2,0$ (cuñero) tendremos un diámetro de:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} = \text{---}$$

Y con los anillos de sujeción,  $K_t=3,0$  y  $M_t=0$ . Tenemos:

$$\frac{\text{---}}{\text{---}} = \text{---}$$

Para facilitar la obtención de materia prima para la construcción de los ejes de la maquina exprimidora de frutas cítricas con diámetros estándar en cada eje, es decir, el diámetro del asiento de los 4 cojinetes presentes será  $D=1,375 \text{ in}$ . El Diámetro del asiento del engrane conducido y conductor serán iguales, con  $D=1.5 \text{ in}$ . El diámetro

del Engrane transmisor de potencia (engrane D) será igual a  $D=1.1875$  in. Todo esto con motivo de reducir el tiempo de maquinado del eje, facilitar la escogencia de los cojinetes y que sean acorde con el diámetro del hueco de los engranes.

#### 4.3.4 Cálculo de los rodamientos:

Como se tienen varias reacciones aplicadas en los diferentes puntos de ubicación de los cojinetes utilizaremos la reacción mayor, la cual está aplicada en el punto c del eje conductor. Ecuación (72)

Donde  $V=1,0$  ya que el anillo interno gira con el eje, y  $R= 309,551$  Lb = 140,41 kg.

Al tratarse de una máquina de uso industrial tendrá una vida útil de 30000 horas (Tabla número 10), y con la fórmula (75) obtenemos el número de ciclos.

— Ciclos

Para  $n=3$  (cojinetes de rodillos) y el valor de  $L_d$  obtenemos la carga Dinámica Actuante para seleccionar el cojinete. Ecuación (74):

$$\text{---} = \text{-----}$$

Con este valor y con el diámetro de  $1.375$  in = 34,925 mm se selecciona un cojinete número= NU 1007 ECP, marca SKF, con un diámetro interno de 35 mm y capacidad de carga dinámica de 35,8 kN y un ancho de cara de 14 mm.

#### 4.3.5 Cálculo de los cuñeros o chavetas:

Se necesitan diseñar 3 cuñas distintas debido al torque y a las dimensiones del diámetro obtenidas en cada eje, en el caso de los engranes principales de la

exprimidora utilizaremos el mismo tipo de cuña, ya que el diámetro del eje y el torque transmitido será el mismo.

La fórmula a utilizar para el diseño de las cuñas es la número (71) descrita en el marco teórico

Tabla: 24. Selección de cuñeros

	Engrane extractores	Piñón	Engrane
Torque transmitido	1400,563	1400,563	887,68
Diámetro del eje	1,5 in	1	1,1875
W para cuñeros cuadrados (tabla 7)	3/8 in	1/4 in	1/4 in
Acero inoxidable 304	35000	35000	35000
Factor de seguridad (N)	3	1,56	2,926
$largo = \frac{4TN}{DwSy}$	0,853 in	1 in	1 in

Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)

Debido a que el largo mínimo para transmitir el torque en el engrane y el piñón del sistema de transmisión de potencia son mayores que el ancho de cara mínimo necesario calculado para dichos engranes, se reajustaran sus anchos de cara a 1 in. En el Caso del piñón se usaran doble cuñero para estar en igualdad de condiciones en cuanto el factor de seguridad del resto de engranes.

#### 4.4 Realizar un estudio de la factibilidad económica del proyecto.

Para poder evaluar los aspectos económicos y financieros de la propuesta planteada en la presente investigación, se llevaron a cabo los cálculos que permitieron conocer el monto, expresado en bolívares, de cada uno de los elementos a tomar en cuenta para el diseño y fabricación de la maquina extractora de jugo de frutas cítricas, expresados en la siguiente tabla:

Tabla: 25. Materiales para la maquina extractora de jugo de frutas cítricas

Materiales para la maquina extractora de jugo de frutas cítricas						
Nombre	Características (pulgadas)	Cantidad	Peso		Costo unitario (bs)	Costo (bs)
			Libras	kilogramo		
Eje conductor	(9,48x1,5)	1	4,22	1,90	33355,55	63592,0
Eje conducido	(7,87x1,5)	1	3,76	1,68	33355,55	56037,3
Engrane principal	(15,31x3,93)	2	23,11	11,53	25000	576500,2
Piñón transmisor	(3,47x1)	1	0,49	0,22	25000	5568,5
Engrane transmisor	(5,29x1)	1	0,77	0,35	25000	8782,3
Rodamientos	Nu 1007 ECP	4	0,35	0,15	25000	100000,5
Carcasa	(34,2x6x8,4)	2	25,41	11,53	25000	576713,5
Rejilla	(32x30,75x9)	1	52,48	23,82	25000	595551,5
Tolva	(34,2x6x10)	1	21,55	9,78	25000	244552,8
Anillos de sujeción	1	6			8000	16000,1
Motor reductor	1 hp (1750/71)	1	26	12	1200000	1200000,0
Tornillos, tuercas y arandelas	(Ø 0,5x2 ½)	6			39500	237000,0
Mano de obra		1			1000000	1000000,0
		Peso total	158,1	72,98	Monto total	4680298,2

Fuente: Pérez, M. Ojeda, R. (2017)

Luego de conocer el monto total de la inversión a realizar por la empresa, se procedió a comparar dicho costo de la construcción de esta unidad (opción 1), con el

precio de una o varias máquinas extractoras con capacidad de procesamiento parecida a la diseñada en este trabajo de investigación (opción 2) y las ganancias obtenidas en la empresa tanto con el nuevo ritmo de producción como con el actual, expresando resultados en el figura 31 para así evaluar la rentabilidad del proyecto y el panorama futuro del mismo. Es importante resaltar, que el monto de la inversión está comprendido por costo de diseño y fabricación.

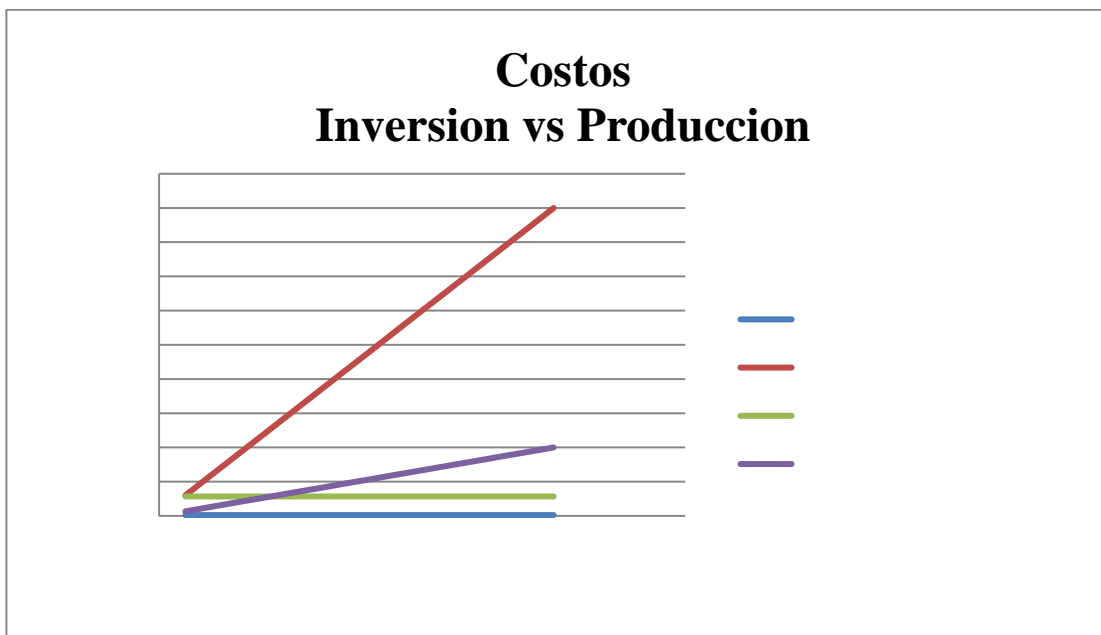


Figura: 256. Costos inversión vs producción.  
Fuente: Pérez M. Ojeda R. (2017)

En la figura No 36 se observa como el costo de la inversión de las maquinas extractoras de jugo de frutas cítricas es un costo único en el mes 1, el monto de la ganancia neta de producción modificada y actual se expresan de manera acumulativa, quedando así un punto de equilibrio de ambas producciones en el primer mes para la opción 1 y para la opción 2, este punto lo conseguimos en el mes 1 con la producción modificada y en el mes 5 con la producción actual.

De acuerdo a lo anteriormente expuesto se puede apreciar que el proyecto es factible, puesto que queda demostrado que este diseño es capaz de recuperar el capital

invertido por concepto de fabricación en un lapso no mayor a un mes de actividad, no obstante se demuestra también que este diseño de una maquina exprimidora de jugo de frutas cítricas es capaz de superar en cantidad la producción a las maquinas previamente instaladas, Procesando 450 unidades por minuto en comparación a 24 unidades por minuto, que es la máquina de mayor capacidad presente en el mercado, lo que representa un 1875% mayor que las disponibles en el mercado.

#### **4.5 Presentar un manual de operaciones y mantenimiento para la maquina diseñada.**

##### **4.5.1 Manual de operación:**

1. Es muy importante que antes de operar la máquina se realice la lectura minuciosa del manual de operación y mantenimiento. Si realizamos una adecuada instalación, se lleva a cabo el plan de mantenimiento y se opera según los manuales, la máquina no presentará problemas de ningún tipo. El plan de mantenimiento va relacionado directamente con la buena operación de la misma, ya que el usuario deberá entender y conocer las precauciones de seguridad antes de usarla.
2. El operario deberá utilizar el equipo de seguridad sugerido. Dentro de este equipo se encuentra: cofia, lentes de seguridad, cubre boca, mandil y guantes de látex para evitar la posible contaminación del jugo. Es importante comentar que el usuario por ningún motivo debe introducir las manos en los dispositivos de exprimido cuando estén en movimiento, esto para evitar posibles accidentes.
3. Verificar que la máquina se encuentre libre de sustancias y artículos extraños para evitar alteraciones en su funcionamiento y fallas.
4. Estar seguros de que todos los componentes del sistema se encuentren en su estado y posición óptima para comenzar a operar.
5. La máquina debe trabajar a temperatura ambiente y sin la presencia de factores externos tales como el contacto directo de la luz solar, corrientes

bruscas de aire y polvo.

6. Comprobar que el espacio donde será colocada la máquina cuente con la superficie totalmente plana, ya que de lo contrario esto afectaría a la operación de la misma. Se requiere que el lugar de trabajo cuente con las dimensiones mínimas requeridas que son de 1.016m de alto, 0.87m de ancho y 1.15m de largo.
7. Inspeccionar que se cuente con una conexión de corriente eléctrica de 440-220V.
8. Debemos asegurarnos que el botón de control se encuentre en la posición de apagado.
9. Verificar que la máquina se encuentre conectada a la corriente eléctrica.
10. Confirmar que la tolva alimentadora cuente con suficientes naranjas para comenzar el proceso.
11. Encender el interruptor de control y esperar un momento (2 minutos) a que todo el sistema se estabilice.
12. Por ningún motivo se debe apagar la máquina a la mitad del proceso, siempre se debe apagar cuando el proceso haya terminado.
13. En caso de emergencia apagar el interruptor de control principal de la máquina.
14. Una vez terminado el ciclo de trabajo de un día, se debe apagar la máquina y asegurarse de dejarla completamente limpia, de preferencia proyectar un chorro de agua desde la tolva alimentadora hasta el sistema de exprimido. Evitar dejar residuos de jugo ya que este se puede agriar y producir malos olores.

#### **4.5.2 Manual de mantenimiento:**

El objetivo principal de darle un buen mantenimiento a esta máquina, es lograr que no presente fallas ni paros y al mismo tiempo trabaje lo más silenciosamente posible. Existen áreas críticas en la realización del mantenimiento, y para este mecanismo se contemplaron las siguientes:

Inspección

Limpieza

Ajustes

Lubricación

- **Inspección:** se recomienda una inspección diaria de todo el equipo para encontrar piezas dañadas, fallas leves o imperfecciones en el equipo. La máquina debe ser monitoreada durante su operación para identificar anomalías durante el proceso y éstas sean corregidas. Durante la operación, si se identifica que no se está realizando la extracción de jugo correctamente, es señal de que se requieren hacer ajustes o reparaciones o en caso extremo recurrir a un chequeo general y detallado de la máquina. Durante la inspección si se encuentran partes rotas, éstas deben ser reemplazadas o reparadas antes de hacer que el problema se agrave y afecte a otros sistemas y sea causa de un paro. Como se mencionó en el desarrollo de este trabajo el tipo de mantenimiento que se tomó en cuenta para este proyecto fue principalmente el preventivo, para conservar la máquina lo más apegada posible a las condiciones y especificaciones del diseño. En este mismo objetivo encontramos algunos formatos de mantenimiento preventivo.
- **Limpieza:** se tienen que mantener todos los componentes de los sistemas completamente limpios y libres de polvo, grasa o residuos de fruta, ya que éstos pueden hacer que la sincronía del sistema se desajuste o dañe, y por consiguiente generar algún daño en alguno de los elementos que forman el sistema. Es importante realizar la limpieza de la coladera constantemente, por lo menos cada hora, ya que si no se limpia se tendrán problemas de estancamiento de jugo. Se recomienda realizar una limpieza detallada del mecanismo cada 8 horas.
- **Ajustes:** es indispensable analizar todos los tornillos de la estructura

que pudieran llegar a aflojarse debido a las vibraciones, de ser necesario realizar un apriete severo.

· **Lubricación:** una de las partes más importantes del mantenimiento es la lubricación, que se lleva a cabo en los puntos y partes que se encuentran en constante fricción, dentro de los componentes a lubricar se encuentran los 4 rodamientos presentes en la máquina. Es necesario remover el exceso de lubricante con una estopa, para evitar la contaminación del jugo o goteo. Estos rodamientos deben ser suministrados de grasa recomendada por el fabricante, además de tener un chequeo semanal para tener en óptimas condiciones la máquina. Cabe mencionar, que después de los trabajos de limpieza realizados a la máquina entera, ésta debe quedar completamente seca para evitar oxidación de los materiales que no son de grado alimenticio, por esta razón, que dichas partes deben estar siempre cubiertas con una capa de pintura que los proteja, y es recomendable que con un lapso de cada 3 meses se realicen trabajos de pintura y en su caso agregar un nuevo recubrimiento.

## CONCLUSIÓN

De acuerdo a los resultados obtenidos en el desarrollo de este trabajo de investigación, En el cual se diseñó una maquina extractora de jugo de frutas cítricas, cumpliendo con los requerimientos tanto de capacidad de proceso de frutas por minuto como también tamaño, materiales aptos para el contacto con alimentos y factibilidad económica del proyecto.

Durante el estudio de todo el proceso de extracción del jugo de distintas frutas cítricas, como lo son la naranja, limón y mandarina, por ser las de mayor consumo y producción en el estado Carabobo, Venezuela. Se llegó a la conclusión de que el proceso más eficiente y rápido para la extracción de dicho jugo se logra exprimiendo la fruta entera, separando luego la cascara y el jugo para su posterior embotellado.

Se evaluaron diferentes alternativas para el diseño de esta máquina exprimidora, en total se desarrollaron 3 prototipos, los cuales comparamos entre sí para escoger el diseño con mejores resultados en los criterios de valoración descritos en el capítulo 4. De este análisis se eligió el prototipo A, que consiste en una maquina exprimidora mediante engranes semejante a una bomba de engranes.

Los Modelos matemáticos usados para el cálculo de la geometría y dimensiones según el material a usar, son los establecidos en la teoría de diseño de cada pieza en particular. El uso de policarbonato como material principal, así como el de acero inoxidable ANSI 304 para el diseño de los ejes y chavetas, es debido a sus excelentes propiedades anticorrosivas al estar en contacto con ácido cítrico y por ser aprobados ambos materiales por la norma ANSI/NSF 51 para estar en contacto con alimentos.

La geometría varios elementos los cuales componen la carcasa fueron diseñadas con ayuda de SolidWorks 2015, un programa de computadoras de simulación y modelado 3D, para facilitar el diseño y verificar mediante simulaciones de carga estática su óptimo funcionamiento dentro de la máquina.

Con los resultados obtenidos en la factibilidad económica se demuestra que los objetivos específicos y el alcance establecido inicialmente, se lograron satisfactoriamente. El diseño efectuado recupera su inversión en menos de un mes, resultando más económica que cualquier maquina extractora con capacidad parecida en el mercado nacional o importada. Los precios pueden variar drásticamente en el transcurso del tiempo.

La mayoría de los elementos presentes en la maquina fueron diseñados para ser manufacturados bajo técnicas de impresión 3D, esto con el motivo de tener mayor libertad de diseño en cuanto a la geometría de los elementos de maquina obtenidos y mayor facilidad para la obtención de los mismos. Gracias a esto la maquina puede ser ensamblada en cualquier taller industrial equipado con una impresora 3D y herramientas comunes como: Torno, Fresadora, Taladros entre otros.

En lo referente a la instalación de la máquina, esta se puede llevar a cualquier lugar que tenga alimentación eléctrica de 440-220 V, que cuente con el espacio necesario y se encuentre alejada de factores externos como polvo, corrientes de aire, entre otros. La operación de la maquina no necesita de personal altamente capacitado, ya que se espera que cualquier persona sea capaz de operarla. Por estas razones se convierte en una maquina versátil.

El mantenimiento de la maquina será preventivo para evitar fallas inesperadas. Por tratarse de una maquina donde muchos de sus elementos están en contacto con alimentos se debe limpiar adecuadamente antes y después de cada turno de trabajo sin excepción alguna.

## **RECOMENDACIONES**

- Ubicar la máquina en un lugar seguro para evitar cualquier tipo de accidente ya que esta tiene un peso de 72 kg que es un peso considerable.
- Es recomendable mantener limpia la máquina ya que los sobrantes del jugo sobre los moldes se puede fermentar y tomar un sabor desagradable cuando se utilice nuevamente la máquina.
- La tapa superior de la máquina debe estar cerrada para poner la máquina en funcionamiento, caso contrario puede haber un derrame de jugo o la contaminación del mismo.
- Tanto la tapa superior como la tolva debe retirarse preferiblemente entre dos o más personas debido a su peso y para evitar daños en la misma.
- Tanto el suministro de frutas como la recolección de las cascaras tiene que ser automatizado mediante máquinas de elevación y transporte para así suministrar la cantidad de 450 frutas por minuto capaz de procesar la maquina extractora.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arias,F. **El Proyecto de la Investigación. Introducción a la Metodología.** 5ta Edición. Editorial Episteme, Caracas, Venezuela.

Citrus Machinery and services division (1998). **Operator`s Manual.** Fresh`s Squeeze. Lakeland, Florida.

Danilo Tassoni M. Elementos de Maquina. 1ra Edición. Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo. Carabobo, Venezuela.

Eugene A.Avallone; Theodore Baumeister III (1995). **Manual Del ingeniero Mecánico.** 9na Edición. México: Mc Graw-Hill.

R.budynas, J.Nisbett, (2008). **Diseño en Ingeniería Mecánica de SHYGLEY.** 8va Edición, editorial Mc Graw-Hill.

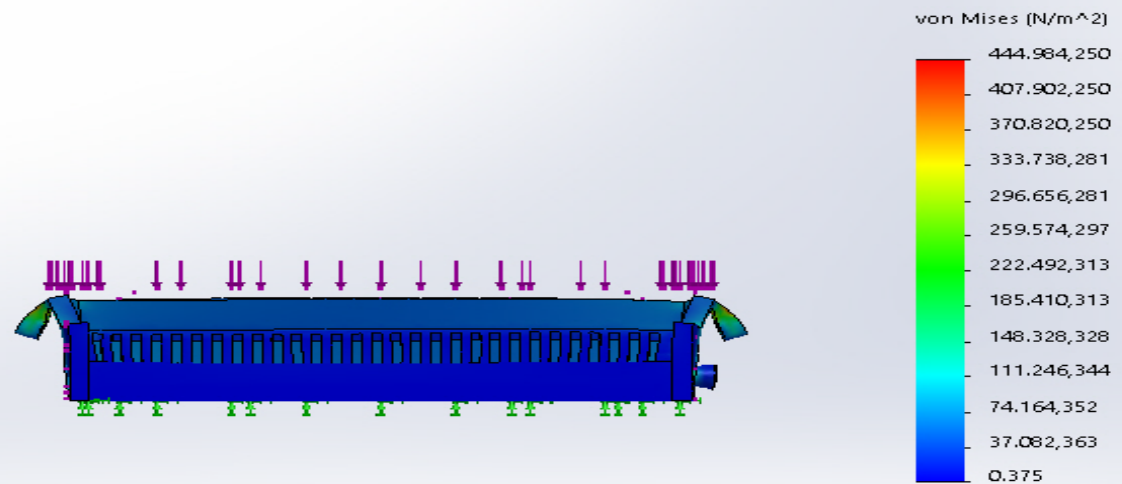
Roberto Hernández Samper, Carlos Fernández, Pilar Baptista lucio (1998). **Metodología de la investigación.** 3ra Edición. : Mc Graw-Hill Bogotá

Tamayo y Tamayo,M (1999). **El Proceso de la Investigación Científica.** México: editorial Limusa

# APENDICE

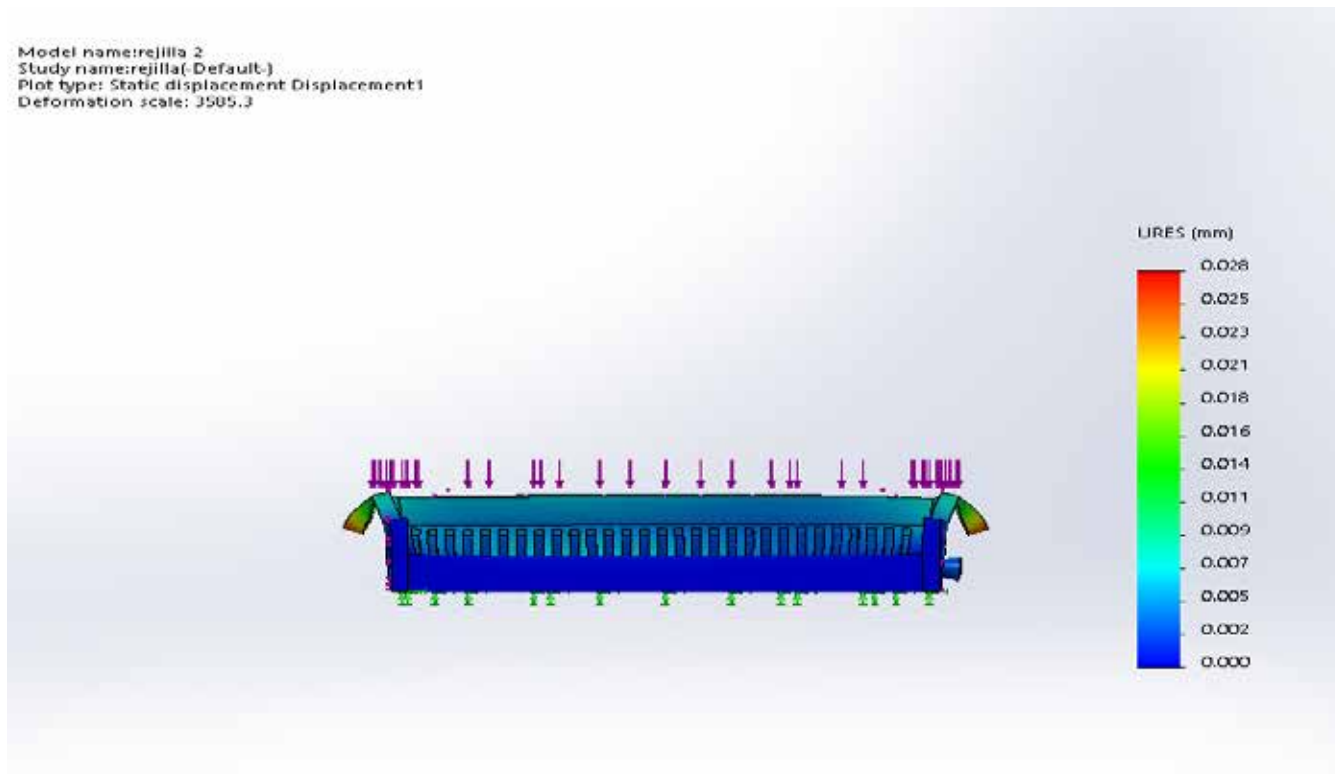
## Apéndice: A. Simulación de esfuerzos estáticos en la carcasa de la maquina exprimidora

Model name: rejilla 2  
Study name: rejilla(-Default-)  
Plot type: Static nodal stress Stress1  
Deformation scale: 3585.3



*Fuente: Solidworks (2015)*

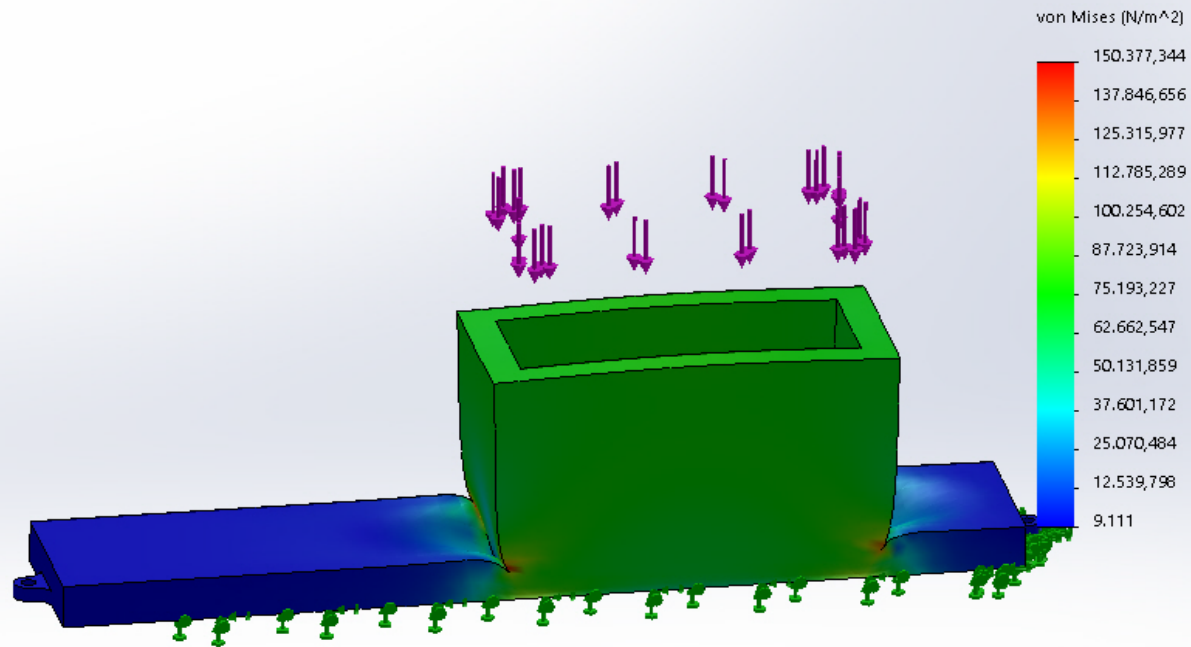
Apéndice: B. Simulación de deformación en la carcasa de la maquina exprimidora



*Fuente: Solidworks (2015)*

## Apendice: C. Simulación de esfuerzos estáticos en la tolva de la maquina exprimidora

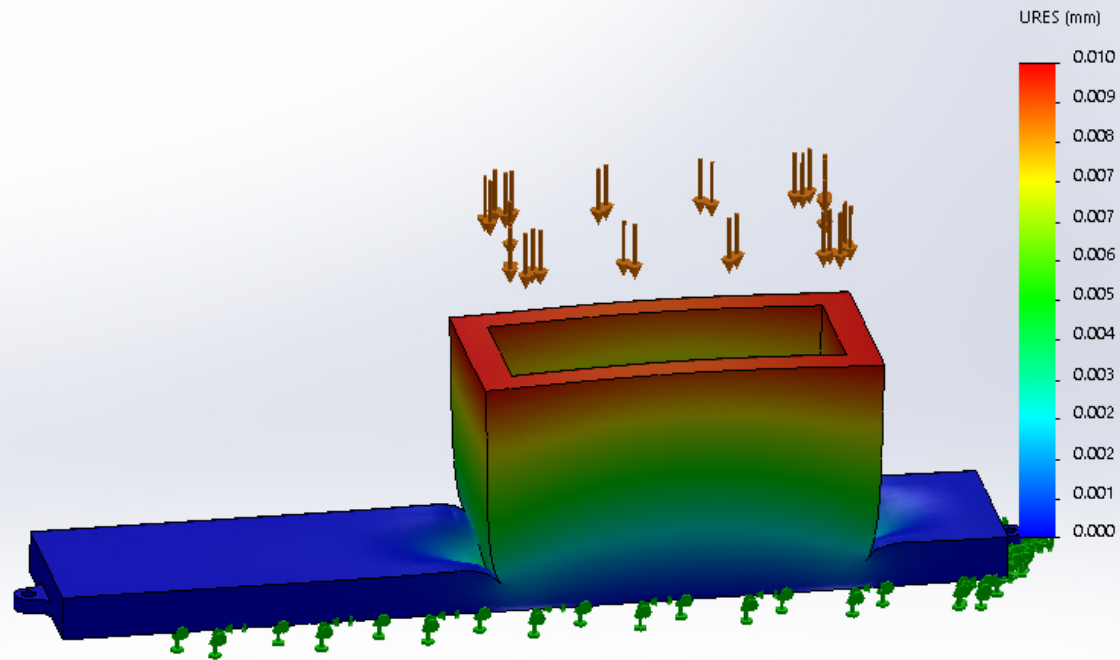
Model name: tapa caracasa  
Study name: carga estatica tolva(-Default-)  
Plot type: Static nodal stress Stress1  
Deformation scale: 8968.26



*Fuente: Solidworks (2015)*

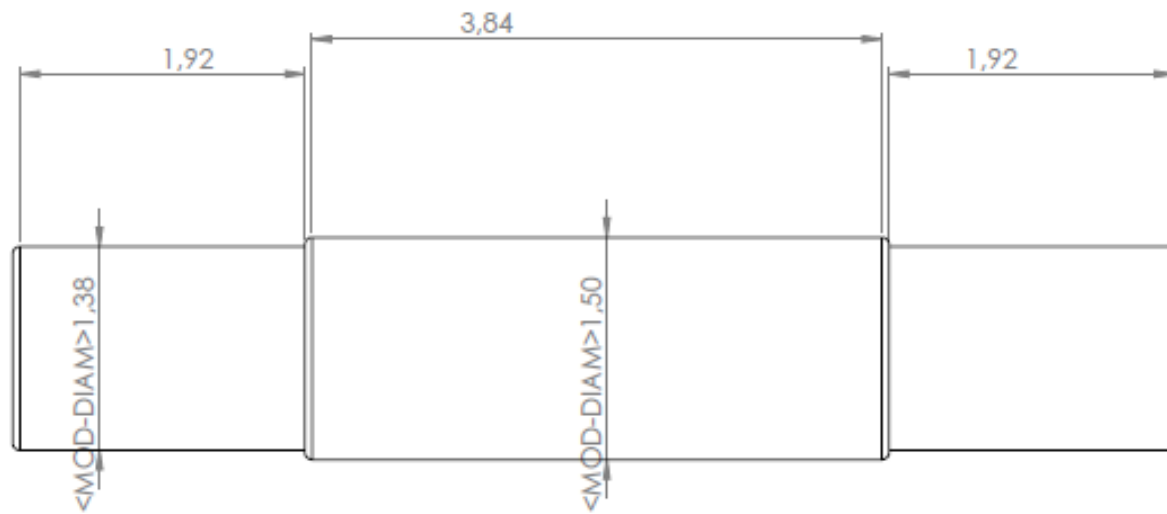
## Apéndice: D. Simulación de deformación en la tolva de la máquina exprimidora

Model name: tapa carcasa  
Study name: carga estatica tolva(-Default-)  
Plot type: Static displacement Displacement1  
Deformation scale: 8968.26



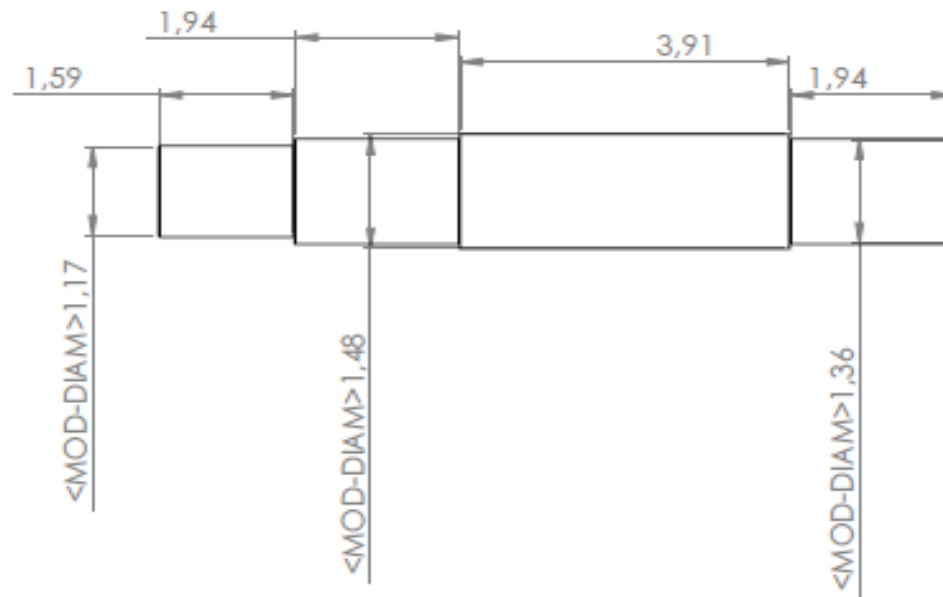
*Fuente: Solidworks (2015)*

Apendice: E. Plano del eje conducido de la maquina exprimidora



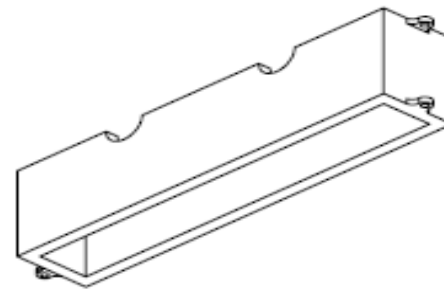
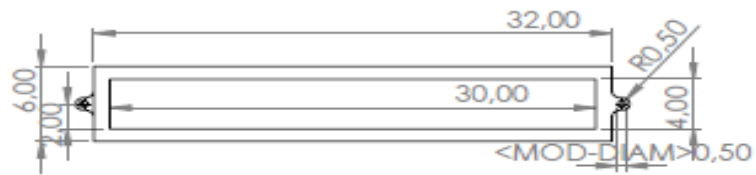
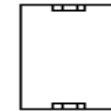
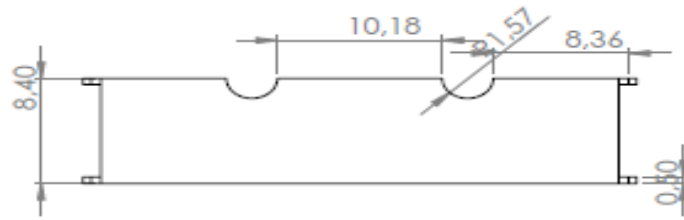
*Fuente: Solidworks (2015)*

Apendice: F. Plano del eje conductor de la maquina exprimidora



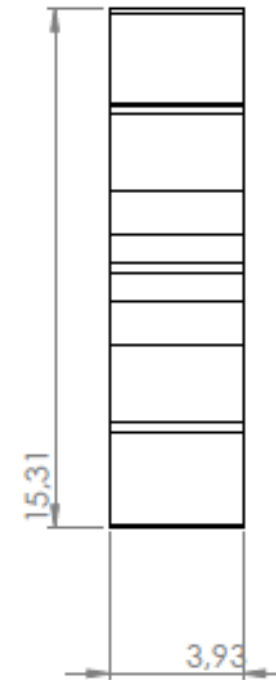
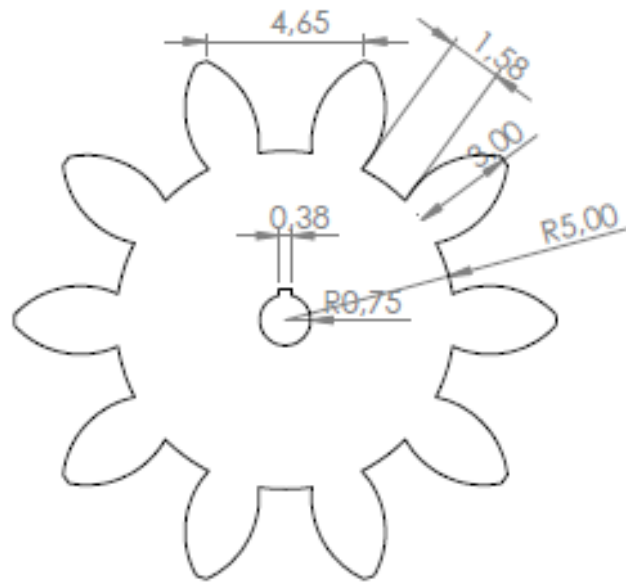
*Fuente: Solidworks (2015)*

Apéndice: G. Plano de la carcasa de la maquina exprimidora



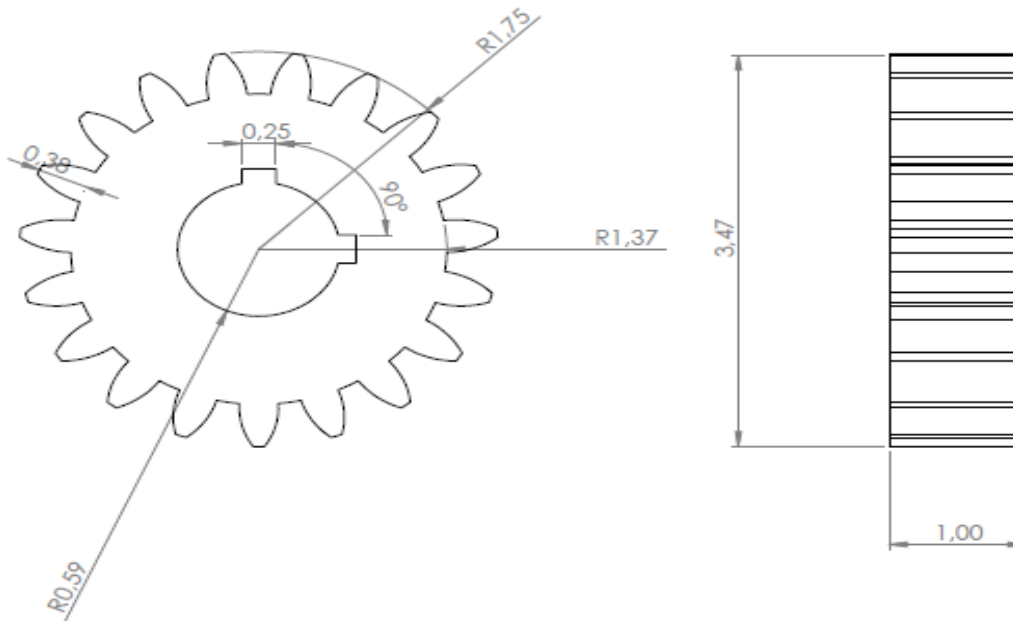
*Fuente: Solidworks (2015)*

Apéndice: H. Plano del engrane principal de la maquina exprimidora



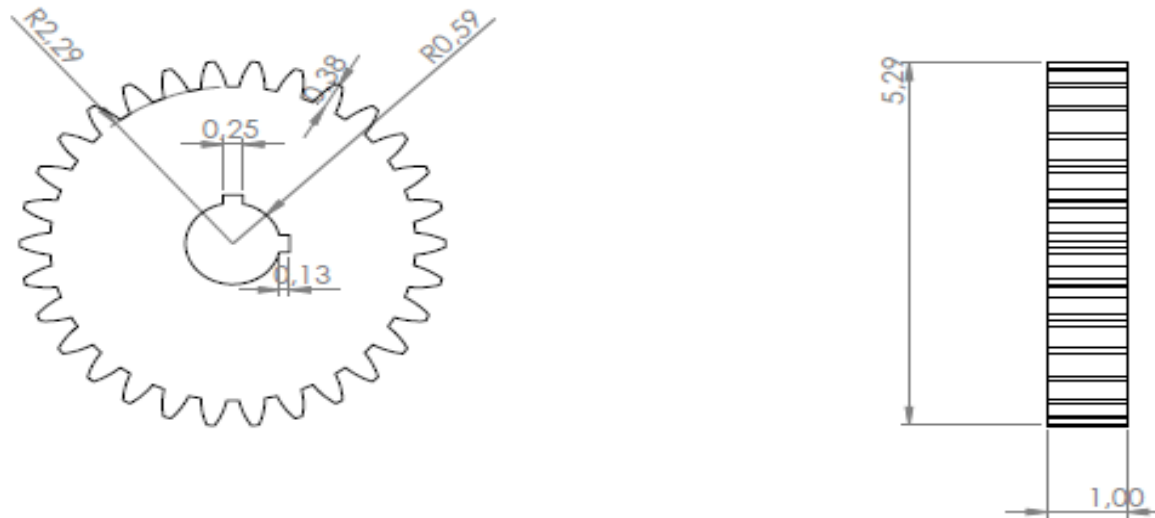
*Fuente: Solidworks (2015)*

Apéndice: I. Plano del engrane transmisor de potencia de la maquina exprimidora



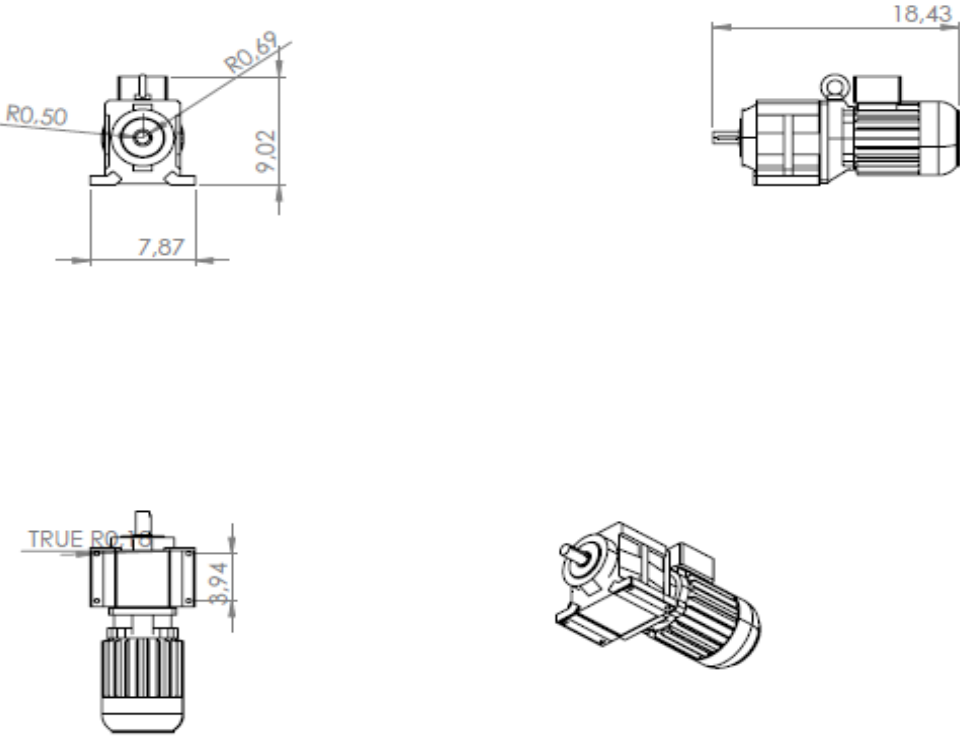
*Fuente: Solidworks (2015)*

Apéndice: J. Plano del piñón transmisor de potencia de la maquina exprimidora



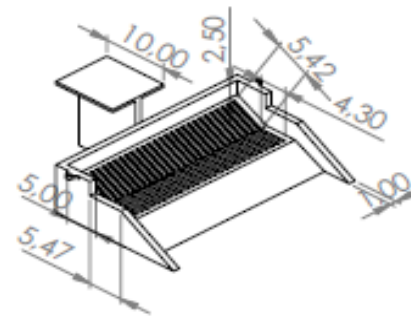
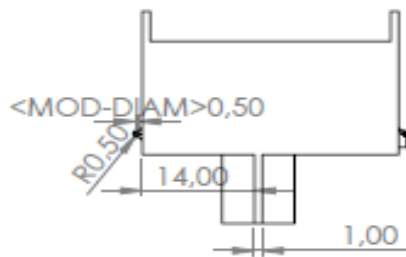
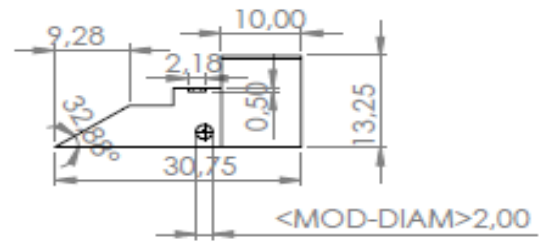
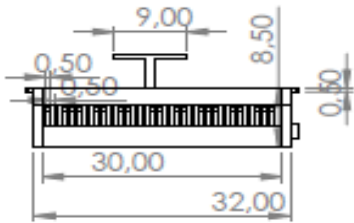
*Fuente: Solidworks (2015)*

Apéndice: K. Plano del motor reductor modelo eurodrive R37dr s80s de la maquina exprimidora



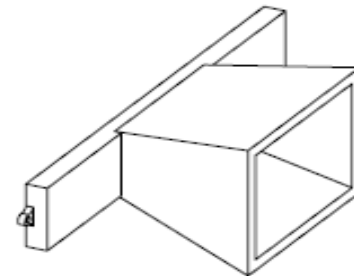
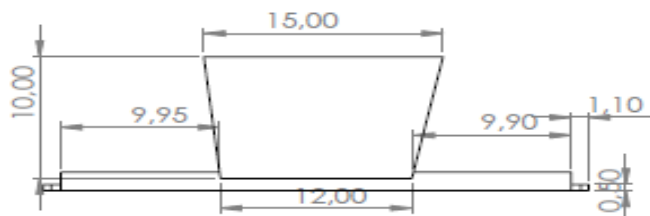
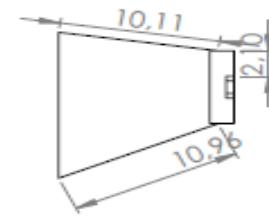
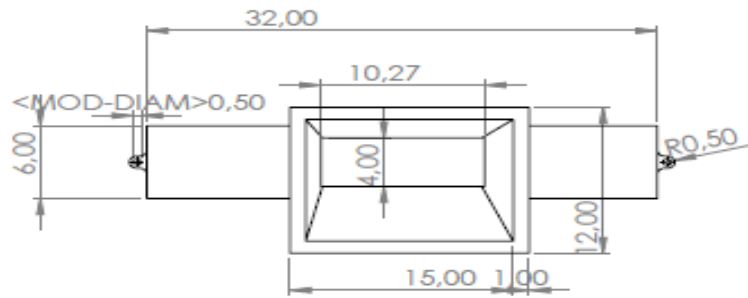
Fuente: Solidworks (2015)

Apéndice: L. Plano de la base y almacén de la maquina exprimidora



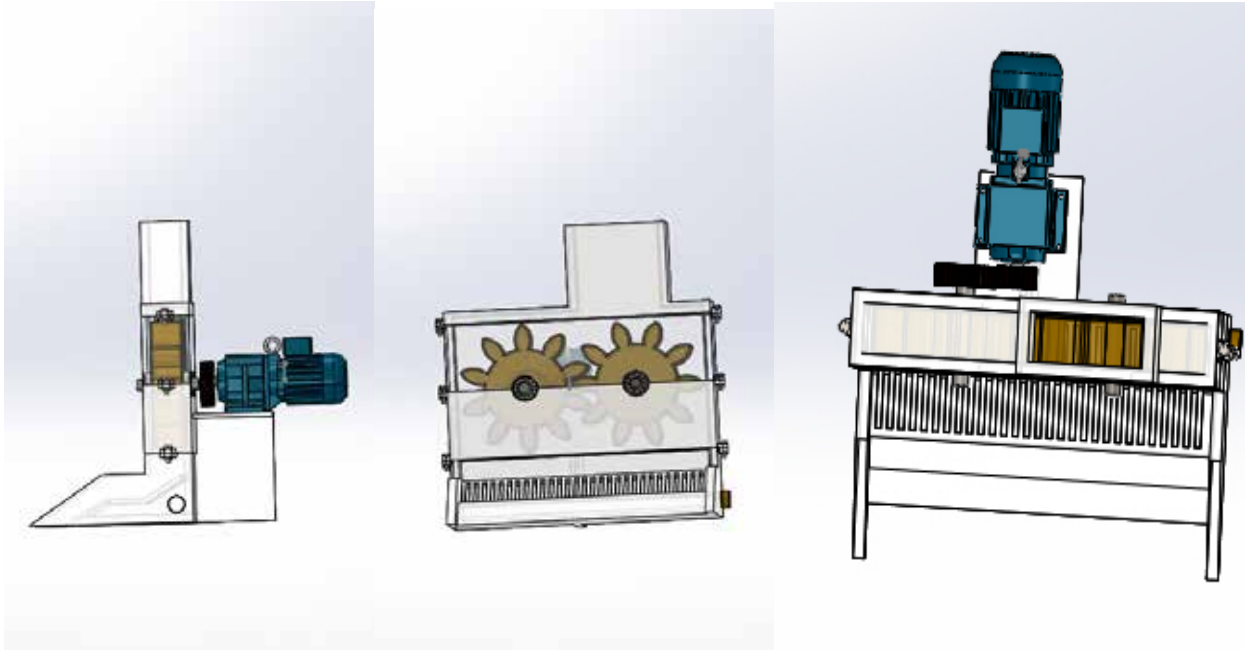
Fuente: Solidworks (2015)

Apéndice: M. Plano de la tolva principal de la maquina exprimidora



Fuente: Solidworks (2015)

Apéndice: N. Maquina extractora de jugo de frutas citricas



*Fuente: Solidworks (2015)*