

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE SAN LUIS POTOSÍ

**CENTRO DE INVESTIGACIÓN Y ESTUDIOS DE POSGRADO
FACULTAD DE INGENIERÍA**

DISEÑO DE UNA MÁQUINA LAMINADORA DE NOPAL

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA

OPCIÓN: MECATRONICA Y SISTEMAS MECANICOS

P R E S E N T A:

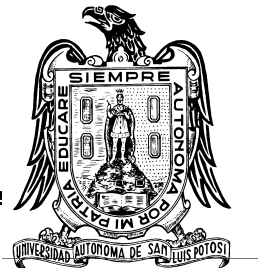
ING. ULISES MÁRQUEZ PÉREZ

ASESOR:

DR. HÉCTOR MARTÍN DURÁN GARCÍA

SAN LUIS POTOSÍ, S.L.P.

Febrero 2010





UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
DE SAN LUIS POTOSÍ

24 de septiembre de 2009

**ING. ULISES MÁRQUEZ PÉREZ
P R E S E N T E. –**

En atención a su solicitud de Temario, presentada por el **Dr. Héctor Martín Durán García**, Asesor de la Tesis, que desarrollará Usted, con el objeto de obtener el Grado de **Maestría en Ingeniería Mecánica**. Me es grato comunicarle que en la Sesión de Consejo Técnico Consultivo celebrada el día 24 de septiembre del presente año, fue aprobado el Temario propuesto:

TEMARIO:

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA LAMINADORA DE NOPAL”

INTRODUCCIÓN.

1. ALCANCES DEL PROYECTO Y ANTECEDENTES.
2. DESARROLLO.
3. DISEÑO DE LA MÁQUINA.
4. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL Y RESULTADOS.

CONCLUSIONES

ANEXOS


BIBLIOGRAFÍA

“MODOS ET CUNCTARUM RERUM MENSURAS AUDEBO”

ATENTAMENTE


ING. ARMANDO VIRAMONTES ALDANA

DIRECTOR


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA
DE SAN LUIS POTOSÍ
FACULTAD DE INGENIERÍA
DIRECCION



**FACULTAD
DE INGENIERÍA**

Av. Manuel Nava 8
Zona Universitaria • CP 78290
San Luis Potosí, S.L.P.
tel. (444) 826 2330 al39
fax (444) 826 2336
www.uaslp.mx

“2009, 150 Años del Instituto Científico y Literario... hoy Universidad Autónoma de San Luis Potosí”

Dedicatoria

A mi padre, quien me enseñó el camino de la Ingeniería.

A mi madre, quien hizo posible recorrer ese camino.

A mi hermana Elena, por sus consejos.

Agradecimiento

*A los profesores del posgrado en Ingeniería Mecánica de la UASLP, por su
paciencia y apoyo.*

Resumen

Al nopal se le atribuyen varios usos y propiedades, principalmente en el tratamiento de diversas enfermedades. La demanda de este producto obligó la necesidad de su procesamiento, por lo anterior, el objetivo de este proyecto fue diseñar un equipo que corte las pencas de nopal en cubos para que su deshidratación sea más rápida y se logre obtener el polvo que se utiliza para las diversas aplicaciones. Para el desarrollo de la máquina se realizó una intensa búsqueda sobre su reología a fin de establecer los parámetros de trabajo. Mediante un proceso de diseño se obtuvo el método de corte y se elaboró el diseño de cada sistema bajo un análisis matemático, en él, se presentó un conjunto de ecuaciones específicas para el corte con cuchillas circulares y rectas, con las cuales se logró determinar las características para separar eficientemente la materia prima. En los cálculos se conocieron las fuerzas y se diseñaron los componentes que complementaron su funcionamiento.

Para comprobar su efectividad, se construyeron los dispositivos de corte y se realizaron pruebas en campo que demostraron su funcionabilidad. El primer dispositivo demostró no tener problema para realizar el corte, incluso de las espinas; en el segundo dispositivo se resolvieron los problemas de separación y destrucción del nopal, creando un sistema novedoso. En conjunto, se encontró que la variabilidad de los estadios y especies, hacen que la máquina trabaje en condiciones diferentes, además, que la composición química del nopal depende de condiciones como el suelo y la precipitación pluvial, dando como resultado condiciones de trabajo distintas y capacidad de producción variable. Los cortes realizados demostraron ser eficientes sin la activación de los ácidos orgánicos ni obscurecimiento, efecto que es favorable para el deshidratado.

Para el sistema de alimentación se realizaron experimentos de fluidez y se realizó la propuesta del dispositivo, obteniendo así una máquina con alimentación continua, capacidad de producción elevada y costo inferior a los equipos comerciales. En la parte virtual se elaboró un modelo en el que se efectuó el análisis dimensional apoyado en el programa SolidWorks.

Índice de contenido

Resumen.....	iv
Índice de contenido.....	v
Índice de Figuras.....	vii
Índice de tablas.....	x
Introducción.....	1
Justificación.....	2
Objetivo.....	2
Capítulo 1	Alcances del proyecto y antecedentes
Alcance.....	3
1.1 Importancia del nopal.....	3
1.2 Deshidratado.....	4
1.3 Importancia del deshidratado del nopal.....	4
1.4 Tipos de deshidratado.....	5
1.5 Proceso de deshidratación.....	5
1.6 El nopal.....	6
1.6.1 La Planta.....	6
1.6.2 Características de algunas especies.....	6
1.6.3 Nopalitos.....	7
1.6.4 Fibra.....	7
1.6.5 Resistencia.....	7
1.6.6 Firmeza.....	8
1.6.7 Hipodermis.....	8
1.6.8 Mucílago.....	9
1.6.9 Viscosidad.....	9
1.6.10 PH.....	11
1.6.11 Oxidación.....	12
1.6.12 Geometría.....	12
1.7 Recopilación de información de equipos de corte.....	12
1.8 La curva cicloide.....	30
Capítulo 2	Desarrollo
2.1 Síntesis de información recopilada.....	32
2.2 Estudio del corte común.....	33
2.3 La máquina.....	33
2.3.1 Exigencias.....	33
2.3.2 Requerimientos.....	34
2.3.3 Evaluación.....	35
2.4 Selección del proceso de corte.....	36
2.5 Metodología del diseño.....	36
2.5.1 Método de análisis	36
2.5.2 Estructura del diseño.....	39
2.6 Capacidad del proceso.....	40

Capítulo 3

Diseño de la máquina

3.1 Conformación de la fase 1.....	41
3.2 Límites de la fase 1.....	41
3.3 Diseño del conjunto 1.....	41
3.3.1 Análisis.....	42
3.3.1.1 Posición de los discos.....	42
3.3.1.2 Área de acción de fuerzas.....	43
3.3.1.3 Fricción.....	43
3.3.1.4 Fuerzas de corte.....	44
3.3.1.5 Factor de corrección por los planos de debilidad.....	48
3.3.2 Obtención de parámetros y cálculos.....	49
3.3.2.1 Longitud del agujero central.....	49
3.3.2.2 Longitud efectiva de corte.....	50
3.3.2.3 Longitud de paso	52
3.3.2.4 Longitud para afilado.....	53
3.3.2.5 Angulo de corte y espesor.....	53
3.3.2.6 Diámetro total.....	54
3.3.2.7 Velocidad de giro.....	54
3.3.2.8 Fuerzas.....	54
3.3.2.9 Potencia.....	63
3.3.3 Diseño del conjunto.....	65
3.4 Diseño del conjunto 2.....	75
3.4.1 Análisis.....	75
3.4.1.1 Ángulo de arrastre	77
3.4.1.2 Posición radial.....	80
3.5.1.3 Agulo helicoidal.....	80
3.5.1.4 Ángulo de filo.....	81
3.5.1.5 Ángulo de desprendimiento.....	82
3.5.1.6 Fuerza de corte.....	83
3.5.1.7 Potencia de corte.....	83
3.5.2 Cálculos.....	86
3.5.2.1 Ángulo de arrastre	86
3.5.2.2 Ángulo helicoidal	87
3.5.2.3 Fuerza de corte	87
3.4.2.4 Potencia de corte	89
3.4.3 Diseño del conjunto.....	90

Capítulo 4

Validación experimental y resultados

4.1 Conjunto 1.....	95
4.1.1 Materiales y métodos.....	95
4.1.2 Resultados.....	96
4.2 Conjunto 2.....	97
4.2.1 Materiales y métodos.....	97
4.2.2 Resultados.....	98
Conclusiones.....	101
Anexos.....	102
Bibliografía.....	105

Índice de figuras

Figura 1.1	Proceso de deshidratación industrial.....	5
Figura 1.2	Contenido de mucílago (porcentaje referido a la materia seca) en nopales de cuatro especies y tres estadios de crecimiento (Noco = <i>N. cochenillifera</i> ; Robu = <i>O. robusta</i> spp. larreyi; Ficu = <i>O. ficus-indica</i> ; Unxt = <i>O. undulata</i> x <i>O. tomentosa</i>).....	9
Figura 1.3	a) Efecto de la temperatura sobre la viscosidad de las soluciones del mucílago ESC a diferentes concentraciones. Izquierda a 1 s ⁻¹ y derecha a 100 s ⁻¹ . b) Valores experimentales curva predicha por el modelo para la disolución de mucílago ESC	10
Figura 1.4	Viscosidad aparente a 100 s ⁻¹ del mucílago ESC en función del pH.....	10
Figura 1.5	Máquinas de calibración y corte de papas.....	13
Figura 1.6	a) Fases de corte. b) Modelado virtual de la máquina. c) Mecanismo de transmisión de potencia.....	14
Figura 1.7	Cuchillas de corte para máquina cortadora de plátano.....	16
Figura 1.8	Máquina para procesar vegetales.....	16
Figura 1.9	Mecanismo del segundo corte.....	17
Figura 1.10	Mecanismo del tercer corte.....	17
Figura 1.11	Mecanismo de empuje.....	17
Figura 1.12	Máquina para corte de metal.....	18
Figura 1.13	Sistema de recolección por medio de magnetos.....	18
Figura 1.14	Sistema de recolección y depósitos.....	19
Figura 1.15	Máquina para fileteado de pescado.....	19
Figura 1.16	Cortador de disco.....	19
Figura 1.17	Sistema de corte.....	20
Figura 1.18	Cortadora de césped.....	21
Figura 1.19	Cortadora de dulces.....	21
Figura 1.20	a) Barra de corte. b) Inserción de la navaja de corte.....	22
Figura 1.21	Máquina trituradora de ramas y troncos de árbol.....	23
Figura 1.22	Cubicadora modelo M6.....	23
Figura 1.23	Cubicadora modelo J9.....	24
Figura 1.24	Cubicadora modelo H-A.....	24
Figura 1.25	Cubicadora modelo RA-A.....	25
Figura 1.26	Cubicadora Diversa Cut Sprint.....	25
Figura 1.27	Cortadora TranSlicer 2000.....	26
Figura 1.28	Cortadora con cuchillas circulares.....	26
Figura 1.29	Cicloide de un punto localizado en la periferia del disco.....	30
Figura 1.30	Obtención gráfica de la curva cicloide.....	30
Figura 1.31	Movimientos generados por el disco.....	31

Figura 2.1	Remoción de espinas.....	33
Figura 2.2	Etiquetas de características de las máquinas de	36
Figura 2.3	Movimientos alternativos de las cuchillas de corte.....	37
Figura 2.4	Movimientos alternativos de las cuchillas del segundo corte.....	37
Figura 2.5	Estructura funcional del proceso.....	39
Figura 2.6	Sistema Técnico.	39
Figura 3.1	a) Conformación de los elementos de corte sistema S3. b) Modelo esquemático de la máquina.....	41
Figura 3.2	Posición y fuerzas del disco de corte.....	42
Figura 3.3	Estado de equilibrio del cortador.....	46
Figura 3.4	Partícula de mucilago expulsada por efecto centrífugo.....	47
Figura 3.5	Ensayos de corte de roca.....	49
Figura 3.6	Diagrama cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores y deflexión.....	50
Figura 3.7	Calibración del espesor sobre varias especies de cladodios.....	51
Figura 3.8	Calibración de las espinas.....	51
Figura 3.9	Corte seccional de un cladodio.....	52
Figura 3.10	Ensayos de corte de roca blanda.....	53
Figura 3.11	a) Curva cicloide, b) Curva cicloide aplicada a nuestro sistema.....	58
Figura 3.12	Área de la curva cicloide.....	59
Figura 3.13	a) Distintas velocidades del giro del disco, b) Distinta velocidad de entrada.....	59
Figura 3.14	Conjunto S3.....	65
Figura 3.15	Selección del tipo de banda.....	66
Figura 3.16	a) Sistema de transmisión por banda. b) dimensionamiento del sistema.....	67
Figura 3.17	Simbología utilizada en el sistema de transmisión por banda.....	67
Figura 3.18	Simbología utilizada en poleas y banda.....	67
Figura 3.19	Diagrama de cuerpo libre del sistema S3 conjunto uno.....	69
Figura 3.20	Dimensiones de la chaveta según la norma DIN 6885.....	70
Figura 3.21	Diagrama de cuerpo libre de la flecha del sistema S3 conjunto 1 sobre el plano XZ.....	71
Figura 3.22	Diagrama de cuerpo libre de la flecha del sistema S3 conjunto 1 sobre el plano XY.....	72
Figura 3.23	Dimensiones de flecha.....	74
Figura 3.24	Dimensiones del espaciador.....	74
Figura 3.25	Dimensiones de la abrazadera.....	74
Figura 3.26	Dimensiones del soporte.....	75
Figura 3.27	a) Corte sesgado, b) Corte tipo hongo, c) Corte	76
Figura 3.28	Aplicación de la fuerza de corte por ciclo.....	76
Figura 3.29	Determinación de la longitud de corte en un cladodio.....	77

índice de tablas

Tabla 1.1	Estadios de crecimiento (cm) de cuatro especies de Opuntia spp. y Nopalea sp.....	6
Tabla 1.2	Características obtenidas en el proceso de extracción del jugo del nopal.....	10
Tabla 1.3	Contenido de potencial hidrógeno.....	11
Tabla 1.4	Cambios físicos de la composición de los frutos de Opuntia spp.....	11
Tabla 1.5	Dimensión (h).....	12
Tabla 2,1	Formas para la obtención del cubicado.....	32
Tabla 2,2	Información de venta de la máquina cubicadora de nopal.....	32
Tabla 2,3	Evaluación de requerimientos.....	35
Tabla 2,4	Elementos para realizar cortes.....	36
Tabla 2,5	Combinaciones para obtener el cubicado.....	37
Tabla 2,6	Enlaces de conjunto.....	37
Tabla 2,7	Inversión cinemática del enlace.....	37
Tabla 2,8	Base de datos de las posibles combinaciones.....	38
Tabla 2,9	Base de datos de las posibles combinaciones.....	38
Tabla 3,1	Características geométricas de la cetácea opuntia spp.....	51
Tabla 3,2	Profundidad de penetración en discos de corte [86].....	52
Tabla 3,3	Pruebas de resistencia longitudinal.....	55
Tabla 3,4	Pruebas de resistencia lateral.....	56
Tabla 3,5	Obtención del módulo elástico en EC3-EC4 lon.....	56
Tabla 3,6	Obtención del módulo elástico en EC3-EC4 lat.....	56
Tabla 3,7	Valores de esfuerzo, deformación y módulo elástico.....	57
Tabla 3,8	Factor de servicio.....	66
Tabla 3,9	Valores recomendados de diámetros primitivos mínimos para poleas.....	66
Tabla 3,10	Dimensiones de polea y banda.....	67
Tabla 3,11	Componentes seleccionados para el ensamble del conjunto S3.....	67
Tabla 3,12	Valores obtenidos para transmisión de potencia por banda.....	68
Tabla 3,13	Fuerzas generadas en el corte.....	69
Tabla 3,14	Propiedades de la sección de la flecha de 3/4" de diámetro.....	71

Introducción

Los nopales poseen adaptaciones fisiológicas que les permiten tolerar condiciones de aridez y crecer en condiciones austeras. Su uso actualmente es más común como alimento para consumo humano y ganado, como aplicación, es empleado para delimitar terrenos o producir su fruto para venta. Investigaciones recientes, han probado con éxito que puede emplearse en la elaboración de una gran cantidad de productos, en especial para aplicaciones en la medicina. Los procesos que se requieren para obtener medicamentos

Para obtener capsulas y comprimidos que ayudan a contrarrestar algunas enfermedades, se requiere que el nopal sea deshidratado y hecho polvo, para lograr esto, se emplean diferentes métodos, y uno de ellos es el secado natural que es el más barato. Cuando el proceso se lleva a cabo de esta manera, se requieren largos periodos de espera. Con base a esta problemática, se ha planteado la necesidad de llevar a cabo alguna tarea que facilite dicho proceso.

El planteamiento de crear una máquina que pueda cortar en trozos al nopal, ha sido tomado como la necesidad que ayuda a la obtención de productos para la salud, en él, se ha tomado en cuenta que se requiere un equipo capaz de trabajar sin desespinar previamente el nopal, y que corte diferentes tamaños sin requerir hacer cambios en el sistema. Con base en un estudio realizado, las empresas dedicadas a la fabricación de corte de frutas y vegetales, no ofrecen una máquina que haga esto. Para lograr diseñar una máquina efectiva, es conveniente estudiar las propiedades reológicas del nopal y establecer lineamientos que sirvan como parámetros para el corte, además, obtener el método que logre separar la materia prima sin que genere daño en ella. De esta manera, el producto cortado se expone en mayor superficie al contacto con la atmosfera, originado que la humedad contenida disminuya rápidamente.

Justificación

El nopal es uno de los alimentos de mayor consumo en México. En los últimos años se ha incrementado su demanda, principalmente en áreas urbanas. Se le pueden dar diversos usos, a saber: en la preparación de mermeladas, ensaladas, en escabeche, queso, harina, salmuera, licor, shampoos, cosméticos, pegamentos y colorantes; también para delimitar territorios y en aplicaciones ambientales.

Por sus propiedades ha cobrado particular importancia en la medicina, se ha comprobado que su consumo y el de su fruto controlan los niveles de azúcar y colesterol, se usa también como fibra para mejorar el proceso digestivo. Actualmente los médicos recomiendan su consumo para prevenir o ayudar a controlar diversas enfermedades crónicas degenerativas como el estreñimiento. Para su venta, se producen cápsulas, comprimidos y polvo que requieren diferentes máquinas para ser obtenidos. Entre ellas destacan la desespinaadora de tuna y nopal, desahuatadora de tuna, cortadora de nopal, extractor de jugo y el molino para semilla, las cuales son fabricadas especialmente para cada tarea. En el proceso de deshidratación para obtener polvo, si se realiza a temperatura ambiente, es necesario esperar largo tiempo para que elimine toda su humedad; si el nopal se corta en trozos pequeños, el tiempo de espera es considerablemente menor.

En la industria del corte no existen equipos que puedan realizar el cubicado de manera eficiente, ya que posee espinas y características de forma que no facilitan su proceso. En las máquinas diseñadas en algunos proyectos, el nopal debe ser desespinado y seleccionado conforme a su tamaño; al requerir el corte de un tamaño diferente se necesita cambiar componentes mecánicos. Además, debe ser suministrado uno a la vez. Por ello, se ha diseñado un equipo en el que puede introducirse cualquier tamaño y que trabaja sin haber sido desespinado.

Objetivo

Diseñar una máquina para procesar nopal de manera continua en tiras y cortes cuadrados en forma automática. La máquina debe cumplir con las siguientes características: bajo costo y capacidad volumétrica con respecto a los equipos similares en venta, cuidado de la materia prima y capacidad para procesar diferentes tamaños de nopal con o sin espina.

Objetivos particulares

- Diseñar sistemas con componentes de uso común.
- Crear un sistema de corte que favorezca el deshidratado del nopal.
- Realizar el diseño para una producción media, según las cosechas de la región.
- Diseñar la máquina de tal forma que pueda ser utilizada en un lugar cercano a las nopaleras, pero no dentro de ellas.

Alcance

Se desarrolló el diseño conceptual de cada uno de los componentes del equipo, en especial se buscó la forma más eficiente de realizar el laminado de nopal con la menor cantidad de componentes y consumo energético, buscando así las relaciones matemáticas y condiciones para realizar el corte sin generar daños. Para comprobar el funcionamiento adecuado de los sistemas se realizaron pruebas en las que se demostraron su funcionalidad.

1.1 Importancia del nopal

Las Cactáceas tienen múltiples usos de los cuales la parte medicinal es la más importante; estas plantas pueden ayudar en un gran número de enfermedades como:

Arteriosclerosis.–La acción de los aminoácidos y la fibra, así como el poder antioxidante de las vitaminas A y C, reduce la probabilidad de daño a las paredes de los vasos sanguíneos y la formación de placas grasas.

Obesidad.– Su fibra se expande en el estómago creando la sensación de satisfacción, lo que simultáneamente ayuda a combatir problemas de estreñimiento. Su proteína vegetal ayuda a disminuir la celulitis y la retención de líquidos.

Úlceras gástricas.– Las fibras vegetales del nopal controlan el exceso de producción de ácido gástrico y protegen la mucosa del estómago e intestinos.

Digestión.– Las vitaminas naturalmente disponibles en el nopal B1 a B3 y C, además de minerales como calcio, magnesio, sodio, potasio y hierro, colaboran en la desintoxicación del organismo en general. Su poder antioxidante brinda adecuada protección ante las toxinas del medio ambiente y aminora los efectos perjudiciales al fumar o beber alcohol. Las fibras de este cactáceo estimulan suavemente la digestión, lo cual contribuye al movimiento del intestino grueso, además de ayudar al colon a diluir la concentración de sustancias potencialmente cancerígenas.

Otra aplicación es en la impermeabilización y fabricación de pinturas, ya que la película formada por sus polímeros permite superficies lavables y una alta adherencia. En la industria de cosméticos se utiliza como materia prima para artículos de tocador, shampoo, jabón, acondicionadores, mascarillas, cremas limpiadoras y humectantes.

En la industria de la construcción se puede utilizar como aglutinante en el mortero para la conformación de castillos, muros y techos. Por otra parte, se emplea también como barrera ecológica en la conservación de territorios, estabilización de dunas, reforestación con fines comerciales y restauración de terrenos. En el pastoreo de zonas áridas y semiáridas se utiliza como forraje y complemento alimenticio para el ganado sobre todo lechero. También se utiliza como elemento decorativo, combustible y aclarador de agua. Usado para la obtención

de grana cochinilla: insecto o plaga cuyo cadáver sirve para elaborar colorantes. En los usos naturistas con ya probadas propiedades terapéuticas, además de sanar golpes, contusiones, hinchazones y quemaduras, se usa como analgésico, antiespasmódico y diurético. Se le han encontrado propiedades expectorantes y antipiréticas en casos de gripe de acuerdo con numerosas investigaciones, puesto que ayuda a expulsar las flemas y a bajar la fiebre. Cuando es cocido, el agua del cocimiento se utiliza como vermífugo y diurético, también ataca contra las lombrices intestinales y la inflamación de la vejiga. Se usa para elaboración de una amplia gama de productos tales como dulces, panes, galletas, tostadas y tortillas. Este arbusto también tiene gran importancia, en cuanto al consumo de CO₂ del ambiente.

1.2 Deshidratado

Deshidratado y secado: ambas palabras se refieren a lo mismo solo que el primero es el término técnico. Es una de las formas que permite conservar el alimento vivo así como sus cualidades nutricionales intactas. En varias horas se puede tener el alimento deshidratado y listo para su conservación durante largos periodos de tiempo. El objetivo del deshidratado es inhibir el efecto de los microorganismos y enzimas para almacenar por mayor tiempo, reduce el peso de los alimentos y transforma el alimento en cuanto a textura, aroma y presentación.

La temperatura ideal para deshidratar los alimentos es 60° C. Para lograrlo se debe de colocar el alimento de forma extendida en una bandeja perforada para que la humedad vaya desapareciendo. El tiempo de deshidratado varía según el contenido de agua en la fruta u hortaliza. Las frutas y vegetales en general contienen enzimas que motivan la maduración, el deshidratado reduce el efecto que causan, aunque algunas siguen trabajando después que el alimento se encuentra deshidratado. Las encimas generan una rehidratación reduciendo el sabor, causando que las frutas o verduras se oscurezcan, dando como resultado una pérdida de vitaminas.

1.3 Importancia del deshidratado del nopal

Este producto presenta múltiples ventajas como alimento procesado pues así es más sencillo empacarlo y transportarlo, al ser secado aumenta su vida útil y puede ser vendido en épocas en que la producción es escasa. La obtención de harinas y polvo es una operación que se hace más común dentro de la industria alimentaria para comercializarse como materia prima. Entre las ventajas que se obtienen se pueden mencionar las siguientes:

- Reducción del peso y volumen del producto; lo que facilita su manejo, empaque, almacenamiento y transporte.
- Debido a la reducción de su actividad de agua se elimina el crecimiento microbiano y disminuye la velocidad de las reacciones químicas y enzimáticas.
- Disminuye el tiempo al secado y se tiene control sobre las variables que intervienen.

1.4 Tipos de deshidratado

Hay varias técnicas para deshidratar, la más económica es la que utiliza el sol como fuente de calor, aunque en casos a gran escala, se añade un ventilador para hacer circular el aire y de esta forma extraer el agua en menor tiempo y de manera uniforme. Para lograr el deshidratado se aplican dos formas de proceso:

Natural.- Consiste en colocar los alimentos en recipientes o charolas con amplia superficie de evaporación, requiere condiciones climatológicas óptimas, por lo que puede llevarse a cabo en regiones favorecidas por el clima ya que es necesario espacio al aire libre.

Artificial.- Es una de las técnicas más utilizadas en nuestros días; los alimentos se colocan en secadores mecánicos a base de aire caliente como hornos de gas, microondas y liofilización que controlan las condiciones climáticas y sanitarias, con lo que se obtienen productos de buena calidad, higiénicos y libres de sustancias tóxicas.

1.5 Proceso de deshidratación

Comienza generalmente después de que el nopal ha sido cortado y desespinado, se lleva hacia una tolva donde es lavado con agua, enseguida se hace pasar entre cuchillas que lo cortan en trozos de diferentes tamaños que caen en una tolva que alimenta continuamente al secador. De ahí es transportado lentamente hasta que se retira por completo su humedad, después es llevado a un molino de conos para convertirlo en polvo (fig. 1.1), en algunos casos este pasa por un proceso de tamizado, el cual permite al material ser retroalimentado al proceso en caso de requerirse un polvo fino.

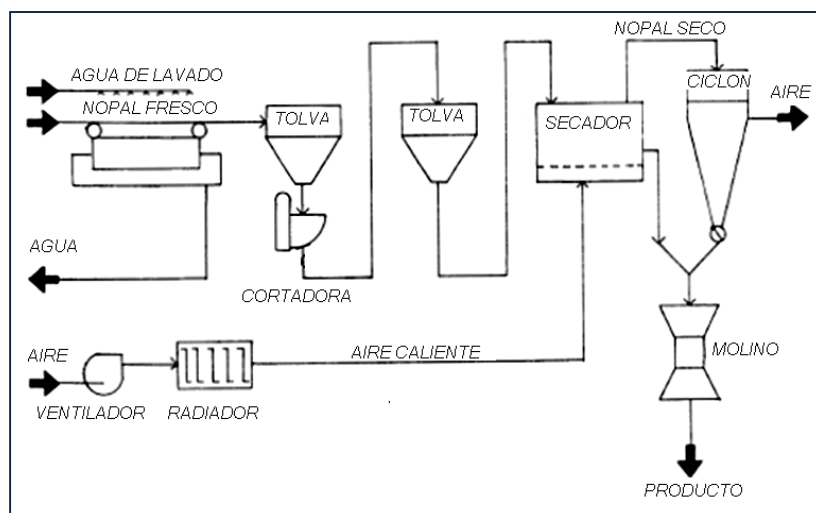


Figura 1.1. Proceso de deshidratación industrial.

1.6 El nopal

La planta comúnmente llamada “nopal”, es una cactácea que no tiene hojas, lo que se observa son sus tallos en forma de raquetas, botánicamente son llamados cladodios o pencas y una característica de esta planta son espinas en sus pencas.

1.6.1 La planta

La cactácea es endémica de América y existen 258 especies reconocidas, de las cuales 112 se encuentran en México. Se divide en dos géneros, el género *Nopalea spp.* y *Opuntia spp.* que es la especie más cultivada y silvestre, presenta 102 especies, 5 subgéneros y 17 series. El género *Nopalea* presenta 10 especies de las cuáles el *N. cochenillifera* se utiliza comúnmente como nopal verdura.^[1] De estas cactáceas usualmente se utilizan 15 especies para forraje, 5 para fruta y 3 para verdura (dos de *Opuntia* y una de *Nopalea*). Algunas especies utilizadas para producción de productos industriales son: *O. ficus-indica*, *O. robusta*, *O. hyptiacantha*, *O. amyclaea*, *O. xoconostle*, *O. megacantha*, *O. streptacantha*, *O. tomentosa*, *O. inermis* y *O. undulata* que produce frutos de diversos colores. Las especies más aptas para la producción de nopalitos, son *O. robusta*, *O. ficus-indica* y *N. cochenillifera*. Un gran número de especies se pueden utilizar para producir forraje, entre ellas, *O. robusta*, *O. leucotricha* y *O. ficus-indica* y otras para producción de cochinilla. Los brotes tiernos (nopalitos) de *O. ficus-indica* y *O. robusta* se utilizan principalmente en México para la producción de nopal verdura. Para la cría de la cochinilla se destinan tanto *O. ficus-indica* como *N. cochenillifera*.

En algunos proyectos,^[2, 3] para su estudio, fueron divididos en estadios de crecimiento especificados en la tabla 1.1:

Tabla 1.1. Estadios de crecimiento (cm) de cuatro especies de *Opuntia spp.* y *Nopalea sp.*

Estadio de crecimiento	Especie			
	<i>N. cochenillifera</i>	<i>O. Robusta</i>	<i>O. Tomentosa</i>	<i>O. ficus-indica</i>
EC1	6±1.5	8±1.5	8±1.5	10±1.5
EC2	12±1.5	17±1.5	16±1.5	20±1.5
EC3	17±1.5	25±1.5	24±1.5	31±1.5

Espinas y gloquidios; lo correcto es denominar espinas, sólo a las hojas con “espinas” de mayor tamaño, en tanto que los gloquidios son pequeños y se encuentran agrupados en racimos.^[4] En general el nopal está formado por la raíz, tallos, flor y fruto.^[5]

1.6.2 Características de algunas de las especies más comunes

Opuntia ficus-indica.– “Verdulero o forrajero” Es la variedad de más rápido crecimiento, crece en forma arbórea, no posee espinas en las pencas adultas, es la especie de mayor distribución en años recientes y es muy sensible al frío y plagas.^[6]

Opuntia streptacantha.– Se caracteriza por sus pencas de gran tamaño y es muy apreciada por la calidad de sus frutos, crece en forma arbolada, su velocidad de crecimiento es de media a baja, es sensible al frío, a plagas y posee pocas espinas gruesas.

Opuntia robusta.– Posee las pencas de mayor tamaño, puede crecer en forma rastrera y arbórea, tiene un patrón de crecimiento mediano, es muy resistente a plagas y al frío, las espinas son largas y muy gruesas, es de las variedades más fáciles de chamuscar aunque es de las menos preferidas cuando se chamusca para pastoreo.^[7]

1.6.3 “Nopalitos”

Los nopalitos son artículos tiernos de 15 días a cuatro meses de edad; los de cinco a ocho meses de edad se nombran renuevos.^[8, 9] Requieren de 20 a 30 días de desarrollo para tener el tamaño comercial, el cual es de 10 a 26 cm de longitud en *Opuntia* y de 5 cm a 20 cm en *Nopalea*.^[3, 10] Las especies más utilizadas para la producción de nopalitos son: *N. cochenillifera*, *O. albicarpa*, *O. ficus-indica*, *O. fuliginosa*, *O. hyptiacantha*, *O. leucotricha*, *O. lindhemeiri*, *O. megacantha*, *O. robusta* y *O. streptacantha*.^[11]

1.6.4 Fibra

La fibra alimentaria incluye sustancias pépticas, mucílagos, hemicelulosas y celulosa, además de otros componentes como lignina y pequeñas proporciones de proteínas estructurales.^[12] Se divide en dos grupos: fibra soluble y fibra insoluble en agua; la fibra soluble se fermenta completamente con la habilidad de formar mucílagos y algunas hemicelulosas clasificadas como goma; la fibra insoluble tiene la propiedad de retener agua incluyendo polisacáridos como celulosa, hemicelulosa y lignina; la lignina es antioxidante que inhibe la formación de radicales libres en el organismo.^[13] El contenido de fibra detergente es mayor al incrementarse la madurez debido a su mayor contenido de celulosa y lignina; conforme disminuye el contenido de agua aumenta la cantidad de fibra.^[14]

1.6.5 Resistencia

La resistencia a la penetración se relaciona con el contenido de *fibra insoluble* por lo que la presencia de *lignina* es indeseable, se considera como inaceptable una fuerza de penetración mayor a 6.4 kgf (62.72 N). La penetración ha sido evaluada en otros vegetales, principalmente en espárragos, con un valor permisible menor que 62 N. La penetración se debe determinar en la base, centro y ápice según diversos autores, la fuerza de compresión longitudinal y lateral se evalúa como la fuerza necesaria para deformarlo un 18.5 %.^[15]

Para la resistencia longitudinal y lateral, López^[2] obtuvo valores promedio de 2.83 ± 2.69 N y 8.66 ± 6.69 N, respectivamente. En la resistencia a la compresión longitudinal los valores por especie variaron de 1.40 N para *O. undulata* y *O. tomentosa*, hasta 5.20 N en *O. robusta*, y en

la resistencia a la compresión lateral requirieron una fuerza de 5.51 N en *O. undulata* y *O. tomentosa*, a 12.22 N en *O. ficus-indica*. En general, presentaron valores diferentes a los registrados por Rodríguez y Villegas.^[16]

De las cuatro especies evaluadas la resistencia a la penetración fue 2.63 ± 0.55 N, con variación de 2.39 N en *O. robusta*, hasta 2.91 N en *O. ficus-indica*.^[2] *O. robusta* registra mayor resistencia a la fuerza de compresión longitudinal a partir del EC2.^[17] *O. ficus-indica* y *N. cochenillifera* destacan por su similitud al presentar mayor resistencia a la penetración seguidos por los nopalitos de *O. undulata* y *O. tomentosa*, con menor resistencia los de *O. robusta* y *O. ficus-indica* donde muestran en el EC3 ser más resistentes a la penetración.

O. ficus-indica registra una amplitud en resistencia a la fuerza de compresión (longitudinal y lateral) de 21.8 N a 30.0 N.^[18] En él existe una reducción de resistencia a la penetración conforme disminuye el contenido de *fibra cruda: lignina*, que es mayor parte en la *celulosa*^[19] y en algunos casos, una pequeña porción de las *hemicelulosas*.^[20]

La resistencia a la compresión puede estar relacionada con el acomodo de las fibras asociadas a los *haces vasculares*, los cuales forman una red entre ellos formando espacios en forma rómbica más largos que anchos.^[17] La resistencia a la penetración también puede depender del estado de las células que componen la *hipodermis (colénquima)*, estas son capaces de almacenar agua y eso las hace más turgentes y menos resistentes a la penetración,^[21] este almacenamiento en toda la planta provoca una disminución en la resistencia a la penetración.^[22]

1.6.6 Firmeza

Un parámetro interesante y sobre el cual hay pocos datos publicados es la firmeza de los frutos. En este caso fluctúa entre 1.8 N y 3.3 N. en *O. streptacantha*, con mejores perspectivas de poscosecha que *O. ficus-indica* y *O. robusta*.^[23] También se observó en frutos cultivados en Cerdeña Italia,^[24] la disminución de firmeza al avanzar su madurez.

1.6.7 Hipodermis

Las diferencias encontradas en diversos estudios están probablemente relacionadas con el contenido y disponibilidad de agua en las plantas madre. *N. cochenillifera* presenta la cutícula más delgada con $3.97 \mu\text{m}$ prom., y *O. ficus-indica* con $17.45 \mu\text{m}$ prom. Las observaciones sugieren que la resistencia que se registra para *N. cochenillifera* puede deberse a su alto contenido de *lignina*, y en *O. ficus-indica* puede deberse al gran grosor de su cutícula. Se observa un incremento para aquellas especies que se desarrollan en condiciones de mayor aridez,^[2, 25, 26] también se observa un alto contenido de *crisales de oxalato de calcio* alineados entre la *epidermis* y el *colénquima*, los cuales podrían influir en la resistencia a la penetración.

1.6.8 Mucílago

Es parte de la fibra soluble, donde se han registrado seis estadios de desarrollo de *células mucilaginosas* que se desarrollan dentro del *colénquima*,^[27] excepto que en este caso los *cloroplastos* nunca se desarrollan.^[28] El *mucílago* se libera al exterior de la membrana plasmática dentro de la pared celular, lo cual provoca que se expanda y origine espacio al *mucílago*.^[29]

El *mucílago* de *O. ficus-indica* se compone de 24.6–42.0 % de *arabinosa*, 24.0–40.1 % de *galactosa*, 8.0–12.7 % de ácido *galacturónico*, 7.0–13.1 % de *ramnosa* y 22.0–22.2 % de *xilosa*.^[30] El *mucílago* de *Opuntia sp.* es una molécula que puede contener unas 30,000 subunidades de *arabinosa* 35–40 %, *galactosa* 20–25 %, *ramnosa* 7–8 %, *xilosa* 7–8 % y ácido *galacturónico* 19–31 %.^[27] En la figura 1.2 se muestra el porcentaje referido a la materia seca.

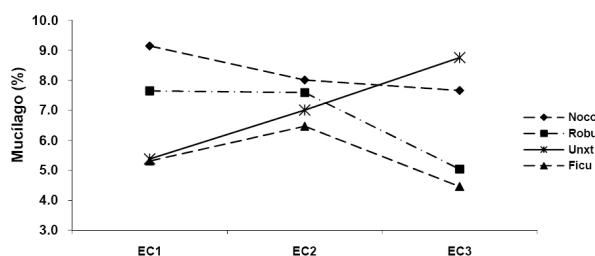


Figura 1.2. Contenido de mucílago (porcentaje referido a la materia seca) en nopales de cuatro especies y tres estadios de crecimiento (Noco = *N. cochenillifera*; Robu = *O. robusta* spp. larreyi; Ficu = *O. ficus-indica*; Unxt = *O. undulata* x *O. tomentosa*).^[2]

El contenido de *mucílago* fue parecido al registrado en trabajos similares^[12, 18, 27] siendo mayores en los nopalitos de aquellas especies que tuvieron un pH mayor, además se ha registrado que en condiciones de sequía hay un incremento.^[16] En dependencia al contenido de agua que la planta reserve, varía en su viscosidad incrementando ésta con el aumento de la acidez.^[31] Hay una disminución del pH al incrementarse su estadio de crecimiento.

N. cochenillifera presenta el mayor porcentaje de mucílago, seguidos de *O. robusta* y *O. tomentosa*, con el menor contenido resultaron los nopales de *O. ficus-indica*. Estadísticamente, en cada especie disminuyó su contenido en el EC3.^[2] Esta disminución puede deberse al aumento de la proporción parénquima–colénquima y del contenido de fibra lo cual no tendría que presentarse en *O. undulata*.^[3]

1.6.9 Viscosidad

Los resultados obtenidos por la Dra. Abraján^[32] en su tesis doctoral (2008) muestran que en todos los casos, las soluciones de *mucílago* ESC tienen valores más altos de viscosidad que los otros *mucílagos*. La viscosidad aparente mostró una evolución de tipo potencial en

función de la concentración en el caso de los *mucílagos* ESC, ENT y DEC, mientras que fue exponencial en el caso del COC (figura 1.3).

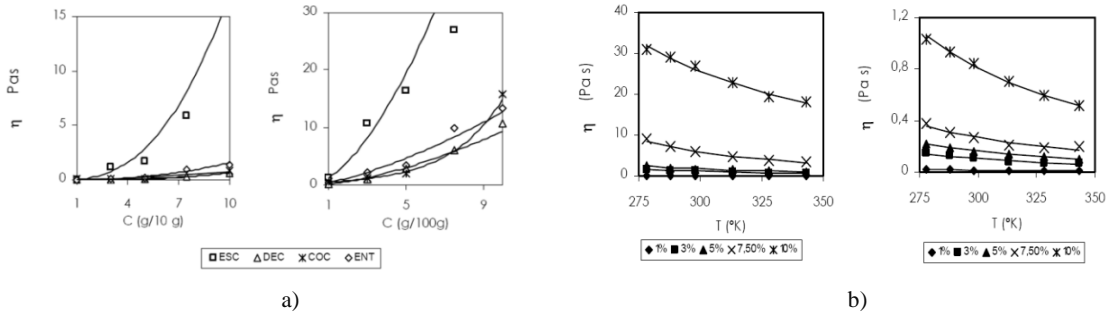


Figura 1.3. a) Efecto de la temperatura sobre la viscosidad de las soluciones del mucílago ESC a diferentes concentraciones. Izquierda a 1 s⁻¹ y derecha a 100 s⁻¹. b) Valores experimentales como la curva predicha por el modelo para la disolución de mucílago ESC.

El comportamiento de la viscosidad aparente a 1 y 100 s⁻¹ en función de la temperatura para los *mucílagos* ESC, ENT, DEC y COC se ajusta al modelo de Arrhenius. La figura 1.4 muestra el comportamiento de la viscosidad aparente a 10 s⁻¹ del mucílago ESC en función del pH. Se puede apreciar que la viscosidad a ese gradiente de velocidad aumenta a medida que crece el valor del pH.

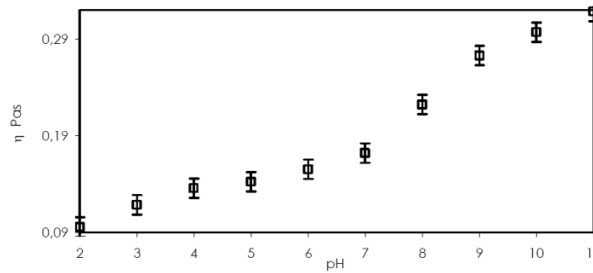


Figura 1.4. Viscosidad aparente a 100 s⁻¹ del mucílago ESC en función del pH.

En el intervalo de 2–7 es más suave que en el intervalo 7–9 donde el ascenso es más marcado. En conclusión el *mucílago* del nopal presenta en disolución acuosa a las concentraciones entre 1 % y 10 % un comportamiento no newtoniano altamente dependiente de la concentración y de la temperatura.^[32] En otro trabajo realizado por Trachtenberg et al.,^[30] a una temperatura de 25 °C obtuvieron los datos mostrados en la tabla 1.2.

Tabla 1.2. Características obtenidas en el proceso de extracción del jugo del nopal.

Lote	Peso de nopal fresco (kg)	Humedad (%)	Volumen de mucílago clarificado (L)	Rendimiento de jugo/nopal (L/kg)	polisacárido precipitable (g/l)	constantes reológicas (1-100 s ⁻¹)	
						n	K (mPa.s ⁿ)
1	5,233	95	2,300	0,44	4,3	0,79	12
2	5,300	95	3,000	0,57	3,0	0,80	7
3	5,691	93	2,790	0,49	2,5	0,84	7

1.6.10 PH

Sin tomar en cuenta el EC, se presentan diferencias significativas en pH entre las especies. Los nopales de *N. cochenillifera* son menos ácidos, seguidos, sin diferencias estadísticas, por *O. robusta*, por su parte, los de *O. ficus-indica*, *O. undulata* y *O. tomentosa* son estadísticamente iguales siendo los más ácidos.^[2] La interacción especie estadio de crecimiento es significativa, indica que la acidez en los nopalitos depende de su estado de desarrollo y de la especie estudiada.^[31] *O. robusta* y *N. cochenillifera* mantienen su acidez sin diferencias significativas durante su desarrollo.^[3] López^[2] observa recientemente un patrón por cada estadio en cuatro especies (tabla 1.3).

Tabla 1.3. Contenido de potencial hidrogeno.

EC	pH			
1	4.82	4.13	4.60	4.24
2	4.65	4.50	4.72	4.45
3	4.84	4.47	4.70	4.61

Los valores registrados de pH fueron similares a los obtenidos en trabajos de investigación realizados,^[33, 34] aunque menores que los obtenidos por Rodríguez et al,^[3] sin embargo, los valores obtenidos por López^[2] en los tres estadios de crecimiento se pueden considerar como aceptables, debido a que en general se tiene preferencia por un nopalito ligeramente ácido.^[33]

El pH evoluciona al progresar la madurez,^[35] en esto se distingue *O. streptacantha* de *O. ficus-indica*. *O. streptacantha* presenta bajos valores de pH (cercanos a 3.0), cuando la madurez es incipiente, aumenta durante su desarrollo hasta valores cercanos a 6.0, en cambio *O. ficus-indica* no manifiesta cambios al avanzar la madurez, permaneciendo prácticamente constante en valores cercanos a 6.0. Por otra parte, la acidez es variable durante el día a causa de su metabolismo, debe ser considerado para el momento de la cosecha, ya que habrá que conjugar el efecto de la acidez en los procesos tanto de procesamiento como de conservación.^[4] En la tabla 1.4 se muestran algunas de las características del nopal durante su crecimiento.

Tabla 1.4. Cambios físicos de la composición de los frutos de *Opuntia* spp. durante su maduración.

Estado de Maduración	Peso (grs.)	Diámetro min-máx. (cm)	Profundidad receptáculo floral (mm)	Firmeza (Kg/cm ²)	Acidez (%)	pH
Inmaduro	86	42-44	7.2	4.6	0.08	5.2
Verde sazón	102	47-49	3.5	3.7	0.04	6.1
Intermedio	105	49-53	1.9	2.7	0.03	6.2
Maduro	112	50-54	1.4	2.4	0.02	6.3
Sobremaduro	108	49-53	1	2.2	0.02	6.4

1.6.11 Oxidación

La presencia de la enzima polifenol oxidasa (PPO) es la causante del oscurecimiento. Esto genera problemas en el proceso de conservación de los alimentos, por lo tanto, el daño excesivo en la planta al ser cortado puede contribuir a cambios en su estructura.^[36]

El oscurecimiento afecta la apariencia, ocasiona malos olores y reducción del valor nutritivo de los productos hortícolas.^[37, 38] Existen diferencias en el grado de oscurecimiento entre variedades de frutas y hortalizas debido a variaciones en el contenido, tipo de compuestos *fenólicos* y diferencias en la actividad de PPO.^[37] En los nopales, se han observado diferencias en la susceptibilidad al oscurecimiento y en la actividad específica de PPO entre variedades.^[39] Las pudriciones durante el almacenamiento son causadas por *Penicillium* spp, *Aspergillus* spp y *Alternaria* spp,^[36] estudios fisiológicos realizados muestran que los ácidos orgánicos son los principales sustratos de la respiración en los tejidos. Las bajas temperaturas favorecen la *carboxilación*, el almacenamiento refrigerado reduce la velocidad de respiración, la pérdida de agua por transpiración, el crecimiento de microorganismos y prolonga la vida poscosecha de los productos hortícolas.^[40] El daño físico y las lesiones causadas por la manipulación incrementan la respiración y la producción de etileno en pocos minutos.^[41]

1.6.12 Geometría

La medición del espesor en dos especies importantes en el consumo humano identificados como *O. ficus-indica* y *O. robusta* se muestran en la tabla 1.5, siendo el primero el más utilizado para el consumo humano por empresas como Wal-Mart y el segundo es más comúnmente utilizado en San Luis Potosí por Herdez.

Tabla 1.5. Dimensión (h).

Especie	<i>O. robusta</i>	<i>O. ficus-indica</i>
Muestras (pz)	20	20
h (mm)	9 - 24	7 - 40

Se establece en diversos trabajos^[2, 9, 10, 17, 18, 22, 26, 35, 39, 42, 43] un máximo de 40 mm de espesor, un largo de 600 mm y un ancho de 350 mm para cladodios de tres años máximo, un espesor de 20 mm, un largo de 400 mm y un ancho de 190 mm para cladodios menores a dos años, siendo ésta la edad máxima recomendada para obtener mejores beneficios en el deshidratado.

1.7 Recopilación de Información

La información ha sido recopilada de diversos medios con el fin de obtener todas aquellas características que ayuden a formar un diseño óptimo. Por ello se buscó conocer características como los tipos de cuchillas para corte, consumo energético, materiales

aplicados, capacidad del proceso, sistema de transmisión de potencia, metodología de corte y otras características sobresalientes en equipos de corte.

Se buscó obtener los principios comunes de corte tales como los que utilizan algunas patentes,^[44, 45] cortadores de: madera, césped, cerámicos y de distintos vegetales, máquinas como guillotinas, picadoras y cubicadoras, también en proyectos como el de diseño de una máquina rebanadora de plátano,^[46] una cortadora de plantas leñosas^[47] y desespadoras de nopal entre otros.

Se tomó en cuenta otras relaciones, como el proyecto experimental de corte y desespinado con láser en Unidad Altamira del Centro de Investigación CICATA, con el fin de conocer que otras posibilidades podrían desarrollarse a futuro.

Cortadora de papas Potato Halver

Este equipo es un sistema de pre-proceso que se utiliza para obtener una dimensión uniforme en las papas, calibra cada tamaño y las que sobrepasan son cortadas. Las papas avanzan hacia una unidad de clasificación (2, fig. 1.5) que separa las de menor diámetro, dejándolas pasar hacia el transportador (3). Las papas de diámetro mayor se envían hacia una unidad de clasificación (4) que separa las de menor longitud y transfiere las largas hacia la unidad de corte transversal (5). El sistema se puede desplegar de manera que todas las papas, incluyendo las cortadas, se descarguen en la misma cinta transportadora. Corta entre 320 y 360 papas por minuto. Cada carril para corte en mitades incluye divisiones de levantado vertical; éste es un dispositivo que permite centrar las papas antes del corte con un mecanismo de cuchillas verticales. Las papas ingresan a los carriles mediante una cinta transportadora de alimentación inclinada.

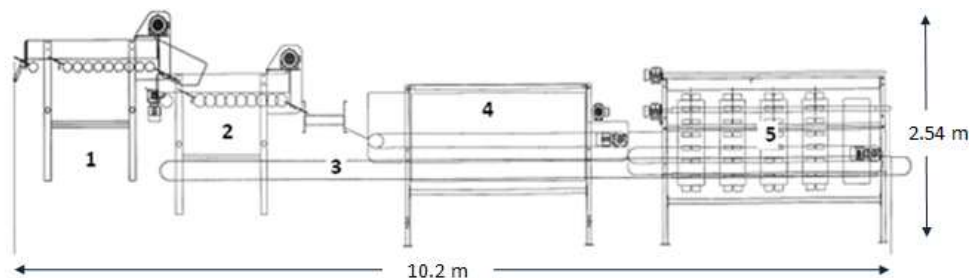


Figura 1.5. Máquinas de calibración y corte de papas.

El equipo es capaz de procesar hasta 360 papas por hora por medio de un sistema de alimentación mecánico; el equipo consume 230 ó 460 V según sea la capacidad del proceso. El tamaño del equipo cortador es de 3.2 m x 1.3 m x 2.4 m (frente, fondo y ancho). El motor empleado para el corte es de tipo trifásico.^[48]

La información acerca de la forma de corte, transmisión de potencia y consumo energético entre otros, se recopiló en una base de datos con el fin de administrar dicha información.

Cubicadora de nopal

El documento se enfoca en la automatización del proceso para cubicar nopal. El corte se efectúa alternativamente en dos charolas que conducen a los nopales provenientes de una tolva y utiliza implementos hidráulicos para transmitir la fuerza de corte. El nopal que se requiere cubicar puede ser con espinas o sin éstas.

El proceso comienza cuando el material es vaciado en la tolva, es dosificado de manera uniforme por gravedad sobre una banda transportadora de movimiento intermitente. Un conjunto de cuchillas en forma de rejilla son impulsadas por un conjunto hidráulico que se hace bajar sobre una porción de material suministrado cortando en forma de cubos. El material se desplaza hacia abajo a un pequeño contenedor. Las cuchillas suben al ser activado un sensor de final de carrera y cuando llegan arriba accionan segundo conjunto para dar movimiento a la banda, de esta manera el proceso vuelve a comenzar. Dentro de los implementos deben tenerse al menos dos tamaños de charolas para recibir el nopal (por su calibre o tamaño). La plancha prensadora y el marco de cuchillas también deben ser de al menos dos tamaños (acorde al punto anterior).^[49]

Cubicador de Cebolla

En este proyecto, para lograr el cubicado son necesarios tres sistemas de corte independientes: rebanada, bastones y cubos. Para realizar el corte en rebanadas se requiere que la cebolla sea sujeta y las cuchillas pasen entre ella. Para obtener los bastones se hacen pasar varias cuchillas separadas entre sí, siendo el espacio entre ellas el ancho del cubo deseado. Una vez en bastones, se lleva por medio de una banda transportadora y se realiza el corte en sentido transversal de la misma manera que en el corte anterior. Las fases de corte que se requieren para cubicar la cebolla son tres (fig. 1.6a), es necesario que estas se lleven a cabo en el sentido correcto para lograr los tres cortes. La conformación del equipo se realizó de manera virtual (fig. 1.6b) y los elementos de transmisión de potencia a las cuchillas son un conjunto de flechas y bandas (fig. 1.6c).^[50]

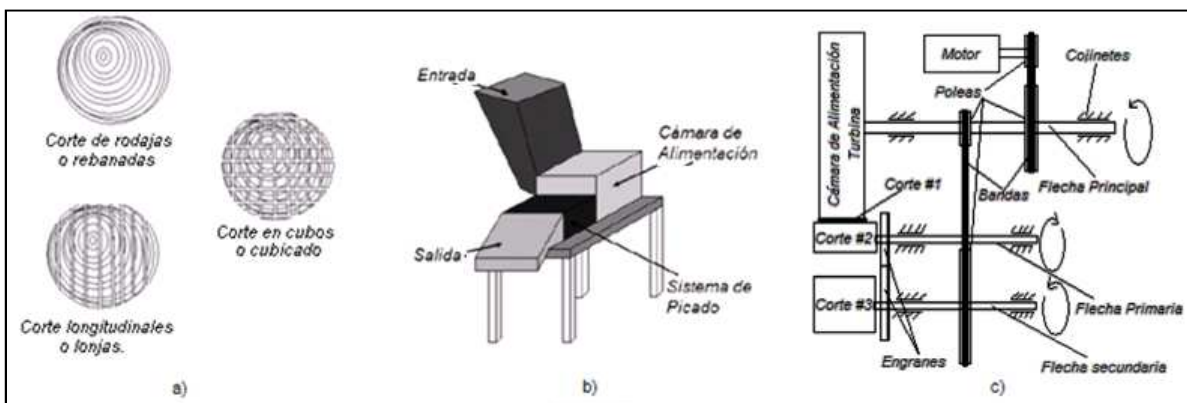


Figura 1.6. a) Fases de corte, b) Modelado virtual de la máquina, c) Mecanismo de transmisión de potencia.

Máquina de picado

La máquina de corte RG-100 procesa en rebanadas y cubos: hortalizas, pan seco, queso, frutos secos, papas, zanahorias y pepino entre otros, a una capacidad de 0.083 Kg/s. Utiliza un sistema de corte por compresión generada por el usuario, el material llega a la cara del disco giratorio (el cual puede tener ranuras en diferentes formas) para obtener el rallado o rebanadas, mientras se encuentran girando, la descarga se realiza por la parte posterior.

Utiliza para cortar un motor de 0.25 kW monofásico, cubierto y fabricado en acero inoxidable, utiliza 110 V a 120 V, y dependiendo del corte, puede ser solicitado en 220 V. Los discos de corte son impulsados por un conjunto de engranes planetarios. Cuenta conexión de tipo pared y un sistema de protección IP44 con fusible de 10 A retardado. El ruido generado no rebasa los 70 dB y existe un campo magnético inferior a los 0.5 μ T. La herramienta de corte es de 185 mm de diámetro y gira a una velocidad entre 350 min^{-1} y 420 min^{-1} . El alojamiento de la máquina es de aluminio anodizado, la mesa está construida en acero inoxidable, los discos de corte en aluminio o acetal, sus cuchillas son fabricadas en acero especial de alta calidad. El peso total es de 16 Kg y sus dimensiones son 0.56 m x 0.54 m x 1.25 m. (frente, fondo y alto).^[51]

Corta verduras

El corta verduras RG-50 corta en rebanadas, tiras y cubos todas las frutas pequeñas, hortalizas, pan seco, queso, frutos secos y diversos vegetales, también pica carne y pescado. Prepara 2 kg/min con un alimentador que depende del producto y la herramienta de corte. Opera con un motor de 250 W a una alimentación de 220 V a 240 V monofásico. La transmisión es por medio de correa dentada y cuenta con un sistema de seguridad de dos interruptores. El corte es por medio de discos de 185 mm de diámetro.

La base de la máquina está fabricada de aluminio, el alimentador es de policarbonato y poliamida, el disco de expulsión de plástico acetálico y las cuchillas de las herramientas de corte son de acero especial para cuchillas. El peso de la máquina es de 13 kg. Su tamaño es 0.28 m x 0.35 m x 0.58 m (frente, fondo y alto), comúnmente para servicio en cocina. Los cortadores que se utilizan son circulares impulsados por un eje, y con navajas unidas paralelamente al disco de diversas formas. En algunos casos los discos llevan perforaciones circulares o en rejilla para el corte.^[51]

Cortadora de plátano

Este documento presenta los resultados del desarrollo de una máquina portátil, que rebana plátano macho a una capacidad de corte de 125 kg/h. Derivado del análisis de los principios de corte más usuales, se concluyó llevar a cabo con una cuchilla circular que tiene una forma curva con filo en el borde convexo (fig. 1.7), está montada sobre un portaherramienta circular que la sujeta en el centro.

El plátano descascarado cae por gravedad en posición horizontal y se pone en contacto con la cuchilla, ahí es rebanado en delgadas hojuelas de 1.5 mm de espesor. La eficiencia del corte es de 85 % de hojuela y 15 % de pedacería. Es una máquina sencilla y funcional, que por sus componentes puede ser construida en talleres rurales.^[52]

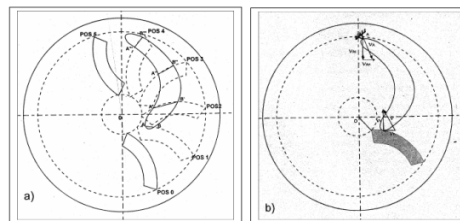


Figura 1.7. Cuchillas de corte para máquina cortadora de plátano.

Picadora de nopal

Es una máquina que se complementa de una desespinaadora; se conecta a ésta por medio de una banda que descarga el producto en una ranura superior del equipo. Está compuesta de una estructura tubular de acero inoxidable tipo 304 con rodillos de látex sanitarios. El corte es realizado por aspas y un conjunto de cuchillas. La capacidad del proceso es de hasta 50 raquetas por minuto (aprox. 2 ton x turno) con un requerimiento de energía eléctrica 110 V a 115 V ó 220 V. Sus dimensiones son 650 mm (largo y ancho), y una altura de 850 mm. De manera independiente es un equipo de alimentación manual y tiene algunas restricciones de geometría que implica separar y excluir aquellos nopales demasiado grandes o con alguna deformación.^[53]

Máquina para procesar vegetales

Es un aparato y método para la obtención del corte de productos alimenticios, donde un fluido impulsa el alimento. Un equipo de bombeo se encarga de generar una alta presión para que el fluido lleve fuerza y haga pasar la papa a través de unas cuchillas longitudinales, los segmentos cortados son enviados a una banda transportadora donde se retira el agua y los lleva al siguiente proceso (fig. 1.8).

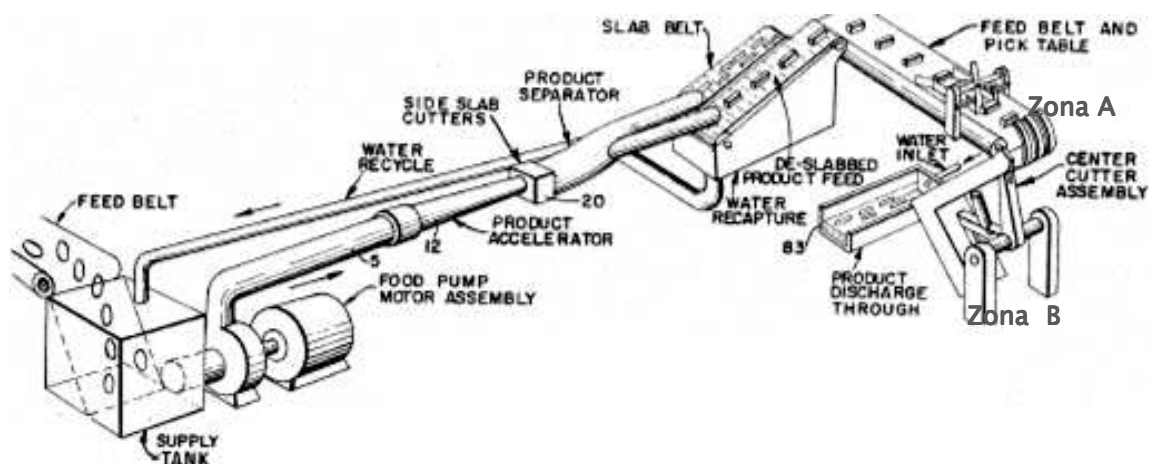


Figura 1.8. Máquina para procesar vegetales.

Por medio de un perno (76, fig. 1.10) se envía la fuerza hacia abajo contra las cuchillas, obteniendo el tercer corte. La papa es comprimida y debido a la fuerza aplicada cruza hacia el otro extremo. El anterior corte se realiza solo que ahora el eslabón (70) es retraído hacia el cilindro (100) por el movimiento de este, por lo que el bloque de cuchillas (50) es movido hacia arriba y el segundo bloque (58) es empujado para cortar, de esta manera la papa es liberada hacia el receptor (83).^[51]

Máquina para corte de metal con sistema recogedor y transportador de pieza

Es una máquina cortadora de metal (fig. 1.12) que tiene la capacidad de trasladar el cortador sobre la superficie a cortar. Las cabezas de corte (7) se encuentran sobre un travesaño (6) capaz de generar cualquier figura sobre el plano (21). Un sistema de controles se ubica en un costado del puente (15), y permite ingresar las instrucciones para programar el movimiento de las cabezas. La placa a cortar es sujeta con abrazaderas que pueden ubicarse en diferentes posiciones según sea la geometría de la placa. Un par de rieles (2, 3) se encuentran situados paralelamente a la mesa de trabajo, en ellos está soportado el travesaño y se extienden desde el comienzo de la plancha hasta cubrir el sistema de depósitos (24).

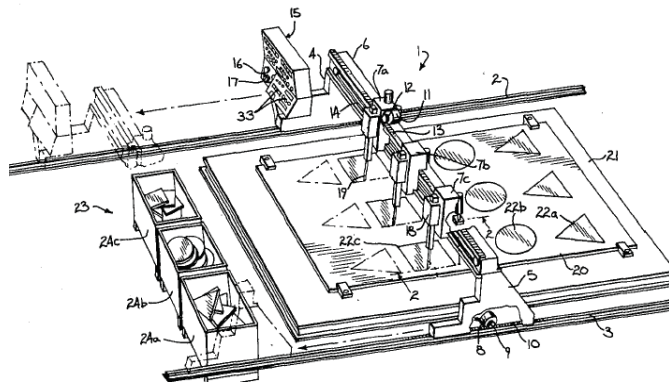


Figura 1.12. Máquina para corte de metal.

El proceso comienza y se realiza el corte de forma longitudinal, el puente avanza con un sistema de magnetos colocados en la parte posterior (alineados con cada cabeza) para extraer las piezas cortadas (fig. 1.13).

El manejo de cada pieza se le atribuye a un cilindro neumático (29) que actúa en coordinación con el equipo de cómputo, se retroalimenta después de realizado el corte encargándose de retirar la pieza de la placa y con la ayuda del puente es llevada a los depósitos (22).

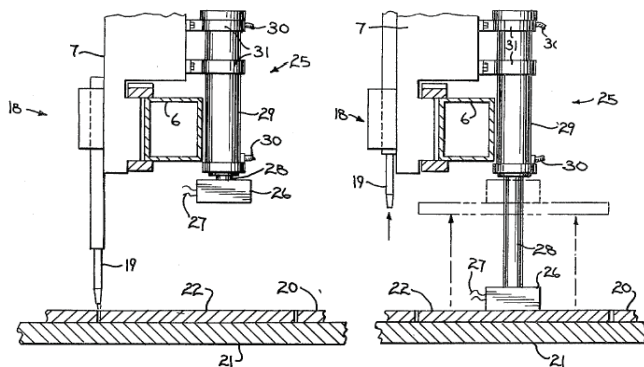


Figura 1.13. Sistema de recolección por medio de magnetos.

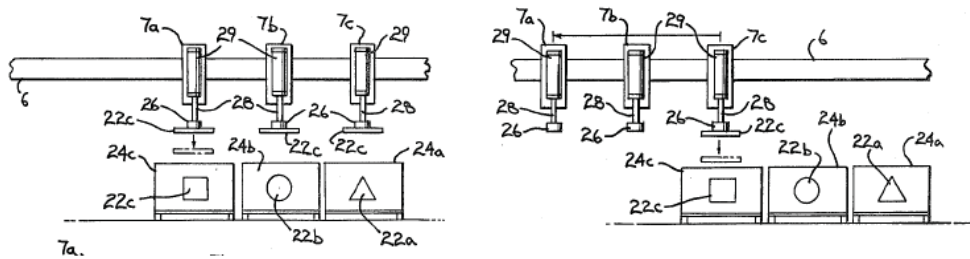


Figura 1.14. Sistema de recolección y depósitos.

Cada magneto descarga la pieza en la caja de su figura trasladándose sobre el puente de un lado hacia otro (figura 1.14), así el proceso se repite para recortar la siguiente figura.^[54]

Máquina para fileteado de pescado

Esta invención es para obtener cortes en filetes del pescado en igual proporción (peso) automáticamente. En algunos lugares como restaurantes, se desean cortes uniformes de igual tamaño. Así mismo, en la industria se requiere que los cortes sean del mismo peso para su envasado. El equipo determina el peso según su geometría y posteriormente realiza el corte (fig. 1.15). Cuenta con un sistema de banda transportadora (24) en donde es puesto el pescado y lo traslada haciéndolo pasar por debajo de un cortador (22) encargado de realizar los cortes necesarios.

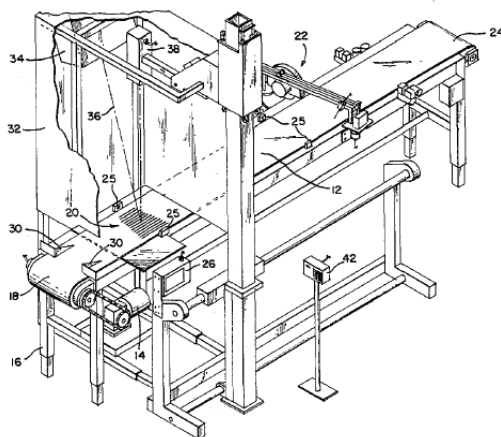


Figura 1.15. Máquina para fileteado de pescado.

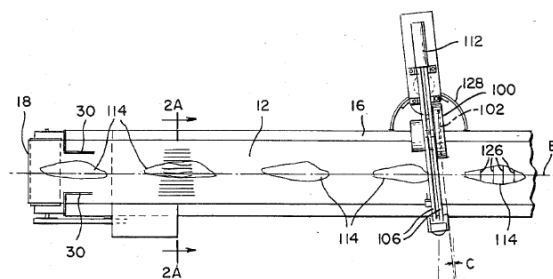


Figura 1.16. Cortador de disco.

La estación óptica de monitoreo (34, 38. Fig. 1.16) dirigida a la sección 2A (fig. 1.16) envía información relacionada con la geometría del pescado para procesarlo, entonces, calcula el peso y actúa el cortador (22). El cortador es un disco que funciona directamente acoplado a un motor neumático (fig. 1.17) y cuenta con una cubierta de seguridad. El conjunto se traslada sobre un puente realizando los cortes en ambas direcciones, es impulsado por un actuador neumático el cual interrumpe su carrera cuando el sensor (120) detecta el fin del costado del pescado.^[55]

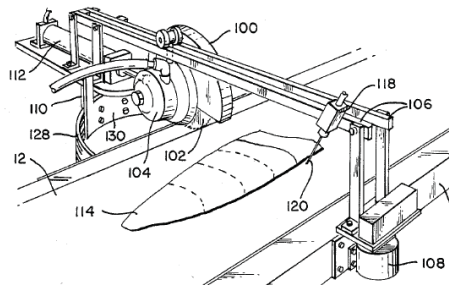


Figura 1.17. Sistema de corte.

Cortadora mecánica para plantas leñosas

Es una cortadora mecánica montada en un banquillo que corta plantas leñosas, reduce la necesidad del trabajador para abrir y cerrar con la mano repetidamente unas tijeras. La cortadora utiliza la presión de aire para activar un cilindro neumático, cierra y abre una serie de cuchillas modificadas para esta finalidad. Cada ciclo es censado cuando la planta es acomodada para el corte, accionando la palanca disparadora de un micro-conmutador neumático para sujetarla. El diseño consta de un sistema de navajas similar a una tijera, en el cual una de ellas es fija y la otra es impulsada por el cilindro. El trabajador acomoda la planta entre las cuchillas y acciona un pedal, éste envía la instrucción al cilindro para que mueva el mecanismo y genere el corte, la navaja sube automáticamente después del corte. El peso es de 70 Kg y su tamaño es de 1.1 m x 0.8 m x 1.2 m (frente, fondo y alto). La desventaja es que se requiere de un compresor de aire.^[47]

Cortador de frutas y vegetales 3TJ

Este dispositivo es de uso sencillo y económico, solo se tiene que hacer la inversión inicial y puede ser utilizado sin necesidad de consumo eléctrico. Es un mecanismo que utiliza la fuerza del operador aplicando el principio de la palanca, con ello se impulsa una serie de cuchillas que atraviesan la papa. El funcionamiento es por compresión, se recomienda usar para sólidos regulares como el caso de las papas, naranjas, limones, cebollas o frutas que tengan una forma esférica, cilíndrica o semejante. El tamaño es de 0.25 m x 0.42 m x 0.23 m (frente, fondo y ancho) y tiene la capacidad de procesar ocho vegetales por minuto dependiendo de la destreza del trabajador para acomodar el producto, su peso es de 6.4 Kg. Las navajas están construidas en acero inoxidable y la estructura es de fundición gris. Realiza cortes con perfección en cebolla, naranjas, limones y otros en rodajas de 47 mm de espesor, cuenta con una exposición mínima de las láminas fabricadas en acero inoxidable para seguridad.^[56]

Cortadora de césped

Diseñadas para el corte en jardines sobre superficies planas y sin objetos sólidos que puedan introducirse en el interior. El cuerpo está construido de polipropileno de alto impacto, cuenta con un motor de 1 kW a 1.8 kW acoplado directamente al sistema de corte. La forma en la que corta el pasto es con un par de cuchillas impulsadas por un rotor centrífugo que genera

una corriente de aire para que el pasto que es cortado se dirija hacia el depósito evitando tener que barrer el jardín después del corte. El equipo es operado de forma manual, el operador lo dirige hacia los lugares donde se requiere cortar el césped, una palanca manipulada por el usuario se ubica en la estructura y es la encargada de enviar la señal para que el equipo comience y detenga el corte (fig. 1.18).^[57]

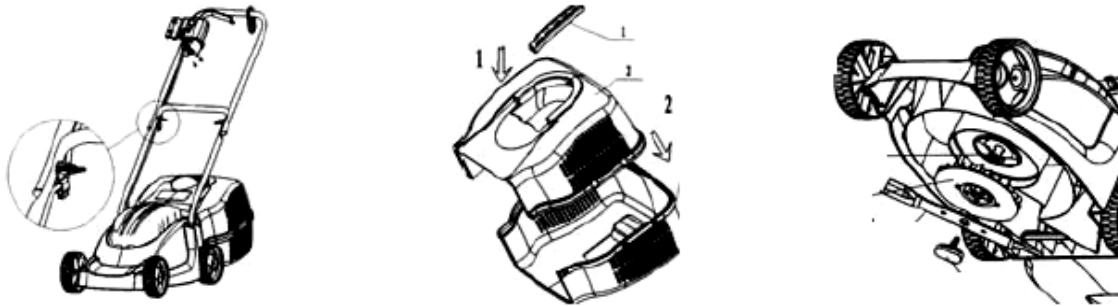


Figura 1.18. Cortadora de césped.

Máquina cortadora de dulces

La máquina de la figura 1.19 lleva a cabo cortes sin retención alguna; incorpora una cinta transportadora (2) que arrastra unas tiras de dulce (7) en dirección longitudinal, de manera que son seccionadas en trozos mediante una guillotina transversal (6) ubicada en un puente (4) por encima del transportador.

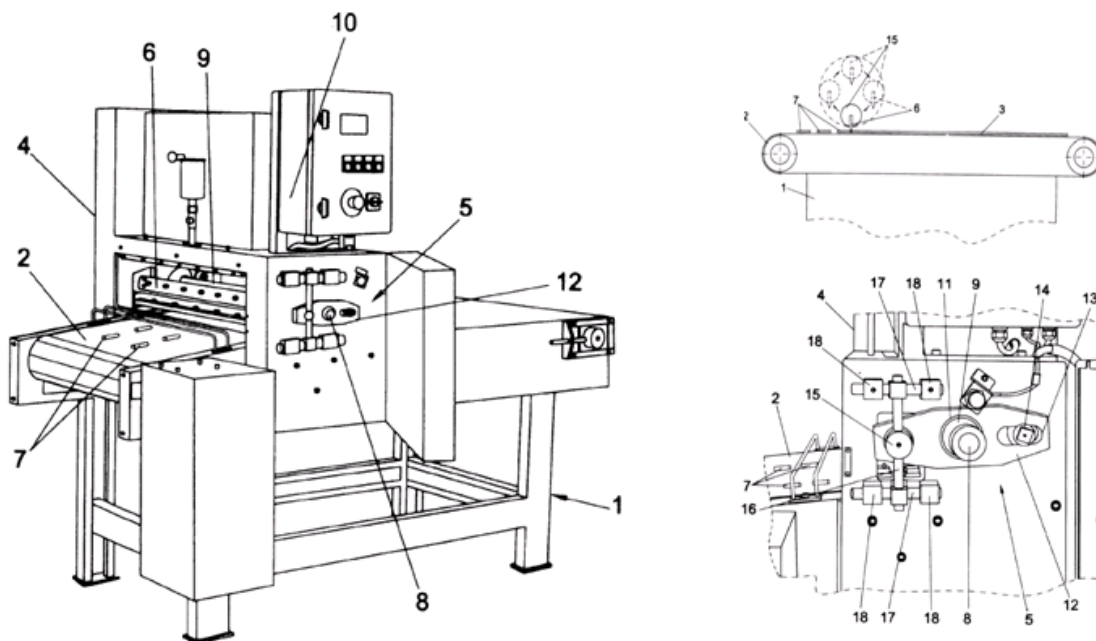


Figura 1.19. Cortadora de dulces.

Por encima de la cinta transportadora hay un puente que soporta el mecanismo que da movimiento excéntrico a una guillotina transversal, y se encarga de cortar las tiras de dulces, de manera que gracias a este movimiento, ésta puede acompañar al movimiento de las tiras.

Después, la cuchilla asciende alcanzando un punto muerto superior e inferior donde se realiza el corte del producto.

El mecanismo excéntrico (15,6) se determina a partir de dos elementos de levas (8) asociados a un eje transversal (9) que gira mediante un motor (10), ubicados en los laterales del puente superior (4). Cada elemento excéntrico (8) contacta sobre el borde de una abertura circular (11) establecida en una zona central de una biela (12), de manera que un tramo extremo posterior de la misma incluye una ranura alargada (13) donde encaja un eje fijo (14). Los tramos extremos de las bielas están asociados libremente a unos cuerpos cilíndricos (15) donde se encuentra fijada la guillotina (6) por sus extremos. Cada cuerpo cilíndrico posee un amplio orificio diametral para facilitar su guiado en un eje vertical móvil (16), el cual se guía a su vez por sus extremos en otros ejes horizontales fijos (17) por mediación de unos cubos (18), que se encuentran fijados en los extremos del eje vertical.

El sistema de cuchillas gira sobre el eje (8) mientras que cada cuchilla, sujeta excéntricamente (15), recorre una distancia angular proporcional a la velocidad del transportador en función de la longitud deseada del caramelo.^[58]

Barra para Corte

Fabricado con tecnología láser, permite conseguir calidad de corte incluso para juntas en paneles seccionados y en sistemas desplegados. Diseñadas para cortar gráficos de gran formato, rótulos, carteles, láminas de plástico y un sinfín de materiales con una excelente precisión (fig. 1.20).

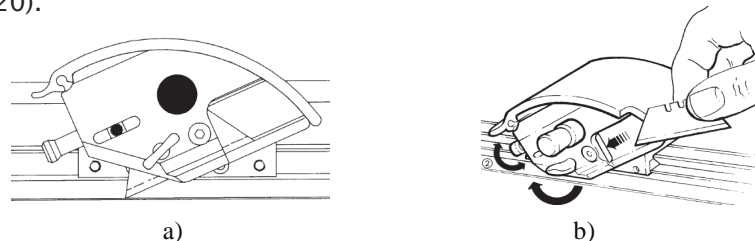


Figura 1.20. a) Barra de corte, b) Inserción de la navaja de corte.

Las barras de corte llevan dos tiras de silicona en la parte inferior que se fijan firmemente sobre cualquier superficie. Una navaja convencional se encuentra en la jabalina (fig. 1.20b). La jabalina se sujeta con una mano y es llevada hacia el otro extremo corriendo sobre un riel por medio de un par de rodamientos. Se debe girar la jabalina con el fin de introducir la navaja sobre el material a cortar. La lubricación es por un medio de “spray” a base silicones.^[59]

Máquina trituradora de ramas y troncos de árbol

El proyecto tiene como finalidad el aprovechamiento del desecho orgánico y utilizarlo como fertilizante para esas áreas. La máquina está diseñada para que sea operada por una sola persona. El proceso parte cuando las ramas o troncos ingresan por la tolva, dirigiendo las ramas hacia las cuchillas donde se realiza el primer corte. Después, los trozos resultantes

entran a la estructura porta cuchillas que se encuentran montadas perpendicularmente a un tambor. Solo hasta que han sido trituradas al tamaño deseado podrán salir de esta sección por efecto de la velocidad del corte (fig. 1.21). El sistema de corte se forma de cuchillas rectas, tambor de cuchillas, estructura porta cuchillas y criba, el sistema estructural está constituido por la base principal, base de motor y tolvas. El sistema de transmisión de potencia se encuentra conformado por motor eléctrico, flecha principal, poleas y bandas.^[45]

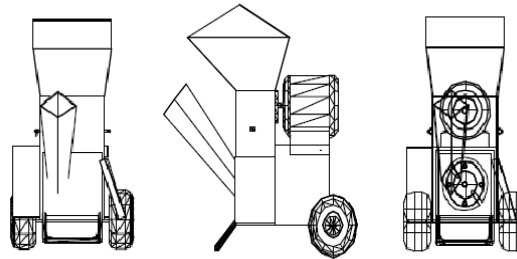


Figura 1.21. Máquina trituradora de ramas y troncos de árbol.

Cubicadora M6

Es una máquina versátil diseñada para cubicar, cortar en tiras o rallar una variedad de productos en un amplio rango de tamaños de un espesor predeterminado. Se adapta especialmente al corte de carne vacuna, de cerdo o aves congeladas; refrescadas, cocidas en caliente. Además, corta productos de verdura de hoja. Opera en forma continua con altas capacidades de producción y su diseño permite una limpieza y mantenimiento fáciles. Cuenta con una estructura en acero inoxidable con ruedas para su transporte, y paneles desplegados para su mantenimiento (fig. 1.22). Un motor montado en la parte superior externa impulsa las cuchillas por medio de polea y banda. El corte es efectuado por varios discos acomodados de manera que puedan impulsar el material al siguiente corte.



Figura 1.22. Cubicadora modelo M6.

Una de las características importantes de este equipo, es su capacidad para procesar una gran variedad de productos que son depositados en una banda de transporte permitiendo un acomodo antes del corte.^[60]

Cubicadora modelo J9

El equipo cuenta con las características similares al anterior (fig. 1.23); su funcionamiento es por medio de discos y cuchillas longitudinales montadas en un cilindro. Con este equipo se pueden cortar elementos sólidos de hasta media pulgada utilizando un sistema de alimentación especial que permite cortar en diferentes medidas, siendo la más pequeña un cubicado de 4.8 mm. Se encuentra fabricado completamente en acero inoxidable y

proporciona un proceso continuo a través de su sistema de alimentación por gravedad. Su tamaño es de 2.2 m de largo por 1.1 m de ancho y 1.4 m de altura.^[60]

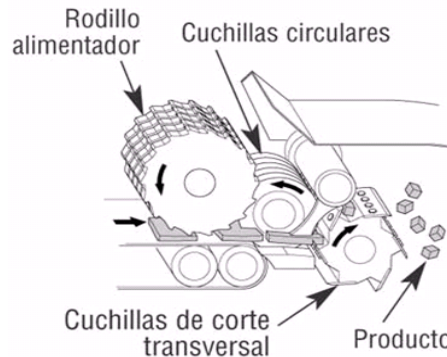


Figura 1.23. Cubicadora modelo J9.

Cubicadora QuantiCut

Acepta un tamaño máximo de producto de 254 mm en cualquier dimensión. Corta en cubos, tiras y rebanadas todo tipo de frutas, verduras y carnes preformadas. Cuenta con puertas con bisagras y panel deslizante para facilitar el acceso y la limpieza. Es una unidad de frecuencia variable con un motor de 5.6 kW (7.5 HP) totalmente cubierto. Está equipada con piezas de contacto de acero inoxidable, el motor y la transmisión se encuentran cubiertos dentro del equipo; el equipo de control es sencillo.

Para cortar en cubos se usa un cilindro con cuchillas que han sido troqueladas del mismo, formando un ángulo con el cilindro, dependiendo del largo de corte deseado, el árbol motriz de cuchillas circulares (discos) se encarga del corte en tiras, el árbol motriz con cuchillas para corte transversal, montadas en un cilindro, se encarga de realizar las rebanadas gracias al efecto de tangencial que experimenta un cuerpo cuando gira dentro del cilindro. El cambio de tamaño de los cubos se hace usando los árboles motrices de corte requeridos y ajustando el espesor de la rebanada. Contiene algunas piezas amparadas por las patentes de EE.UU. N° 5993069, 6314849 y 6561067.^[60]

Cubicadora modelo H-A

Admite un tamaño máximo de producto de entrada de 140 mm en cualquier dimensión. Ofrece funcionamiento continuo hasta por 12 h. El método de corte aplicado se muestra en la figura 1.24. Corta en rebanadas, tiras y cubos una variedad de productos incluyendo melocotones, peras, papas, lechuga, pepinos y zanahorias.^[60]

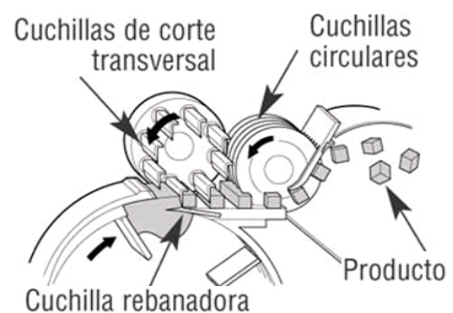


Figura 1.24. Cubicadora modelo H-A.

Cubicadora modelo RA-A

Produce una amplia gama de cortes en cubos y tiras de una variedad de productos, tales como frutas, vegetales, productos para condimento, nueces y carnes elaboradas. El tamaño máximo de entrada del producto es de 88,9 mm en cualquier dimensión, ofrece funcionamiento continuo para una producción ininterrumpida y un diseño simplificado para facilitar la limpieza y el mantenimiento.

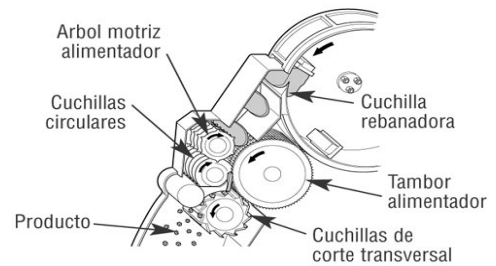


Figura 1.25. Cubicadora modelo RA-A.

El producto es entregado a una tolva alimentadora y de allí entra a un tambor giratorio (fig. 1.25). La fuerza centrífuga empuja el producto contra el interior de la caja para rebanadas, mientras las paletas del tambor transportan el producto más allá de la cuchilla rebanadora. Una compuerta ajustable en la parte delantera de la caja permite que el producto avance por todo el filo de la cuchilla rebanadora. El hueco entre el extremo de la compuerta de la caja y el filo de la cuchilla rebanadora determina el espesor de la rebanada. Las rebanadas entonces caen al tambor alimentador giratorio. El tambor y un árbol motriz alimentador transfieren las rebanadas al árbol motriz de cuchillas circulares donde el producto es cortado en tiras. De allí las tiras avanzan directamente a las cuchillas de corte transversal giratorias, produciendo cubos y trozos rectangulares de tamaño predeterminado. Al retirar el eje y árbol motriz de cuchillas de corte transversal se pueden producir tiras de diferentes longitudes según el tamaño del producto. Trabaja con un par de motores de 3.7 kW de potencia y sus dimensiones son 0.99 m x 0.99 m x 1.5 m (frente, fondo y alto) y tiene un peso de 318 Kg.^[60]

Cubicadora Diversa Cut Sprint

Produce rebanadas onduladas o lisas, cortes en tiras y cubos, el tamaño máximo de entrada es de 165 mm en cualquier dimensión, contiene paneles de cómodo acceso con bisagras y espacios que favorecen su mantenimiento (fig. 1.26). Sus dimensiones son 1.4 m x 1.4 m x 1.6 (frente, fondo y alto) haciéndola manejable y fácil de transportar. Emplea un motor de 1.1 kW y toda la máquina pesa 391 Kg. Para el corte el producto es entregado a una tolva alimentadora y de allí entra a un tambor giratorio. La fuerza centrífuga

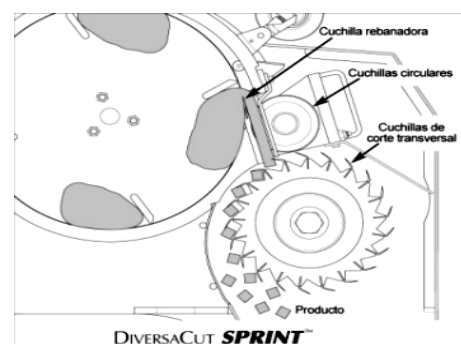


Figura 1.26. Cubicadora Diversa Cut Sprint.

resultante empuja el producto contra el interior de la caja mientras las paletas del tambor transportan el producto más allá de la cuchilla rebanadora. Una compuerta ajustable de la caja para rebanadas, permite que el producto avance por todo el filo de la cuchilla. La distancia entre el borde de la compuerta para rebanadas y el filo de la cuchilla determina el

grosor de la rebanada. A medida que las rebanadas salen, son guiadas entre la cuchilla y la placa limpiadora antes de entrar a las cuchillas circulares.^[60]

Cortadora Translicer 2000

Rebana variedad de productos alimentarios con alta capacidad de producción, en especial productos alargados. Admite productos firmes y frutas de hasta 100 mm (4") de diámetro y verduras de hoja de hasta 150 mm (6") de diámetro. El material pasa sobre un sistema de alimentación que lo lleva a unas cuchillas montadas radialmente con movimiento circular (Fig. 1.20). El material es empujado hacia afuera constantemente y cada cuchilla pasa sobre él cortándolo en rodajas (fig. 1.27). La máquina está construida estructuralmente en acero inoxidable incluidos los motores. Funciona de manera continua para lograr una producción ininterrumpida.^[60]

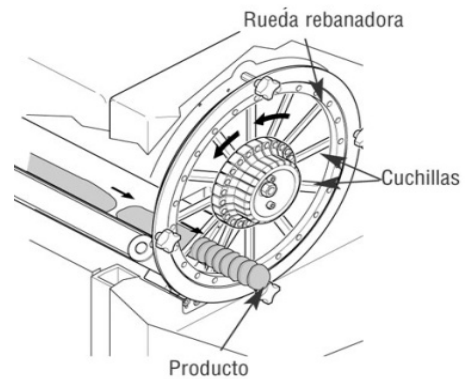


Figura 1.27. Cortadora Translicer

Máquina de cuchillas circulares Cortex CB SLICER

Es un equipo cortador de carnes deshuesadas y no demasiado congeladas, corta en tiras y rodajas (fig. 1.28). Funciona con un eje con cuchillas circulares de 200 mm ó 300 mm de diámetro separadas 8 mm en una longitud de hasta 600 mm, La penetración de las cuchillas circulares en las ranuras del contra-rodillo (rodillo de intersección) garantiza la intersección de los productos, incluso con piel o tendones. El producto es cortado vertical y simultáneamente a la dirección de transporte. La cinta / banda transportadora de entrada de la cortadora tiene una velocidad continua de 18 m/min, y 7.5 ton/h de producción aproximadamente. La potencia necesaria es de 1.5 kW con un solo motor, la transmisión es por medio de cadena-catarina con un sistema de palancas que permite activar el giro de los discos ó el movimiento de la banda. Este modelo fue sacado a la venta en abril del 2009.^[61]

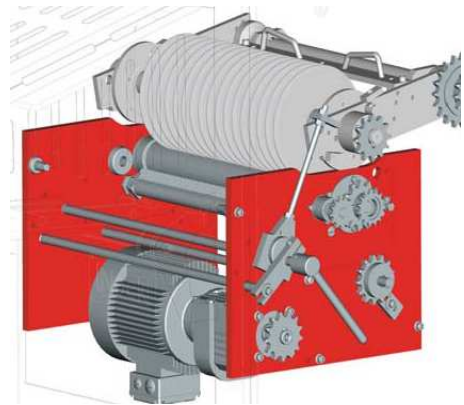


Figura 1.28. Cortadora con cuchillas circulares.

Las figuras de referencia para los cortadores siguientes se pueden observar en el anexo 1.

Sierra Cortadora de Carne

Es una máquina eléctrica de sierra cinta, generalmente usada para cortar carnes congeladas con hueso y para el corte de metales. Esta sierra está construida con un revólver mecánico formado por discos impulsados por un motor eléctrico, la sierra cinta corre con los discos y es expuesta en una proporción para que el usuario efectúe el corte. Contiene una mesa a nivel del usuario donde se realiza el corte, en la mayoría de los casos desplazable. Comúnmente la sierra cinta es de 5/8" de ancho y 10 ft de longitud requiriendo ser tensada al montarla en los discos. La cantidad de dientes por longitud depende del material a cortar.^[62]

Cortadora con banda transportadora GS10

Cortadora con banda transportadora, ralla y corta en tiras los vegetales crudos, quesos y pan. El grosor de corte es totalmente ajustable, de 1 a 50 mm por medio de control digital. Utiliza un sistema de navajas con movimiento circular donde el producto sale a través de un canal de 150 mm x 150 mm para ser cortado. El equipo cuenta con banda transportadora y tiene un peso de 270 Kg con un tamaño de 1.4 m x 0.6 m x 1.2 m (frente, fondo y alto). Funciona con 230 V en 50-60 Hz con un motor de 1.8 kW de potencia y consumo de 7.8 A. La cuchilla gira a distintas velocidades desde 195 min⁻¹ a 825 min⁻¹ y la velocidad de la banda es 1.72 m/min como mínima, y 15.7 m/min como máxima. Para su limpieza, las cuchillas, guías, bandas transportadoras y otras partes se pueden remover sin necesidad de herramientas. Construida en acero inoxidable.^[63]

Máquina cortadora de pan

El diseño logra cortar panes duros y suaves, está hecho para ser de uso rápido, permite realizar cortes con un ancho controlado. Es silencioso y sus dimensiones son 16" largo x 10" ancho x 47" de alto. Su peso va desde 40 lb a 150 lb. Su funcionamiento es por medio de un hilo de acero inoxidable que se encuentra entrelazado en un marco con poleas en sus extremos, para el momento de corte este baja impulsado por un mecanismo biela manivela. Este hilo tiene movimiento recorriendo el marco y así realiza el corte mientras baja.^[64]

Máquina precortadora que produce cortes exactos Kronen KUJ

La KUJ es una cortadora en cubos y bastones que produce cortes exactos y cubos pequeños de 3 mm x 3 mm, y bastones de 2 mm a 20 mm, incluso hasta tomates frescos sin estrujamiento. Utiliza un sistema de aspas y discos para generar el corte; éstos se pueden desactivar para cambiar el corte deseado. En su interior cuenta con un motor de 373 W y se encuentra cubierta por lámina para evitar accidentes.^[65]

Cortadora de fruta y vegetales: en gajos y bastones Kronen Tona Rapid

Máquina que corta fruta y vegetales en gajos, segmentos, bastones y cortes especiales. Para lograr cada tipo de corte se requiere hacer intercambio de varios elementos. Utiliza un conjunto de cuchillas que se abren y cierran mientras el material se desplaza sobre un canal. Para el corte en cubos se activan unas aspas después del corte anterior. Para el corte en gajos se requiere sea colocado el vegetal o fruta en unas pequeñas canastas acopladas al transportador.^[65]

Cortadora para coles Kronen CAP 68: especialmente para cortar repollo y lombarda.

La CAP 68 es una cortadora que ofrece varias posibilidades para el cliente. La construcción es en acero inoxidable y el desmontaje rápido de cuchillas y tolva la caracterizan. La máquina es especialmente adecuada para cortar repollo y lombarda. Las coles son situadas en la tolva y el cortador de aspa gira haciendo pasar gradualmente la col hasta que es cortada totalmente. La finura de sus cortes puede ser variada mediante la velocidad del cortador.^[65]

Máquina rebanadora de vegetales

Este tipo de máquina es de uso sencillo. La fuerza es ejercida por operador el cual se encarga de acomodar el vegetal bajo la perilla y hacerlo deslizar contra las navajas para obtener el corte. Funciona por medio de un plano inclinado con ajuste para las navajas. El vegetal se sujeta con una manija giratoria, la estructura funciona como soporte para resistir la fuerza de empuje durante el corte. Las navajas pueden ser intercambiadas sencillamente para obtener diferentes formas. Está diseñado para una rápida limpieza.^[64]

Mecanismo Rebanador-Rallador

Es un rebanador y rallador que emplea un rotor impulsado a mano que procesa frutas y vegetales. Se conforma por un dispositivo cónico de plástico que aloja los conos rebanadores; tiene una tolva superior de alimentación con un elemento para empuje que facilita el ingreso de productos grandes o pequeños. Lleva un eje pasante con cuadrante de 7/16" y arandela de 3 uñas de enganche, que aseguran los conos durante el proceso. El rebanador puede ser uno de varios conos troquelados en lámina sometidos a proceso de cromado, fáciles de limpiar. El tipo de corte permite rallado, rebanado fino y grueso respectivamente. El funcionamiento mecánico es también acoplable a una batidora. El peso es de 0.81 Kg y sus dimensiones son 185 mm de frente, 180 mm de diámetro y 176 mm de ancho.^[56]

Cortadores por hilo

El cortador por hilo se utiliza principalmente para corte de quesos y unicel. El material se sujeta manualmente en la mesa y se le hace pasar un hilo fijo de acero unido por un arco, el arco se encuentra sujeto en un extremo (pivote) y con el otro se hace girar. En un sentido el

hilo lleva una forma más afilada, lo que permite atravesar el queso. Este equipo solo requiere la fuerza del operador y su capacidad está limitada a la capacidad y destreza del usuario: en la mayoría de los casos solo se requiere de algunas rebanadas. En el caso para cortar queso: se queda fijo y el hilo lo cruza, lo que sucede de manera contraria para el corte de unicel.^[66]

Cortadores de disco

Están diseñados en material de acero inoxidable y aleaciones de aluminio. Su funcionamiento se basa en un disco giratorio con filo, el alimento se hace pasar por un costado para lograr la rebanada, éste es impulsado por un operador con un movimiento recíproco sobre una cama que puede regular el espesor por medio de una perilla. El disco es impulsado por medio de un motor con una relación de poleas unidas por banda en V, su consumo es de 110 V a 127 V. El alimento es introducido verticalmente y los discos (que ahora contienen navajas) se encargan de cortarlo.^[64]

Cortadora de guillotina

Cuchillas reafilables hechas de “acero Solingen”, pisador manual para un prensado variable. Cuenta con tope con escala en mm/pulgadas y escuadra trasera de precisión. El sistema es muy sencillo, solo se acomoda el papel o cartón y se hace pasar el pisador manualmente. La curvatura de la cuchilla está diseñada para distribuir los esfuerzos que permite aplicar una menor fuerza durante el corte.^[62]

Cortadora de piedras

La cortadora de disco tiene una mesa desplazable para hacer pasar la piedra a través del disco; cuenta con una palanca con la que el usuario puede controlar la velocidad y la fuerza en el corte. El motor es de 4.1 kW de potencia a 400 V, el peso es de 80 Kg, su base es de aluminio.^[67]

1.8 La curva cicloide

Se pretende aplicar este principio a la máquina con el fin de obtener información del sistema de corte. En la actualidad la curva cicloide tiene aplicaciones como en el diseño de toboganes utilizados en la industria aeronáutica, en el diseño de los dientes de los engranajes o en la forma del tubo manométrico para medir la velocidad del viento en el túnel aerodinámico. Estos trabajos y algunos recientes se apoyan en ella para determinar el comportamiento de los sistemas envolventes.

La cicloide tiene dos movimientos que pueden ser separados como movimientos de rotación y traslación, pudiendo ser estudiados en forma independiente. Dicha geometría puede ser alterada si alguno de estos patrones cambia, con esto se podrían establecer ecuaciones que lleven a encontrar características o patrones que sigue en una aplicación y así encontrar una relación existente para la aplicación de esta curva al proceso de corte. La parametrización para el caso general en que el radio de la circunferencia es r y un punto se encuentra a una distancia a del centro, se puede analizar considerando los valores $r = a = 1$ en la figura 1.29.

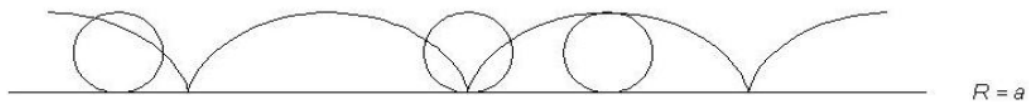


Figura 1.29. Cicloide de un punto localizado en la periferia del disco.

1.8.1 Posición

Con la posición del disco se puede encontrar la trayectoria que recorre el disco al pasar sobre el material y con ello determinar el área total de contacto, la cual influye en su paso. Al experimentar desplazamiento el centro del círculo H pasa a H' , un punto P situado en el origen se traslada a P' . Este punto describe la trayectoria de la curva cicloide. Si se considera un punto como referente en la periferia, su posición puede ser encontrada a través de sus coordenadas x , e y (figura 1.30).

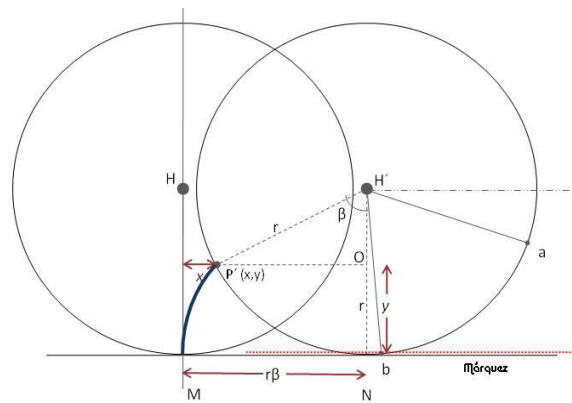


Figura 1.30. Obtención gráfica de la cicloide.

Suponiendo que el coeficiente de fricción es unitario, se puede encontrar la distancia horizontal recorrida MN la cual se puede hallar en función del ángulo entre los segmentos lineales $P'H'$ y NH' , para encontrar las ecuaciones paramétricas que describen la trayectoria del punto:

$$x = MN - P'O = r\beta - a \sin \beta \quad (1)$$

$$y = H'N - H'O = r - a \cos \beta \quad (2)$$

Los puntos a y b son los límites que definen la trayectoria. Estas ecuaciones pueden verse como el resultado de sumar dos parametrizaciones distintas, pues el punto (x,y) puede representarse como en la figura 1.31.

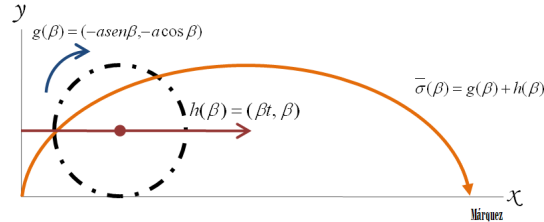


Figura 1.31. Movimientos generados por el disco.

sumando las parametrizaciones se obtiene:

$$\sigma(\beta) = [(\beta t - a \sin \beta), (\beta - a \cos \beta)] \quad (3)$$

1.8.2 Longitud de la cicloide

Se calcula el largo de la cicloide al dar una vuelta, esto quiere decir que cuando $\beta \in [0, 2\pi]$ la longitud está determinada por la siguiente integral:

$$L = \int_0^{2\pi} \|\vec{\sigma}'(\beta)\| \quad (4)$$

1.8.3 Velocidad

Obtener la velocidad de manera directa también es muy sencillo, solo se deriva de la ecuación de posición.

$$\|\vec{\sigma}'(\beta)\|^2 = [(r - a \cos \beta)^2 + (a \sin \beta)^2] \quad (5)$$

1.8.4 Área bajo la curva

El área debajo de la curva se puede calcular en el intervalo $0-2\pi$, así:

$$A = \int_0^{2\pi} y dx = \int_0^{2\pi} y(\beta) x'(\beta) d\beta = \int_0^{2\pi} (r - a \cos \beta) (r - a \cos \beta) d\beta$$

$$A = \int_0^{2\pi} (r - a \cos \beta)^2 d\beta \quad (6)$$

Si se grafica el resultado considerando que el punto a se encuentra a la misma distancia que r el resultado es tres veces el área del círculo.

1.8.5 Tangente

La tangente de la curva cicloide puede determinar la velocidad del punto en un instante. Para este caso la velocidad es constante. Se puede examinar la tangente por medio de la ecuación en función del tiempo.

$$y'(x) = \frac{dy}{dx} = \frac{\frac{dy}{d\beta}}{\frac{dx}{d\beta}} = \frac{a \sin \beta}{r - a \cos \beta} \quad (7)$$

2.1 Síntesis de información recopilada

Con referencia a los datos obtenidos en la recopilación de información, se obtuvo que las máquinas de corte tienen cierta similitud: cuentan con cuchillas fijas y móviles, en forma recta o circular, combinándose con desplazamientos angulares o lineales y apoyadas en fenómenos como fricción, inercia y gravedad. En algunos trabajos se menciona la influencia de la velocidad y la relación de la geometría del producto. La mayoría de los alimentos son relativamente suaves, incluso algunos cambian su estado o sufren daño durante el proceso. El corte de metales se vuelve más sencillo ya que éstos tienen geometrías comunes y su estructura es sólida. En algunas cortadoras de troncos o rocas, se hace pasar el material por algún proceso previo que facilita su corte y sujeción. Muchas compañías trabajan especialmente en el corte de vegetales y frutas, otras han fabricado máquinas que pueden adaptarse a cortar distintos alimentos en un solo equipo. Las formas de corte que se identificaron en todos los equipos se reducen en la tabla 2.1:

Tabla 2.1. Formas para la obtención del cubicado.

Opción			
Picador de cilindro o rodillo	Picador centrífugo	Cortador de guillotina	Molino reductor
Picador por compresión	Cortador lineal	Cortador de cuchillas circular	Cortador de aspas

En general, en las máquinas presentadas, no se encontró alguna que especifique el corte de nopal como principal, solo que son capaces de cortar variedad de vegetales bajo cierta dimensión sustituyendo algunos de sus elementos. Los equipos desarrollados en algunos trabajos presentan características en las que el método de alimentación es manual, sistemas de potencia de elevado consumo energético, sistemas mecánicos complejos, especial manufactura de elementos, ensamble complicado y diseños enfocados a un objetivo carente de conjuntos que establezcan un equipo funcional de amplias exigencias. Para efecto del desarrollo, se comienza presentando las formas de corte derivadas de la investigación. En la búsqueda de equipos solo se ha encontrado un producto específico a la venta para picar nopal, el cual muestra sus características comerciales en la tabla 2.2:

Tabla 2.2 Información de venta de la máquina cubicadora de nopal.

Descripción/detalles :	Máquina que sirve para cortar el nopal en cuadros o rajas, una vez que ha sido desespinado.
Precio Total :	€ 5.000
Incluye transporte	No
Transporte a cargo :	Comprador
Plazos de entrega :	No aplicable
Fecha última actualización:	Producto actualizado el 10/07/2008 08:31:00 p.m.

Las desventajas de este equipo son que pertenece a otro país (Europa) y que su sistema de alimentación es muy lento (manual), es solo para un rango de tamaño específico además de su elevado costo.^[53]

2.2 Estudio del corte común

Corte manual; La remoción de las espinas forma parte de la limpieza y se lleva a cabo en forma manual con cuchillos sin dientes. El desespinado ocurre generalmente después de que éstos son cortados puesto que facilitan su traslado y almacenaje. En otras ocasiones, para evitar la oxidación, son removidas hasta la hora del corte total, esto es, durante el proceso del corte en rajadas o cubos. El proceso comienza tendiendo el nopal en una cama y con el cuchillo se comienzan a remover las espinas por uno de los lados, enseguida se voltea y se remueven las del otro lado (fig. 2.1), por último se cortan las de la periferia.

Después del desespinado son acomodados en una bandeja para posteriormente realizar el corte en trozos. El corte comienza tomando algunos de ellos (según su tamaño) quedando geométricamente acomodados en una de las manos y con la otra es tomado el cuchillo y con él se remueven los bordes, enseguida se corta de afuera hacia adentro en tiras (julianas) y después se corta en sentido transversal (cubos) cayendo en un recipiente. Luego se lavan en agua clorada y son puestos a escurrir.

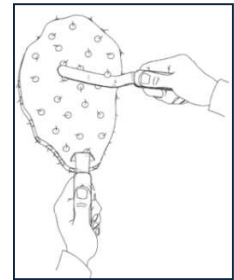


Figura 2.1. Remoción de espinas.

2.3 La máquina

Habría de contener las especificaciones de las diferentes normas como materiales en grado alimenticio, y normas de higiene para no contaminar el producto. Debe ser capaz de contar con la funcionalidad de operar de la siguiente forma.

2.3.1 Exigencias

- Corte en tiras (con ó sin espinas)
- Corte en cubos (aprox. 20 mm x 20 mm)
- Descarga del producto terminado (características de adherencia y aglutinación)
- Descarga de residuos
- Fácil acceso para limpieza y mantenimiento
- Ajustable
- No dañe la raqueta
- Alimentación vertical u horizontal
- Satisfacer la capacidad de proceso

2.3.2 Requerimientos

Éstos deben referirse a las necesidades del comprador para cumplir sus objetivos y adaptarse a las condiciones de trabajo en áreas rurales.

El proceso de la máquina habrá de comenzar por la alimentación de manera automática, considerando las condiciones de las espigas, seguido de los cortes necesarios para obtener el cubicado y finalmente la descarga para su transporte o almacenamiento. Las condiciones anteriores se toman como referencia para establecer el diseño. Las características deseadas para el equipo se muestran enseguida:

Acabado.- El acabado en la construcción del equipo no es tomado como importancia prioritaria, debe cumplir las normas de uso de materiales grado alimenticio, y este tipo de materiales tiene buena estética

Condiciones térmicas.- La aplicación de calor al nopal trae consigo una activación de sus organismos enzimáticos, la transferencia de calor hacia el producto debe ser evitada, por lo tanto, los sistemas que se empleen en el diseño no deben contribuir a este fenómeno.

Consumo energético (Eléctrico).- El voltaje deseado para funcionamiento es 127 V, voltaje que puede conseguirse sin instalaciones especiales. Control.- Se requiere de la manera más sencilla ya que debe ser operado por personal que recolecta el producto. No son exigidos controles complejos de monitoreo como sensores de temperatura, velocidad, o revoluciones. Sin embargo sí un sistema que garantice la seguridad durante el proceso en caso de falla o caso fortuito. Corrosión.- El material a procesar es un alimento, por lo tanto el equipo debe ser construido con materiales dentro de las normas alimentarias.

Costo.- Este equipo debe estar a un nivel de adquisición menor que los existentes en el mercado, sus precios varían a partir de los \$80 000.^[60, 61] (Cotización 11 de febrero del 2010)

Ensamble.- Los elementos componentes deben encontrarse dentro de estándares y diseños comunes para que no exista dificultad en su ensamble. Por otro lado debe mantener la sencillez para cuando se requiera reemplazar componentes. Fabricación.- Sus elementos habrán de ser comerciales y las piezas específicas deberán poder construirse en talleres con equipo de uso común.

Flexibilidad.- En este caso el equipo solo debe ser flexible en el procesamiento de diferentes familias del nopal, no para el corte de otros vegetales. Forma.- La forma y tamaño del equipo dependerá de las necesidades del diseño y no del espacio requerido. Mantenimiento.- El mantenimiento se delimita al uso, estos habrán de ser muy esporádicos y sencillos dependiendo de la conformación del equipo. El más común debe ser la limpieza después de cada operación.

Peso.– Se habrán de seleccionar componentes que no sean robustos, a consecuencia de ello tendrá un fácil manejo. Ruido.– El ruido audible debe estar dentro de norma. Se toma como consideración que el proceso será automático y el operador no estará la mayor parte del tiempo de trabajo junto al equipo. Seguridad.– La seguridad es prioridad ante la necesidad de satisfacer cualquier otro requerimiento.

Tamaño.– Las dimensiones del equipo no han sido restringidas por el cliente o lugar, sin embargo se desea que este equipo sea manejable. Tiempo de vida.– Se limita a las condiciones económicas de las piezas y materiales de fabricación en cada conjunto. El tiempo de vida puede ser diferente para la estructura, cortadores, instalación de control, equipo eléctrico, transportador y contenedores. Transporte.– Se requiere que este equipo no genere costos de traslado especial como tráiler o grúas.

Normas.– Para que el producto pueda ser comercializado de manera internacional debe cumplir ciertos lineamientos tanto en el producto como en el proceso, uno de ellos son los documentos que certifican su calidad como lo son: UE (Unión Europea), JAS (Japón) NOP (EEUU) que son estándares básicos del IFOAM de producción orgánica y procesamiento. También deben ser atendidas la normas como la NOM-093-SSA1-1994 (prácticas de higiene y sanidad en la preparación de alimentos) o las normas mexicanas NMX-FF-030-1995-SCFI y NMX-FF-068-SCFI-2006. De forma internacional se hace referencia a la base de datos de la unión europea,^[68] y en especial las condiciones establecidas por la norma ISO 8442-7:2000, referida como “Materials and articles in contact with foodstuffs”.

Corrosión.– El material a procesar es un alimento, por lo tanto el equipo debe ser construido con materiales dentro de las norma ISO, mencionada anteriormente.

2.3.3 Evaluación

La información anterior se evaluó conforme los requerimientos de diseño y deseos del cliente, en la tabla 2.3 se muestra el valor de la evaluación. Los campos con mayor valor son prioritarios en el desarrollo de la máquina.

Tabla 2.3. Evaluación de requerimientos.

Característica	Cal.	Característica	Cal.	Característica	Cal.	Característica	Cal.	Característica	Cal.
Acabado	1	Forma	2	Mantenimiento	3	Volumen	4	Costo	5
Condición de Trabajo	1	Peso	2	Uso	3	Contaminación	5	Flexibilidad	5
Condiciones Térmicas	1	Ruido	2	Ensamble	4	Confiabilidad	5	Normas	5
Fricción	1	Tamaño	2	Fabricación	4	Consumo Energ.	5	Seguridad	5
Lubricación	1	Transporte	2	Vida	4	Control	5	Utilidad	5

2.4 Selección de método de corte

Partiendo de la sección 2.1 se realizaron etiquetas con sus características como peso, tamaño, funcionamiento etc., a fin de resumir la información recabada. En la figura 2.2 se presentan:

Uso:	Corte de plantas leñosas	
Características	19	
Peso (Kg):	70	
Tamaño*:	1.1 x 0.8 x 1.2	
Consumo Energético(KW):	s/r	
Capacidad(Kg/hr):	s/r	
Funcionamiento:	Cilindro abre cierra	
Mecanismo de Alimentación:	Manual	
Mec. de trans. Potencia:	Cilindro neumatico	
Corte:	Trozos	

Uso:	Cortador de papas	
Características	20	
Peso (Kg):	6,4	
Tamaño*:	0.25 x 0.42 x 0.23	
Consumo Energético(KW):	s/r	
Capacidad(Kg/hr):	8 papas por min.	
Funcionamiento:	acomodar y comprimir las cuchilla	
Mecanismo de Alimentación:	Manual	
Mec. de trans. Potencia:	Palanca	
Corte:	Rodajas	

Figura 2.2. Etiquetas de características de las máquinas de corte.

Así, con este proceso se obtuvo las formas de corte principales, siendo estas: Aspas, Discos, Alambre, Navajas y Cilindro, variando en forma y conjuntos para conformar cada equipo.

2.5 Metodología del diseño

Existen diversas técnicas de diseño en las que resaltan los métodos: *Delphi*, *635*, *brainstorming*, *ideart*, *bucles*, *procert* y *do it* entre muchos otros, sin embargo para la obtención de este diseño se utilizó básicamente la metodología presentada por Fernández,^[45] junto con algunos otros métodos. Los procedimientos fueron enfocados a la necesidad de requerir menor consumo energético, menor cantidad de piezas y bajo costo.

2.5.1 Método de análisis

Las condiciones se deducen a partir de las relaciones y dependencias conocidas, puntos de vista y criterios que ordenan las acciones del proceso para ser funcionales. Para los dos pasos de corte, se presentan las formas con las cuales puede obtenerse el cubicado (tabla 2.4), obtenidas en la sección 2.4 por medio de un esquema de orden.

Tabla 2.4. Elementos para realizar cortes.

Corte	Opciones				
Corte en tiras y cubos	Disco de corte	Cilindro c/navaja	Aspas	Alambres	Navajas

Las posibilidades de cumplimiento de la tarea se obtienen a partir de sus 25 combinaciones (tabla 2.5). Las marcadas en color pertenecen a la misma combinación solo que en inversión cinemática.

Además de tener la combinación de los elementos mecánicos, se consideran tres movimientos básicos representando los grados de libertad de cada conjunto cortador. En la figura 2.3 se muestra la clasificación de estos movimientos.

Tabla 2.5. Combinaciones para obtener el cubicado.

	Disco de corte	Cilindro c/ Navajas	Aspas	Alambre	Navajas
Disco de corte	1	2	3	4	5
Cilindro con Navajas	2,2	6	7	8	9
Aspas	3,3	7,7	10	11	12
Alambre	4,4	8,8	11,11	13	14
Navajas	5,5	9,9	12,12	14,14	15

La figura 2.3a representa la posición del conjunto en sentido del eje y con un “posible” movimiento en dirección del eje x . La figura 2.3b representa una posición de alimentación dirección x , con posibilidad de movimiento en sentido del eje y , y la figura 2.3c representa una posición paralela al eje x ó y con posibilidad de movimiento en sentido vertical. La combinación de cada posición muestra los movimientos posibles para el corte, donde algunos de ellos pueden estar de sobra. Estas combinaciones se muestran como (X, Y, Z):1 para el primer corte y (X, Y, Z):2 para el segundo, teniendo nueve combinaciones posibles.

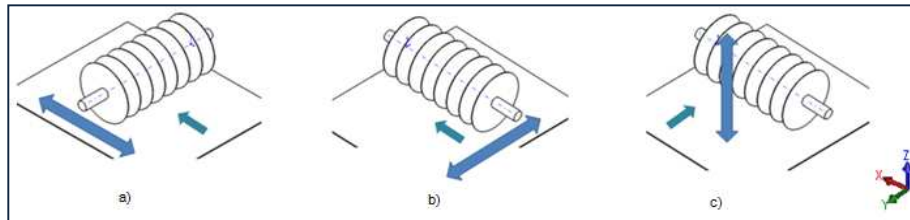


Figura 2.3. Movimientos alternativos de las cuchillas de corte.

Con las siguientes “formas” se obtuvo que las casillas encerradas por una elipse son formas viables de corte, las de color blanco muestran un corte redundante y en color gris un corte con movimiento innecesario. (tabla 2.6 y 2.7).

Tabla 2.6. Enlaces de conjunto.

	X2	Y2	Z2
X1	X1X2	X1Y2	X1Z2
Y1	Y1X2	Y1Y2	Y1Z2
Z1	Z1X2	Z1Y2	Z1Z2

Tabla 2.7. Inversión cinemática del enlace.

	X2	Y2	Z2
X1	X1X2	X1Y2	X1Z2
Y1	Y1X2	Y1Y2	Y1Z2
Z1	Z1X2	Z1Y2	Z1Z2

La figura 2.4 contiene las tres primeras posiciones para X1 en el caso de combinación dos (tabla 2.5).

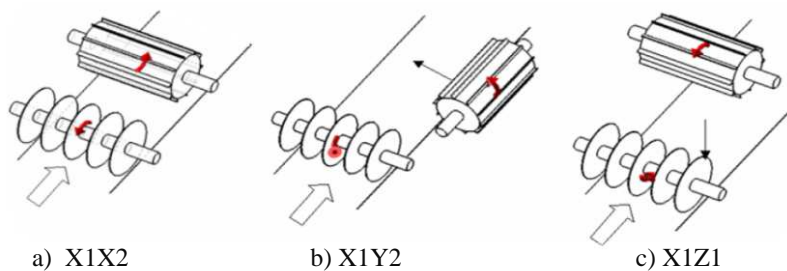


Figura 2.4. Movimientos alternativos de las cuchillas del segundo corte.

Con la información de las tablas se creó una base de datos de las posibles formas para generar el cubicado, esta información pudo ser fácilmente manipulada a través de filtros en una hoja de cálculo. En la tabla 2.8 se presentan las primeras combinaciones.

Tabla 2.8. Base de datos de las posibles combinaciones.

Combinación	Forma	Secuencia	Método de corte	Posición	Movimiento	Mov. adicional	Tot. Mov.	Notas	Selección
1	1	1ª	Disco de corte	Horizontal	Circular		2	Corte igual	B
1		2ª	Disco de corte	Horizontal	Circular				B
1	2	1ª	Disco de corte	Horizontal	Circular		3		V
1		2ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco			V
1	3	1ª	Disco de corte	Horizontal	Circular		3	Mov. Inecesario	N
1		2ª	Disco de corte	Vertical	Circular	Reciproco			N
1	4	1ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco	3		V
1		2ª	Disco de corte	Horizontal	Circular				V
1	5	1ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco	4	Corte igual	B
1		2ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco			B
1	6	1ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco	4	Mov. Inecesario	N
1		2ª	Disco de corte	Vertical	Circular	Reciproco			N
1	7	1ª	Disco de corte	Vertical	Circular	Reciproco	3	Mov. Inecesario	N
1		2ª	Disco de corte	Horizontal	Circular				N
1	8	1ª	Disco de corte	Vertical	Circular	Reciproco	4	Mov. Inecesario	N
1		2ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco			N
1	9	1ª	Disco de corte	Vertical	Circular	Reciproco	4	Mov. Inecesario	N
1		2ª	Disco de corte	Vertical	Circular	Reciproco			N

La “combinación” uno refiere a la utilización Disco (1)–Disco (2) en nueve “formas” diferentes (Tabla 2.6). La “secuencia” es quien realiza primero el corte. El “método de corte” es según la tabla 2.5, en seguida se marca la “posición” de trabajo (tabla 2.6), y después el “movimiento” requerido para el corte. Estos movimientos se suman y se registran. En “Notas” se agregaron comentarios, en “selección” se utilizó un código de tres letras para filtrar la información, siendo: **V**; combinaciones viables **B**; cortes redundantes **N**; movimientos innecesarios

El filtro de las combinaciones posibles se muestra en la tabla 2.9 (solo las dos primeras):

Tabla 2.9. Base de datos de las posibles combinaciones.

Combinación	Forma	Secuencia	Método de corte	Posición	Movimiento	Movimiento adicional	Tot. mov.	Notas	Selección
1	2	1ª	Disco de corte	Horizontal	Circular		3		V
1		2ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco			V
1	4	1ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco	3		V
1		2ª	Disco de corte	Horizontal	Circular				V
2	1	1ª	Disco de corte	Horizontal	Circular		2		V
2		2ª	Cilindro c/ Navajas	Horizontal	Circular				V
2	5	1ª	Disco de corte	Transversal	Circular	Reciproco	4		V
2		2ª	Cilindro c/ Navajas	Transversal	Circular	Reciproco			V

De estas formas se seleccionó la combinación dos en la forma uno como la mejor opción para producir los cortes, al contener la menor cantidad movimientos. Con esta metodología se obtuvo el método de corte más sencillo; Disco de corte/Cilindro con navajas, ambos en posición horizontal, con rotación sobre su eje (fig. 2.4a). Así los discos generarán el primer corte en tiras y posteriormente las navajas realizarán el cubicado.

2.5.2 Estructura del diseño

Con los elementos de corte establecidos se puede generar la estructura funcional del proceso (figura 2.5) con ella se dará funcionalidad a la máquina. Esta presenta el proceso a partir de que el trabajador deposita la materia prima en la máquina hasta que ella hace su descarga.

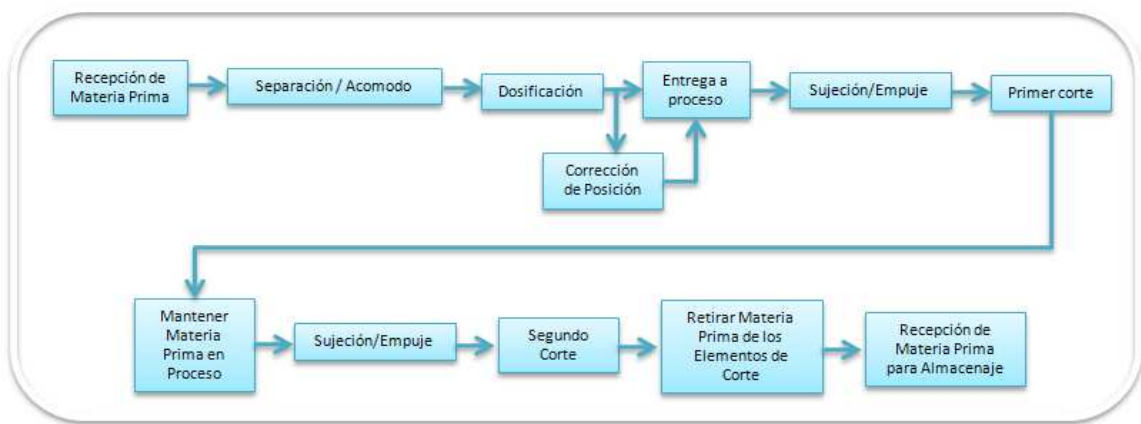


Figura 2.5. Estructura funcional del proceso.

Posteriormente se construye el sistema técnico que delimita sus funciones, logrando establecer cinco sistemas de trabajo independiente. El primer sistema (S1) pertenece al suministro de materia prima hacia las cuchillas, es accionado por un sistema motriz (S2) que dosificará constantemente el material según la condición de diseño. S3 pertenece a la fase de cubicado del nopal, enseguida se compone S4 que es el sistema de potencia para las cuchillas de corte. El sistema de control está ligado a estos cuatro debido a que se requiere monitorear el proceso durante el corte (fig. 2.6).

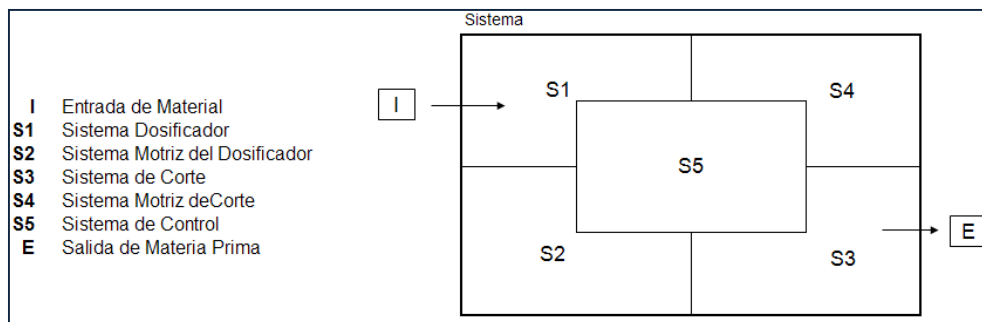


Figura 2.6. Sistema Técnico.

Con este sistema, se ha decidido dividir en dos fases de construcción. La fase uno encierra el proceso de corte (S3, S4), y la fase dos el sistema de alimentación (S1, S2). De esta manera se establece llevar a cabo el proceso de corte, teniendo en cuenta los cambios que posiblemente puedan suceder por efecto de diseño.

2.6 Capacidad del proceso

La primera cosecha de nopal se efectúa a los dos o tres meses después de la plantación. Los rendimientos anuales en el sistema tradicional varían de 25 ton/ha a 80 ton/ha,^[4] sin embargo la mayoría de los productores realizan una cosecha total mucho menor a las 25 ton. Ésta se realiza en un aproximado de una tonelada al día, empleando uno o dos trabajadores, los espacios de almacenaje y rápido obscurecimiento después del corte, no permiten una cosecha en poco tiempo, por lo que las expectativas de los productores de algunas regiones potosinas plantean una recolección manual de 200 kg/h. Para que el equipo logre procesar dicha cosecha se requiere cortar 0.056 Kg/s (considerando una velocidad constante). Así, si las dimensiones promedio del material son 20 mm de espesor, 190 mm de ancho y se requiere que sea cortado cada 20 mm, se obtiene una tira con un volumen de $7.6 \times 10^{-5} \text{ m}^3$. Si su densidad es $\rho=920 \text{ Kg/m}^3$ (prom. ^[7,9,21,22]), entonces la masa que ha sido cortada es $m=0.069 \text{ Kg}$, por lo que la máquina debe hacer al menos un corte por segundo para satisfacer las necesidades de producción. Una velocidad de 0.02 m/s de ella es adecuada para la obtención de más de 200 kg/h. Se puede deducir que la velocidad es muy lenta con respecto a la capacidad de un equipo ya que se asemeja al corte manual,^[4] si como mínimo es duplicada la velocidad obtendríamos una capacidad de 500 kg/h aproximadamente.

3.1 Conformación de la fase 1

Para diseñar la fase uno (S3-S4) se inicia con el proceso de corte (S3), para ello se realizó el bosquejo de su construcción considerando el suministro de material en forma constante. En la figura 3.1a se dispone el acomodo de los elementos necesarios para generar la función, en ella sus elementos ordenados en forma numérica son: transportador, materia prima, sujetador, discos de corte, navajas.

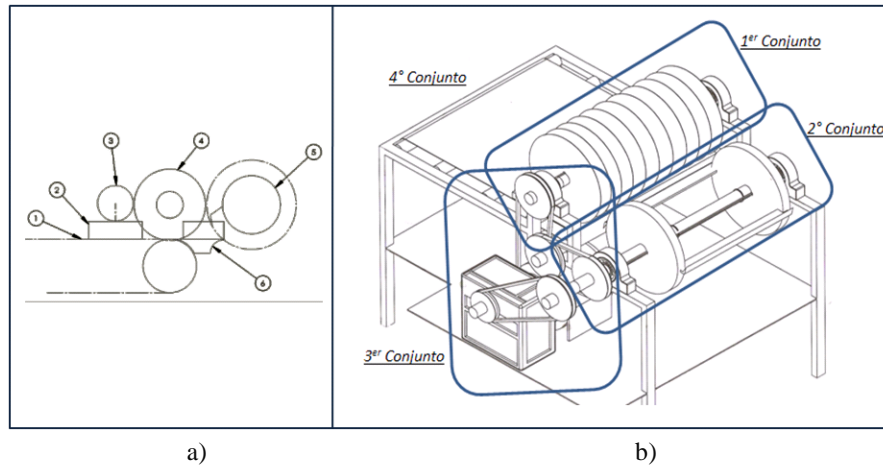


Figura 3.1. a) Conformación de los elementos de corte sistema S3. b) Modelo esquemático de la máquina.

3.2 Límites de la fase 1

Aquí se establece el alcance de cada conjunto para realizar su análisis en forma independiente. El primer conjunto consta de un grupo de discos, una flecha con rodamientos, elementos de fijación, espaciadores, empaques y otros elementos de menor importancia como tornillos, tuercas etc. El conjunto dos está compuesto por las cuchillas de corte, los platos de sujeción, flecha, elementos de soporte y elementos requeridos para su puesta en marcha. El conjunto tres encierra los elementos para transmisión de potencia, bandas, poleas, engranes, etc, así como la fuente de energía que sea requerida. El conjunto cuatro se refiere a la construcción de la estructura que permite soportar y ajustar los conjuntos anteriores con los sistemas adicionales, para la obtención del tercer y cuarto conjunto se requiere que los dos primeros tengan diseños definitivos. Es hasta entonces cuando serán diseñados, por lo tanto, en la siguiente sección se comienza con el diseño del primer conjunto.

3.3 Diseño del conjunto 1

Para el diseño se analiza un solo disco ya que el comportamiento es igual entre ellos, los elementos que se requieren para lograr su funcionamiento serán diseñados si esto es necesario, en caso de no ser así solo se especificará el modelo y sus características.

3.3.1 Análisis

Se darán a conocer las ecuaciones para cuando el cladodio pasa a través de los discos, sus relaciones entre la geometría disco-planta y la selección de parámetros. Los factores a resolver son los efectos de paso entre los discos, la fuerza de corte, empuje y sus consecuencias, para ello es necesario obtener el diámetro total y tener en cuenta consideraciones como agujero central, pasamiento de corte, tipo de acabado en el exterior (dentado o circular) y grueso del material a cortar. En otro punto, el desarrollo también trata de dar aplicación al principio de la curva cicloide para conocer si es posible analizar las cuchillas con este procedimiento e implementar los datos de la curva como método de comparación.

3.3.1.1 Posición de los discos

Para el análisis de posición en la curva cicloide se consideran los movimientos de giro y desplazamiento de forma independiente, simulando la entrada de material sobre el giro del disco, ecuaciones 1 y 2. El cálculo de éstas se lleva a cabo en la sección 3.3.2.8.5.

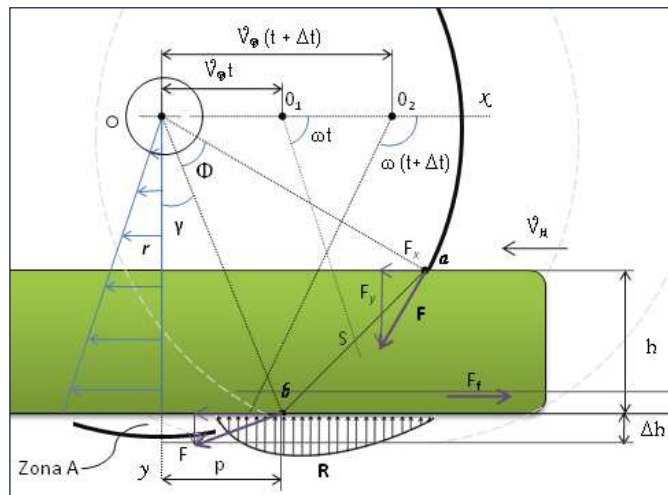


Figura 3.2. Posición y fuerzas del disco de corte.

Al momento de corte un punto a hace contacto con la planta de forma instantánea (fig. 3.2), es ahí donde se genera el choque de corte y una fuerza actúa, para ello se puede decir que la posición instantánea del punto en la periferia del disco es angularmente definida por un ángulo cambiante con el tiempo representado por $V_D t$. Se considera que inicia su desplazamiento a partir del eje x en *ccw* hasta tocar el cladodio según sea su espesor h , por lo tanto, el ángulo ωt puede determinarse en función del espesor:

$$r \operatorname{sen} \omega t = r - h - \Delta h$$

despejando se obtiene:

$$\omega t = \operatorname{arcsen} \left(1 - \frac{h + \Delta h}{r} \right) \quad (8)$$

La posición angular $V_D(t + \Delta t)$ corresponde al punto b donde el disco termina de cortar. El ángulo γ se forma a partir del origen con respecto al eje y , y este puede ser determinado por la fórmula 9, quedando un valor constante al quedar definido Δh .

$$\gamma = \arccos\left(\frac{r - \Delta h}{r}\right) \quad (9)$$

Por lo tanto el ángulo Φ se obtiene en relación a los ángulos anteriores:

$$\Phi = 90^\circ - \arcsen\left(1 - \frac{h + \Delta h}{r}\right) - \arccos\left(\frac{r - \Delta h}{r}\right) \quad (10)$$

Con ellos se puede obtener el área de acción originada por el paso de la planta y la dirección de una fuerza en un instante dado.

3.3.1.2 Área de acción de la fuerza

Posterior al corte, el cladodio entra en contacto con la superficie ortogonal al eje de giro generada por los puntos ab y sus simétricos $a'b'$. La variabilidad de su espesor genera un área independiente originando una diferencia en el proceso; también se relaciona con la fuerza P que proviene de la compresión del cladodio debido al espesor que ocupan los discos al atravesarlo, por lo tanto, los esfuerzo que experimente el cladodio está en función de esta área. Con su obtención se logrará conocer que sucede a su paso, para conocer su valor se desarrolló la fórmula 11 la cual parte de la geometría de polígonos no alabeados aplicados a un círculo.

$$A = r^2 \left[(\xi - \gamma) + \frac{\text{sen } 2\gamma - \text{sen } 2\xi}{2} \right] \quad (11)$$

3.3.1.3 Fricción

Al deslizar la planta sobre la superficie del disco, debe vencerse una resistencia que involucra dos fricciones, la fricción fluida que se ve afectada por la velocidad relativa de las superficies deslizantes y la fricción sólida que depende de las cargas originadas durante el proceso,^[69] la fricción fluida aumenta con incrementos en velocidades ωt ó V_N y áreas de contacto potencial (fig. 3.2). Estas fricciones presentan varias ecuaciones donde sus variables llevan el siguiente significado:

Z ; viscosidad	F ; resistencia de fricción	E ; módulo elástico del cladodio
N ; velocidad	L_w ; fuerza aplicada	δ ; desplazamiento por compresión
A ; área de aplicación	P ; fuerza por unidad de área	L ; longitud (separación entre discos)

Junto con los factores anteriores existen dos formas de trabajo para el conjunto, uno es cuando se inicia el trabajo para vencer la fricción de sus componentes y la inercia de su masa, la segunda es cuando la maquinaria ha sido detenida durante el proceso y queda con material entre los discos. En este caso requiere potencia adicional para contrarrestar la fuerza de fricción.

La fricción fluida se representa como una fuerza F_v , obtenida por medio de la ecuación 12.^[70]

$$F_v = ZNA \quad (12)$$

Si dividimos la ecuación por la carga unitaria, se puede expresar las características friccionales en términos de “coeficiente de fricción”, siendo más aplicado por estar expresado de manera unitaria. El coeficiente μ será utilizado para obtener las fuerzas de fricción sólida que es la ecuación tradicional de la fuerza de fricción.

$$\frac{F_v}{L_u} = fZN \frac{A}{L_u} \quad (13)$$

Una vez calculado el coeficiente, solo se requiere la fuerza normal, y para ello se hace equivalente a la carga de compresión (formula 14).

$$P = \frac{\delta AE}{L} \quad (14)$$

Se puede decir que las fuerzas que interactúan con el claddio entre las superficies son la fricción sólida y fluida, éstas tendrán diferente efecto según su ubicación.

3.3.1.4 Fuerzas de corte

Al comenzar a trabajar el disco sobre la planta se alcanza el valor de resistencia y la atraviesa. Para ello se requiere una fuerza de penetración F_N que es asociada como término de penetración sobre unidad de longitud y es definida por la ecuación 15, las variables utilizadas se especifican a continuación:

F_N : fuerza de penetración	k : factor de intensidad crítica	ϵ : ángulo de corte	F_T : fuerza de empuje
F_C : fuerza de corte	r : radio de la zona de corte	t : espesor	p : es la penetración
F_R : fuerza de rodadura	h : profundidad de penetración	d : diámetro del disco	s : es el espaciamiento

Se considera un factor k que depende de la velocidad del disco y de la planta así como del módulo elástico del material (formula 28); depende del diámetro, la profundidad de corte y principalmente del ángulo de filo que es quien determina la vida del disco.

$$F_N(x)dx = \frac{2k}{3q} \tan\left(\frac{\epsilon}{2}\right)(dp - p^2)s^{0.5} \quad (15)$$

El valor s representa, para muchos casos, un valor mayor que el espesor, ya que es el espaciamiento que se origina por el corte, q es un valor abreviado y se obtiene de la simplificación del radio sobre el espesor de la planta (fórmula 16). Esta relación ha sido probada en distintos materiales a través de los años, sin embargo no son mostradas por ser información técnica de los fabricantes, como referencia se consultaron algunos valores recomendados del radio y la profundidad.

$$q = \frac{r}{h} \quad (16)$$

El espacio de acción de la fuerza en el perímetro de corte es limitado por el punto 1 y 2 donde la fuerza de penetración F_N es causante de emplear una fuerza de empuje para que el cladodio ingrese entre los discos.

La fuerza proviene de la aplicación en dichos límites, (fórmula 17).

$$F_N = \int_0^{(dp-p)^{0.5}} F_c(x) dx \quad (17)$$

También, en la planta existe una fuerza que se opone a la rodadura del disco, esta es proporcional a la fuerza de penetración, el espesor de planta, el diámetro del disco y es dividido entre una relación del radio y espesor del disco, Así la fórmula es:

$$F_R = \frac{2F_N(dp-p)^{0.5}}{5(d/2-t)} \quad (18)$$

Las fuerzas de penetración, rodadura, corte y empuje actúan durante la separación de la materia prima. En conjunto, se puede decir que el proceso de corte dinámico produce un choque que genera una ligera disminución de la presión. Cornejo^[71] estableció que las fuerzas pueden ser obtenidas por las siguientes ecuaciones. También si existe la relación $d/2 \gg t$ y $dp \gg p^2$ se puede obtener la simplificación. Así la formula 19 encierra la carga total que se debe aplicar al momento del choque con la planta.

$$F_N = S_k [d \cdot s \cdot p]^{0.5} \tan\left(\frac{\epsilon}{2}\right) \quad (19)$$

El valor S_k (fórmula 20) es solo la sustitución de algunos términos. Se debe tomar en cuenta que la relación de k está marcada solo para materiales isotrópicos, por lo cual se establece el estudio de los planos de debilidad del material, sección 3.3.1.5.

$$S_k = \frac{2k}{3q} \quad (20)$$

Para la fuerza oponente a la rodadura se aplica la misma relación, obteniendo:

$$F_R = \frac{4}{5} \left(\frac{p}{d}\right)^{0.5} F_N \quad (21)$$

y para la fuerza de corte la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{2K_N \cdot s \cdot d \cdot \tan\frac{\epsilon}{2}}{\sqrt{p}} \quad (22)$$

Para lograr que la planta pase entre los discos se requiere una fuerza de empuje, que se deriva de la fuerza de rodadura, establecida por Roxborough y Philips 1975, citada por Cornejo,^[71] y dependiente de la profundidad de penetración del disco y su diámetro:

$$F_T = F_R \cdot \sqrt{\frac{d-p}{p}} \quad (23)$$

En la figura 3.3 se muestra un diagrama de cuerpo libre donde se aprecian las fuerzas. La fuerza oponente a la rodadura se encuentra entre los puntos uno y dos, la fuerza de corte instantánea se refleja de manera tangencial sobre el punto uno, la fuerza de empuje y fricción están en posición horizontal.

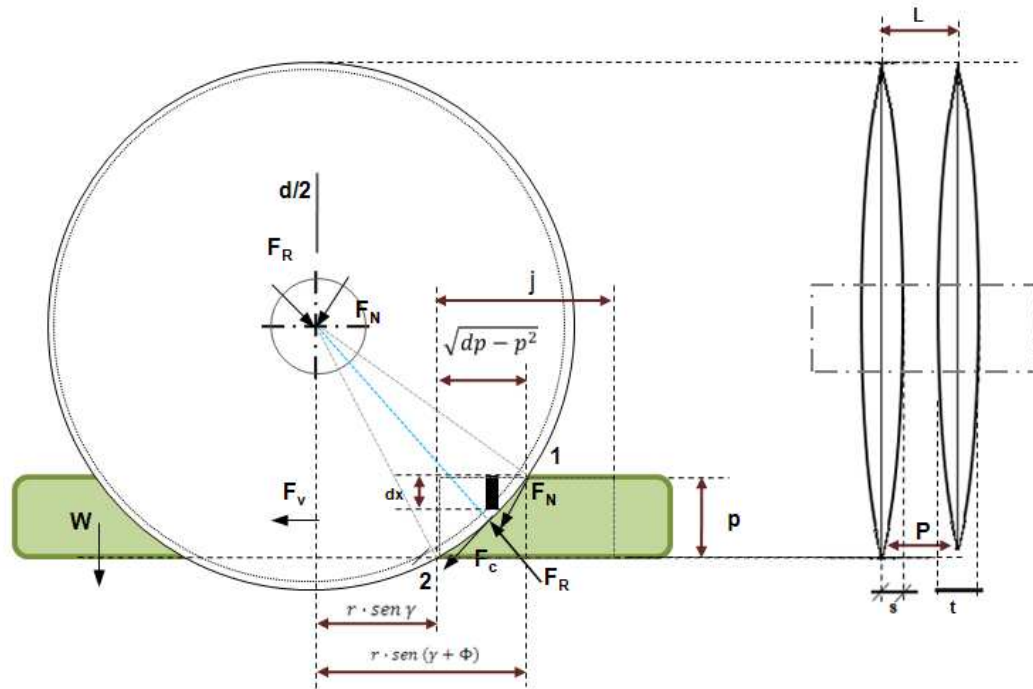


Figura 3.3. Estado de equilibrio del cortador.

En otro aspecto, las componentes verticales de las fuerzas (fórmula 24) generan un efecto de compresión sobre la planta que se ve reflejada como reacción R de la bandeja por donde pasa el cladodio, y puede traducirla a la necesidad de una fuerza extra a la fuerza de empuje horizontal F_r .

$$\sum F = F_R \text{sen} \left[90 - \left(\gamma + \frac{\phi}{2} \right) \right] + F_N \cos \omega t - R + W \quad (24)$$

El peso W del cladodio es una proporción de éste, su volumen va horizontalmente desde el punto 1 hasta 2 en doble proporción, el ancho es el promedio de la distancia de separación entre los discos no pares, esto es, que entre tres discos el segundo abarcará la mitad del espacio entre cada uno, el espesor de la planta es la altura de dicho volumen.

El peso es representado por la igualdad de la masa y el efecto de la gravedad, donde la masa está determinada a través de la densidad (ρ) y su volumen, quedando la ecuación:

$$W = mg = g\rho[2p(L - t)h] \quad (25)$$

Una vez el cruce de la planta sobre la periferia del disco, las fuerzas de corte y resistencia a la rodadura pierden efecto por lo que el cladodio a la salida del disco no se ve influenciado por ellas, solo por las fuerzas de compresión, fricción y peso.

Para las fuerzas horizontales se realiza la sumatoria de las cinco fuerzas que intervienen en el proceso:

$$\sum F = F_N \text{sen } \omega t + F_T - F_r \cos [90 + (\gamma - \Phi/2)] + F_v + F_A \quad (26)$$

Otro punto interesante es lo que sucede con el mucílago cuando el cladodio es cortado, por sus propiedades aglutinantes queda adherido al disco y forma una ligera capa que ayuda a reducir la fricción sólida. En la figura 3.4 se observa que tendrá un desplazamiento hacia la periferia debido a la fuerza centrífuga.

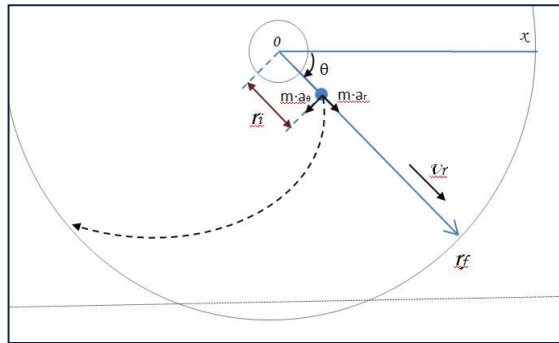


Figura 3.4. Partícula de mucílago expulsada por efecto centrífugo.

Al llegar a la periferia adquiere una velocidad y fuerza, para ello se establecen las siguientes ecuaciones, por medio de la segunda ley de Newton la fuerza es:

$$F_r = m(\ddot{r} - r\dot{\theta}^2) \quad (27)$$

$$F_\theta = m(r\ddot{\theta} - 2\dot{r}\dot{\theta}) \quad (28)$$

la velocidad y la aceleración son $v_r = \dot{r}$ y $\dot{v}_r = \ddot{r}$ donde

$$\dot{v}_r = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dr} \frac{dr}{dt} = v \frac{dv}{dr}$$

despejando para la velocidad:

$$v_r dv = \dot{v}_r dr$$

siendo que $\dot{\theta}$ es la misma en la igualdad, se puede integrar y multiplicar por dos:

$$2 \int_0^v v_r dv = 2\dot{\theta}^2 \int_{r_i}^{r_f} r dr$$

$$v^2_r = \dot{\theta}^2 (r_f^2 - r_i^2)$$

por lo tanto la velocidad es:

$$v_r = \dot{\theta} (r_f^2 - r_i^2)^{1/2} \quad (29)$$

Para resolver la ecuación 27 se requiere derivar la velocidad donde su celeridad corresponde al hecho de partir del reposo relativo al disco:

$$\dot{r} = \dot{\theta}(r_f^2 - r_i^2)^{1/2}$$

$$\ddot{r} = \ddot{\theta}(r_f^2 - r_i^2)^{1/2} + \frac{\dot{\theta}(2r_f - 2r_i)}{2(r_f^2 - r_i^2)^{-1/2}}$$

sustituyendo se obtiene

$$F_r = m(\ddot{\theta}(r_f^2 - r_i^2)^{1/2} + \frac{\dot{\theta}(2r_f - 2r_i)}{2(r_f^2 - r_i^2)^{-1/2}} - r\dot{\theta}^2) \quad (30)$$

En la fórmula 28 se considera que el disco gira a velocidad constante por lo tanto:

$$F_\theta = m[r\ddot{\theta} - 2(\dot{\theta}(r_f^2 - r_i^2)^{1/2})\dot{\theta}]$$

$$F_\theta = 2m\dot{\theta}^2(r_f^2 - r_i^2)^{1/2} \quad (31)$$

Con las ecuaciones 30 y 31 se puede determinar la magnitud y dirección de la fuerza en función del punto de partida.

3.3.1.5 Factor de corrección por los planos de debilidad

En los materiales fibrosos, los ángulos que componen su estructura se han tomado como α y β . El ángulo β es el ángulo entre los planos de estratificación y el frente del cladodio, el ángulo α es el formado por la dirección instantánea de rodadura del disco. Durante las revoluciones de la cabeza de corte α puede ser entre 0° y 90° , mientras β viene influenciado solamente por el material. Existe una relación de la constante $S_{k\beta}$ para el corte de roca con estos ángulos (fórmula 32), donde hay una mínima relación del ángulo α con la fuerza normal F_N , y una importante influencia del ángulo β , es decir la influencia de la orientación de los planos para la fuerza de penetración, así:

$$S_{k\beta} = fl\sqrt{50} \left[\text{sen}^2\beta + \left(\frac{1}{IA50}\right)^{0.5} \text{cos}^2\beta \right] \quad (32)$$

o su equivalente para algunos materiales, valor medio que depende de un solo factor:

$$S_{k\beta} = \frac{K_N}{mm^{1.5}} \quad (33)$$

Los valores para K_N solo se encontraron para cortadores de disco utilizados en minería. Con la fórmula 31, es posible calcular para el cladodio, estableciendo el módulo elástico en la orientación para el plano crítico.

$$K_N = E \cdot s \cdot p \cdot \sqrt[3]{\frac{V_m}{V_d}} \quad (34)$$

En la figura 3.5 se presentan las graficas que relacionan algunas características durante el corte,^[71] con lo que podemos observar su comportamiento y predecir de alguna forma el nuestro.

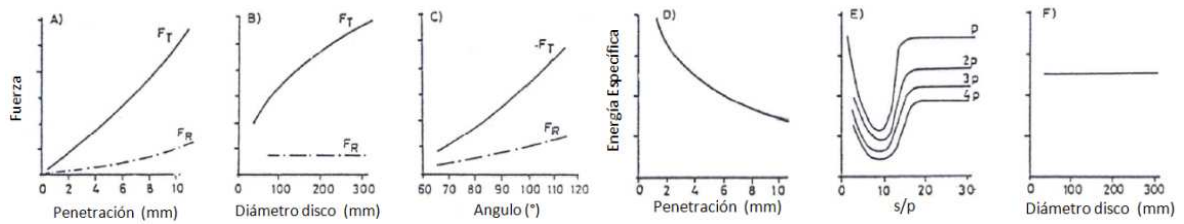


Figura 3.5. Ensayos de corte de roca.^[71]

3.3.2 Obtención de parámetros y cálculos

En esta sección se conocerán numéricamente las fuerzas requeridas para cumplir la función de corte y se mostrarán los efectos producidos.

Para obtener el diámetro del disco se toman en cuenta algunas consideraciones que se irán tratando en seguida:

3.3.2.1 Longitud del agujero central

El tamaño del agujero se debe al paso de la flecha, su dimensión depende de los esfuerzos a los que está sometida, los cuales se originan por los discos de corte además de los soportes y elementos de transmisión. Se puede decir que dicho dimensionamiento está basado en el pasamiento de ésta, quedando definido el radio del agujero como:

$$r_0 = r_f(\sigma) \quad (35)$$

La dimensión definitiva de la flecha puede ser obtenida hasta que se examine el conjunto, por lo tanto, se propone un sistema y se toma información de los trabajos,^[72, 73, 74, 75] con el fin de obtener un punto de partida. El módulo de elasticidad de la flecha del cual depende la deflexión es similar entre aceros de la serie 300's y 400's AISI. Por esa razón, se promueve el acero 304 ya que presenta el menor módulo, y es el más comercial. El sistema propuesto es una barra apoyada en dos puntos, una carga puntual centrada y una carga originada por los elementos de transmisión (en este caso, se pretende utilizar banda-polea). Los apoyos A y B son los rodamientos, P1 es la sumatoria de las fuerzas de empuje originadas por el paso de material igual a 50 N y la carga P2 refiere a la tensión del mecanismo transmisor de potencia con carga de 800 N; ambas cargas fueron situadas en el plano en la posición más desfavorable. La longitud entre apoyos proviene del ancho solicitado 400 mm y 50 mm de holgura, el diámetro seleccionado es de 1.25". Con esta información se desarrolla el cálculo de la flecha obteniendo los diagramas de la figura 3.6, en orden descendente se muestra el diagrama de cuerpo libre, diagrama de fuerzas cortantes, momentos flectores y deflexión. El segundo diagrama se obtuvo con la ecuación 36, en él se puede ver que la carga en el punto de apoyo B es mucho mayor.

$$\sum F = -A_y + B_y + P1 - P2 \quad (36)$$

La ecuación para graficar los momentos flectores es:

$$\sum M = -A_y(x - 35) + B_y(x - 515) + P1(x - 257.5) - P2(x - 560) \quad (37)$$

Observando su comportamiento se deduce que es estable, en el último gráfico (fig. 3.6) se aprecia el valor máximo de pandeo que sirve para encontrar el valor permisible de velocidad angular de la flecha, el valor es $\delta = 0.067$ mm con el cual se obtiene la velocidad crítica, usando las ecuaciones de vibración en un sistema sencillo^[76] se tiene:

$$N_c = \frac{188}{\sqrt{\delta}} = \frac{188}{\sqrt{0.002''}} = 70 \text{ s}^{-1} \quad (38)$$

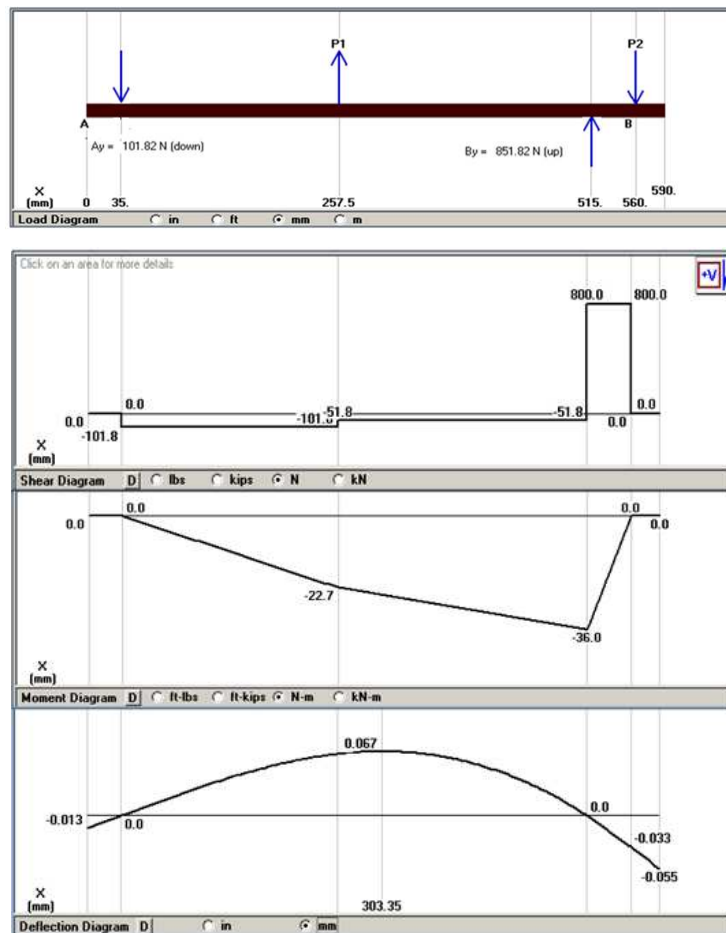


Figura 3.6. Diagrama cuerpo libre, fuerzas cortantes, momentos flectores y deflexión.

Las velocidades utilizadas en algunos proyectos similares^[72, 74, 76, 77, 78, 79] no sobrepasan los 23.4 s^{-1} , por lo tanto, se acepta temporalmente un diámetro de $1.25''$. El tamaño final se tratará más adelante cuando se hayan determinado las fuerzas para el corte.

3.3.2.2 Longitud efectiva de corte

Es la distancia que ocupa la materia prima durante su paso entre los discos. Para conocer su valor se realizó la medición en campo de varias especies cultivadas por el IIZD UASLP en los géneros: *O. xoconostle*, *O. ficus-indica*, *O. robusta*, *O. hyptiacantha*, *O. amyclaea*, *O.*

megacantha y *O. streptacantha*, siendo algunos de ellos de gran importancia^[4, 5]. Para este estudio se utilizaron cuarenta y ocho raquetas desde los cincuenta días de crecimiento hasta dos años y medio, su calibración se llevó a cabo directamente en campo y cortando algunos trozos entre el centro y ápice de la raqueta. Por tratarse de una medición de baja precisión el patrón utilizado fue un flexómetro y una regleta de cinco pulgadas. En la figura 3.7 se muestra las calibraciones así como los cortes seccionales.



Figura 3.7. Calibración del espesor sobre varias especies de cladodios.

Los datos obtenidos se clasificaron en cuatro medidas, las tres principales que definen un volumen y la longitud de las espinas, en todos los casos se tomó la distancia máxima. Como resultado se elaboró la tabla 3.1 donde se presentan los rangos entre los cuales estuvieron los valores sin importar el EC, en ella se pudo comparar que son menores a los registrados en otros proyectos,^[4, 43] también se obtuvo que el espesor del cladodio es variante dependiendo de la familia perteneciente, en este caso, el espesor máximo de una raqueta obtenido con el fin de este proyecto es de 30 mm en *O. ficus-indica*.

Tabla 3.1 Características geométricas de la cetácea opuntia spp.

Especie	Cladodio			Espinas	
	Muestras (pz)	Longitud (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)	Longitud (mm)
<i>O. robusta</i>	7	19-50	9-23	9-24	0-33
<i>O. ficus-indica</i>	10	27-63	14-31	15-30	0-24
<i>O. xocostle</i>	7	15-35	13-23	07-18	13-27
<i>O. hyptiacantha*</i>	5	24-39	14-22	15-23	14-22
<i>O. amyclaea</i>	8	28-45	14-20	10-24	19-27
<i>O. megacantha</i>	6	24-57	15-19	13-23	15-32
<i>O. streptacantha</i>	5	14-40	7-22	10-21	17-40

*Probablemente especie híbrida.

En ocasiones las espinas llegan a tener una distancia mayor al espesor de la planta. En la figura 3.8 se presentan muestras de tres especies, *O. ficus-indica*, *O. robusta*, y *O. streptacantha*, se puede ver que el valor máximo encontrado es de 40 mm en el género *O. streptacantha* (espacio entre líneas 10 mm).

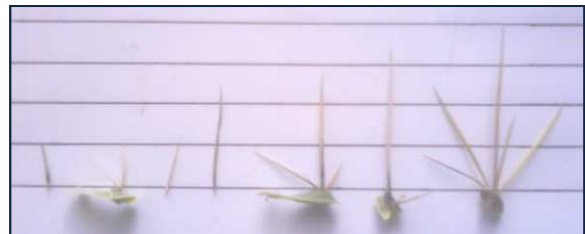


Figura 3.8. Calibración de las espinas.

Al sumar la distancia de la espina en ambos lados y considerando el espesor máximo se tiene una longitud efectiva de paso $h=110$ mm, con ello se establece que esta es la medida

máxima que entrará entre los discos. Se debe tomar en cuenta que esta longitud puede variar dependiendo del estadio de crecimiento que se pretenda cortar, si el cliente requiere solo el corte de nopalito sería conveniente reducir el tamaño.

En relación a la longitud total del disco, se recomienda tener una distancia que no esté relacionada con el paso del material, con el objetivo de que no se atasque y los esfuerzos no se involucren directamente en la cercanía de la flecha. En base a experiencia se recomienda acudir a tablas como la 3.2, donde dependiendo del diámetro se conoce la profundidad de corte. En nuestro caso no se encontró la tabla adecuada.

Tabla 3.2 Profundidad de penetración en discos de corte ^[86]

Diámetro		Profundidad de corte	
12"	(305mm)	4"	(102mm)
14"	(356mm)	5"	(127mm)
16"	(406mm)	6"	(152mm)
18"	(457mm)	7"	(178mm)

3.3.2.3 Longitud de paso

Cuando se corta un material con una cuchilla debe ser atravesado para que éste no quede unido. En este caso la cuchilla solo gira sobre un eje, con ello se establece un pasamiento denominado como Δh , en el que el cladodio no contiene espinas. Para conocer esta deformación se realizó una prueba con ocho especímenes en tres especies de cultivo silvestre de la región potosina, identificadas como *O. Robusta*, *O. streptacantha* y *O. ficus-indica* (alto contenido de fibra),^[2] a fin de conocer la deformación seccional al momento del paso de la cuchilla. Las pruebas consistieron en realizar el corte transversal y longitudinal con una navaja de un exacto común, primero atravesando en forma lateral y posteriormente en forma longitudinal. En los resultados se mostró que no existe ningún tipo de deformación visible en dirección alguna. La sección "A" de la figura 3.9 llega a tener hasta 5 mm de espesor y no muestra ninguna resistencia extra en comparación a su interior, sin embargo la dermis "B" que cubre la planta si se opone al corte, una vez generado, se requiere menor esfuerzo para seguir cortando. También se identificó que la base de las espinas "C", presentan una resistencia superior a la dermis, lo que en ocasiones genera que este no sea separado. En cuanto a las espinas, presentan una resistencia similar al corte de la dermis, a diferencia de ella, suelen ser duras pero frágiles y al romperse no queda una unión entre ellas.

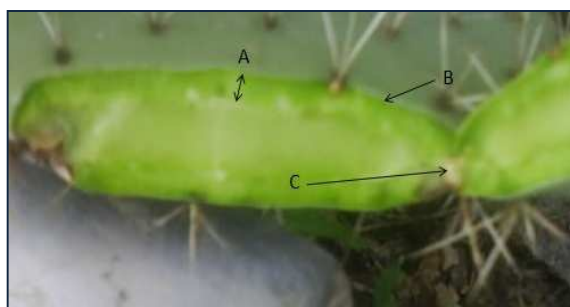


Figura 3.9. Corte seccional de un cladodio.

Para EC menores al tercero no se tuvo ningún problema, su espesor no sobrepasa los 16 mm y no se tiene problema en su separación ni en el corte de las espinas; esto se debe a que aún

son muy tiernos. En otro aspecto, se observó que al transcurrir aproximadamente dos a tres horas este pierde dureza y comienza a cambiar de color, volviéndose su estructura interna un poco más gomosa y translúcida. Por lo tanto, como objetivo principal del ensayo se obtuvo que no es necesario ninguna longitud extra debido a alguna deformación como en los casos de carnes o pan, que generan problemas durante su separación.^[60]

3.3.2.4 Longitud para afilado

El afilado se lleva a cabo por medio de un conjunto de piedras en forma de disco y posicionadas para obtener nuevamente el ángulo de corte. El diámetro extra es dependiente del desgaste originado por el uso y el afilado, el primero es originado por la velocidad de giro y el segundo por la cantidad de veces que se permita el afilado. En discos de corte de embutidos se recomienda un afilado que no sobrepase los 0.02 mm, en consecuencia a esto con un incremento de 10 mm se podrían tener hasta 500 afilados.

3.3.2.5 Ángulo de corte y espesor

El ángulo de corte es de gran importancia ya que es un factor que influye en la durabilidad del disco, un mal ángulo puede afectar el consumo de potencia. Algunos proyectos^[77, 78, 79] determinan el ángulo correcto a través de la experimentación física, ya que el desarrollo matemático con el que se puede contar es escaso. Probablemente se debe a que existe una amplia gama de materiales como rocas, aceros, maderas y alimentos

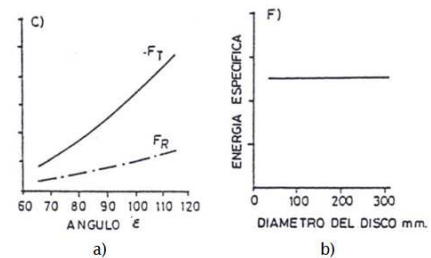


Figura 3.10. Ensayos de corte de roca.^[71]

que difieren en sus propiedades. En la figura 3.10 se presenta una relación gráfica que muestra el comportamiento ángulo–fuerza, también la influencia del diámetro del disco con la cantidad de energía aplicada.^[71] En esta última se puede observar que no depende del diámetro. El material cortado es roca blanda (carbón).

En la figura 3.10a se trabajaron ángulos mayores a 60° ya que el corte fue en un material ligeramente duro, los ángulos menores provocaron un pronto desgaste y fueron desestimados; también se puede observar el incremento de fuerza conforme aumenta el ángulo. Entre otros, Azmy^[77] realizó varias pruebas para el corte de tallos de trigo y hortaliza en las que determina el ángulo experimentalmente, obteniendo datos eficientes entre los 30° y 40°. Se consultaron datos de Dorelly^[78] acerca del tipo de cuchillas utilizadas para su proyecto “Requerimiento de potencia para producción de astillas” donde se emplearon cuchillas con un ángulo de 35°. En el proyecto de diseño de un cortador de plantas^[47] se obtuvieron dos rangos de corte de 15° a 30° y 30° a 40° para aquellos tallos más fibrosos. El ángulo ideal para afilado de cuchillas cortadoras de alimentos recomendada por aceros hispana es de 24°, también recomienda las cuchillas de acero inoxidable con el cual en mayor o menor medida se mezcla el carbono y otras aleaciones para adquirir ventajas para cada corte de alimento. Comercialmente, los discos para corte de alimentos vienen con ángulo de 20°. Para efecto de diseño (costo) se puede comprar los fabricados en esta dimensión. La

empresa Torrey en el corte de embutidos maneja discos de 300 mm con ángulos cercanos a 10° debido a la suavidad que estos presentan. El espesor de los discos comerciales varía entre los 0.5 mm a 1.5 mm, con ello se puede determinar la distancia radial requerida usando el teorema de Pitágoras. En razón a dichos ensayos y ángulos establecidos se aconseja utilizar un ángulo de 15°. Si se habla comercialmente se recomienda que este no sea mayor a los 30°. Para la determinación del ángulo correcto, se realizarán pruebas en un prototipo diseñado específicamente para cumplir esta tarea. También se variarán las revoluciones del disco ya que dan una aportación durante el corte.^[78]

3.3.2.6 Diámetro total

Los diámetros necesarios para el diseño fueron los siguientes: 16 mm del radio de la flecha, 110 mm de la planta con espinas, 10 mm para el afilado y 5 mm para el filo, por lo tanto obtenemos una longitud total de 141 mm para el paso en el cual 30 mm son efectivos de corte, por lo tanto se elige un radio de 150 mm.

3.3.2.7 Velocidad de giro

En algunos experimentos se recomiendan las velocidades para corte. Azmy^[77] realizó diversas pruebas para el corte de forrajes, en las cuales experimenta con los parámetros de corte para la eficiente construcción de su equipo, obteniendo velocidades que oscilaron entre 580 min⁻¹ a 961 min⁻¹. Dorelly^[78] obtuvo para la producción de astillas 500 min⁻¹ a 1200 min⁻¹. Savani et al,^[79] obtuvieron una eficiencia optima en el corte de tallos entre los 500 min⁻¹ a 600 min⁻¹. López et al,^[73] en su tesis para el diseño de una maquina picadora de nopal para forraje, utiliza 190 min⁻¹ sobre la flecha. Entre otros, la cortadora de pollo marca Torrey lleva anclado directamente el disco de corte en el motor, consumiendo una potencia de ½ HP capaz de cortar el hueso del pollo a 750 min⁻¹, las cortadoras de embutidos también trabajan en ciclos superiores a los 600 min⁻¹. Con esta información se puede concluir que para materiales más leñosos se utilizaron más ciclos que para materiales suaves, y que oscilan entre los 500 min⁻¹ y 900 min⁻¹, por lo que al realizar las pruebas de corte se tomarán como punto de partida, siendo determinada en los ensayos experimentales que se llevarán a cabo. Para la obtención de estas velocidades se establece que los motores comerciales trabajan a 1750 min⁻¹, por lo que se pretende realizar una reducción directa de 1:2 y/o 1:3.

3.3.2.8 Fuerzas

Para conocer las fuerzas que actúan en el sistema, es necesario calcular algunas constantes como el factor de intensidad crítica y el módulo elástico que lleva un procedimiento para su obtención, a continuación se presenta como se obtuvieron esos valores.

3.3.2.8.1 Obtención del módulo elástico de la planta

Para el estudio de sus propiedades es conveniente realizar un amplio estudio de las especies y establecer las características reológicas, para obtener datos confiables se requiere de un análisis profundo en esta área, en este caso se tomó la decisión de procesar información de varios experimentos. Conforme a la ley de Hooke, la curva de *tensión-deformación* entre estadios de crecimiento no se muestra de forma lineal, apareciendo la dificultad de emplear la expresión 39. Para el tipo de materiales no lineales pueden definirse magnitudes asimilables al módulo de Young, para ello se compararán datos obtenidos por diversos autores tal es el caso de la tesis de López^[2] quien realizó experimentos en la planta piloto de alimentos de la Facultad de Ciencias Químicas de la UASLP, ó Bustamante et al.^[75] entre otros.

$$E = \frac{d\sigma}{d\epsilon} \quad (39)$$

Es posible definir un módulo aparente como módulo secante partiendo del incremento de esfuerzo y el cambio correspondiente en la dirección de la fuerza, ecuación 40.

$$E = \lim_{\Delta\epsilon \rightarrow 0} \frac{\Delta\sigma}{\Delta\epsilon} = \frac{d\sigma}{d\epsilon} \quad (40)$$

Así: E ; módulo de elasticidad secante, $\Delta\sigma$; es la variación del esfuerzo aplicado, $\Delta\epsilon$; es la variación de la deformación unitaria, el valor para ϵ está dado por la ecuación:

$$\epsilon = \frac{l_o - l_f}{l_o} \quad (41)$$

Diversas pruebas como las descritas por Bustamante et al.^[75] muestran ensayos en tres posiciones: longitudinal, lateral y penetración, las cuales fueron descritas en el capítulo uno. Con relación a la ley de Hooke y los resultados obtenidos en los ensayos, se puede determinar un módulo que sea útil para nuestro análisis.

3.3.2.8.2 Ensayos en posición Longitudinal

Para la obtención del módulo en esta dirección se utilizaron datos del tercer y cuarto EC de cuatro especies comunes que son: *Nopalea cochenillifera*, *Opuntia robusta*, *Opuntia undulata* y *Opuntia ficus-indica*. La tabla 3.3 presenta los resultados: fuerza requerida, tamaño y la deformación para ambos EC. La fuerza fue aplicada a través de un punzón cuadrado de 20 mm de lado sujetando la base del cladodio.

Tabla 3.3 Pruebas de resistencia longitudinal.

Especie	EC3			EC4		
	Fuerza (N)	Tamaño (mm)	Deformación (mm)	Fuerza (N)	Tamaño (mm)	Deformación (mm)
Nopalea Cochenillifera	4.99	170.00	15.62	5.33	240.00	68.43
Opuntia robusta	4.34	233.00	14.67	4.60	268.00	63.19
Opuntia undulata	5.38	196.00	18.68	5.71	243.00	58.23
Opuntia ficus-indica	5.97	217.00	12.33	6.34	284.00	51.45

Puede observarse que el tamaño es distinto en cada especie, y que la deformación es independiente de su tamaño, la fuerza empleada entre los EC no es muy distante ya que está entre 4.99 N y 6.34 N. Con estos datos y conforme a las ecuaciones 40 y 41, se obtuvo: el esfuerzo, la deformación unitaria y el módulo elástico secante medio (tabla 3.5). El orden descendente es el mismo para cada especie con respecto a la tabla anterior.

Se puede ver que existe una variación entre las diferentes especies, *O. ficus-indica* registra el valor más alto probablemente por el tamaño que adquiere en diferencia a otras especies. Para analizar la información se graficaron cuatro EC y se pudo observar que la carga en la que cede cada uno no es uniforme, las deformaciones en cada prueba resultaron dispersas quedando sus valores ligeramente separados, lo que muestra realmente que no es un material de comportamiento lineal.

3.3.2.8.3 Ensayos en posición lateral

En este ensayo se llevó a cabo el mismo procedimiento sobre los estadios de crecimiento tres y cuatro para las mismas especies, ahora la posición de la planta es en forma lateral, los valores obtenidos se presentan en la tabla 3.4.

Tabla 3.4 Pruebas de resistencia lateral.

Especie	EC3			EC4		
	Fuerza (N)	Tamaño (mm)	Deformación (mm)	Fuerza (N)	Tamaño (mm)	Deformación (mm)
Nopalea Cohenillifera	7.32	84.00	18	7.80	132.00	45.00
Opuntia robusta	6.55	110.00	8.43	6.92	154.00	28.56
Opuntia undulata	7.83	98.00	9.34	8.33	125.00	37.00
Opuntia ficus-indica	8.12	110.00	12.33	8.31	142.00	25.76

Los comportamientos indican un incremento de fuerza con forme avanza su EC, pero se puede decir que no obedecen un patrón común, por lo que no se podría predecir estadísticamente para otros EC. Los resultados se muestran en la tabla 3.6.

Tabla 3.5 Obtención del módulo elástico en EC3-EC4.

Diferencia de esfuerzo (N/m ²)	Deformación unitaria (m/m)	Módulo elástico (KPa)
850	0.19324	4.40
650	0.17282	3.76
825	0.14432	5.72
925	0.12435	7.44

Tabla 3.6 Obtención del módulo elástico en EC3-EC4.

Diferencia de esfuerzo (N/m ²)	Deformación unitaria (m/m)	Módulo elástico (KPa)
560.00	0.14404	3.89
432.00	0.10882	3.97
320.00	0.12541	2.77
0322.00	0.06932	4.62

3.3.2.8.4 Ensayos de penetración

Conforme a las ecuaciones 40 y 41 se manejaron los datos de resistencia a la penetración, en la primera columna de la tabla 3.7 se puede apreciar el esfuerzo por unidad de área, en la segunda la deformación unitaria y por último el módulo elástico. La fuerza aplicada también fue por medio de un punzón cuadrado de 20 mm de lado.

El módulo secante de esta prueba es mayor debido a que el punzón penetra directamente sobre la piel de la planta, además la carga no origina flexión en ella, esto lleva a que la prueba sea más confiable y acorde al procedimiento. El valor máximo obtenido es de 98.2 kPa (tabla 3.7), el cual se utilizará para efecto de corte.

Tabla. 3.7 Valores de esfuerzo, deformación y módulo elástico.

EC	Esfuerzo (KN/m ²)	Deformación. Unitaria (mm/mm)	Módulo elástico (KPa)
Nopalea cochenillifera			
EC2	5.3	0.18824	28.156
EC3	6.01	0.18088	33.226
EC4	10.7	0.17816	60.058
Opuntia robusta			
EC2	9.69	0.18478	52.441
EC3	8.23	0.18536	44.421
EC4	18.3	0.18636	98.197
Opuntia undulata			
EC2	5.89	0.1796	32.795
EC3	9.54	0.1682	56.718
EC4	16.84	0.18594	90.567
Opuntia ficus-indica			
EC2	2.21	0.175	12.629
EC3	4.22	0.18972	22.243
EC4	10.58	0.19024	55.614

3.3.2.8.5 Área de acción de fuerzas

Para obtener el área que se encuentra en contacto entre el disco y el cladodio se utilizan las fórmulas 8 y 9:

$$\omega t = \arcsen\left(1 - \frac{h + \Delta h}{r}\right) = \arcsen\left(1 - \frac{50 + 10}{150}\right); \quad \omega t = 0.643 \text{ rad}$$

para el ángulo gamma:

$$\gamma = \cos^{-1}\left(\frac{r - \Delta h}{r}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{150 - 10}{150}\right); \quad \gamma = 0.367 \text{ rad}$$

el valor de ξ se obtiene con la relación:

$$\xi_r = (\pi/2 - 0.64) = 0.927 \text{ rad}$$

Así podemos calcular el valor del área de la sección de contacto efectivo. Es variable según el espesor de la planta y en ocasiones también depende de la longitud de las espinas, por lo tanto se calcula para el área que puede ser más crítica (fórmula 11).

$$A = r^2 \left[(\xi - \gamma) + \frac{\text{sen } 2\gamma - \text{sen } 2\xi}{2} \right]$$

$$A = 150^2 \left[(0.927 - 0.366) + \frac{\text{sen}(0.733) - \text{sen}(1.85)}{2} \right]$$

$$A = 9357 \text{ mm}^2$$

En torno a la aplicación del principio de la curva cicloide se toman las ecuaciones de posición 1 y 2 calculando su desplazamiento con un radio $r=150 \text{ mm}$.

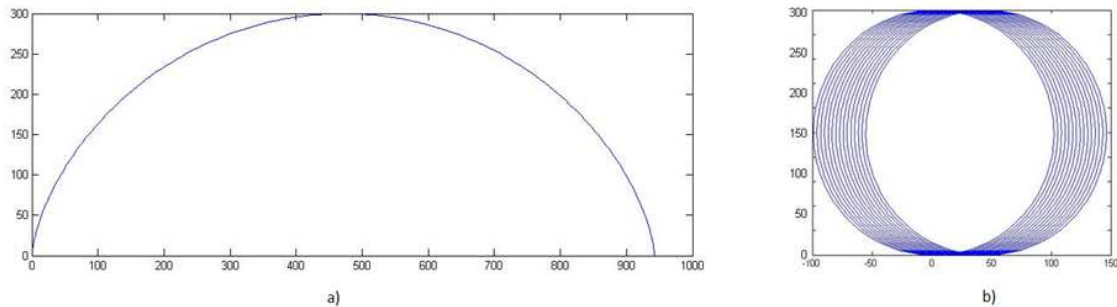


Figura 3.11. a) Curva cicloide, b) Curva cicloide aplicada a nuestro sistema.

En la figura 3.11a, se muestra la geometría de curva cicloide considerando el desplazamiento (β) igual al ángulo de giro, en la figura 3.11b se muestra la geometría que se describe al aplicar las mismas ecuaciones con un desplazamiento lineal igual al desplazamiento del claddio ($\beta=40 \text{ mm/s}$) y el desplazamiento angular igual al del disco ($\beta=14.58 \text{ s}^{-1}$), se puede observar que existen 14.58 ciclos por segundo en un desplazamiento horizontal de 40 mm/s .

Calculando la longitud recorrida por medio de la ecuación 4, en 14.58 ciclos de la curva cicloide se tiene

$$L = 8 \cdot r(14.58) = 8 \cdot 100 \cdot 14.58 = 11\,664 \text{ mm}$$

Para obtener el área bajo la curva empleamos la ecuación 6 en la cual el punto a se encuentra situado en la periferia de la curva:

$$A = \int_0^{2\pi} (r - a \cos \beta)^2$$

Resolviendo la integral entre los límites a y b se tiene:

$$A = -\frac{3}{2}a \cdot r^2 + 2r^2 \sin a - \frac{1}{2}r^2 \cos a \cdot \sin a + \frac{3}{2}b \cdot r^2 - 2r^2 \sin b + \frac{1}{2}r^2 \cos b \cdot \sin b$$

estableciendo esos límites entre 0 y $\text{Pi}/2$:

$$A = \frac{3}{4}r^2\pi - 2r^2$$

se obtiene un área bajo la curva de $A_1=3562 \text{ mm}^2$

Conociendo que el área debajo de la curva es tres veces el área del círculo, esta no correspondió a un cuarto de ella (figura 3.12), se realizaron cálculos con diferentes límites y se pudo concluir que la distancia que recorre el punto de 0 a $\pi/2$ es diferente a la que se recorre de $\pi/2$ a π , por lo tanto el área que se proyecta bajo esta curva no es proporcional a el desplazamiento angular del disco, lo que nos lleva a no determinar el área a través de este método y no aplicar este tipo de curva a nuestro sistema.

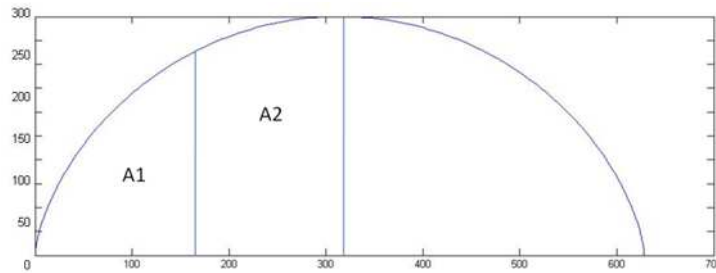


Figura 3.12. Área de la curva cicloide.

3.3.2.8.6 Factor de intensidad crítica

El factor de intensidad crítica para materiales está calculado en alguna tablas, en este caso no ha sido evaluada para este material por lo que se utiliza la ecuación 34 que involucra la velocidad de entrada del material $V_m=0.04$ m/s y la velocidad tangencial de la cuchilla $V_D=13.74$ m/s (reducción de velocidad del motor 1:2), también se selecciona el módulo elástico obtenido en la prueba de penetración, así como un espesor máximo de 50 mm, por lo tanto al sustituir en dicha ecuación se tiene:

$$K_N = 0.098(0.5)(50) \cdot \sqrt[3]{\frac{0.04}{13.74}} \quad ; \quad K_N = 0.35$$

En la figura 3.13 se presenta su variación de con respecto a la velocidad:

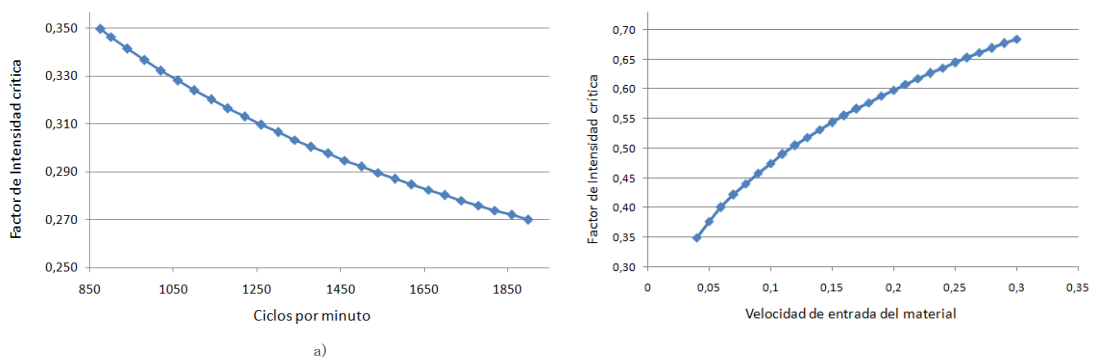


Figura 3.13. a) Distintas velocidades del giro del disco, b) Distinta velocidad de entrada.

En a) se incrementa la velocidad de giro del disco (217 %), observando que el rango de variación para K_N es de 0.08. En b) se ha mantenido la velocidad del disco incrementado la velocidad de entrada, en este caso se puede ver que en un incremento del 217 % se obtiene

un rango de $K_N=0.11$. Con ellas se logró determinar que es más crítico elevar la velocidad de entrada de material.

3.3.2.8.7 Fuerza de penetración

La fuerza necesaria en el instante del choque se define con la ecuación 19, sabiendo que la ecuación 33 es:

$$S_k = \frac{0.35}{mm^{3/2}}$$

se puede calcular:

$$F_N = K_N \cdot \tan \frac{\epsilon}{2} \cdot \sqrt{(d \cdot s \cdot p)}$$

$$F_N = 0.34 \cdot \tan \frac{\pi/12}{2} \cdot \sqrt{(300 \cdot 0.5 \cdot 50)}$$

$$F_N = 0.34 \cdot 0.1316 \cdot 86.6$$

$$F_N = 3.93 \text{ N}$$

aplicada en los catorce discos se obtiene:

$$F_{N_{14}} = 55 \text{ N}$$

por la geometría del cladodio se sabe que no es posible que todos los discos corten al mismo tiempo, se considera que ocho de ellos podrían hacer contacto instantáneamente (condición predeterminada de trabajo), por lo que la fuerza se calcula sobre esos ocho:

$$F_N = 3.93 (8)$$

$$F_{N_8} = 31.4 \text{ N}$$

3.3.2.8.8 Fuerza de corte

La fuerza de corte está definida por la ecuación 22 y representa la fuerza que se requiere para seguir cortando la planta. Para obtener la potencia del motor se emplea la fuerza de penetración como fuerza máxima y no la de corte.

$$F_c = \frac{2K_N \cdot s \cdot d \cdot \tan \frac{\epsilon}{2}}{\sqrt{50}}$$

$$F_c = \frac{(2)(0.34)(0.5)(300)(0.1316)}{\sqrt{50}}$$

$$F_c = 1.95 \text{ N}$$

$$F_{c_{14}} = 27.3 \text{ N}$$

3.3.2.8.9 Fuerza de rodadura

Depende de la fuerza de penetración aplicada, el diámetro de la cuchilla y el espesor de la planta en forma proporcional ($h = p = 50$ mm), así:

$$F_R = \frac{4}{5} \sqrt{\frac{p}{d}} F_N$$

$$F_R = \frac{4}{5} \sqrt{\frac{50}{300}} \quad (3.87)$$

$$F_R = 1.29 \text{ N}$$

$$F_{R_{14}} = 18 \text{ N}$$

también F_c se aplica en el caso para ocho discos:

$$F_{R_8} = 10.3 \text{ N}$$

Por lo tanto la magnitud de la fuerza de corte se lleva a cabo en catorce y ocho discos.

$$|F| = \sqrt{F_N^2 + F_R^2}$$

$$|F_{14}| = \sqrt{(55)^2 + (17.64)^2}$$

$$|F_{14}| = 57.7 \text{ N}$$

$$|F_8| = \sqrt{(31.4)^2 + (10)^2}$$

$$|F_8| = 33 \text{ N}$$

3.3.2.8.10 Fuerza de empuje

Para la obtención de su valor se aplica la fórmula 23 que está en función del espesor y la fuerza de rodadura ya obtenida, el valor del diámetro es constante:

Caso para espesor máximo 50 mm

$$F_T = F_r \cdot \sqrt{\frac{d-p}{p}}$$

$$F_T = 1.26 \cdot \sqrt{\frac{150-50}{50}}$$

$$F_T = 0.9 \text{ N}$$

$$F_{T_8} = 7.1 \text{ N}$$

$$F_{T_{14}} = 12.47 \text{ N}$$

Caso para espesor mínimo 10 mm

$$F_T = F_r \cdot \sqrt{\frac{d-p}{p}}$$

$$F_T = 0.07 \cdot \sqrt{\frac{150-10}{50}}$$

$$F_T = 0.069 \text{ N}$$

$$F_{T_8} = 0.56 \text{ N}$$

$$F_{T_{14}} = 0.98 \text{ N}$$

Para el caso de mínimo espesor se recalcularon los valores para K_n , F_c y F_r .

3.3.2.8.11 Fuerzas de fricción

Para obtener la fricción fluida se hace referencia a la figura 1.4 (viscosidad del mucílago), donde se establece el pH del cladodio, posterior al estudio de sus propiedades se obtuvo el valor de 0.15 Pa·s correspondiente a un pH de cuatro punto cinco. En la fórmula 12 la velocidad del disco es mucho mayor a la velocidad lineal de la planta, por lo que se considera como absoluta y constante:

$$\omega = 91.6 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

con el valor del área de contacto se obtiene:

$$F_v = Z \cdot N \cdot A$$

$$F_v = 0.15 \cdot 91.6 \cdot 0.009357$$

$$F_v = 0.13 \text{ N}$$

Fuerza que actúa en ambas superficies que han sido cortadas:

$$F_v = 0.26 \text{ N}$$

La fuerza de compresión P en la fricción sólida es generada por el cladodio al entrar en los discos, generando un desplazamiento igual al su espesor. El módulo aplicado en la fórmula es el máximo que se podía obtener entre las posiciones longitudinal y lateral, el cual se registró en la posición longitudinal (tabla 3.4) por lo tanto:

$$P = \frac{A \cdot E \cdot \rho}{L}$$

$$P = \frac{(9357)(0.0075)(1)}{25}$$

$$P = 2.81 \text{ N}$$

conforme a los ensayos realizados, se obtuvo un coeficiente de fricción dinámico sin epidermis sobre mucilago igual a 0.12, así:

$$F = \mu \cdot N$$

$$F = 0.12 \cdot 2.81$$

$$F = 0.33 \text{ N} \quad F_2 = 0.66 \text{ N}$$

Con ello se deduce que la fuerza de empuje generada por los discos es menor que la fuerza de fricción que requiere vencer el disco, por lo tanto no se requiere potencia extra debido a las pérdidas por fricción durante el paso del material. Se concluye que, con respecto al peso del cladodio sin espinas, no existe efecto de empuje o arrastre tangencial entre los discos,

por lo tanto se requiere en su totalidad la fuerza de empuje F_T , lo cual significa que debe ser proporcionada de manera externa.

3.3.2.9 Potencia

El torque requerido para el corte se puede calcular con la magnitud de la fuerza total, de este modo:

$$T = F \cdot r$$

$$T = F_{14} \cdot r$$

$$T = 57.9 \cdot 0.15$$

$$T = 8.68 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = F_8 \cdot r$$

$$T = 33 \cdot 0.15$$

$$T = 4.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

entonces la potencia requerida por las cuchillas de corte es:

$$P = T \cdot \omega$$

$$P_{ot} = T_{14} \cdot \omega$$

$$P_{ot} = 8.68 \cdot 91.62$$

$$P_{ot} = 795.2 \text{ Watts}$$

$$P_{ot} = 1.06 \text{ HP}$$

$$P_{ot} = T_8 \cdot \omega$$

$$P_{ot} = 4.95 \cdot 91.62$$

$$P_{ot} = 453.5 \text{ Watts}$$

$$P_{ot} = 0.6 \text{ HP}$$

Ahora es necesario conocer la potencia que se requiere debido a la inercia del conjunto, primero se establecerá la necesaria en un disco y entonces, se multiplicará por los catorce, posteriormente se calcula para la flecha y espaciadores. El momento de inercia para un disco es:

$$I_d = \frac{1}{2} M r^2$$

donde la masa de un disco de *Nylamid* M depende de su densidad y el volumen, $\rho = 1140 \text{ kg/m}^3$, así el volumen es:

$$V = t \cdot \pi \cdot r^2$$

$$V = \pi \cdot 0.001 \cdot (0.150^2 - 0.015875^2)$$

$$V = 69.9 \mu\text{m}^3$$

por lo tanto:

$$M = \rho \cdot V$$

$$M = 1140 \cdot 69.9 \times 10^{-6}$$

$$M = 0.08 \text{ kg}$$

el momento de inercia es:

$$I_d = \frac{1}{2} 0.08 \cdot 0.15^2$$

$$I_d = 0.9 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad I_{d_{14}} = 12.6 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

El momento inercia para la flecha de acero 304 de 1.25" de diámetro y una longitud de 0.59 m se obtiene con la ecuación:

$$I_f = Mr^2$$

Se obtiene un volumen de $467 \mu\text{m}^3$ y una masa de 3.6 Kg, así el momento de inercia es:

$$I_f = 3.6 \cdot (0.015875)^2$$

$$I_f = 0.9 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Para los espaciadores se tiene que su dimensión es 1" de longitud, 1.75" diámetro exterior y 1.25" de diámetro interno, por lo tanto, en el sistema métrico se tiene un volumen de $18 \mu\text{m}^3$ y 0.02 Kg de masa, su momento de inercia es entonces:

$$I_e = \frac{1}{2} M (r_e^2 - r_i^2)$$

$$I_e = \frac{1}{2} \cdot 0.02 [(0.022)^2 - (0.0015875)^2]$$

$$I_e = 4.8 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad I_{e_{15}} = 72 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Por lo tanto el total de momentos se presenta por la sumatoria de ellos:

$$I_{tot} = I_{d_{14}} + I_f + I_{e_{15}}$$

$$I_{tot} = (12.6 + 0.9 + 0.072) \times 10^{-3} = 13.5 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La ecuación para obtener la potencia se presenta en función de la celeridad angular durante un intervalo de tiempo hasta obtener la velocidad establecida, el intervalo de tiempo tomado es 3 s. El valor de n refiere a los ciclos por segundo, así:

$$\alpha = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t}$$

$$\alpha = \frac{\pi \cdot \left(\frac{875}{60}\right)}{30 \cdot 3}$$

$$\alpha = 0.51 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

La ecuación para obtener la potencia es:

$$P_{ot} = I_{tot} \cdot \alpha \cdot \omega$$

$$P_{ot} = 13.5 \times 10^{-3} \cdot 0.51 \cdot 91.6$$

$$P_{ot} = 0.63 \text{ Watts}$$

Si se utiliza acero para todos los componentes, la potencia se vería con un incremento significativo $P_{ot} \approx 250 \text{ Watts}$. Si se utiliza un material plástico se obtiene una reducción importante, aplicándolo se requiere una potencia total de:

$$P_{ot} = 795.2 + 0.63$$

$$P_{ot} = 795.83 \text{ Watts}$$

Con respecto a la cantidad de discos en contacto con la planta y considerando que el espesor promedio del cladodio es de 25 mm, se decide aplicar un motor de **1 HP**. Si se considera que el cladodio va sobrepuesto uno entre otro se tendría que recurrir a la siguiente potencia que es 1.5 HP.

3.3.3 Diseño del conjunto

Una vez conocidas las fuerzas actuantes en el sistema, se diseñan los componentes que le darán funcionalidad. Para generar el ensamble se presentaron diversos diseños en los que propusieron varias opciones para ensamble, la más adecuada se presenta con los siguientes componentes en la figura 3.14, que consta de catorce discos separados por espaciadores, divididos en tres grupos sujetados por abrazaderas, todos ellos montados sobre una flecha con un tope y cuña, la flecha está montada sobre rodamientos con soporte. El montaje de este conjunto sobre la estructura es por medio de tornillos y contiene además el sistema de transmisión de banda y poleas.



Figura 3.14. Conjunto S3.

3.3.3.1 Sistema de transmisión por banda en V

La selección del sistema de transmisión por banda se elige por tener características comerciales y ser de fácil instalación, además es adecuado para el tipo de trabajo. Es necesario emplear una serie de ecuaciones y factores constantes para su selección, como el objetivo del trabajo es el diseño de la máquina se omitirá escribir las operaciones realizadas

haciendo referencia a las bibliografías utilizadas.^[80 a 85] Los factores constantes se pueden consultar en las tablas del fabricante de bandas^[84] ó a través de internet. Las consideraciones tomadas y los resultados se presentan en seguida.

Factor de servicio fs.– Considera los incrementos de carga que son producto de las perturbaciones que provoca la máquina; teniendo en cuenta la intensidad del trabajo a que es sometida en función de las horas diarias de trabajo ^[80] se considera como carga normal en un tiempo estimado menor a ocho horas (tiempo determinado con respecto a la capacidad del equipo, sección 2.6), por lo tanto el factor de servicio es 1.1 (tabla 3.8).

Tabla 3.8. Factor de servicio.

Máquina movida	Máquina motriz					
	Motor eléctrico sincrónico, motor de combustión interna, turbinas.			Motor eléctrico de alto par, motor de combustión interna, moto cilindro		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
Carga ligera	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Carga normal	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Carga pesada	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Carga muy pesada	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Sección de la banda.– En la figura 3.15 se puede establecer la sección de la banda, en ella se relaciona la potencia y la velocidad de giro. La velocidad seleccionada es de 875 min^{-1} con una potencia de 745 W por lo tanto seleccionamos el tipo A.

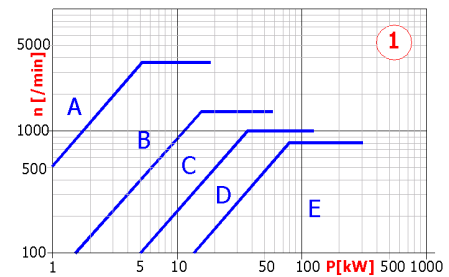


Figura 3.15. Selección del tipo de banda.

Diámetros de las poleas.– Los diámetros no deben ser inferiores a los mínimos recomendados en la práctica con el fin de no doblar excesivamente las correas, la tabla 3.9 presenta los valores para cada tipo de sección de banda. Se decide tomar un diámetro para la polea motriz $D_{\text{mot}}=3.5''$, y conforme a la relación de transmisión 1:2 se selecciona un diámetro para la polea conducida, $D_{\text{cond}}=7''$ (ISO 4183).

Tabla 3.9. Valores recomendados de diámetros primitivos mínimos para poleas.

Perfil	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC	3V	5V	8V
Diam. min (mm)	76	137	229	330	71	100	160	250	71	160	315

Cálculos y parámetros.– En la figura 3.16 se presenta un esquema del sistema de transmisión donde se involucra los ángulos de contacto (β_1 y β_2) en cada polea (1 y 2) así como la distancia entre centros (C). A la derecha en la figura se muestra en un plano cartesiano las dimensiones de los diámetros y la distancia entre centros recomendada.

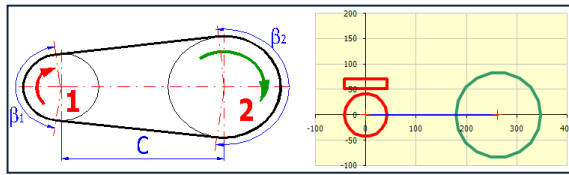


Figura 3.16. Sistema de transmisión por banda.

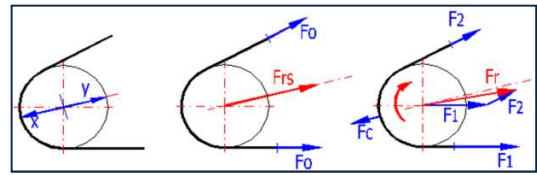


Figura 3.17. Simbología utilizada en el sistema de transmisión.

En la figura 3.17 se muestran los diagramas de cuerpo libre para: a) distancias de ajuste, b) fuerza estática en la flecha y de pretensado de la banda (F_o), c) fuerzas originadas durante el trabajo.

Los resultados de los cálculos se presentan en la tabla 3.12, en ella se presentan tres secciones: 1.- Cargas principales y parámetros de operación, 2.- Geometría y número de poleas, 3.- Fuerzas, coeficientes y velocidad.

Las dimensiones de las poleas se encuentran representadas por la figura 3.18 donde se requiere que tengan los valores de la tabla 3.10, no obstante se deben emplear medidas normalizadas para obtener la relación de velocidad lo más aproximadamente posible.

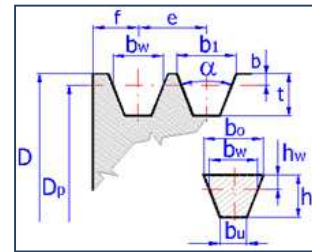


Figura 3.18. Simbología utilizada en poleas.

Tabla 3.10. Dimensiones de polea y banda.

bw	bo	bu	h	hw	bl	f	e	b	t	W	D		Dp		α (°)	
											1	2	1	2	1	2
11	13	7.5	8	3.3	12.7	10	15	2.8	14	20	90.6	174	85	168	34	36

Las referencias de los elementos seleccionados se encuentran concentradas en la tabla 3.11.

Tabla 3.11. Componentes seleccionados para el ensamble del conjunto S3.

Nº de Componente	Cant.	UDM	Descripción	Fabricante	Referencia
1	1	pz	Polea de 3-1/2" Diam. Ext. Dado Sencillo de 7/8" Barreno 3L 4L(A), Hecha de Aluminio, Construcción Sólida	Browning	CA0350X087KW
2	1	pz	Polea de 7" Diam. Ext. Dado Sencillo de 1" Barreno 3L 4L(A), Hecha de Aluminio, Construcción de Rayos.	Browning	CA0700X087KW
3	1	pz	Banda A27 de 1/2" x 5/16" Outside length: 29", Weigth: 0,174 grs.	BANDO	A27
4	1	pz	Motor marca Siemens tipo:1IRF3 056-4YC41. Catálogo: 3000266	Siemens	1IRF3 056-4YC41

Tabla 3.12 Valores obtenidos para transmisión de potencia por banda.

Nº	Cálculo	Polea motriz	Polea conducida	Unidad
Cargas principales y parámetros de operación				
1,1	Potencia transmitida		0,745	kW
1,2	Relación de transmisión		1:2	-
1,3	Carga diaria de transmisión		Menor a 8 hrs.	-
1,4	Tipo de carga		Choque moderado	-
1,5	Velocidad de las poleas	1750	875	m-l
1,6	Torque	4,07	7,78	N m
1,7	Coefficiente de deslizamiento	1,02	1,02	-
1,8	Eficiencia de la transmisión	96,8	96,8	%
Geometría y número de poleas				
2,1	Sección de la banda		A (ISO)	-
2,2	Peso		1,4	kg
2,3	Distancia entre ejes, calculado		262,64	mm
	Valor óptimo		253	mm
	Min-Max		152-507	mm
2,4	Longitud de la banda, calculado		923	mm
	Mínimo		713	mm
	Seleccionado			mm
2,5	Distancia de ajuste X		4,71	mm
2,6	Distancia de ajuste Y		16,15	mm
2,7	Número de bandas calculado		0,97	pz
2,8	Seleccionado		1	pz
2,9	Paso de las poleas	88,9	177,8	mm
2,10	Ángulo de contacto	162	198	°
Fuerzas, coeficientes y velocidad				
3,1	Coefficiente del ángulo de deslizamiento	0,96	1,04	-
3,2	Coefficiente de carga operacional		1,2	-
3,3	Coefficiente de longitud de la banda		0,88	-
3,4	Coefficiente de seguridad		1,2	-
3,5	Velocidad de la banda		7,79	m/s
	Máxima		30	m/s
3,6	Frecuencia de flexión de la banda		17	s-l
3,7	Pretensado de la banda (Fo)		87,98	N m
3,8	Fuerza de tensión (Fu)		95,65	N m
3,9	Fuerza centrífuga (Fc)		6,37	N m
3,10	Fuerza en el tiro de la banda (F1)		135,8	N m
3,11	Fuerza en el retorno de la banda (F2)		40,2	N m
3,12	Fuerza radial (Fr)		174,4	N m
3,13	Fuerza estática en la flecha (Frs)		173,8	N m

3.3.3.2 Transmisión

Los valores obtenidos en la sección anterior se establecen como válidos para el diseño de los siguientes componentes, por lo tanto se permite el uso de una relación de velocidad 1:2 con poleas modelo CA350 y CA700, una banda A27 y un motor de 745 W.

3.3.3.3 Tamaño del disco

Con respecto a las pruebas realizadas se decide tomar el diámetro de **150 mm** debido a que no presenta problema durante el paso del material. Las dimensiones generales del disco se presentan en el plano: LN-S3-001-CO.003. Si no se cuenta con placa de nylamid el material por utilizar también puede ser lámina de acero inoxidable calibre 18.

3.3.3.4 Diseño de la flecha

La tabla 3.13 presenta las fuerzas que se generan durante el corte:

Tabla 3.13 Fuerzas generadas en el corte.

Fuerza	Unitaria (N)	Ocho discos (N)	Catorce discos (N)
Corte (F_c)	1.95	15.60	27.30
Empuje (F_r)	1.05	8.40	14.70
Rodadura (F_r)	1.29	10.32	18.06
Penetración (F_N)	3.93	31.44	55.02
Fricción fluida (F_v)	0.26	N/A	N/A
Fricción sólida (F)	0.66	N/A	N/A

En la figura 3.19 se presenta un esquema del conjunto uno donde se muestran las fuerzas que actúan durante el corte. Para generar sencillez en el sistema se realizaron ciertas consideraciones; se conjuntaron las fuerzas de corte en cuatro grupos de tres y uno de dos, también se hicieron grupos para las fuerzas de empuje, dos de cuatro discos y uno de seis (los de la parte central), para la fuerza de penetración (F_N , que generan los momentos torsionales T_{1-5}) se tomó la misma consideración que en las fuerzas de corte.

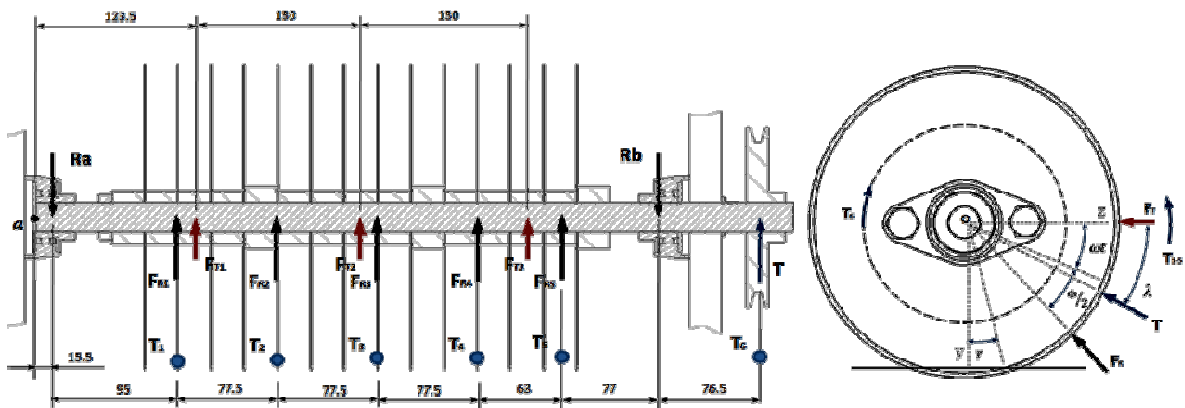


Figura 3.19. Diagrama de cuerpo libre del sistema S3 conjunto uno.

Una vez conocidas las fuerzas y su localización se propone la geometría; después de realizar varios diseños se logró emplear una flecha sin escalones. La distribución de los esfuerzos en la flecha se ve afectado por las perforaciones que se le realicen y para transmitir los esfuerzos torsionales es necesario aplicar una cuña, la cual se dimensiona enseguida para conocer la geometría del alojamiento.

Se recurrió a la bibliografía escrita por Fernández^[85] en la cual presentan las siguientes ecuaciones:

$$L = x \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{100}} ; s = y \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{100}}$$

Donde L es su longitud y s es el espesor, M_t es el momento de torsión y los valores de x e y están dados en la tabla 12.1 en el cual el valor para cada uno, considerando un montaje de presión medio es: $x=1.3$ y $y=1.25$. Resolviendo para un disco con fuerza tangencial $F_c=3.93$ N que genera un momento torsional $M_t=527.11$ N·mm, se obtiene:

$$L = 1.3 \cdot \sqrt[3]{\frac{527.11}{100}} = 2.26 \text{ mm} \quad y \quad s = 1.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{527.11}{100}} = 2.17 \text{ mm}$$

Se puede ver que las dimensiones son pequeñas para manufacturar, por lo tanto se toma una dimensión comercial según la norma DIN6885.

Para un diámetro de flecha de 17 mm a 22 mm (considerando un nuevo cálculo), corresponden las siguientes dimensiones basadas en la figura 3.20: $l_1=6$ mm, $h_1=6$ mm, $h_2=3.5$ mm \pm 0.2, $h_3=2.8$ mm \pm 0.2 (plano LN-S3-001-TP.007). Se aplica sobre una longitud de 380 mm que es donde se encuentran los discos.

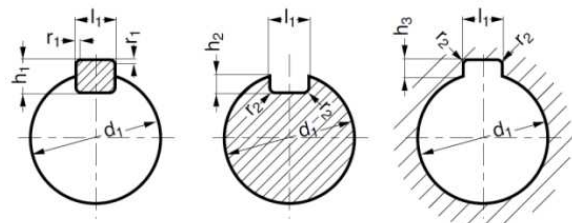


Figura 3.20. Dimensiones de la chaveta según la norma DIN 6885.

Continuando con el diseño de la flecha, es necesario proyectar las fuerzas sobre los ejes conocidos, de este modo las fuerzas $F_{R(1-5)}$ serán separadas en sus componentes vertical y horizontal. Los ángulos $\omega_t=36.87^\circ$ y $\phi=32.13^\circ$ proporcionan el ángulo de inclinación, así:

$$F_{R_z(1-4)} = 3(1.29) \cdot \cos(53) = 2.34 \text{ N}$$

$$F_{R_y(1-4)} = 3(1.29) \cdot \sin(53) = 3.1 \text{ N}$$

para los dos últimos discos

$$F_{R_z5} = 2(1.29) \cdot \cos(53) = 1.55 \text{ N}$$

$$F_{R_y5} = 2(1.29) \cdot \sin(53) = 2.06 \text{ N}$$

La fuerza de tensión de la banda también es proyectada según la ubicación del motor:

$$T_z = 174 \cdot \cos(40) = 133 \text{ N}$$

$$T_y = 174 \cdot \sin(40) = 112 \text{ N}$$

La fuerza de empuje F_T se encuentra sobre el eje Z, por lo tanto por cada grupo se tiene:

$$F_{T1,3} = 4(1.05) = 4.2 \text{ N} \qquad F_{T2} = 6(1.05) = 6.3 \text{ N}$$

Los momentos torsionales generados por la fuerza de penetración son:

$$T_{1-4} = 3[(3.9)0.15] = 1.76 \text{ N} \qquad T_5 = 2[(3.9)0.15] = 1.18 \text{ N}$$

El momento generado por el sistema de transmisión (tabla 3.8) es:

$$T_6 = 8.24 \text{ N}$$

Una vez obtenidas las fuerzas en su dirección correspondiente, se calculan las propiedades de la sección:

$$c = \frac{\phi}{2} \qquad I = \frac{\pi \cdot \phi^4}{64} \qquad J = \frac{\pi \cdot \phi^4}{32}$$

por lo que al calcular sus valores se obtiene:

$$c = \frac{19.05}{2} = 9.525 \text{ mm} \qquad I = \frac{\pi \cdot (19.05)^4}{64} = 6\,464.7 \text{ mm}^4 \qquad J = \frac{\pi \cdot (19.05)^4}{32} = 12\,929.4 \text{ mm}^4$$

la tabla 3.14 presenta las propiedades de la sección:

Tabla 3.14 Propiedades de la sección de la flecha de 3/4" de diámetro.

Propiedad	Variable	Valor	Unidad
Módulo elástico, Acero 304 (AISI)	E	193.05	MPa
Área de la sección	A	285	mm ²
Momento de inercia	I	6 464.7	mm ⁴
Módulo de la sección	S	678.7	mm ³
Radio de giro	r	4.76	mm
Módulo plástico	Z	1 152.2	mm ³
Factor de forma	-	1.69	-
Momento polar de inercia	J	12 929.4	mm ⁴

El diagrama de cuerpo libre de las cargas para la flecha sobre el plano XZ se representa en la figura 3.21:

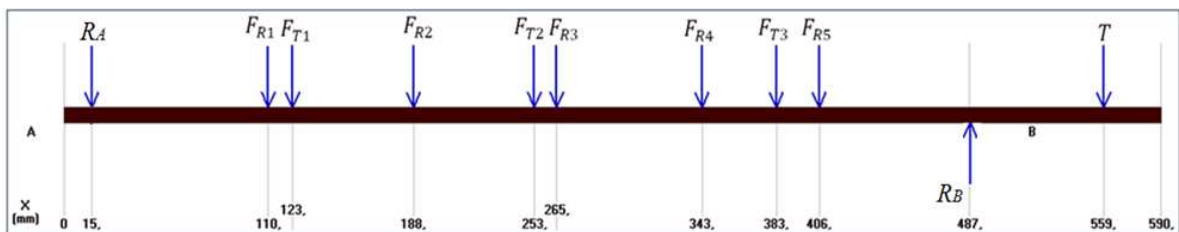


Figura 3.21. Diagrama de cuerpo libre de la flecha del sistema S3 conjunto 1 sobre el plano XZ.

Para la magnitud de las tensiones normales y cortantes es necesario conocer la fuerza y el momento resultante que actúa en cada sección por medio de las ecuaciones de equilibrio estático, con ellas se obtiene el valor de las reacciones:

$$A_z = 7,57 \text{ N } \downarrow \quad B_z = 166.18 \text{ N } \uparrow$$

El momento resistente de la sección x está definido como la suma algebraica de los momentos de las fuerzas con respecto al punto a :

$$\sum M_0 = Ay(x - 15) - By(x - 487) + F_{R1}(x - 110) + F_{R2}(x - 188) + F_{R3}(x - 265) + F_{R4}(x - 343) + F_{R5}(x - 406) + T(x - 559) + F_{T1}(x - 123) + F_{T2}(x - 253) + F_{T3}(x - 383)$$

Utilizando el método de la doble integración se encuentra la pendiente y la flecha máxima, la ecuación diferencial de la curva deformada utilizada en la viga es:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M$$

El diagrama de cuerpo libre para la flecha sobre el plano XY se representa en la figura 3.22:

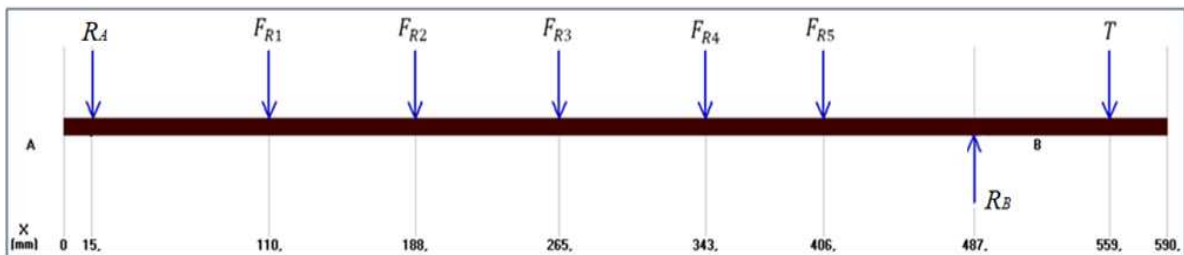


Figura 3.22. Diagrama de cuerpo libre de la flecha del sistema S3 conjunto 1 sobre el plano XY.

El valor de las reacciones son:

$$A_y = 9.89 \text{ N } \downarrow \quad B_y = 136.35 \text{ N } \uparrow$$

La ecuación para momentos flectores es:

$$\sum M_0 = M + Ay(X - 15) - By(X - 487) + 3.1(X - 110) + 3.1(X - 188) + 3.1(X - 265) + 3.1(X - 343) + 2.06(X - 406) + 112(X - 559)$$

De manera general, el par de torsión es:

$$\sum T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6$$

donde cada par torsional es originado por la fuerza de penetración en cuatro conjuntos de tres y uno de dos:

$$\sum T = T_6 - F_{N1} \cdot r - F_{N2} \cdot r - F_{N3} \cdot r - F_{N4} \cdot r - F_{N5} \cdot r$$

$$\sum T = 8.24 - 4(3)(3.9)(0.15) - 1(2)(3.9)(0.15)$$

$$T = 0.14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

presentándose a 560 mm del origen.

El momento flector máximo en el plano XZ es de 9.5 N m a una distancia de 487 mm del origen, para el plano XY el momento flector es 8.0 N m en el mismo punto, por lo tanto su magnitud es:

$$M = \sqrt{(9.5)^2 + (8.0)^2}$$

$$M = 12.4 \text{ N m}$$

Utilizando acero 304 (AISI) y aplicando diversos factores para obtener el límite a la fatiga se tiene:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d S_e$$

para las condiciones de carga de la flecha se tiene:

$$k_a = 0.86 \quad k_b = 0.94 \quad k_c = 0.58 \quad k_d = 1.01$$

por lo tanto el límite a la fatiga es:

$$S_e = 125.8 \text{ MPa}$$

Considerando también el factor de concentración de esfuerzos K_f por efecto de haber realizado un alojamiento para la cuña.

$$K_f = 1.31$$

Para carga aplicada de forma repentina con choques ligeros se tiene la siguiente aproximación:

$$K_f \approx K_{fs}$$

El momento flector medio y alternante es:

$$M_m = 6.2 \text{ N m} \quad M_a = 6.2 \text{ N m}$$

Por lo tanto, para obtener el diámetro se utiliza la siguiente fórmula:

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32n}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} K_f M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} K_{fs} T_a\right)^2}}$$

Para obtenerlo, consideramos un factor de seguridad de 2. Utilizando el momento flector y el par de torsión en milímetros se obtiene:

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2}{\pi \cdot 215} \sqrt{\left(6200 + \frac{215}{125.8} 1.31 \cdot 6200\right)^2 + \left(4120 + \frac{215}{125.8} 1.31 \cdot 4120\right)^2}}$$

Así, el diámetro necesario es:

$$\varnothing = 13.1 \text{ mm}$$

Por lo tanto, tomando como medida estándar la perforación de los discos comerciales y los tamaños de las barras, se decide tomar el diámetro de $\frac{3}{4}$ ". Las dimensiones de la flecha se muestran en la figura 3.23 (N° de plano LN-S3-001-TP.001).

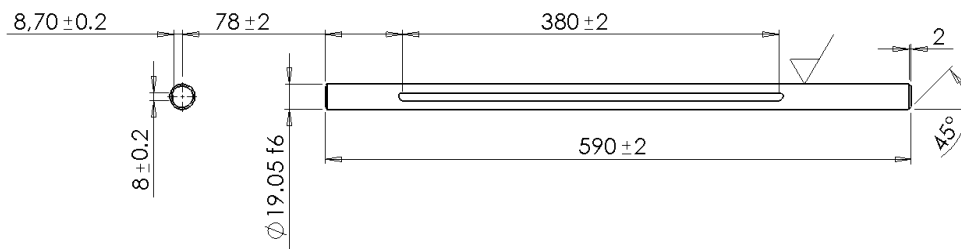


Figura 3.23. Dimensiones de flecha.

3.3.3.5 Espaciadores

Estos delimitan la distancia que hay entre disco y disco, siendo por conveniencia y, en base a los estudios realizados, un tamaño de 25 mm de largo y diámetro exterior de 1.75", el material a aplicar es nylamid M (figura 3.24, N° de plano LN-S3-001-FI.004).

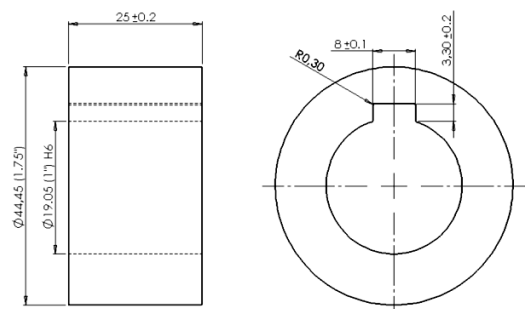


Figura 3.24. Dimensiones del espaciador.

3.3.3.6 Abrazaderas

Las abrazaderas se fabricarán a partir de un perfil de nylamid M circular hueco de 2" y $\frac{3}{4}$ " de diámetro interior, se cortarán tres trozos de 25 mm de longitud, posteriormente serán cortados por la mitad y habrán de maquinarse los orificios correspondientes para que atraviesen los tornillos (figura 3.25, N° de plano LN-S3-001-FI.005).

3.3.3.7 Soportes

Las dimensiones del soporte se muestran en la figura 3.26. Se requiere que sean adquiridos un par de ellos. El rodamiento, por el tipo de carga, debe ser radial y con una hilera de bolas. El tipo de soporte está diseñado para trabajar con alimentos.

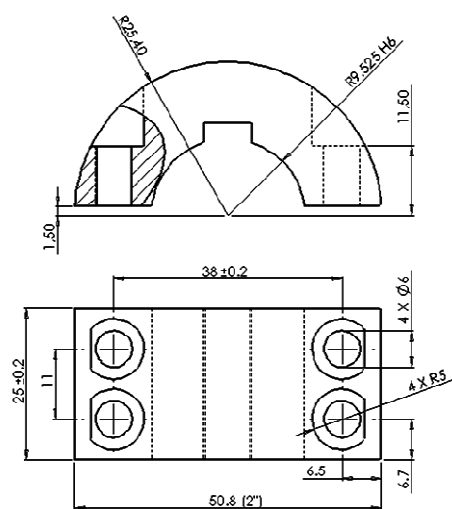


Figura 3.25. Dimensiones de la abrazadera.

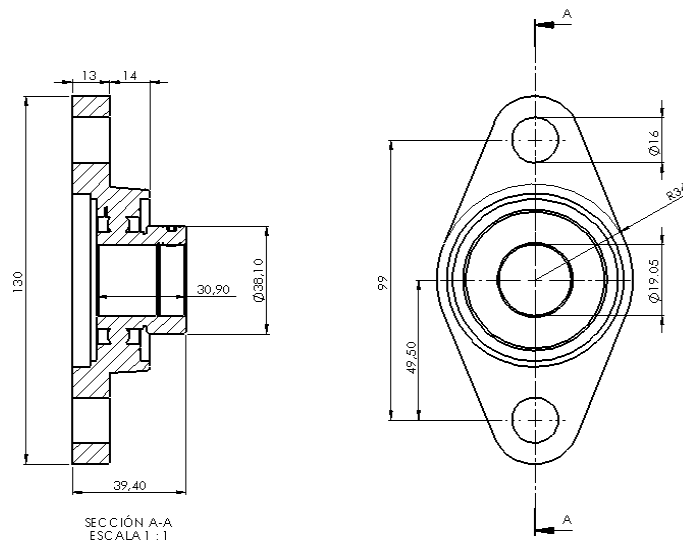


Figura 3.26. Dimensiones del soporte.

3.4 Diseño del conjunto 2

La cuchilla de corte es el elemento de mayor importancia, si el corte se efectúa a mano, el operador se encarga de darle cualquier efecto, cuando se ejecuta a máquina se requieren factores que conforman un “proceso de corte” llevando a la determinación de parámetros y modelos matemáticos. Para ello se ha conjuntado un grupo de investigaciones que con base en sus experimentos han determinado las condiciones de trabajo. Para el diseño de la máquina es necesario elaborar un análisis científico y comprobar, a través de un modelo físico, su funcionamiento.

El diseño se ha enfocado en la geometría y posición de la cuchilla por la influencia que tiene con la eficiencia, la geometría se direcciona en establecer los ángulos: filo (γ), desprendimiento (β), arrastre (α) y helicoidal (τ), predeterminando así la fuerza necesaria de corte. La posición establece que la excentricidad de la cuchilla con respecto al centro del tambor (ángulo de arrastre) modifica sus ángulos al momento de corte; también que puede agregar características que benefician su efectividad como el incremento de la velocidad tangencial en función del radio de giro.

3.4.1 Análisis

Proceso de corte.- Debe involucrar tres factores para que la máquina sea eficiente. El de mayor importancia es el corte, otro de ellos es la succión del material que se deben originar las cuchillas al momento de corte, por último, el impulso de la masa cortada hacia el exterior. Otros factores externos también modifican el proceso, tal es el caso de los volantes de inercia ó la fricción de los componentes.

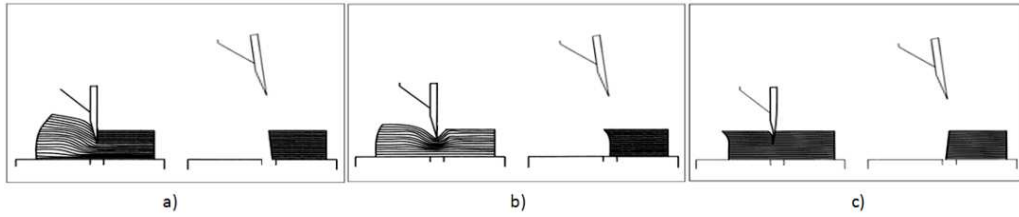


Figura 3.27. a) Corte sesgado, b) Corte tipo hongo, c) Corte

En el corte pueden suceder diferencias de forma con respecto a las condiciones de material, el corte tipo sesgado es cuando una fuerza lateral actúa sobre la parte frontal de la cuchilla desviándola dentro del material, el resultado es que su parte inferior es más corta que la superior (figura 3.27a). En el corte tipo hongo la cuchilla provoca el doblez de la capa superior del cladodio, generando la ruptura de las fibras interiores (figura 3.27b). En el corte solapado la cuchilla se desvía hacia delante y el resultado es que la parte superior es más corta que la inferior (figura 3.27c), esto es causado por la dureza del material ó el ángulo de filo demasiado agudo. Como puede entenderse, el corte tipo hongo es uno de los más críticos que pueden generarse en el cubicado. Ésta consideración es la de mayor importancia para no destruir el nopal.

Potencia.- Cuando se utilizan cuchillas girando sobre un cilindro, se tiene un tiempo de corte ϕ que es cuando la cuchilla corta el material, la velocidad angular de la cuchilla define la duración de dicho periodo. En él se tiene una ligera disminución conocida como “coeficiente de fluctuación” que es la disminución de la velocidad por el hecho de corte. Esto significa que la fuerza aplicada es variable durante el periodo. El tiempo ϕ_0 indica el lapso en el que la cuchilla se encuentra sin trabajo hasta que llega nuevamente al punto de corte; ambos tiempos se repetirán en cada ciclo dependiendo de la cantidad de cuchillas en el cilindro. La figura 3.28 muestra que la energía requerida en el ciclo es distinta, lo cual lleva a una determinación matemática diferente.

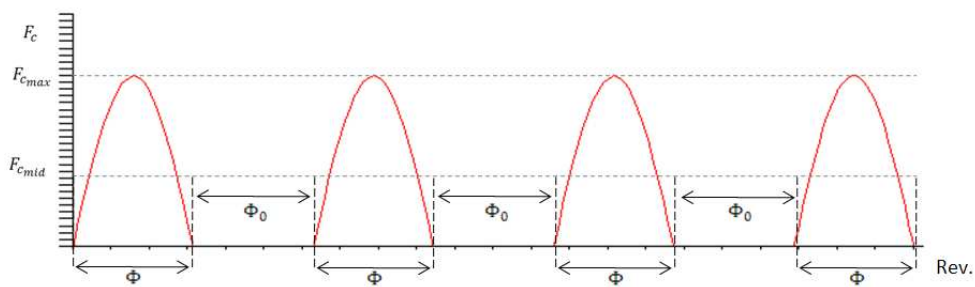


Figura 3.28. Aplicación de la fuerza de corte por ciclo.

Para el estudio general de corte se inicia estableciendo la posición de la cuchilla ya que tiende a modificar el ángulo de corte, el ángulo α es necesario para la succión del material, al aplicarlo se origina una excentricidad del tambor con respecto a la sufridera, cambiando totalmente la posición, por ello es el primero en analizarse.

3.4.1.1 Ángulo de Arrastre (α)

Para definir el ángulo de arrastre es necesario conocer parte del proceso que determina la fuerza de corte. En la *Teoría Clásica de Corte*, se obtiene a partir del área de carga (A) y la energía específica de corte (\dot{E}) mediante la siguiente expresión:

$$F_c \cdot \Delta s = A \cdot \dot{E}$$

la cual puede obtenerse realizando un despeje de la longitud de corte:

$$F_c = \frac{A \dot{E}}{\Delta s} \quad (42)$$

Δs es dependiente del ángulo τ que es aplicado con el objetivo de que la cuchilla no entre en un solo instante sobre el material de corte, por la geometría que toma la cuchilla recibe el nombre de ángulo helicoidal (τ).

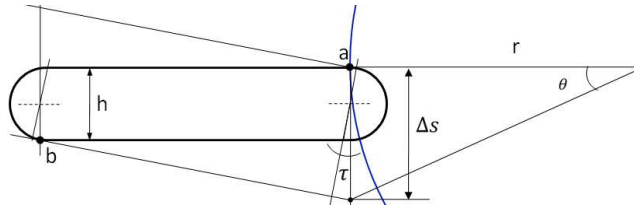


Figura 3.29. Determinación de la longitud de corte en un cladodio.

La distancia horizontal entre los puntos a y b es el ancho del cladodio y el diámetro es igual al espesor (fig. 3.29), con lo que se obtiene:

$$\Delta s = d \cos \tau + (h \sin \tau + ab) \tan \tau \quad (43)$$

La dirección de la fuerza es tangencial al círculo que describe el punto de intersección generado por los vértices de los ángulos de la cuchilla (figura 3.30) siendo su inclinación igual al ángulo de arrastre.

El ángulo de arrastre se encarga de generar la fuerza horizontal para arrastrar la masa vegetal, teniendo que vencer únicamente a la fuerza de rozamiento producida entre la planta y la sufridera (figura 3.30). El coeficiente de rozamiento entre ambos materiales ha sido determinado por algunos autores.^[75, 87]

La componente que actúan en respuesta a la fuerza de corte obtendrá el nombre de fuerza por rozamiento (F_k), con ella se establece que:

$$F_c \sin \alpha \geq F_k \quad (44)$$

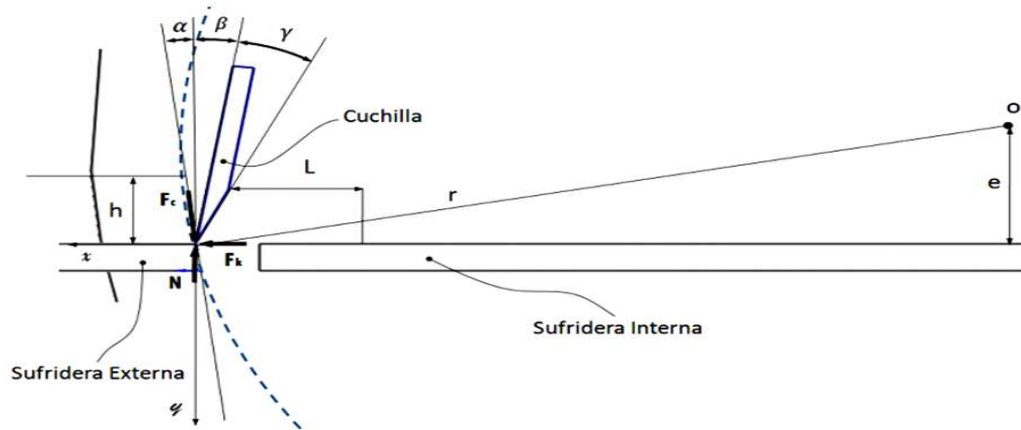


Figura 3.30. Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla de corte.

F_k está ligada a la fuerza normal (N) y el ángulo de fricción dinámico entre la masa y el material de la sufridera,^[77] así:

$$F_k = N \tan \varphi \quad (45)$$

y el valor de N se puede definir como la componente vertical de la fuerza de corte:

$$N = F_c \cos \alpha \quad (46)$$

Por otro lado, tomando el proceso como un *Sistema Conservativo*:

$$\sum_{i=1}^n E_i = 0$$

se puede decir que las fuerzas que generan el trabajo de corte (E), habrán de equilibrarse con la velocidad y la masa (E_c), así la energía aplicada puede ser proporcional:

$$E = E_c$$

sustituyendo la energía cinética y el trabajo de las fuerzas durante su desplazamiento ΔL se obtiene la siguiente ecuación:

$$(F_{c_x} - F_k)\Delta L = \frac{1}{2}mv^2 \quad (47)$$

cabe mencionar que la velocidad de la cuchilla y la masa del conjunto 2 no forman parte del sistema conservativo, solo la masa y velocidad del claddio. En la determinación de ΔL , la sección ΔS (figura 3.31) dependerá de las trayectorias correspondientes al movimiento de corte de la cuchilla y el avance del material. Si uno de ellos es circular y el otro rectilíneo, ambos en planos perpendiculares, se obtendrán superficies cilíndricas o cónicas según la velocidad aplicada,^[88] por lo tanto, el desplazamiento ΔL se determina como la longitud originada por esa superficie:

$$\Delta L = \Delta s \tan \alpha \quad (48)$$

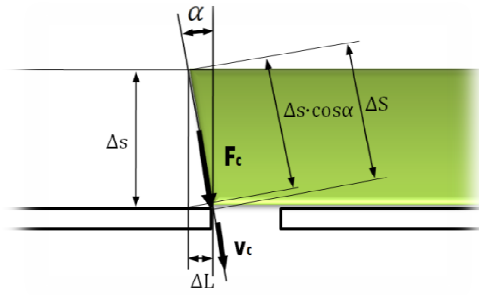


Figura 3.31. Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla de corte para determinación de la distancia de trabajo.

Puede observarse que la distancia depende del ángulo α (figura 3.31), por lo tanto, al no tener el valor específico, se tomará una aproximación. Para la energía cinética, el valor medio de la masa en función del área de corte es aplicado por la fórmula 49, donde γ_c es la densidad del cladodio y L es la longitud deseada para obtener el cubo.

$$m = \frac{AL}{2} \cdot \gamma_c \quad (49)$$

La velocidad media que debe tener la masa de alimentación, utilizada por Martínez et al, 2004^[89] está definida con la ecuación:

$$V_{alim} = \frac{Q_o}{A \cdot \gamma_c} \quad (50)$$

en la cual se establece que Q_o es el flujo de masa correspondiente a la capacidad de paso de la máquina, utilizando las unidades Kg/s . Tomando la ecuación 47 para sustituir 44 y 45 se obtiene:

$$(F_c \sin \alpha - F_c \cos \alpha \cdot \tan \varphi) \Delta L = \frac{1}{2} m_{prom} V_{alim}^2 \quad (51)$$

por lo tanto con las igualdades anteriores se determina la ecuación que define el ángulo de arrastre:

$$F_c (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \tan \varphi) \Delta L = \frac{AL}{4} \cdot \gamma_c \left(\frac{Q_o}{A \gamma_c} \right)^2 \quad (52)$$

De la ecuación 42 puede establecerse para el eje vertical la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{A \dot{E}}{\cos \alpha \cdot \Delta s}$$

así:

$$\frac{A \dot{E}}{\cos \alpha \cdot \Delta s} (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \tan \varphi) \Delta L = \frac{AL}{4} \cdot \gamma_c \left(\frac{Q_o}{A \gamma_c} \right)^2$$

simplificando:

$$\frac{A\dot{E}}{\Delta S} (\tan \alpha - \tan \varphi) \Delta L = \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A \gamma_c}$$

y despejando para el valor de α :

$$\tan \alpha = \frac{\Delta S \cdot L \cdot Q_0^2}{4 \cdot E \cdot A^2 \cdot \Delta L \cdot \gamma_c} + \tan \varphi$$

se obtiene:

$$\alpha = \arctan \left[\frac{\Delta S \cdot L \cdot Q_0^2}{4 \cdot E \cdot A^2 \cdot \Delta L \cdot \gamma_c} + \tan \varphi \right] \quad (53)$$

ecuación que define el ángulo requerido para que la fuerza de corte arrastre la materia prima y permita el siguiente corte.

3.4.1.2 Posición radial

En el análisis de paso del material del conjunto uno, la distancia adecuada ha sido establecida como 300 mm de diámetro por ser efectiva al paso del material, para efecto de análisis y pruebas en este conjunto, está será seleccionada.

3.4.1.3 Ángulo helicoidal

Para cortar materiales existen dos formas, una de ellas es el *corte cerrado*, donde el corte completo del material se realiza en forma repentina en un movimiento vertical de la cuchilla, si la cuchilla es sujeta en un extremo como punto de apoyo, se genera una inclinación entre el filo y la superficie horizontal de la materia prima; a esto se le llama *corte cruzado*. Comúnmente las cuchillas de corte de frutas y vegetales se diseñan de forma sencilla (recta) y realizan el corte cerrado, al emplear un corte cruzado situando la cuchilla sobre un tambor (figura 3.32), se requiere una geometría más completa. Al inclinar su filo es necesario que vaya siguiendo el perímetro del tambor para que, durante el giro al llegar al corte, sea sobre la misma línea de separación.

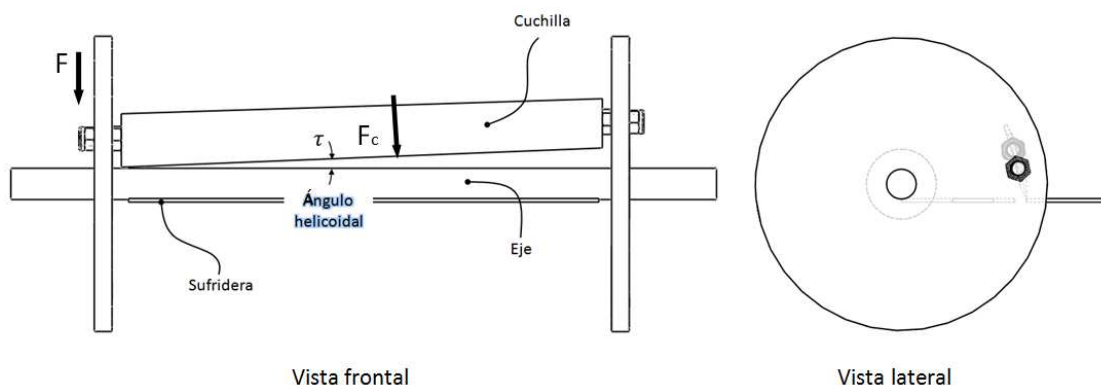


Figura 3.32. Conjunto 2, representación del ángulo helicoidal.

A diferencia con otros cortes cruzados, este no depende de la regla de la palanca, es decir la fuerza no se altera por efecto del punto de apoyo. Con su aplicación el trabajo realizado es igual, solo que se reduce la fuerza de corte en una distancia mayor (Δs).

En los diseños de las máquinas que se analizaron, en la mayoría no se aplica un ángulo helicoidal, en ocasiones ha sido empleado para el corte de diferentes tipos de tallos como caña y maíz ó para la producción de composta. En el trabajo experimental realizado por Azmy^[77] se recomienda un ángulo entre los 8° y 20° para cuchillas en un tambor, en el caso de Savani et al, 2004^[79] emplea un ángulo de 5° en el corte cruzado para triturar residuo de cosecha, del mismo modo Campos^[90] trabajó con inclinación de las cuchillas no menor a 5°.

Cuando se utiliza la inclinación de la cuchilla, la dirección de la fuerza cambia, generando una componente horizontal que empuja al material hacia un costado, por lo tanto, para conocer si permanecerá en su lugar, se establece un típico análisis de fuerzas, donde:

$$F_{c_x} = F_c \cdot \text{sen } \tau \qquad F_{c_y} = F_c \cdot \text{cos } \tau$$

considerando la fricción F_{kA} y una masa vegetal m del tamaño de un cubo por cada lado de la cuchilla se tiene:

$$w + F_{kA} > F_{c_x} \tag{54}$$

donde:

$$w = mg$$

$$F_{kA} = N\mu = F_{c_y}\mu$$

$$F_{kA} = \mu F_c \cdot \text{cos } \tau$$

por lo tanto, sustituyendo la ecuación 54, se obtiene:

$$mg + \mu F_c \cdot \text{cos } \tau > F_c \cdot \text{sen } \tau \tag{55}$$

desigualdad que, al cumplirse, evita que la juliana no se mueva al cubicarla.

3.4.1.4 Ángulo de filo (γ)

Al ángulo correspondiente a la cuña que forman las caras de la herramienta se le llama ángulo de filo. Este influye en la calidad del corte y la distribución de la fuerza sobre la materia prima; si es mal distribuida genera el estrujamiento del nopal sin realizar el corte, además, la energía específica utilizada es superior. Para materiales duros se utilizan ángulos grandes con el fin de desviar las fuerzas sobre la cuchilla; para materiales suaves esto no es recomendable. Algunas cuchillas comerciales tienen ángulos entre los 15° y 30°, los fabricantes de guillotinas para papel recomiendan 19°, algunos experimentos como el realizado por Serrano^[46] en la fabricación de un equipo cortador de plátano, dejó establecido un ángulo de 15°, Savani et al, 2004,^[78] para obtener composta, utilizó un ángulo de 30° en

las tres cuchillas, Valdés et al, 2009^[91] obtuvo de la experimentación del corte de tallos de caña valores óptimos entre los 20° y 30°.

Ya que no se provee algún estándar que recomiende el filo de navaja para este tipo de material puesto a la variedad de especies y su geometría distinta, se llegó a la conclusión de que es necesario experimentar con distintos valores, el valor que se ha considerado emplear inicialmente es de 20°.

3.4.1.5 Ángulo de desprendimiento (β)

Tiene como objetivo principal evitar el contacto entre la cara de la herramienta y el material a cortar, dicho ángulo permite también el arranque de material en una mayor longitud. Los valores de algunos instrumentos de corte es de 4° a 10° (Weinig group), en la navaja de una cizalla se aplica un ángulo de desprendimiento de 2°, para evitar el contacto. En el corte de materiales donde la parte separada se convierte en desecho, la cara que forma el ángulo α se encuentra invertida en comparación a la figura 3.33; en nuestro caso se desea conservar ambas partes en buen estado, por lo que habrá de quedar como se muestra en la figura.

β se ve involucrado en el ángulo de corte (ψ) puesto que es definido por la sumatoria de él y el ángulo de filo (γ). Para mejorar la eficiencia se recomienda que sea agudo y no dañe el material así, al aplicar un ángulo de desprendimiento grande, generaría que las fuerzas de corte se incrementen. Por otro lado, su valor varía durante el recorrido de la circunferencia cuando el espesor del material a cortar es diferente, lo que influye que en cada corte sea distinto (figura 3.33).

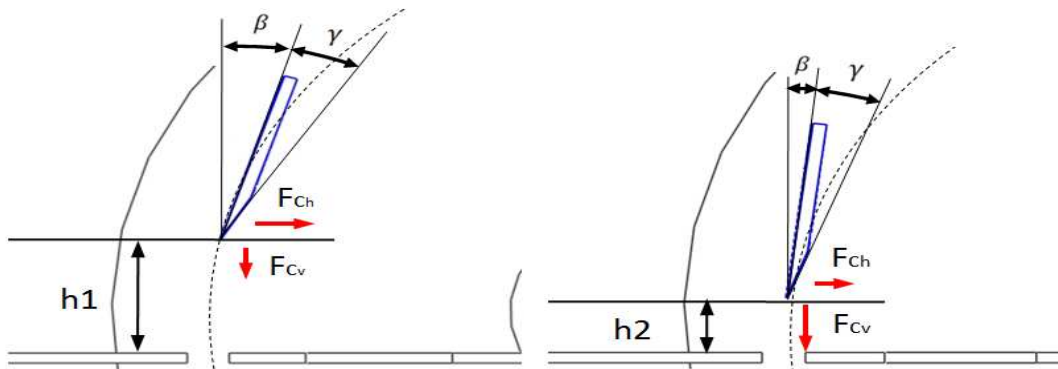


Figura 3.33. Variación del ángulo de desprendimiento según el espesor de la materia prima.

El ángulo de corte con respecto al eje cartesiano vertical es:

$$\psi = \arccos \frac{h}{r} + \beta \quad (56)$$

Después de que el filo de la cuchilla separa el material, el giro de ella genera un ligero empuje en dirección contraria al de la entrada del material. Esto sucederá en cualquiera de los valores de ψ , sin embargo, si se incrementa será menor. El punto de intersección de los

vértices de los ángulos es sobre la sufridera, de este modo los ángulos se miden cuando el filo cruza este punto. El valor tomado será de 5°.

3.4.1.6 Fuerza de corte

El trabajo que realiza la fuerza de corte es invertido en dos de las funciones del proceso. La componente vertical es aplicada al proceso de corte mientras que la horizontal produce energía cinética para la masa cortada, disipándose además parte de este trabajo en el rozamiento provocado por la fuerza de fricción. El trabajo total se define con la ecuación 57:

$$F_c \Delta s \cos \alpha + F_c (\sin \alpha - \cos \alpha \cdot \tan \varphi) \Delta L = AE + \frac{1}{2} m_{prom} V_{atim}^2 \quad (57)$$

así:

$$F_c (\Delta s \cos \alpha + \Delta L \sin \alpha - \Delta L \cos \alpha \cdot \tan \varphi) = AE + \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A \gamma_c}$$

despejando la fuerza:

$$F_c = \frac{\left(AE + \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A \gamma_c} \right)}{(\Delta s \cos \alpha + \Delta L \sin \alpha - \Delta L \cos \alpha \cdot \tan \varphi)} \quad (58)$$

de la figura 3.31 se puede definir la siguiente ecuación:

$$\Delta S = \Delta s \cdot \cos \alpha + \Delta L \cdot \operatorname{sen} \alpha \quad (59)$$

por lo tanto, sustituyendo la ecuación 59 en 58, se obtiene la fuerza total de corte:

$$F_c = \frac{\left(AE + \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A \gamma_c} \right)}{(\Delta S - \Delta L \cos \alpha \cdot \tan \varphi)} \quad (60)$$

3.4.1.7 Potencia de corte

Uno de los factores que influyen en la adquisición de un equipo de corte es la potencia. Se liga con la capacidad del equipo y con la energía específica de corte. Por una parte, aumenta si el diámetro del árbol y la velocidad rotacional son mayores y se reducirán si el ángulo de filo, el tamaño de la partícula y su humedad son menores.^[78] El corte del nopal actúa solo en un tiempo ϕ en el cual, la potencia que se utiliza sobre ϕ_0 (P_i), puede utilizarse como beneficio para darle una mayor inercia al conjunto. Esto se traduce matemáticamente a la siguiente ecuación:

$$P_{tot} = P_u + P_i \quad (61)$$

en la cual:

P_{tot} ; Potencia total necesaria. P_u ; Potencia utilizada en el proceso de corte. P_i ; Potencia de inercia.

donde la potencia utilizada en el corte comprende a los factores: corte, succión y expulsión, siendo:

$$P_u = P_c + P_s + P_e \quad (62)$$

cada uno se define como:

P_c ; Potencia necesaria para el corte. P_s ; Potencia necesaria en la succión del cladodio. P_e ; Potencia necesaria en la expulsión del cubo.

Para la potencia de expulsión, conforme al diseño de los componentes mecánicos será sustituida por el fenómeno físico de gravedad con el fin de que no sea aplicada. La potencia de succión es necesaria para que el material no se atasque, por lo tanto se puede decir que:

$$P_u = P_c + P_s \quad (63)$$

La potencia que se consume en el proceso de corte se puede expresar como:

$$P_c = F_c \cdot V_{t_{disco}}$$

$$P_c = F_c \cdot \omega_{disco} \cdot r \quad (64)$$

en la cual Martínez et al, 2004^[72] menciona que puede establecerse una potencia media de proceso de corte, estableciendo los límites de giro de la cuchilla.

$$P_{c_{1/2}} = \frac{\int_0^{2\pi} P_c}{2\pi} d\theta$$

resolviendo y considerando un número determinado de cuchillas se obtiene:

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\pi} P_c \cdot \Delta\theta \cdot n \quad (65)$$

Si se sustituye la ecuación 64 en 65 se obtiene:

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\pi} \cdot F_c \cdot \omega_{disco} \cdot r \cdot \Delta\theta \cdot n$$

si $s = r\Delta\theta$ entonces:

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\pi} \cdot F_c \cdot \omega_{disco} \cdot s \cdot n \quad (66)$$

sustituyendo además la fórmula 60, la potencia necesaria para el corte es:

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\left(AE + \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A\gamma_c} \right)}{(\Delta S - \Delta L \cos \alpha \cdot \tan \varphi)} \cdot \omega_{disco} \cdot s \cdot n$$

aplicando la ecuación 48 para simplificar:

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\left(AE + \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A\gamma_c} \right)}{(\Delta S - (\Delta S \cdot \sin \alpha) \cos \alpha \cdot \tan \varphi)} \cdot \omega_{disco} \cdot s \cdot n$$

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\Delta S\pi} \cdot \frac{\left(AE + \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A\gamma_c} \right)}{\left(1 - \frac{\sin 2\alpha \cdot \tan \varphi}{2} \right)} \cdot \omega_{disco} \cdot s \cdot n$$

haciendo operaciones y conociendo que s es igual a ΔS :

$$P_{c_{1/2}} = \frac{n\omega_{disco}}{\pi} \cdot \frac{\left(AE + \frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A\gamma_c} \right)}{(2 - \sin 2\alpha \cdot \tan \varphi)} \quad (67)$$

por lo tanto, la potencia que se requiere para el corte y succión se obtiene de la ecuación 67.

Para obtener la potencia de expulsión del nopal (P_e) según la ecuación 63, se hace uso de la cinética de la partícula por el principio de impulsión e ímpetu^[95] a través de la ecuación:

$$mv_1 + \int_{t_1}^{t_2} F dt = mv_2$$

que se puede definir como:

$$\Delta mv_1 + F \Delta t = \Delta mv_2$$

despejando:

$$F_e \Delta t = \Delta m(v_2 - v_1)$$

así $\Delta m/\Delta t$ es el flujo del material Q_0 se obtiene:

$$F_e = Q_0(v_2 - v_1) \quad (68)$$

por lo tanto si:

$$P_e = F_e \cdot V$$

$$P_e = Q_0(v_2 - v_1) \cdot V \quad (69)$$

La potencia que se utiliza en el periodo ϕ_0 es mencionada por diversos autores como:

$$P_i = F\omega + G\omega^3 \quad (70)$$

donde F y G son valores que se determinan experimentalmente. También puede ser considerada como la potencia requerida para vencer la inercia del conjunto.

3.4.1.8 Cuchilla de corte (consideración)

Un juego de 0.1mm ó 0.2 mm entre las superficies de corte debe ser aplicado para evitar el contacto entre los filos y lograr un corte limpio. En un juego grande la pieza tiende a girar sin lograrse la separación; en el corte de chapa existe un pisador que evita el giro y ayuda a que se realice la separación; en el caso del del corte nopal no se puede implementar debido a su geometría. Este es uno de los problemas importantes a resolver.

3.4.2 Cálculos

En esta sección se presenta la obtención de valores para el diseño del conjunto dos. En esencia las dimensiones de la cuchilla se han tomado de los valores comerciales, el espesor de 4 mm, el ancho de 25.4 mm (1.0”) y la longitud de 390 mm.

3.4.2.1 Ángulo de arrastre

Para su obtención es necesario conocer parte del proceso (fórmula 42), la energía específica de corte ha sido obtenida a partir de un experimento realizado en la Universidad Autónoma de Chapingo por Bustamante,^[75] tomando el valor promedio de:

$$E = 693 \text{ J/m}^2$$

El valor del área de carga se especifica con la sección de corte de la cuchilla, por lo tanto se obtiene:

$$A = (0.004 \cdot 0.39)\text{m} = 1.56 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El desplazamiento Δs es la distancia que recorre la cuchilla a partir del punto en que toca la materia prima hasta que deja de cortar, se define con la figura 3.29 por medio de la fórmula 43 dependiendo de la selección del ángulo helicoidal. Con respecto a los resultados obtenidos en los ensayos experimentales, se selecciona una inclinación de 10° .

$$\Delta s = 0.05 \cos 10 + (0.05 \operatorname{sen} 10 + 0.38) \tan 10$$

$$\Delta s = 0.072 \text{ m}$$

El desplazamiento horizontal de la fuerza de corte depende de α , por lo tanto, se propone un desplazamiento con dependencia del ángulo de fricción entre el material y la sufridera. En ningún caso es mayor a los 40° y por ello se toman 35 mm (fig. 3.34).

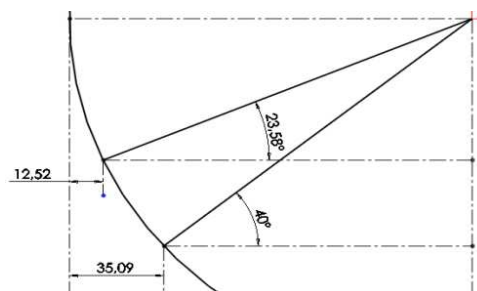


Figura 3.34. Determinación del desplazamiento de la fuerza.

Para la fórmula 53, la capacidad de corte Q_0 quedó establecida en el capítulo 2 con el valor de 0.138 kg/s, realizando un corte cada 0.025 m. Complementando los datos necesarios para hacer la evaluación:

$$\begin{aligned} \Delta s &= 0.072 \text{ m} & Q_0 &= 0.138 \text{ kg/s} & L &= 0.025 \text{ m} & E &= 693 \text{ J} \\ A &= 0.0194 \text{ m}^2 & \gamma &= 920 \text{ kg/m}^3 & \Delta L &= 0.035 \text{ m} \end{aligned}$$

sustituyendo:

$$\begin{aligned} \alpha &= \arctan \left[\frac{(0.072)(0.025)(0.138)^2}{4(693)(0.0194)^2(0.035)(920)} + \tan 25 \right] \\ \alpha &= \arctan[1\mu + 0.46] \\ \alpha &\approx \psi = 25^\circ \end{aligned}$$

por lo tanto se selecciona 25° como el ángulo de arrastre.

Para conocer la excentricidad de la sufridera se hace referencia a la figura 3.30:

$$\begin{aligned} e &= r \cdot \text{sen} \alpha \\ e &= 0.15 \cdot \text{sen} 25 \\ e &= \mathbf{0.64 \text{ m}} \end{aligned}$$

3.4.2.2 Ángulo helicoidal

Con base en el análisis realizado, se tomará un ángulo de 10° , el cual necesita una cuchilla de distinta longitud (l), e incrementa la longitud de arco que describe sobre el tambor, para conocer sus valores se realiza el siguiente procedimiento.

$$\begin{aligned} l &= \frac{k}{\text{sen} \tau} = \frac{0.39}{\cos 10} = 0.396 \text{ m} \\ \vartheta &= \arcsen \frac{38.1}{2 \cdot 150} = 4.8^\circ \\ \vartheta &= 9.6^\circ \end{aligned}$$

siendo ϑ el ángulo en que interrumpe el avance del material en un corte, afectando a la longitud deseada. El tiempo de paso puede calcularse con base en los cortes por segundo. Si se requiere dos cortes con una longitud de 25 mm e introduciendo un soporte de esfuerzos de las mismas dimensiones que la cuchilla (figura 3.35), se obtendría una obstrucción de 19.2° , lo que significa que en una circunferencia (medio segundo) un 11 % de ella estará reteniendo el material, generando un corte cada 22.25 mm de material.

3.4.2.3 Fuerza de corte

La energía requerida para el corte no puede disminuirse debido a que no depende del equipo, pero la fuerza necesaria si, si se incrementa la distancia de trabajo, esto es gracias a la aplicación de τ que convierte el corte de un solo paso a uno cruzado, con ello la fuerza requiere aplicar las ecuaciones 48 y 59:

$$\Delta L = 0.072 \tan 25$$

$$\Delta L = 0.033 \text{ m}$$

sustituyendo en 59:

$$\Delta S = (0.072 \cos 25 + 0.033 \sin 25) \text{ m}$$

$$\Delta S = 0.079 \text{ m}$$

De la ecuación 60 si se evalúa parte del numerador:

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A \gamma_c} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(0.138)^2 (0.025)}{[0.079 (0.39)] \cdot 920}$$

se puede ver que:

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{Q_0^2 L}{A \gamma_c} = 42 \mu \ll AE$$

entonces:

$$F_c = \frac{(AE)}{(\Delta S - \Delta L \cos \alpha \cdot \tan \varphi)}$$
$$F_c = \frac{[0.079 \cdot 0.39] \cdot 693}{(0.079 - 0.033 \cos 25 \cdot \tan 25)}$$
$$F_c = 328.2 \text{ N}$$

La componente horizontal de la fuerza aplicada sobre la materia prima que ocasiona el empuje se expresa con la ecuación 55:

$$mg + \mu F_c \cdot \cos \tau > F_c \cdot \sin \tau$$

Para un corte en tira, se tiene una masa mínima con las características siguientes: 0.05 m de alto, 0.05 m de largo y un ancho igual a 0.025 m, con ello se obtiene una masa de: 0.058 kg, sustituyendo se tiene:

$$0.058 \cdot 9.81 + 0.57 \cdot 328.2 \cos 10 > 328.2 \sin 10$$

$$185.3 \text{ N} > 57 \text{ N}$$

por lo tanto, considerando la fuerza de la cuchilla en el instante en el que comienza el corte, se obtiene una fuerza vertical mayor a la del empuje, lo que da como resultado que no haya movimiento en el corte.

En otro aspecto, el torque necesario para el corte es:

$$T = r \cdot F_c$$

$$T = 0.15 \cdot 328.2$$

$$T = 49.23 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.4.2.4 Potencia de corte

La potencia necesaria para separar la masa se obtiene con la ecuación 66 donde:

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\pi} \cdot F_c \cdot \omega_{disco} \cdot s \cdot n$$

en la que el número de cuchillas consideradas son dos y la velocidad angular es $\omega=12.56$ rad/s, con ello se obtiene:

$$P_{c_{1/2}} = \frac{1}{2\pi} \cdot 328.2 \cdot 12.56 \cdot 0.942 \cdot 2$$

$$P_{c_{1/2}} = 393 \text{ W}$$

La potencia para mover a los demás componentes es calculada enseguida:

Discos.- Los discos se habrán de construir de una placa de Nylamid de 3/4" y diámetro de 0.36 m, así su masa para el momento de inercia es:

$$m = \delta \cdot V$$

$$m = 1140 \cdot \pi \cdot (0.09)^2 \cdot 0.19 = 0.58 \text{ kg}$$

$$I_d = \frac{1}{2} \cdot 0.58 \cdot 0.18^2$$

$$I_d = 9.4 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La masa promedio de un rodamiento es de 0.15 kg, por lo que su momento es:

$$I_d = \frac{1}{2} \cdot 0.15 \cdot 0.026^2$$

$$I_r = 50.7 \mu \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

estableciendo que ambos se encuentran aplicados en par se obtiene:

$$I = 2(I_d + I_r)$$

$$I = 2(50.7 \times 10^{-6} + 9.4 \times 10^{-3})$$

$$I = 9.5 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

La ecuación para obtener la potencia se presenta en función de la celeridad angular durante un intervalo de tiempo hasta obtener la velocidad establecida. El intervalo de tiempo tomado es 1 s, el valor de n refiere a los ciclos por segundo, así:

$$\alpha = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t} = \frac{\pi \cdot 1}{30 \cdot 1} \quad ; \quad \alpha = 0.1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

La ecuación para obtener la potencia es:

$$P_{ot} = I_{tot} \cdot \alpha \cdot \omega$$

$$P_{ot} = 9.5 \times 10^{-3} \cdot 0.1 \cdot 12.56 \text{ W}$$

$$P_{ot} = 0.12 \text{ W}$$

se puede observar que la potencia necesaria es reducida, esto se debe a la baja velocidad de trabajo. Añadiendo otros elementos y la fricción de los componentes se toma 50 W. La potencia total requerida es:

$$P_{TOTc_{1/2}} = (393 + 50) \text{ W} = \mathbf{443 \text{ W}}$$

3.4.3 Diseño del conjunto 2

Los componentes básicos del conjunto son las navajas, flecha y el tambor. Estos proporcionan el principio de corte del nopal; algunos componentes secundarios son los elementos de sujeción, rodamientos y transmisión de potencia. En este último se ha tomado la decisión de emplear el sistema de polea y banda dentadas puesto que proporcionan higiene y coordinación entre los sistemas. Los componentes que brindan funcionalidad al equipo se muestran en la figura 3.35.

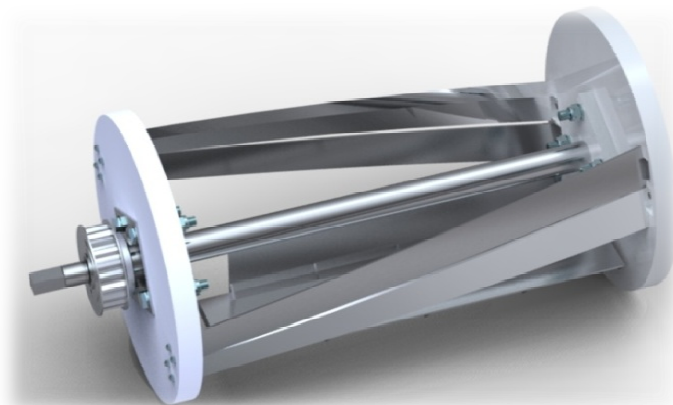


Figura 3.35. Cuchilla de corte, conjunto 2.

3.4.3.1 Navaja

Las dimensiones tomadas han sido aplicadas con respecto al tipo de cuchillas que se han utilizado en otros proyectos, el espesor es de 4 mm con inclinación helicoidal de 10° durante

390 mm y un ángulo de filo de 20°. El ángulo de afilado y la selección del material de la cuchilla son importantes, para su construcción se utilizan los siguientes materiales: acero ordinario (5 % proporción de aleación), acero HSS (acero de corte ultrarrápido, 18 % volframio como proporción de aleación), metal duro (75 % a 95 % de carburo de volframio, prensado en un proceso pulvimetalúrgico). Por su calidad y costo se toma el acero HSS.

3.4.3.2 Eje

Para el diseño del eje se ha tomado una barra de 0.5" de diámetro, lleva un maquinado cuadrante para sujetarse sobre la estructura, la sufridera está soldada a 64 mm del centro de la flecha, en ella la fuerza de corte actúa sobre su extremo (figura 3.36). El análisis de los esfuerzos generados se presenta a continuación.

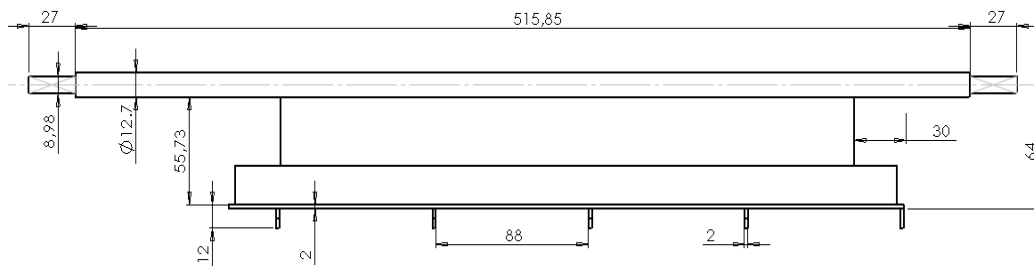


Figura 3.36. Dimensiones del Eje-Sufridera del conjunto dos.

Para calcular el momento de inercia de la sufridera se obtiene:

$$\bar{y} = \frac{\sum \bar{y}A}{\sum A} = 0.0012 \text{ m} \quad Q = \bar{y}A = 0.0876 \mu \text{ m}^3$$

así:

$$I = \frac{1}{12} \{ [L \cdot t^3 + A(\bar{y} - \bar{y})] + 4[t \cdot L^3 + A(\bar{y} - \bar{y})] \} = 37.42 \mu \text{ m}^4$$

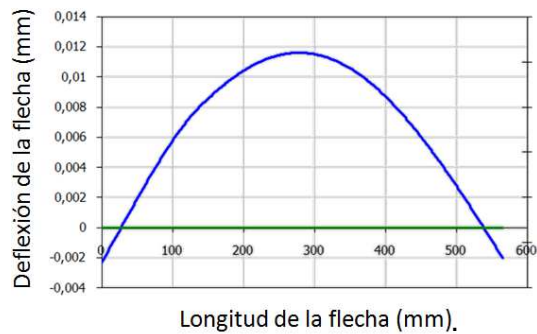
con ello se obtiene el flujo cortante:

$$q = \frac{VQ}{I} = 7.7 \text{ N/m}$$

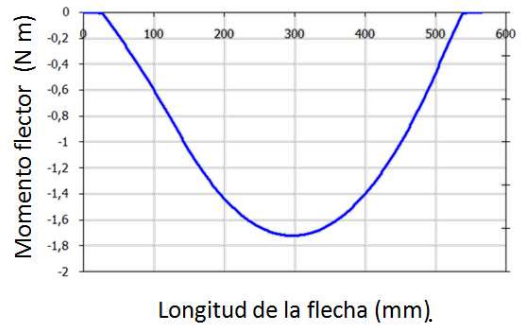
El momento generado por la fuerza de corte es:

$$M = F_c \cdot l = \frac{328.2}{2} \cdot 0.08 = 13.12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Realizando el análisis de cargas del eje se obtiene los resultados de la figura 3.37, representando el eje horizontal como la longitud del eje:



a)



b)

Figura 3.37. Comportamiento de las fuerzas externas sobre el eje del conjunto dos: a) Deflexión de la flecha [mm], b) Momento flector [N m].

3.4.3.3 Rodamientos

El tipo de rodamiento seleccionado es 4204-2Z SKF agujero cónico, de acero inoxidable con tuerca y manguito de fijación.

3.4.3.4 Tapa rodamiento

Tiene como objetivo facilitar el ensamble. El rodamiento se fija bajo presión y posteriormente se fija en la flecha, los cuatro orificios se utilizan para atornillar la tapa del tambor (figura 3.38a).

3.4.3.5 Tapa tambor

Este componente se ha diseñado para portar las cuchillas; su geometría permite el alojamiento del rodamiento para su giro, las dimensiones generales se presentan en la figura 3.38b

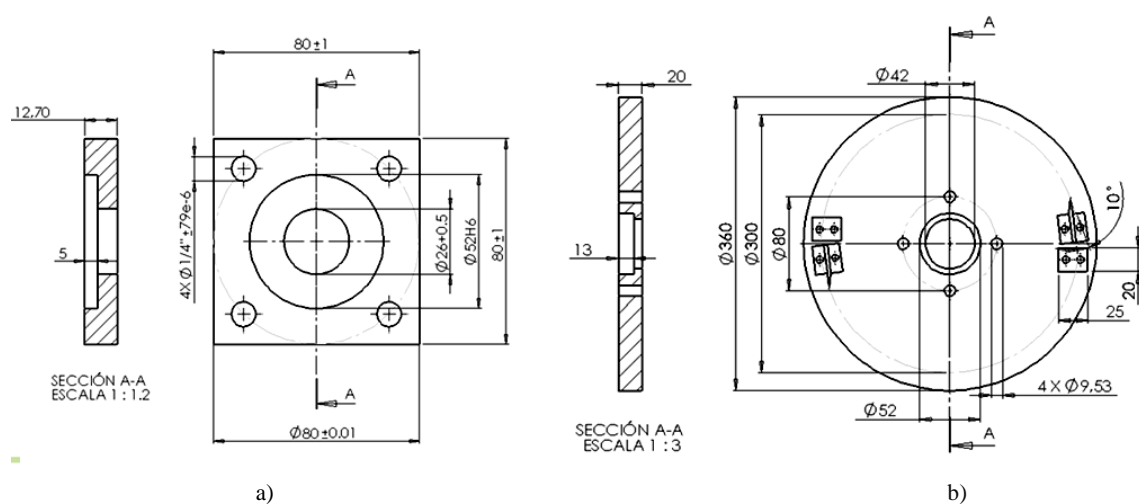


Figura 3.38. Dimensiones generales: a) Tapa rodamiento. b) tapa del tambor.

3.4.4 Sistema de alimentación

Para este sistema se ha propuesto una banda transportadora que alimente el equipo de manera continua al ser dosificada por un sistema autónomo.

3.4.4.1 Banda transportadora

La potencia de accionamiento se calcula desglosándola en tres componentes. El significado de sus variables se muestra en seguida:

<i>C</i> ; coeficiente de longitud	<i>v</i> ; velocidad de la banda	<i>Wc</i> ; peso de las partes giratorias inf.
<i>f</i> ; coeficiente de rozamiento	<i>Wa</i> ; peso lineal de la banda	<i>ρ</i> ; ángulo de inclinación
<i>L</i> ; longitud de transporte	<i>Wb</i> ; peso de las partes giratorias sup.	<i>Q</i> ; capacidad de transporte

La potencia necesaria para mover la banda sin carga, depende del peso de las partes móviles, el coeficiente de fricción en los rodillos de apoyo, la longitud, la inclinación y la velocidad de la banda:

$$P1 = g \cdot C \cdot f \cdot L \cdot v(2 \cdot W a \cos \rho + W b + W c) = 9.81 \cdot 4.5 \cdot 0.02 \cdot 1.5 \cdot 0.05 \cdot (2 \cdot 0.3 \cos 24 + 10 + 2)$$

$$P1 = 83 \times 10^{-2} \text{ W}$$

La potencia para vencer las resistencias de rozamiento al movimiento de la carga. Depende del peso de la carga a transportar:

$$P2 = \frac{g \cdot C \cdot f \cdot L \cdot Q \cos \rho}{3.6}$$

$$P2 = \frac{9.81 \cdot 4.5 \cdot 0.02 \cdot 0.6 \cdot 500 \cdot \cos 10}{3.6} = 72.4 \text{ W}$$

La potencia necesaria para elevar la carga, depende de la cantidad de material a transportar, la velocidad y la altura:

$$P3 = \frac{g \cdot Q \cdot H}{3.6} = \frac{500 \cdot 0.45}{3.6} = 633 \text{ W}$$

Por lo tanto la potencia total necesaria es:

$$Pt = P1 + P2 + P3$$

$$Pt = 705.5 \text{ W}$$

considerando pérdidas por otros factores y eficiencia, se toma la decisión de emplear la potencia de 745.7 W (1 HP).

3.4.4.2 Motor

Para el arreglo seleccionado, se ha seleccionado un solo motor que hará girar el conjunto 2 y la banda transportadora. Anteriormente se obtuvo la potencia requerida para el corte de 443 W, sumado la potencia para transporte del material obtenemos 1148.5 W. Selección 1.5 HP

3.4.4.3 Transmisión

Reductor.- Consultando el catalogo de selección de reductores Raider® 2008, se ha realizado el proceso de selección según su metodología. La velocidad de entrada en el reductor, es 29.3 s^{-1} , y de salida se requieren 2 s^{-1} , por lo tanto una reducción de 15:1 es la más aproximada. El valor de servicio ha sido tomado como 1.1, con ello se obtiene un torque de 680 N/m, suficiente para trabajar con el corte y con el transportador. El modelo seleccionado es con obturación para entrada de flecha y transmisión de salida paralelo (Mod. 133MAK56).

Banda-Polea.- Se ha seleccionado un arreglo que es apto para el trabajo con alimentos y tienen capacidad para la sincronía entre sistemas. Para su selección se tomó como referencia el catálogo BANDO 2009. El diámetro de las poleas es de 4.7" y la banda es modelo DT10 de 50 mm de ancho (DIN 7721). El arreglo empleado se muestra en la figura 3.39.

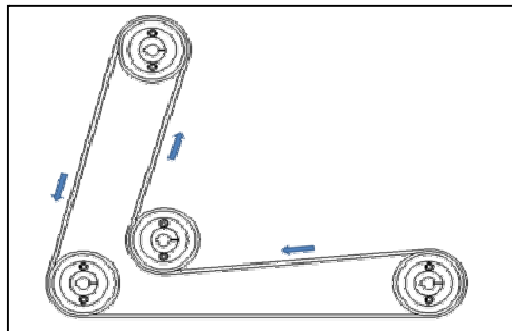


Figura 3.39. Arreglo de poleas y banda dentada.

3.4.4.3 Dosificador

Para el diseño de este sistema se realizaron diversas pruebas en las que encontró la problemática de separarlo debido a sus espinas, sobre todo en estadios de crecimiento avanzado. Para especies que no contienen espinas la dosificación es más sencilla y pueden adaptarse varios sistemas comerciales. Para su diseño se desarrollaron diferentes ideas en las que se creó el sistema que racione continuamente el nopal.

El sistema ha sido diseñado solo para el nopal que no contiene espina, ya que en los experimentos realizados, la espina no permite que fluya, para el caso de estadios mayores al segundo. El diseño consta de tres contenedores en diferentes niveles con salida hacia el contenedor inferior, en cada uno se encuentra una paleta que gira a distinta velocidad que el otro, así, la paleta superior empuja a los cladodios y estos caen al siguiente nivel por medio de la salida (figura 3.40).

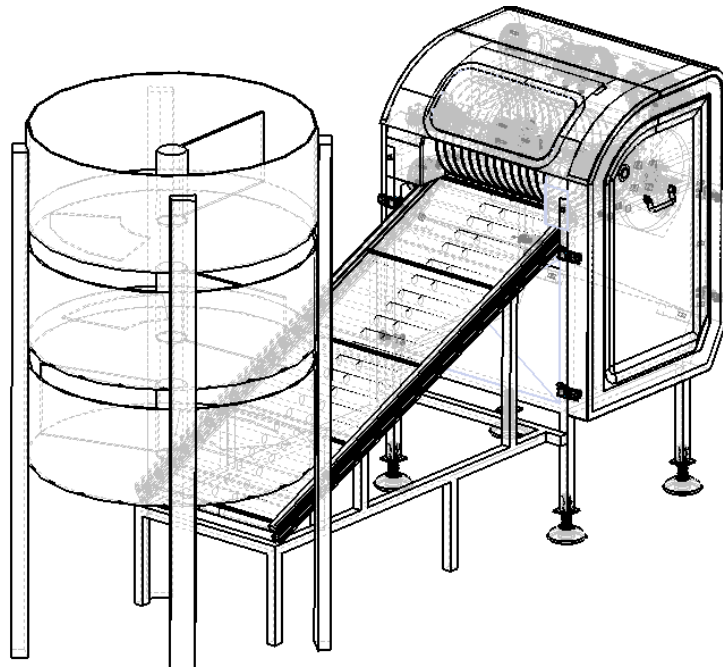


Figura 3.40. Sistema de alimentación.

4.1 Conjunto 1

4.1.1 Materiales y métodos

Las pruebas se realizaron con dos especies de cactáceas obtenidas del IIZD de la UASLP, siendo del género *O. Robusta* (con espinas) y *O. Ficus-indica* (sin espinas), la primera fue seleccionada con base en el análisis realizado en este proyecto y la segunda por ser una de las de mayor venta. La diferencia de las espinas se seleccionó para evaluar las diferentes condiciones de trabajo. Las especies fueron cortadas en el mes de diciembre alrededor de las 10:00 h y, con base en la información proporcionada, su estadio de crecimiento es avanzado (mayor a un año). El peso promedio de la raqueta de la especie *O. Robusta* es de 0.78 kg, y de *O. Ficus-indica* es de 0.85 kg.

Para realizar las pruebas y probar el diseño, se ha construido los mecanismos de corte bajo los parámetros reales. En la figura 4.1 se muestra el diseño conceptual del primero; para evaluarlo se manufacturaron los siguientes componentes:

Discos.– Se fabricaron dos piezas con lámina galvanizada (calibre 20) de 300 mm de diámetro; en su centro se realizó una perforación de 19 mm (3/4”) de diámetro para el montaje en una flecha. El filo se realizó por ambos lados de las caras, obteniendo un ángulo entre ellas de 45 grados.

Flecha.– Los discos se montaron sobre una flecha de 350 mm de longitud y 19 mm de diámetro, con un tope de 32 mm (1 ¼”), a 50 mm se realizó una operación de roscado y se consiguió una tuerca para apriete.

Espaciadores.– Se maquinaron dos de estas piezas (25 mm de longitud correspondiente al ancho del cubo) con diámetro interno de 19 mm, y diámetro externo aproximado a 32 mm.

Una vez ensamblados todos sus componentes, se montaron sobre un torno (figura 4.2), para evitar el desbalance de cargas se aplicó un contrapunto. Las pruebas consistieron en dos fases a tres diferentes ciclos por minuto: 450 m⁻¹, 710

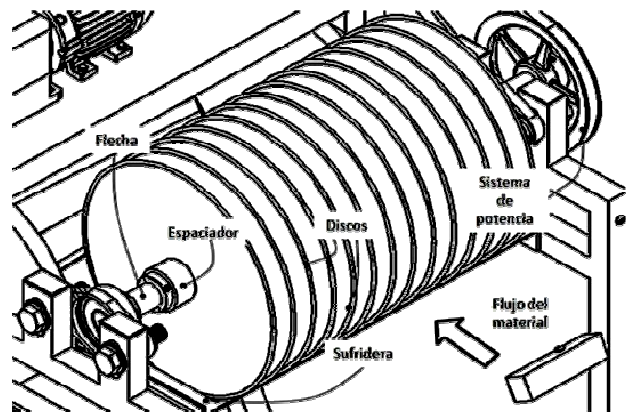


Figura 4.1. Diseño conceptual del conjunto 1.



Figura 4.2. Conjunto experimental.

m⁻¹ y 1200 m⁻¹. La primera fase consistió en realizar la prueba de corte en cada especie con los discos sin filo; esta prueba se realizó en cada uno de los ciclos. La segunda fase se realizó aplicando el filo bajo el mismo procedimiento.

4.1.2 Resultados

Primera fase.- Para el corte del cladodio a 450 ciclos se obtuvo una concentración de esfuerzos sobre las cuchillas, notándose que éstos se desviaron ligeramente y no cortaron en forma paralela. En el cladodio se observó que el corte sin filo produce una arista deformada y una cara con rugosidad (figura 4.3a), lo que origina la segregación del mucílago. Con 750 ciclos se observó que los esfuerzos se presentaron en menor cantidad, también se observó que el empuje es menor que en el caso anterior. Para 1200 ciclos no se tuvo inconveniente alguno durante el corte. Se pudo observar que la expulsión del mucílago debido a la fuerza centrífuga es mayor, en el caso de *O. Robusta* se pudo ver que las espinas, al pasar sobre los discos, se quiebran y son expulsadas con velocidad.

Segunda fase.- Para las revoluciones por minuto más bajas, se presentó una reacción similar a la primera fase, solo que se obtuvo un corte más recto (figura 4.3b). En las otras velocidades de giro no se tuvo ningún inconveniente, con el incremento de velocidad se requirió la disminución de la fuerza de entrada.

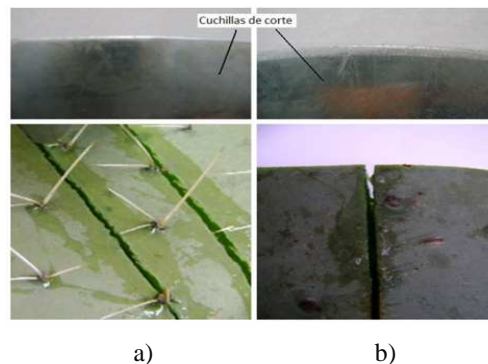


Figura 4.3. a) Corte con cuchilla sin filo. b) Corte con cuchilla con filo.

En general, otros aspectos encontrados se refieren a la lineabilidad que debe tener el cladodio cuando pasa entre los discos. Las fuerzas horizontales desvían la cuchilla y generan vibraciones. En el caso de *O. Ficus-indica*, el peso y la fricción no permiten el empuje hacia el otro lado de los discos; probablemente en estadios de crecimiento menores ocurra este fenómeno. En el caso de *O. Robusta* se pudo observar que las espinas contribuyen a este fenómeno, lo que genera que el material pase hacia el otro extremo ayudado por las fuerzas que genera el disco.

La importancia del filo fue relevante puesto que facilita considerablemente el corte y destruye menos a la planta. Se recomiendan cuchillas de material que lo conserven durante largos periodos. Para el paso del material se encontró que el diámetro de los discos es adecuado y tiene la capacidad de hacer el corte de más de una cama de raquetas en cualquiera de las

especies (fig. 4.4). En el aspecto de protección, el mucílago y las espinas tienden a salir expulsadas del conjunto.

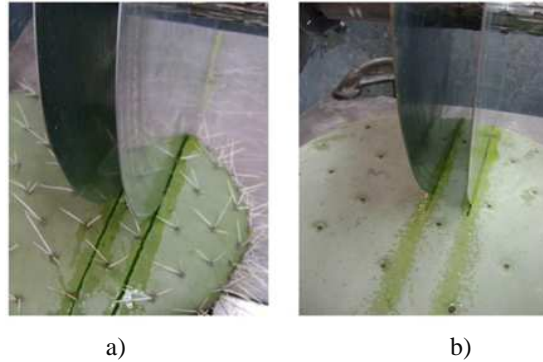


Figura 4.4. a) Corte de cladodio O. Robusta. b) Corte de cladodio O. Ficus-indica.

4.2 Conjunto 2

4.2.1 Materiales y métodos

El segundo corte se lleva a cabo con cuchillas helicoidales sobre un tambor; su diseño conceptual se muestra en la figura 4.5. Antes de desarrollar el diseño de las cuchillas se llevaron a cabo diversos experimentos en los que se probó la factibilidad de este método. En ellos se encontró que la dermis es mucho más difícil de cortar que el colenquimia, también que el corte depende de la velocidad y exactitud que exista entre la cuchilla y la sufridera.

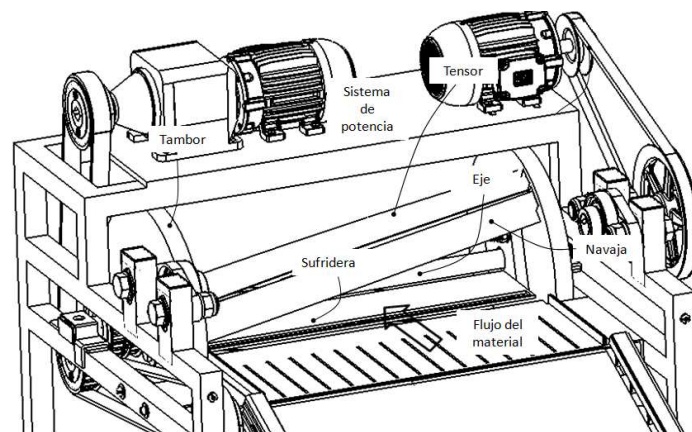


Figura 4.5. Diseño conceptual del conjunto 2.

Para realizar la experimentación, se construyó un dispositivo mecánico que se acciona manualmente, el ángulo de filo es $\alpha=40^\circ$ (fig. 3.30). Está soportada radialmente por dos brazos y se ha acomodado de manera que el ángulo helicoidal es de 10° (figura 4.6). La sufridera se colocó sin excentricidad con el fin de realizar un corte puro y visualizar los ángulos de la cuchilla.



Figura 4.6. Modelo experimental del conjunto 2.

La prueba se realizó con las cactáceas cortadas con el conjunto uno; para llevarlas a cabo, se recortó su tamaño con el fin de conocer su longitud mínima entre cortes. La figura 4.7 muestra el proceso de corte, en él, el cladodio es situado entre ambas sufrideras y posterior a ello se hace bajar la cuchilla. Este procedimiento se realizó principalmente con tres ángulos de corte de la cuchilla, siendo éstos 15°, 20° y 25°, tomando como referencia el eje vertical.

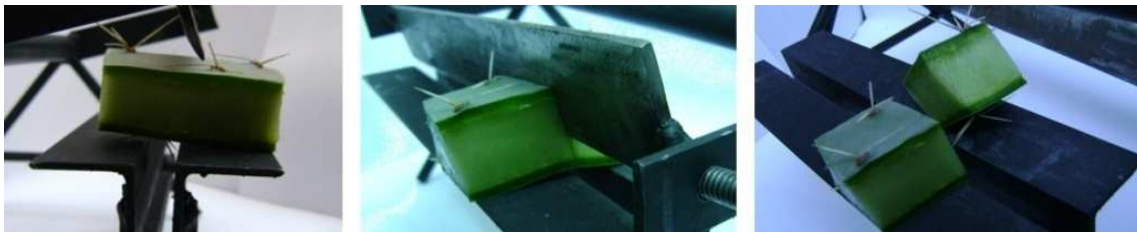


Figura 4.7. Cubicado de cladodio con espina.

4.2.2 Resultados

En las pruebas realizadas se tuvo problemas con el filo de la navaja, puesto que al realizar varios cortes se perdía. En las pruebas se encontró que conforme se incrementa el ángulo de corte, la fuerza de aplicación también aumenta. El ángulo máximo de corte con el que se experimentó fue de 38°, ya que a partir de ahí, la cuchilla generaba una compresión que destruía considerablemente a la planta (figura 4.8).



Figura 4.8. Corte de la cactácea con un ángulo de la cuchilla mayor a 38°.

En el corte de la especie sin espina, el acomodo del cladodio no tuvo inconveniente, su separación dependió mucho de los ángulos de filo y corte. También, el ángulo helicoidal se vio afectado por este hecho, y por ende, la fuerza de corte se distribuía sobre la superficie de la cactácea, requiriendo incrementarla.

En el corte de la especie con espinas, solo se obtuvo en 2 de los 15 cortes, una desviación por efecto de las espinas, al introducirlo, no se tuvo el problema de que la espina lo atorara.

Con respecto al empuje lateral debido a la fuerza horizontal, en ningún caso se presentó. Sin embargo, para realizar cubos con una mayor precisión, se recomienda aplicar guías.

En cuanto a la posición radial de la cuchilla, debe incrementarse si se desea cortar más de una cama, siendo que sus ángulos cambian según el espesor de la cetácea.

Conclusiones

Los equipos y procesos de deshidratación existentes son efectivos pero poco funcionales en el campo. El proceso de secado al aire libre es el más económico pero implica largos periodos de tiempo; para reducirlo, la aplicación del equipo laminador de nopal es una buena opción.

La determinación de las condiciones reológicas del nopal debe hacerse para cada región puesto que las condiciones climatológicas y del suelo llevan a que sean distintas en todos los casos, los nutrientes, el contenido de fibra y la resistencia a la penetración son variables para cada especie en diferentes condiciones de crecimiento. En el presente proyecto se obtuvo una relación que representa a un amplio grupo de especies.

La utilización de una metodología generó la visualización de las opciones para el diseño; el desarrollo basado en la síntesis de la información llevó a la creación de una máquina más eficiente.

La aplicación del principio de la curva cicloide no fue funcional para el tipo de análisis desarrollado ya que no se adecua al proceso de corte. Para las condiciones del proceso, la evaluación de ecuaciones y modelos matemáticos mostraron que es posible construir el equipo con requerimientos energéticos inferiores a los equipos existentes. Además, la cantidad de componentes utilizados ha sido menor que en otros equipos. Los materiales aplicados como los polímeros, redujeron el peso del equipo y por lo tanto el consumo de energía; el acomodo de los sistemas permite un ensamblaje en pocos minutos en caso de reparación.

La experimentación con las cuchillas de corte mostró que su elección fue adecuada y que no hay daños en la materia prima. Los filos de las cuchillas y el material del que están compuestos son la clave para un corte de calidad. En la materia prima se observó que no existe activación de las enzimas y los ácidos orgánicos favorecieron la carboxilación. El pH no contribuye a la oxidación de los materiales, por el contrario, genera una película que los protege contra ella.

El ensamble virtual de las piezas que componen la máquina se utilizó para diseñar el concepto real basado en componentes estandarizados. Con ello se llegó a la presentación del equipo como un producto comercial.

El diseño de la máquina proporciona una alternativa para mejorar el proceso de deshidratación, eliminando la necesidad de un equipo desespínador.

Bibliografía

- [1] Ríos, J.; V, Quintana. **“Manejo general el cultivo del nopal”** Colegio de Posgraduados, Manual del participante. Diciembre 2004. México. pp 8–13.
- [2] López, C. **“Evaluación de tributos posiblemente asociados con la calidad del nopal”** UASLP, Tesis para obtener el grado de Ingeniero Agroindustrial Abril 2008, San Luis Potosí S. L. P.
- [3] Rodriguez, A.; Cantwell, M. **“Developmental changes in composition and quality of prickly pear cactus cladodes (nopalitos)”**. Plant Foods for Human Nutrition. Vol. 38. 83–93.1988.
- [4] Sáenz, C. et al. **“Utilización agroindustrial del nopal”** FAO: Organización de las naciones unidas para la agricultura y la alimentación. Boletín de Servicios Agrícolas N° 162. Roma 2006. ISSN 1020–4334.
- [5] Borrego E.; F. Burgos. **“El nopal”** Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro. Información de referencia, Reunión Nacional del Sistema – Producto Nopal y Tuna. Buenavista, Saltillo, Coah. México 1986.
- [6] Pimienta, E.; U, Muñoz. **“Domesticación de nopales tuneros (*Opuntia* spp.) y descripción de las principales variedades cultivadas** Estudio FAO. Producción y Protección Vegetal 132. Roma. pp. 61-67.1999.
- [7] Aguilera, J.; R, Ramírez.; F, Méndez. **“Utilización de nopal como alimento animal”** Universidad Autónoma de Zacatecas. Documento de divulgación. México 2004 pp. 1–5
- [8] Nobel, P.; J, Cavelier.; J, Andrade. **“Mucilage in cacti: its apoplasti capacitance, associated solutes, and influence on tissue water relations”** Journal of Arid Environments, 43(250), 1992.
- [9] Gibson, A.; P, Nobel. **“The cactus”** Harvard University Press. Cambridge, Massachusetts. USA. Botanical Gazette. 138 (3): 1986. p. 33.
- [10] Cantwell, M. **“Quality and postharvest physiology of nopalitos and tunas”**. In: Felker, P. (Ed) Proceedings Second Annual Texas Prickly Pear Council. McAllen, TX. USA. pp. 50 – 66.1991.
- [11] Flores, J.; R, Yeaton. **“The replacement of arborecent cactus species along a climatic gradient in the southern Chihuahuan Desert: competitive hierarchies and response to freezing temperatures”**. Journal of Arid Environments. 55: 583–594. 2003.
- [12] Saenz, C. **“Cladodes: a source of dietary fiber”**. Journal of the Professional Association for Cactus Development.2: 117–123.1997.

- [13] Saenz, C.; E, Sepulveda.; B, Matsuhiro. **“Opuntia spp. mucilage’s: a functional component with industrial perspectives”**. Journal of Arid Environments. 57: 275–290.2004.
- [14] Ramírez, H. **“Productividad primaria y calidad nutrimental de nopal (Opuntia spp. y Nopalea sp.) en condiciones intensivas”**. Tesis de maestría. Universidad Autónoma de San Luis Potosí. San Luis Potosí, S. L. P. México. pp 70. 2006.
- [15] Sanchez, I.; M, Cano.; B, Hermida. **“Blanding, freezing and frozen storage influence texture of white asparagus”**. Journal of Food Science. 59: 821–823.1994
- [16] Rodriguez, A.; M, Villegas. **“Quality of cactus stems (Opuntia ficus–indica) during low temperature storage”**. Journal of the Professional Association for Cactus Development. 2: 142–151.1997.
- [17] Gibson, A. **“Wood anatomy of Opuntia with cylindrical to globular stems”**. Botanical Gazette. 1997. pp. 334–351.
- [18] Nerd, A.; M, Dumotier.; Y, Mizrahi. **“Properties and postharvest behavior of the vegetable cactus Nopalea cochenillifera”**. Postharvest Biology and Technology. 10: 135–143.1997
- [19] Guevara, C.; E, Yahia.; E, Brito.; S, Biserka. **“Effects of elevated concentrations of CO₂ in modified atmosphere packaging on the quality of prickly pear cactus stems (Opuntia spp.)”**. Postharvest Biology and Technology. 29: 167–176. 2003.
- [20] García, E.; V, Pena. **“La pared celular. Componente fundamental de las células vegetales”**. Memorias del Congreso de Ingeniería Agrícola. Universidad Autónoma Chapingo. Chapingo, estado de México. México. 1995.
- [21] Ramírez, H.; J, Reyes.; J, Pinos. **“Efecto de la especie y madurez sobre el contenido de nutrientes de cladodios de nopal”**. Agrociencia. 41(6): 619–626. 2007.
- [22] Figueroa, F. **“Estudio de las nopaleras cultivadas y silvestres sujetas a recolección para el mercado en el Altiplano Potosino–Zacatecano”**. Tesis profesional. Escuela de Agronomía, Universidad Autónoma de San Luis Potosí. San Luis Potosí, S.L.P. México. 171p.1984.
- [23] Medina, L.; E, Brito.; B, Torrestiana.; S, Alonso,. **“Mechanicalproperties of gels formed by mixture of mucilage gum (Opuntia ficus–indica) and carrageenans”**. Carbohydrate Polymers. 52: 143–150.2003.

- [24] Nieddu, G.; I, Chessa.; P, Deidda.; Z, Tekle. **“Changes in CAM activity ABA, and PAs in *Opuntia ficus-indica* as response to drought”**. Acta Horticulturae. 438: 97–103.1997.
- [25] Sharma, C.; R, Wolfe. **“Evaluation of methods for measuring asparagus texture”**. International Journal of Food Properties. 8:1975.
- [26] Borrego, F.; V, Burgos. **“El nopal”**. Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro. Buenavista, Saltillo, Coah. México.1986.
- [27] Peña, C.; A, Sánchez. **“Polisacáridos de nopalito y tuna (*Opuntia spp.*)”** Memoria del X Congreso Nacional, sobre el Conocimiento y Aprovechamiento del Nopal Universidad Autónoma Chapingo, Chapingo, Mexico. 2004
- [28] Trachtenberg, S.; A, Fahn. **“The mucilage of *Opuntia ficus-indica* (L.) Mill.– development, ultrastructure, and mucilage secretion”**. Botanical Gazette. 142 (2): 206–213.1981.
- [29] Mauseth, D. **“Ontogenetic mechanisms and the evolution of Cactaceae”**. Proceedings of the IV Congreso Latinoamericano de Botánica. Editors: R. Fortunato and N. Bacigalupo. Missouri Botanical Garden Press. pp. 355 – 362.1998.
- [30] Trachtenberg, S.; M, Mayer. **“Composition and properties of *Opuntia ficus-indica* mucilage”**. Phytochemistry. 12: 2665–2668.1981.
- [31] Saenz, H. **“Processing technologies: an alternative for cactus pear (*Opuntia spp.*) fruits and cladodes”**. Journal of Arid Environments. 46: 209–225.2000.
- [32] Abraján, A. **“Efecto del método de extracción en las características químicas y físicas del mucílago del nopal (*Opuntia ficus-indica*) y estudio de su aplicación como recubrimiento comestible”** Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia, departamento de tecnología de alimentos. Valencia, 2008.
- [33] Corrales, J.; C, Peña. M, Razo.; M, Sánchez. **“Acidity changes and pH-buffering capacity of nopalitos (*Opuntia spp.*)”**. Postharvest Biology and Technology. 32: 169–174.2004.
- [34] George, R.; J, Corrales.; D, Peña. **“Cambios en color, sabor y contenido de mucilago en nopalito (*Opuntia ficus-indica*) escaldado con tequezquite”** Memoria del X Congreso Nacional, sobre el Conocimiento y Aprovechamiento del Nopal, Universidad Autónoma Chapingo, Chapingo, México. 2004.
- [35] Ochoa, J.; G, Leguizamo.; G, Ayrault.; F, Miranda. **“Cold storage and shelf life *Nopalea cochenillifera* behavior: evaluation of quality parameters”**. Memoria del X Congreso Nacional,

sobre el Conocimiento y Aprovechamiento del Nopal Universidad Autónoma Chapingo. México. 2004.

[36] Kuti, O. **“Growth and compositional changes during the development of prickly pear Fruit”** *Journal. H. Science. Vol. 67.* pp 861–868.1992.

[37] Lee, K.; I, Park.; D, Lee. **“Modified atmosphere packaging of a mixed prepared vegetables salad dish”.** *Journal: Food Science and Technologies* 31:7–13.1996.

[38] Granados, D.; D, Castañeda. **“El Nopal”.** 2ª Reimpresión, Ed. Trillas, México.1996. pp. 125–134

[39] Flores, C. **“Producción, industrialización y comercialización de Nopalitos”.** Agroecología, Cultivo y Usos del nopal. *Estudio FAO Producción y Protección Vegetal, No.132.* pp. 97–105. Roma.1999.

[40] Mitchell, G. **“Cooling horticultural commodities”.** Division of Agriculture and Natural Resources. University of California, Publication 3311.Cap. 8. 1992. pp. 53–68.

[41] Brandon, C. **“Temperature features of enzymes affecting crassulacean acid metabolism”.** *Plant Physiol. No. 42* 1967. pp. 977–984.

[42] Figueroa, H. **“Estudio de las nopaleras cultivadas y silvestres sujetas a recolección para el mercado en el Altiplano Potosino-Zacatecano”.** Tesis profesional. Escuela de Agronomía, Universidad Autónoma de San Luis Potosí. San Luis Potosí, S.L.P. Mexico1984. p.171

[43] Gerardo, I.; I, Gómez,; N, Revimar,; R, Matéos,; J, rojas. **“Trituradora de nopal”** Conalep-Tepoztlán Texio. XIX Congreso de Investigación, Noviembre, México 2008.

[44] Frank, G. **“Apparatus and process for producing crinkle cut vegetables”** Unites States Patent Office, U. S. A. Noviembre 15, 1965. Archivo N°. 507,902 Claims.CI 146–240.

[45] Sepúlveda, R.; T, Mendoza. **“Maquina rebanadora y trituradora de ramas y troncos de árbol”** Centro universitario de ciencias exactas e ingenierías división de ingenierías, Universidad de Guadalajara, México. Septiembre 2002.

[46] Serrano, C. **“Diseño y construcción de una rebanadora de plátano macho para la producción de frituras”** Proyecto de la materia de diseño mecánico. Instituto Politécnico Nacional CIIDIR, Oaxaca, México.

[47] **“Cortadora mecánica para plantas leñosas”** Centro de Investigación de Ergonomía Agrícola de la Universidad de California, Hoja de Consejos No. 3. U. S. A. California.

[48] www.key.net [Consulta el 16 de febrero del 2010]

[49] www.upme.com [Consulta el 16 de febrero del 2010]

[50] http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/huerta_t_ca/capitulo3.pdf.
[Consulta el 4 de febrero del 2009].

[51] www.hallde.com [Consulta el 16 de febrero del 2010]

[52] <https://www.programa.cl/ingenieria/2007/2/MA2/6> [Consulta el 19 de marzo del 2009]

[53] www.nopalea.com.mx [Consulta el 10 de julio del 2008]

[54] Fredik, J “**Metal cutting machine with cut piece pickup and transport magnets**” Unites States Patent Office, U. S. A. Febrero 8, 1993. Aplicación N°222, 576.

[55] Van Devanter et al. “**Automatic portion cutting method and machine**” Unites States Patent Patent number: 4, 557,019 December 10, 1985.

[56] www.industrialtaylor.com [Consulta el 7 de marzo del 2009]

[57] www.boccosrl.com.ar/Jardineria_CC_Honda.html# [Consulta el 7 de marzo del 2009]

[58] Martínez L, “**Máquina cortadora de dulces**” Modelo de utilidad, solicitud: U 200102704, Oficina española de patentes y marcas. Octubre, 1992.

[59] www.chapea.com [Consulta el 24 de noviembre del 2009]

[60] www.urschellaboratories.com [Consulta el 7 de marzo del 2009]

[61] www.nock.gmbh.com [Consulta el 18 de mayo del 2009]

[62] www.ideal.com [Consulta el 17 de febrero del 2010]

[63] www.kronen.com [Consulta el 17 de febrero del 2010]

[64] www.pbimarketing.com [Consulta el 17 de febrero del 2010]

[65] www.interempresas.net [Consulta el 17 de febrero del 2010]

[66] www.infosys.com [Consulta el 17 de febrero del 2010]

[67] www.carat-herramientas.es/docs [Consulta el 28 de septiembre del 2009]

[68] <http://www.higienealimentaria.com/leghor.asp?ap=3> [Consulta el 16 de febrero del 2010]

- [69] Vernard, J.; R, Street. **“Elementos de Mecánica de fluidos”** Editorial Continental S. A. de C. V. Octubre, México. 1983. pp 34–42
- [70] Martínez, J. **“Fricción fluida y coeficiente de fricción”** Exxon Mobil. Lubricants & Specialties. Boletín de Servicio Técnico. México DF. 2007. pp 1,2.
- [71] Cornejo, L. **“La excavación mecánica de rocas”** Revista de obras publicas.No.7. Octubre 1987. pp 649–664.
- [72] Rössel, D.; H, Ortiz.; H, Durán. **“Teoría funcional de una máquina de tipo tambor y tecnología del desfibrado de lechuguilla”** Universidad Autónoma de S. L. P. Colegio de Posgraduados, Salinas de Hidalgo, S. L. P. y Córdoba, Veracruz. México.
- [73] López, D.; M, Lozano, **“Diseño de una máquina picadora de nopal para forraje”** Universidad Autónoma de Chapingo. Tesis grado: Ingeniero mecánico agrícola. Chapingo, Mexico. 1995.
- [74] Aguilar, S.; C, García,. **“Diseño de una máquina para rebanar y picar nopal verdura (opuntia spp)”** Universidad Autónoma de Chapingo. Tesis grado: Ingeniero mecánico agrícola. Chapingo, Mexico. 2006.
- [75] Bustamante, P.; E, Parra.; A, Sánchez. **“Diseño de una máquina desespindora de Nopal Verdura”** Tesis para obtener el grado de Ingeniero Mecánico Agrícola. Universidad Nacional Autónoma de Chapingo. México, Octubre del 2000.
- [76] Slaymaker, R. **“Diseño y análisis de elementos de Máquinas”** Velocidad crítica de un conjunto de flechas, pp: 203–224. Ed: Limusa. México,1969.
- [77] Azmy, A. **“The Design, Construction and evaluation of compost shredder”** Seminar on the farm machinery for developing countries. Tsukuba, Japan. October 1993.
- [78] Dorelly, S. **“Requerimientos de potencia en la producción de astillas”** Campo Experimental Coyoacán, INIFAP. México, D.F. 1992.
- [79] Savani, J.; V, Vagadia.; R, Kathiria. **“Design and development of agricultural wastes shredder”** Agricultural mechanization in Asia, Africa, and Latin America. Vol.35 No. 2. Pp. 41–46. 2004.
- [80] Virgil, F. **“Diseño de elementos de máquinas”** Editorial limusa S.A de C. V. México 1995. pp 576–606.
- [81] <http://www.grainger.com.mx/grainger> [Consulta el 18 octubre del 2009]

[82] Deutschman, A; W, Michels; Ch, Wilson. **“Machine design: theory and practice” Macmillian publishing Co., Inc. Newark college of engineering New Jersey Institute of technology. U.S.A. 1985.**

[83] Juvinal, J.; L. Robert **“Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica”** Editorial LIMUSA. México, 1991.

[84] Goodyear-Las bandas del sello verde **“Bandas V-Múltiples”** Catálogo de selección y venta, publicación febrero 1998.

[85] Fernández, R **“Apuntes sobre transmisión y adecuación de potencia”** Capítulo 12: Montajes cubo–flecha, pp 2–5. Universidad Autónoma de San Luis Potosí, Ingeniería mecánica–eléctrica. S. L. P. México 1999.

[86] www.masterblade.net_[Consulta el 16 febrero del 2010]

[87] Lozano, B; J, Torres. **“Diseño y construcción de un prototipo para secar nopal”** Tesis para obtener el grado de Ingeniero Mecánico Agrícola. Universidad Nacional Autónoma de Chapingo. México, Abril de 1999.

[88]Anónimo **“Conformación por desplazamiento del material: Mecanizado de materiales”** I.E.S Cristóbal de Monroy. Departamento de tecnología.

[89] Martínez, A.; P, Valdés.; J, Díaz.; Y, Maturell.; D, Vega. **“Modelo matemático racional para el cálculo de potencia consumida en molinos forrajeros de tambor”** Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, Universidad Agraria de la Habana , Cuba. 2004

[90] Campos, S. **“Fuerzas y análisis cinemático de discos planos empleados en la labranza de conservación con tiro animal”** INIFAP Veracruz, Ver. México. 2007.

[91] Valdés, P; A, Martínez.; R, Ajalla.; E, Brito.; R, Albóniga,. **“Influencia del ángulo de deslizamiento y la velocidad de la cuchilla sobre la energía específica de corte de tallos de caña de azúcar”** Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, Vol. 18, No. 1, 2009. La Habana, Cuba.

Anexo 1 Equipos de corte



Sierra cortadora de carne.



Cuchillas de hélice



Rebanadora de pan



Máquina precortadora.



Equipo de multicorte.



Cortadora para coles.



Máquina rebanadora de vegetales



Rallador de vegetales



Cortador por hilo para queso



Cortador por hilo para queso



Rebanador para embutidos



Rebanador de vegetales



Sierra para corte de madera.



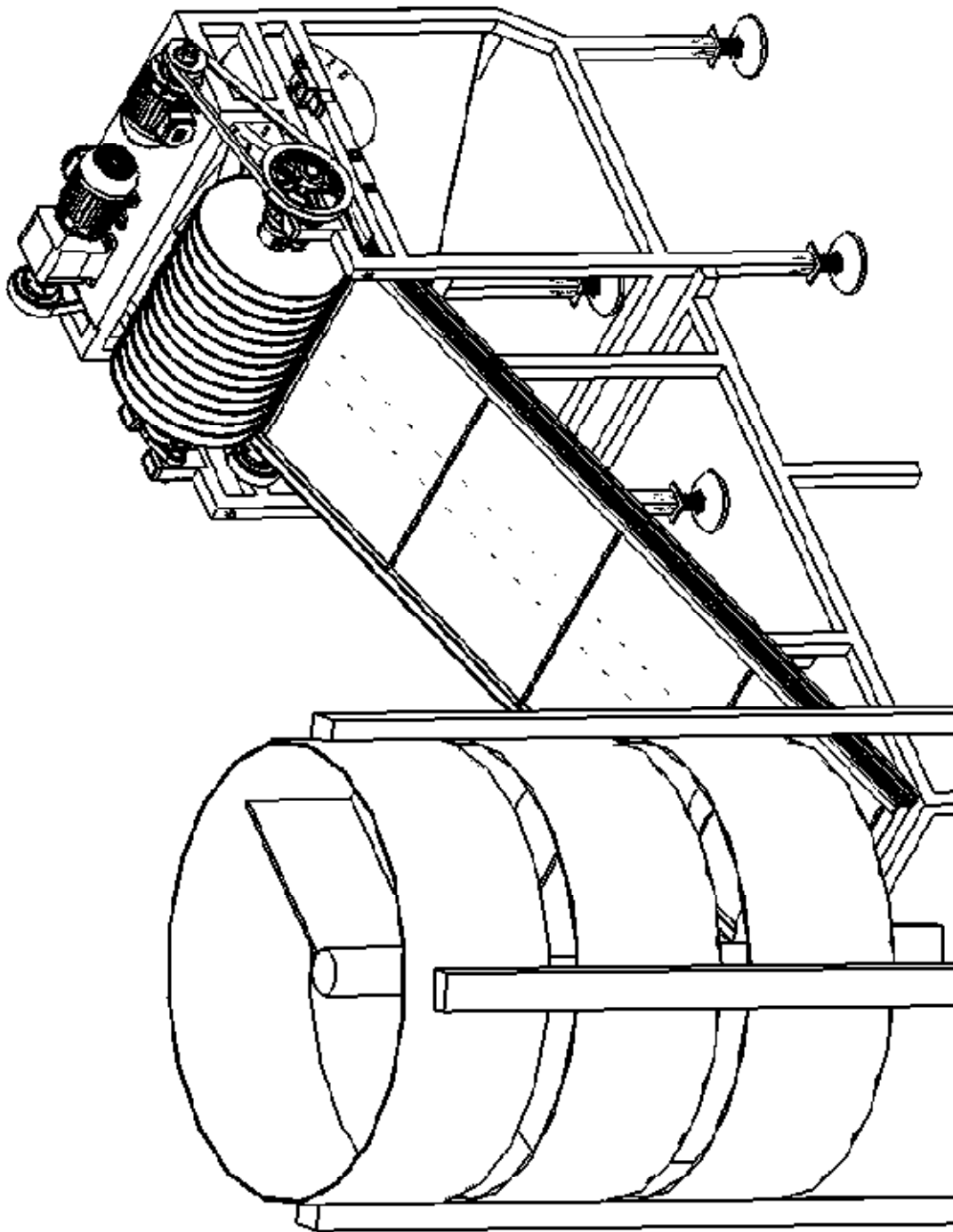
Cortador de guillotina.



Cortadora de piedras.

Anexo 2

Isométrico del equipo cubicador de nopal



Anexo 3

Máquina cubicadora de nopal

