

DISEÑO DE UNA MÁQUINA 'AUTOMATIZADA' PARA LA PRODUCCIÓN DE
EMPANADAS

JUAN PABLO BARRERA BARRAGÁN

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.017

DISEÑO DE UNA MÁQUINA 'AUTOMATIZADA' PARA LA PRODUCCIÓN DE
EMPANADAS

JUAN PABLO BARRERA BARRAGÁN

Proyecto integral de grado para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.017

Nota de aceptación:

Presidente del Jurado
Ing. Oscar Ochoa

Jurado 1
Ing. Miguel Morales

Jurado 2
Ing. Edwin Rivera

Bogotá, 18 de Mayo de 2.017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Camilo Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Dr. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Departamento de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

Este proyecto lo dedico primeramente a Dios, por darme sabiduría durante este periodo de formación en la universidad, también dedico este proyecto a mis padres Freddy Barrera y Cecilia Barragán, quienes me apoyaron y alentaron desde el primer día que inicié el camino para formarme como ingeniero mecánico hasta el último en la universidad y quienes me inculcaron valores y principios que me permiten ser mejor persona cada día.

Expreso mis más sinceros agradecimientos a las personas que de una u otra manera aportaron en el desarrollo de este proceso e hicieron posible que este proyecto pudiera culminarse con éxito. De primera mano queremos agradecer a la Fundación Universidad de América quien fuere artífice principal, brindándome la formación y el conocimiento académico, adquiriendo bases sólidas las cuales usaré en mi vida profesional.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	19
1. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL	21
1.1. SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE MASA	21
1.2 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE RELLENO	23
1.3 SISTEMA DE CONFORMADO DE PRODUCTO	25
2. CONCEPTUALIZACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN	27
2.1 CONCEPTOS GENERALES	27
2.1.1 Dispositivo de dosificación de masa	27
2.1.2 Dispositivo de dosificación del relleno	28
2.1.3 Dispositivo de conformado de las empanadas	28
2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO	29
2.2.1 Producto a fabricar	29
2.2.2 Capacidad de la máquina	30
2.2.3 Variables de operación	31
2.2.4 Materiales	31
2.2.5 Fuente de energía	31
3. PLANTEAMIENTO Y EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	32
3.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	32
3.1.1 Alternativa 1	32
3.1.2 Alternativa 2	32
3.1.3 Alternativa 3	33
3.2 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	33
3.2.1 Conceptualización de la alternativa elegida	35
4. DISEÑO DETALLADO	36
4.1 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE MASA	36
4.1.1 Parámetros de diseño	36
4.1.2 Rodillos laminadores	36
4.1.2.1 Diámetro de los rodillos laminadores	36
4.1.3 Cálculo de ejes mínimos para rodillos	44
4.1.3.1 Rodillo conductor	45
4.1.3.2 Rodillo conducido	61
4.1.4 Cálculo y dimensionamiento de catarinas y cadenas	65
4.1.5 Cálculo de cuña	68
4.1.6 Cálculo de inercia del sistema	69
4.1.7 Sistema cortador	73
4.1.8. Cálculo de resortes	75
4.2 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE RELLENO	78

4.2.1	Parámetros de diseño	78
4.2.2	Tolva de dosificación	78
4.2.3	Sistema de rotación de tolvas	85
4.2.4	Sistema de dosificación de relleno	96
4.3	BANDA TRANSPORTADORA	97
4.3.1	Material a transportar	97
4.3.2	Velocidad de la banda	97
4.3.3	Capacidad requerida	97
4.3.4	Capacidad máxima de transporte	97
4.3.5	Fuerza necesaria para desplazar horizontalmente la carga	101
4.4	SISTEMA DE CONFORMADO	102
4.4.1	Parámetros de diseño	102
4.4.2	Molde	103
4.5	ESTRUCTURA	103
4.5.1	Análisis elemento A	104
4.5.2	Análisis elemento B	110
4.5.3	Soldadura	113
4.6	AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL	117
4.6.1	Selección del PLC	117
4.6.2	Conexión Neumático	118
5.	ANÁLISIS POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	124
5.1	ESTRUCTURA SISTEMAS LAMINADOR Y CORTADOR	124
5.2	ESTRUCTURA SISTEMA INTERCAMBIO DE TOLVAS	127
5.3	ESTRUCTURA SISTEMA DE CONFORMADO	130
6.	MANUALES	134
6.1	MANUAL DE MONTAJE	134
6.2	MANUAL DE OPERACIÓN	140
6.3	MANUAL DE MANTENIMIENTO	142
7.	EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO	145
7.1	EGRESOS DE INGENIERÍA	145
7.1.1	Egresos del talento humano	145
7.1.2	Egresos de maquinaria y equipos	145
7.1.3	Egresos fungibles	145
7.1.4	Otros gastos	145
7.1.5	Total Ingresos de ingeniería	146
7.2	EGRESOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE	146
7.2.1	Costo total de la máquina	146
7.3	EVALUACIÓN FINANCIERA	147
7.3.1	Cálculo del valor presente neto (VPN)	149
7.3.2	Tasa interna de retorno (TIR)	149
8.	CONCLUSIONES	150

9. RECOMENDACIONES	151
BIBLIOGRAFÍA	152
ANEXOS	153

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Nivel de importancia	34
Tabla 2. Nivel de satisfacción	34
Tabla 3. Matriz de ponderación	34
Tabla 4. Concentradores de esfuerzos	58
Tabla 5. Diámetros elegidos para cada sección	60
Tabla 6. Diámetros calculados	65
Tabla 7. Inercia catarina conducida	71
Tabla 8. Peso de las muestras	79
Tabla 9. Altura de agua en el recipiente	80
Tabla 10. Volumen desplazado de cada relleno	80
Tabla 11. Densidad rellenos (g/cm ³)	81
Tabla 12. Altura de cilindros de relleno	83
Tabla 13. Diámetros secciones del eje	94
Tabla 14. Cálculo volúmenes rodillo conducido	105
Tabla 15. Volúmenes rodillo conductor	106
Tabla 16. Características del PLC	118
Tabla 17. Dimensiones de cilindros	120
Tabla 18. Volumen de aire comprimido	120

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Esquema máquina	27
Figura 2. Tolvas intercambiables en el plano YZ	32
Figura 3. Tolvas Intercambiables por mesa giratoria	33
Figura 4. Sistema por tornillo sin fin	33
Figura 5. Configuración de discos de masa	39
Figura 6. Ancho del área proyectada del rodillo	43
Figura 7. Configuración catarinas sistema laminador	46
Figura 8. Disposición eje laminador conductor	47
Figura 9. Diagrama de cuerpo libre eje conductor	47
Figura 10. Fuerzas plano YZ	48
Figura 11. Reacciones en lo apoyos plano YZ	49
Figura 12. Sección AB	49
Figura 13. Sección BC	50
Figura 14. Sección CD	50
Figura 15. Sección CD simplificación carga distribuida	51
Figura 16. Diagrama fuerza cortante plano YZ	52
Figura 17. Diagrama momento flector plano YZ	52
Figura 18. Fuerzas plano XZ	53
Figura 19. Reacciones en los apoyos plano XZ	53
Figura 20. Sección AB	54
Figura 21. Sección BC	54
Figura 22. Diagrama fuerza cortante plano XZ	55
Figura 23. Diagrama Momento flector plano XZ	56
Figura 24. Puntos cálculo de eje	57
Figura 25. Disposición eje laminador conducido	61
Figura 26. Diagrama cuerpo libre eje conducido	62
Figura 27. Fuerzas plano YZ	62
Figura 28. Diagrama de cuerpo libre con reacciones en lo apoyos	63
Figura 29. Diagrama fuerza cortante plano YZ	63
Figura 30. Diagrama momento flector plano YZ	64
Figura 31. Puntos cálculo del eje	64
Figura 32. Tolva	82
Figura 33. Cálculo geométrico tolva	84
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre mesa giratoria	86
Figura 35. Reacciones en los apoyos	86
Figura 36. Diagrama de fuerza cortante	86
Figura 37. Diagrama de momento flector	87
Figura 38. Dimensiones mesa giratoria	88
Figura 39. Ubicación carga en la mesa giratoria	90
Figura 40. Cargas eje mesa giratoria	91
Figura 41. Diagrama cuerpo libre del eje	92

Figura 42. Reacciones en los apoyos	92
Figura 43. Diagrama de fuerza cortante	93
Figura 44. Diagrama de momento flector	93
Figura 45. Secciones del eje	94
Figura 46. Movimiento cilindro dosificador	96
Figura 47. Área transversal empanada	98
Figura 48. Rodillo conducido	104
Figura 49. Rodillo conductor	105
Figura 50. Diagrama de cuerpo libre	107
Figura 51. Reacciones en los apoyos	107
Figura 52. Diagrama de fuerza cortante	109
Figura 53. Diagrama de momento flector	109
Figura 54. Longitud efectiva para conexiones en los extremos	110
Figura 55. Esquema ubicación de la fuerza	116
Figura 56. Diagrama fuerza resultante	116
Figura 57. Diagrama espacio fase	121
Figura 58. Diagrama ladder	122
Figura 59. Diagrama eléctrico principal	123

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Egresos talento humano	145
Cuadro 2. Gastos maquinaria y equipos	145
Cuadro 3. Gastos fungibles	145
Cuadro 4. Otros gastos	146
Cuadro 5. Egresos de ingeniería	146
Cuadro 6. Costo total de fabricación	146
Cuadro 7. Costo total de la máquina	147
Cuadro 8. Costos mínimos de operación	147
Cuadro 9. Flujo de caja	148

LISTA DE IMÁGENES

	pág.
Imagen 1. Dosificación manual, MAQUIEMPANADAS	21
Imagen 2. Dosificación continua, AMICON	22
Imagen 3. Dosificación con corte de masa, ARFEMEC	22
Imagen 4. Dosificación por tolva, ALTERNITEC SAS	23
Imagen 5. Dosificación de relleno manual	23
Imagen 6. Dosificador de relleno automático	24
Imagen 7. Dosificador por tornillo, GRUENN	24
Imagen 8. Sistema de conformado empanada	25
Imagen 9. Sistema conformado horizontal	26
Imagen 10. Tipos de moldes usados	26
Imagen 11. Dispositivo laminador y cortador de masa	27
Imagen 12. Dispositivo dosificador de relleno	28
Imagen 13. Dispositivo de conformado del producto	28
Imagen 14. Empanada de carne	29
Imagen 15. Empanada de pollo	30
Imagen 16. Empanada Mixta	30
Imagen 17. Dimensiones y pesos de tortillas de maíz	38
Imagen 18. Disposición fuerza en los rodillos	41
Imagen 19. Distribución presión en rodillos	42
Imagen 20. Factor de servicio	66
Imagen 21. Dimensiones catarina	70
Imagen 22. Fuerza de corte tortillas	73
Imagen 23. Esfuerzos de diseño para acero inoxidable	76
Imagen 24. Factor de Wahl	76
Imagen 25. Muestras rellenos empanada	79
Imagen 26. Dimensiones del recipiente	79
Imagen 27. Ángulo de reposo del pollo molido	81
Imagen 28. Ángulo de reposo del arroz	81
Imagen 29. Factor de fricción partes móviles	99
Imagen 30. Estructura laminado	103
Imagen 31. Ubicación de cargas muertas	104
Imagen 32. Ubicación cargas muertas	112
Imagen 33. Punto crítico soldadura	114
Imagen 34. Cargas sobre soldaduras	114
Imagen 35. Dimensiones de la soldadura	115
Imagen 36. Tamaño mínimo chaflán de soldadura	117
Imagen 37. Plano neumático	119
Imagen 38. Estructura Sistema laminador	124
Imagen 39. Disposición de cargas	125
Imagen 40. Resultado esfuerzos	125
Imagen 41. Detalle estructura laminado	126

Imagen 42. Desplazamientos estructura laminado	127
Imagen 43. Estructura intercambio tolvas	127
Imagen 44. Disposición de cargas	128
Imagen 45. Resultados esfuerzo	128
Imagen 46. Detalle estructura intercambio tolvas	129
Imagen 47. Desplazamientos	130
Imagen 48. Estructura conformado	130
Imagen 49. Disposición de cargas	131
Imagen 50. Resultados esfuerzos	131
Imagen 51. Detalle Estructura conformado	132
Imagen 52. Desplazamientos	133
Imagen 53. Máquina para hacer empanadas	134
Imagen 54. Montaje rodamientos	136
Imagen 55. Montaje carcasa	137
Imagen 56. Montaje rodillos en la carcasa	137
Imagen 57. Fijación carcasa a la estructura	138
Imagen 58. Sistema cortador	138
Imagen 59. Montaje cortador	139
Imagen 60. Montaje tolvas	139
Imagen 61. Montaje sistema conformado	140

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Reductor	154
Anexo B. Tabla de capacidad catarinas	156
Anexo C. Catálogo catarinas	158
Anexo D. Propiedades acero inoxidable	160
Anexo E. Rodamiento W61804	162
Anexo F. Rodamiento W61801	164
Anexo G. Cilindro de 32 mm	166
Anexo H. Resorte	168
Anexo I. Perfil cuadrado	170
Anexo J. Rodamiento YAT205	172
Anexo K. Actuador de giro	174
Anexo L. Acople flexible	176
Anexo M. Banda transportadora	178
Anexo N. Cilindro neumático conformado	180
Anexo O. Soldadura	182
Anexo P. PLC	184
Anexo Q. Sensor magnético	186
Anexo R. Fuente	188
Anexo S. Grasa lubricante	190
Anexo T. Lubricante motorreductor	192
Anexo U. Planos	194

RESUMEN

En un principio, se diagnosticó la situación actual del proceso artesanal, donde se encontraron procesos por optimizar, se analizó la mejor forma de automatizar cada subproceso llegando a dividir la máquina en tres subsistemas, dosificación de masa, dosificación de “relleno” y conformado del producto.

Posteriormente se realizó el planteamiento de las posibles alternativas de diseño en el subsistema de dosificación de “relleno” para después proseguir con la evaluación y selección de una de estas alternativas.

Se procedió a realizar los cálculos de las partes mecánicas y de control que están presentes en cada subsistema basado en las cargas y los movimientos que estos realizan, para así poder llegar a su dimensionamiento.

Se continuó con la realización de planos de ubicación, fabricación de componentes, ensamble y montaje, eléctricos y de control.

Luego se realizaron análisis por elementos finitos para corroborar la veracidad y dar confiabilidad a los cálculos estructurales realizados.

Seguidamente se crearon los manuales de operación y mantenimiento de este equipo y por último se realizó la evaluación financiera del proyecto.

Palabras claves: Automatización, Diseño, empanadas.

INTRODUCCIÓN

La automatización de procesos de producción manual o artesanal tiene una gran importancia ya que disminuye los tiempos de producción y da repetitividad al proceso.

En la mayoría de las pequeñas industrias dedicadas a la producción de empanadas, la producción manual da origen a una oportunidad de automatización y con esta la obtención de las ventajas ya mencionadas.

El objetivo del presente proyecto es “Diseñar una máquina ,automatizada, para la producción de empanadas”, el cual tiene como objetivos específicos;

- Diagnosticar la situación actual del proceso de fabricación de empanadas
- Establecer parámetros básicos de funcionamiento y conceptualizar el proceso
- Plantear y evaluar alternativas sobre el subsistema de dosificación de “relleno”
- Desarrollar el diseño detallado de la máquina de producción de empanadas
- Simular el análisis de esfuerzos presentes en la estructura de la máquina
- Elaborar planos de ubicación, fabricación de componentes, ensamble y montaje, eléctricos y de control
- Elaborar manual de operación y de mantenimiento
- Evaluar financieramente el proyecto

Por lo anterior el *alcance* de este trabajo de grado es el diseño de la máquina ‘automatizada’ p para la producción de empanadas, para ello se calcularán los componentes mecánicos requeridos y se seleccionarán algunos componentes para su funcionamiento.

Las principales *limitaciones* de este proyecto es la poca actualización del proceso artesanal de producción de empanadas y la poca fluidez económica que poseen estas empresas para realizar una inversión a largo plazo, en cambio prefieren seguir con el proceso de manera manual.

La *metodología* que se utilizará el diseño de la máquina será analizar la forma de producción artesanal actual y las mejoras que se puedan realizar para cumplir el con la meta de aumentar la eficiencia en el proceso.

El *significado* en esta industria, el campo de alimentos, será diseñar una máquina que aumente la eficiencia del proceso de producción de empanadas

La *aplicación* en el área de trabajo es el sector de producción de alimentos específicamente empanadas.

1. DIAGNÓSTICO DE LA SITUACIÓN ACTUAL

Actualmente en el mercado existen máquinas para la producción de empanadas que poseen sistemas predeterminados para cada proceso realizado, esto es más notorio en unas máquinas que en otras, ya que existen equipos donde todo su sistema se encuentra dentro de una carcasa y no se encuentra el mecanismo visible.

Los procesos que realizan estos sistemas son dosificación de masa, dosificación de relleno y conformado del producto.

1.1 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE MASA

En este proceso se le da la forma y dimensiones apropiada a la masa.

Este sistema dependiendo la máquina varía, hay desde dosificación manual, hasta sistema de manera automática.

Dosificación manual: este tipo de dosificación es análogo al usado en el proceso artesanal de la producción de empanadas, donde es un operario quien hace el corte y la disposición de la masa que ingresa en la cadena productiva manipulándola directamente.

Imagen 1. Dosificación manual, MAQUIEMPANADAS



Fuente: MAQUIEMPANADAS. Disponible en:
<http://maquiempanadas.com>

En la imagen 1 se muestra una máquina actualmente usada donde el proceso se encuentra semiautomatizado, donde el operario tiene que a juicio propio dimensionar de manera no controlada qué cantidad de masa corta y dispone en la máquina para el inicio del proceso.

Dosificación automática: este sistema se clasifica dependiendo de dos factores, el primero es la manera de ingreso de la masa y el otro es la manera en que se realizará el conformado del producto final.

La forma más común de funcionamiento es el conformado por medio de rodillos, los cuales aplanan y dan el espesor deseado a la masa y provee de manera continua una tira de masa lista para la adición de los ingredientes como lo muestra la imagen 2.

Imagen 2. Dosificación continua, AMICON



Fuente: AMICON. Disponible en:
www.amicon.com.co/productos.php

Otra opción es que el mismo sistema de rodillos corta las preformas listas como se observa en la imagen 3.

Imagen 3. Dosificación con corte de masa, ARFEMEC



Fuente: ARFEMEC. Disponible en:
<https://www.arfemec.com.ar/blog/maquina-empanadas>.

En la industria alimenticia, en el sector de la producción de empanadas existe también otro sistema de dosificación de masa el cual consta de una tolva donde se

introduce la masa y dos cilindros neumáticos los cuales se encargan de extrudir la masa con un movimiento vertical del cilindro, mientras el cilindro restante acomodado de manera horizontal se activa de manera automática al paso de un temporizador cortando un disco de masa el cual pasará al resto del proceso como se ve en la imagen 4.

Imagen 4. Dosificación por tolva, ALTERNITEC SAS



Fuente: ATERNITEC SAS. Disponible en:
<http://alternytec.es.tl/Maquinaria.htm>.

1.2 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE RELLENO

En este proceso se agrega la cantidad de relleno a la masa ya dosificada.

Para este sistema, igual que el anterior, existe una solución manual como automatizada.

Dosificación de relleno de manera manual: en este caso un operario realiza esta acción estimando a través de sus sentidos y experiencia la cantidad de relleno adecuada, esto da productos muy variantes en peso.

Imagen 5. Dosificación de relleno manual



Fuente: MAQUIEMPANADAS. Disponible en:
<http://maquiempnadas.com>

En la imagen 5, se muestra el proceso semiautomático con este tipo de maquinaria donde el operario dispone la cantidad de relleno en la masa cortada, y este mismo realiza el proceso de cerrado de la masa sobre el relleno para pasar a la última parte del proceso.

Dosificación automática del relleno: Para este sistema se debe tener en cuenta las características físicas del relleno y el método para dosificarlo, en la mayoría de máquinas que existen en el mercado se manejan rellenos aglomerados.

Imagen 6. Dosificador de relleno automático



Fuente:AMICON. Disponible en: <http://www.amicon.com.co>

En la imagen 6 se muestra un sistema de relleno de la empanada por extrusión donde este tiene una consistencia acuosa, y por medio de presión y un temporizador se hace la apertura y cierre de una electroválvula la cual controla el flujo del relleno.

Imagen 7. Dosificador por tornillo, GRUENN



Fuente:GRUENN. Diponible en: <http://www.gruenn.com.co/web/maquina-empanadas-em-auto/>

Otro sistema es por extrusión usando un tornillo sinfín, ver imagen 7 el cual moviliza y fuerza el paso por una salida al producto, al igual que los sistemas explicados anteriormente, este sistema cuenta con una rasera que restringe el paso del relleno.

1.3 SISTEMA DE CONFORMADO DE PRODUCTO

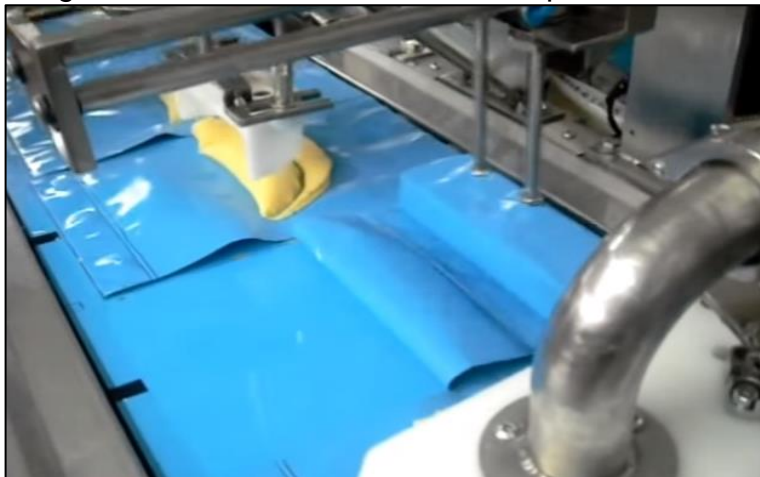
En este proceso se cierra la masa sobre el relleno.

Como es explicó en la sección anterior, cuando el proceso es manual el operario realiza este paso inmediatamente después de la dosificación del relleno.

Los sistemas de conformado automáticos solo requieren de un operario para quitar el exceso de masa que queda luego del conformado.

Dependiendo del tipo de máquina y la posición del conjunto de masa con relleno existen diferentes tipos de mecanismos de cierre y conformado de la empanada.

Imagen 8. Sistema de conformado empanada



Fuente:ALTERNITEC. Disponible en:
<http://alternytec.es.tl/Maquinaria.htm>.

Como se puede observar en la imagen 8 al tener el molde de conformado de manera vertical en el proceso se requiere de un dispositivo extra el cual se encarga de manera automática de cerrar la masa sobre el relleno.

Luego viene el proceso de conformado donde una pistón neumático, el cual cuenta en su extremo con el molde, da la forma final a la empanada.

Al final del proceso de conformado el exceso de masa es cortado por el operario quien está pendiente del funcionamiento de la máquina.

Imagen 9. Sistema conformado horizontal



Fuente: AMICON. Disponible en:
<http://www.amicon.com.co>

Otra manera de realizar el conformado de la empanada consiste en un conformado de manera horizontal y dos cilindros neumáticos, en esta configuración, la banda transportadora, con la masa ya laminada y el relleno en su lugar pasa por un cierre previo realizado por dos rodillos verticales, posteriormente con la ayuda de un temporizador los cilindros cierran simultáneamente en el momento que la masa con el relleno este en el centro del molde como se puede observar en la imagen 9.

Estos sistemas están diseñados para poder montar cualquier tipo de molde, de cualquier tamaño, forma o especificación de tipo de relleno.

Imagen 10. Tipos de moldes usados



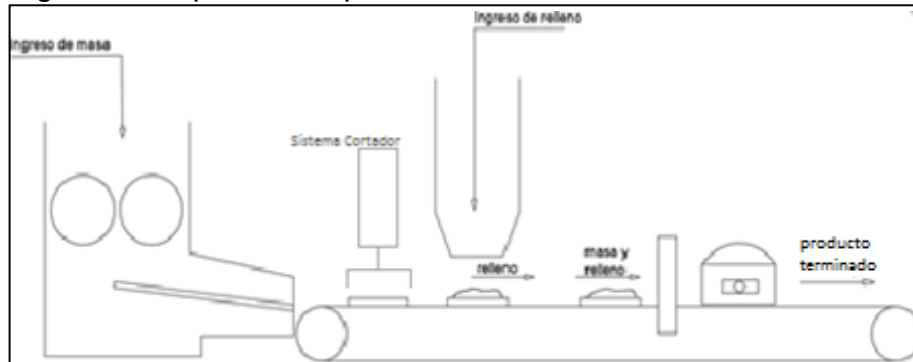
Fuente: http://www.impulsoraweb.com.ar/imagenes/moldes_y_blindaje.jpg

2. CONCEPTUALIZACIÓN Y PARAMETRIZACIÓN

2.1 CONCEPTOS GENERALES

En la siguiente figura 1 se muestra el esquema inicial donde están los tres subsistemas anteriormente mencionados y se observa el flujo de trabajo y el ingreso de materia prima en cada uno de ellos.

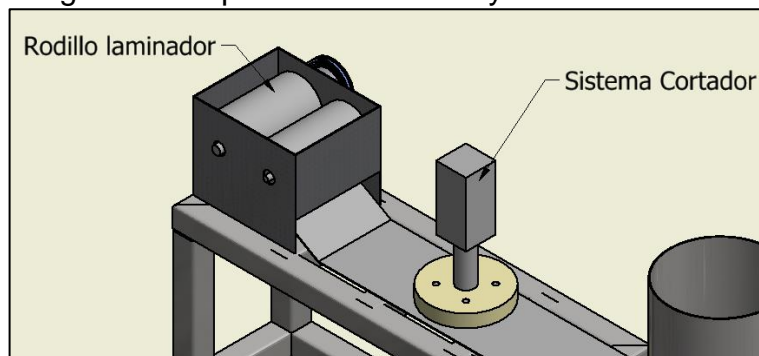
Figura 1. Esquema máquina



2.1.1 Dispositivo de dosificación de masa. Este dispositivo está compuesto de dos rodillos, un rodillo mecánico el cual es accionado por un motor eléctrico y por medio de cadenas y catarinas transmite el movimiento, y otro rodillo el cual se encuentra “loco” y su movimiento es provocado por la fricción ejercida por la masa al ser laminada, estos dos rodillos giran en sentido contrario obligando a la masa a pasar entre ellos, también cuenta con un sistema neumático que corta la tortilla de tal manera que a la salida de este dispositivo se entrega al siguiente proceso una lámina circular de masa.

La forma de alimentación será de manera manual, la masa deberá ser preparada y alistada previamente, y se deberá hacer dos o tres pasadas de la masa por los rodillos sin accionar el cilindro cortador para homogeneizar el espesor de la masa.

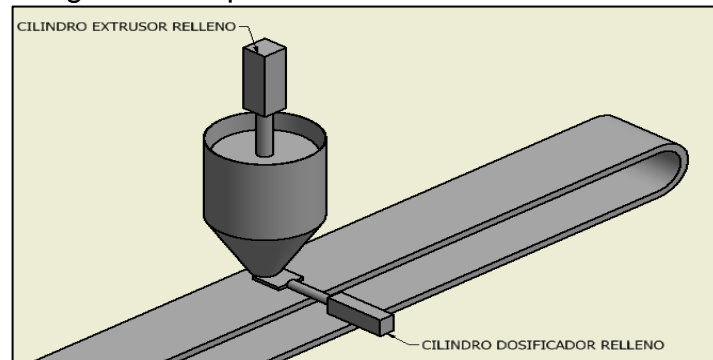
Imagen 11. Dispositivo laminador y cortador de masa



2.1.2 Dispositivo de dosificación del relleno. El relleno se dosifica por medio de una tolva y, dependiendo el tipo de relleno que se esté usando se tendrá un sistema de extrusión que será accionado de manera neumática. En la parte donde se hará el dosificado se tendrá un dispositivo neumático el cual permitirá o restringirá el paso de relleno.

La forma de alimentación será de manera manual, todo posible relleno deberá ser preparado previamente y con todas las condiciones para la producción de las empanadas.

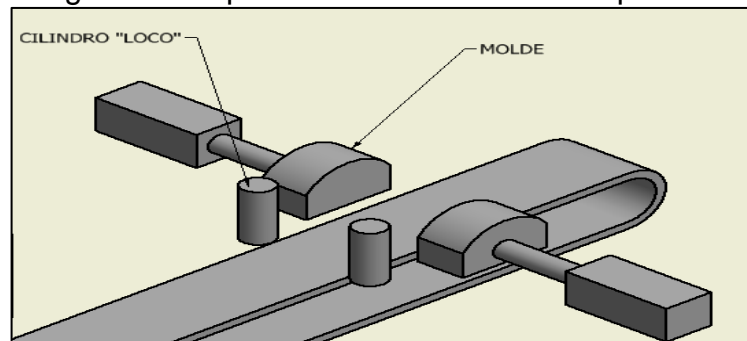
Imagen 12. Dispositivo dosificador de relleno



2.1.3 Dispositivo de conformado de las empanadas. Este dispositivo realiza la acción del cierre y conformado final de la empanada, esto lo realiza por medio de dos rodillos ubicados de manera vertical los cuales cierran la masa para que cuando llegue al molde se realice el accionamiento de dos cilindros neumáticos que actúan de manera simultánea, estos moldes son intercambiables dependiendo el pedido de empanadas que se esté realizando.

En esta estación del proceso el retiro del exceso de masa que se genera en el conformado de la empanada se realiza de manera manual, el proceso posterior que se realiza es el embalaje de manera manual.

Imagen 13. Dispositivo de conformado del producto



2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

2.2.1 Producto a fabricar. Al tener esta máquina moldes intercambiables se pueden fabricar empanadas de dos tamaños, por la versatilidad del sistema de dosificación de relleno también se pueden fabricar de varios sabores entre esos se centrará en tres tipos de relleno: mixta (arroz y carne), pollo y carne.

- Empanadas de carne: esta empanada tiene en promedio 100 mm de largo por 40 mm de ancho y un espesor de 25 mm con un peso de 60 g aproximadamente. De los cuales 40 g son de relleno de carne y es recubierta de masa de maíz amarillo, sin bordes

Imagen 14. Empanada de carne



Fuente: <http://cocinafacilparaflojos.blogspot.com.co>

- Empanadas de pollo: esta empanada tienen en promedio 110 mm de largo por 50 mm de ancho y un espesor de 35 mm cuenta con un peso de 60 g donde 40 g son de relleno de pollo desmenuzado y es recubierta con masa de harina de trigo, posee borde estriado para identificación

Imagen 15. Empanada de pollo



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/recetas-y-cocina/Empanadas-de-pollo.html>

- Empanadas mixtas (arroz y carne molida): esta empanada tiene en promedio 110 mm de largo por 50 mm de ancho y un espesor de 35 mm, posee un peso de 60 g donde 40 g son de relleno de arroz y carne molida, es recubierta con masa de harina de trigo

Imagen 16. Empanada Mixta



Fuente: https://cookpad.com/empanada_mixta

2.2.2 Capacidad de la máquina. El aspecto más importante es la capacidad de producción que tiene la máquina a diseñar, para este punto se tiene un estimado de producción de 500 empanadas por hora, para un total en un turno de 8 horas de 4.000 al día, para lograr alimentar de masa la máquina y que esta logre su cometido se necesitarán de un mínimo de 120 kilos de masa sin importar el tipo de empanada y en cuanto a la cantidad de relleno varía entre 300 y 280 kilos de relleno dependiendo el sabor que se escoja.

2.2.3 Variables de operación. Las variables del proceso son;

- Cantidad de relleno: el método usado para ello es temporización del movimiento de los cilindros neumáticos de extrusión y de la rasera los cuales dosifican el peso adecuado
- Conformado de la empanada: temporización de los cilindros que tienen acoplados los moldes para que se cierren en el momento que la masa y el relleno estén ubicados
- Velocidad de movimiento de la banda transportadora (RPM del motor): los motores utilizados comercialmente para este tipo de máquinas son motores con reducción de engranajes, compactos y de revoluciones variables

2.2.4 Materiales. Los materiales utilizados para el diseño deben ser los adecuados para el trabajo con alimentos, principalmente el uso de acero inoxidable en los elementos de la máquina que estén en contacto con alimentos por cuestión de inocuidad.

2.2.5 Fuente de energía. La máquina debe funcionar preferiblemente con energía eléctrica, alimentada con tensión monofásica 110 o 120 V y a 60 Hz, de fácil acceso y conexión en los lugares en los que se planea ubicar la máquina.

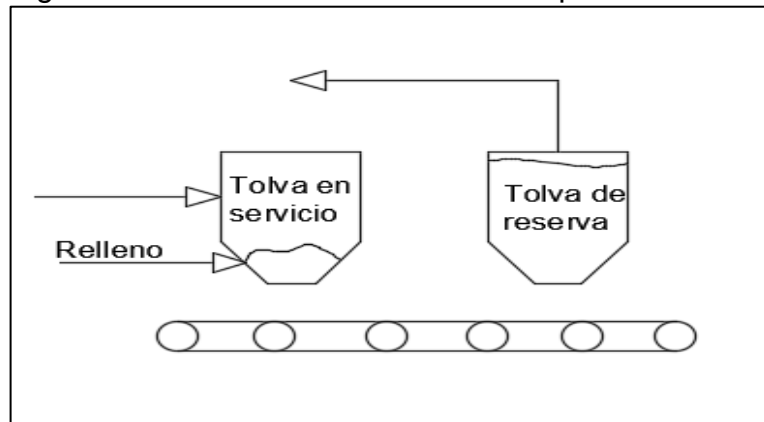
3. PLANTEAMIENTO Y EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Para mantener una producción constante de empanadas se requiere un suministro ininterrumpido del relleno que llevará el producto. Al tener varios tipos de relleno, un sistema con una sola tolva no sería suficiente para satisfacer la demanda y también la pérdida de tiempo en reabastecer la tolva ya sea con el mismo relleno que se está produciendo u otro que se vaya dosificar posteriormente.

3.1.1 Alternativa 1. Tolvas dosificadoras intercambiables con movimiento en el plano YZ. Este sistema consta de dos tolvas en las cuales estará el relleno, una de estas estará en trabajo, cuando a esta se le agote el contenido se hace el cambio realizando un movimiento de las tolvas en el plano YZ como se muestra en figura 2.

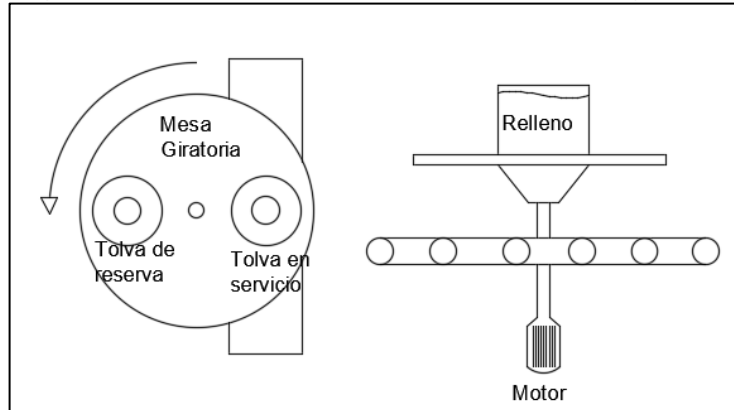
Figura 2. Tolvas intercambiables en el plano YZ



Las tolvas estarán hechas en lámina de acero inoxidable con las medidas óptimas para el cumplimiento de la demanda de producción, el sistema de movimiento está dado por carros montados en rieles donde con un accionamiento neumático realizará los movimientos requeridos para realizar el cambio de tolvas.

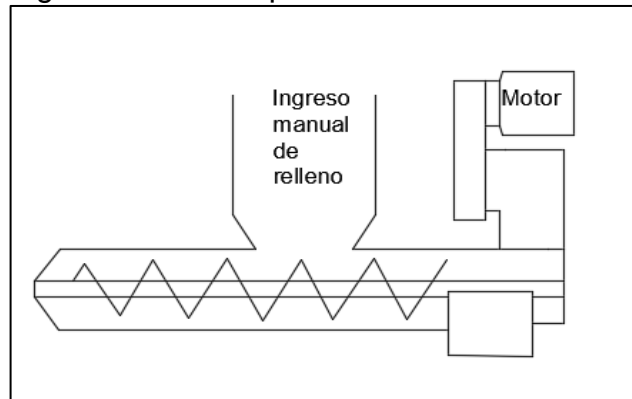
3.1.2 Alternativa 2. Tolvas intercambiables por mesa giratoria. Este sistema consta de dos tolvas hechas de lámina de acero inoxidable con producto el cual será extruido por un cilindro neumático, cuando la tolva que está en servicio llega a su nivel mínimo de producto se activa el motor que permite la rotación de la mesa, la cual gira 180° posicionando la tolva con producto que está en reserva en la posición correcta para continuar la producción. (Ver figura 3)

Figura 3. Tolvas Intercambiables por mesa giratoria



3.1.3 Alternativa 3. Sistema de dosificación por tornillo sin fin. Este sistema consta de un eje principal que está construido en acero inoxidable, este se encuentra conectado a un motor eléctrico con su respectiva reducción, en la apertura de este ingresará de manera manual el relleno y por acción de la rotación del tornillo es llevado hasta la boquilla donde es extruido. (Ver figura 4)

Figura 4. Sistema por tornillo sin fin



3.2 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para la evaluación y selección de alternativas, se procede a realizar un sistema de scoring para el cual se plantean los siguientes parámetros de selección.

- Costo de fabricación
- Cantidad de mantenimiento
- Facilidad de operación

Se le asignará un puntaje de 1 a 5, siendo 1 el menor valor y 5 el máximo valor, donde se calificará la importancia de cada uno de los requerimientos que se evaluarán a continuación.

Tabla 1. Nivel de importancia

Característica	Importancia
Menor costo de fabricación	4
Menor cantidad de mantenimiento	4
Facilidad de operación	3

Se asigna el menor costo de fabricación una importancia de 4 debido que al ser una máquina nueva la optimización de costos en montaje se refleja en lo competitivo del precio final para la venta.

Se define la menor cantidad de mantenimiento con una importancia de 4 debido que al ser una máquina de producción continua las paradas por mantenimiento afectan directamente la cantidad de producción.

Se define la facilidad de operación con una importancia de 3 por que se requiere que este sistema no sea complicado de accionar con el fin de no capacitar tantos operarios para su funcionamiento.

Tabla 2. Nivel de satisfacción

Característica	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Menor costo de fabricación	6	7	3
Menor cantidad de mantenimiento	7	8	5
Facilidad de operación	2	6	5

Se le asignará un puntaje de 1 a 9, siendo 1 el nivel de satisfacción extra bajo y 9 un nivel muy alto de satisfacción, donde se calificará el nivel de satisfacción de cada uno de los requerimientos.

Tabla 3. Matriz de ponderación

Característica	Importancia	Alternativa 1 satisfacción	Alternativa 2 satisfacción	Alternativa 3 satisfacción			
Menor costo de fabricación	4	6	24	7	28	3	12
Menor cantidad de mantenimiento	4	7	28	8	32	5	20
Facilidad de operación	3	2	6	6	18	5	15
Total			58		78		47

De acuerdo a la matriz de ponderación, siguiendo los principales requerimientos, la alternativa seleccionada es la número 2 "Tolvas intercambiables por mesa giratoria" con un total de 78 puntos.

3.2.1 Conceptualización de la alternativa elegida. Las tolvas intercambiables por mesa giratoria constan de un mecanismo el cual permite la rotación controlada de las tolvas con un giro de 180° hacia cualquiera de las dos direcciones, esto se realiza con un motor neumático conectado a la mesa. El control será hecho por un temporizador el cual accionara la válvula cortando el paso de aire y esto detendrá el giro en la mesa giratoria.

4. DISEÑO DETALLADO

En este capítulo se detalla el diseño de las partes a fabricar, la selección de elementos y los dispositivos de la máquina para la elaboración de empanadas, considerando las características que deben reunir cada uno de ellos, en lo que se refiere a materiales, dimensiones y funcionamiento para satisfacer de la mejor manera los parámetros del producto descritos en el capítulo 2.

4.1 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE MASA

4.1.1 Parámetros de diseño. Los parámetros de diseño están considerados con base en las características que tiene una empanada en su fabricación manual y las propiedades de la masa;

- Producción: 4000 (empanadas/día)
- Diámetro de la tortilla: 15 cm
- Espesor máx.: 2 mm
- Presión de amasado¹: 1,2 kgf/cm²

4.1.2 Rodillos laminadores. Los rodillos laminadores deben formar una lámina de masa uniforme para garantizar la producción de la empanada.

Para el proceso de laminado de la masa, la máquina dispone de dos rodillos cilíndricos, contruidos a partir de una barra en acero inoxidable AISI 304 por efectos de la inocuidad en el proceso.

4.1.2.1 Diámetro de los rodillos laminadores. Para darle un mejor manejo a la masa dadas sus características de elaboración, lo ideal sería tener rodillos de gran tamaño para la laminación ya que con estos la reducción de la masa es más suave y requiere menor fuerza mecánica. Al tener rodillos de menor diámetro y menos área de contacto hace que la masa se frene por aglutinamiento de la misma y eso no permite el adecuado laminado en términos de elasticidad y uniformidad de la masa, produciendo masa no homogénea en sus dimensiones.

¹ COYAGO R.; “Estudio de las características físico-químicas, funcionales y reológicas de las masas de banano seda y plátano dominico y barraganete”; citado por SARÁUZ, Jorge y TIRIRA, Alexander. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa taquito's. Quito. 2011, P 26

Se calcula el diámetro del rodillo;

$$D = \frac{P}{\pi}$$

Donde:

D: Diámetro del rodillo.

P: Perímetro de rodillo laminador.

Para el cálculo de los rodillos se estima que por cada revolución que realice el rodillo, deben formarse dos tortillas separadas por una distancia de 2 cm.

Por lo tanto, el perímetro del rodillo laminador se obtiene con la ecuación

$$P = 2d_{masa} + 2d_{separación}$$

Donde:

P: perímetro de rodillo laminador.

d_{masa} : Diámetro de la tortilla. 0,15 m

$d_{separación}$: distancia de separación. 0,02 m

Reemplazando en la ecuación anterior:

$$P = 2(0,15 \text{ m}) + 2(0,02 \text{ m})$$

$$P = 0,34 \text{ m}$$

Con este valor se reemplaza en la primera ecuación, se tiene que:

$$D = \frac{0,34 \text{ m}}{\pi}$$

$$D = 0,108 \text{ m}$$

Se seleccionó una barra de 4,5 pulgadas (0,1143 m), AISI 304

4.1.2.2 Longitud de los rodillos. Se estima la longitud de los rodillos de 0,17 m, debido a que el diámetro de la tortilla es de 0,15 m y se busca aprovechar al máximo el uso de masa.

4.1.2.3 Cálculo de cantidad de tortillas por kilogramo. Para efectos de observar la eficiencia de la máquina laminadora se calcula cuantos discos de masa pueden salir en un kilogramo de masa idealizando el comportamiento de esta como si fuese una lámina perfecta.

Cálculo de la densidad de la masa de maíz

Imagen 17. Dimensiones y pesos de tortillas de maíz

Tipo de Tortilla ^b	Diámetro (cm) ^c	Espesor (mm)	Peso (g)
THI	14.63a (0.18)	1.86a (0.14)	28.29a (0.95)
TMT	12.84b (0.18)	1.66b (0.14)	22.17b (0.95)
Promedios Globales	13.84	1.77	25.59

^a Dentro de una misma columna, medias con la misma letra no son significativamente diferentes a un nivel de 0.05 (p>0.05).

^b THI=Tortilla de Harina Instantánea, TMT=Tortilla de Maíz tradicional.

^c Valores en paréntesis indican la desviación estándar.

Fuente: <http://tesis.uson.mx/digital/tesis/docs/7316/capitulo3.pdf>

Con estos datos se puede hallar la densidad de las tortillas de maíz tradicional.

Se halla el volumen de la tortilla

$$V = \pi \frac{d^2}{4} * e = \pi * \frac{(0,1284 \text{ m})^2}{4} * 1,66 * 10^{-3} \text{ m} = 2,149 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Ya con el volumen y teniendo el peso se puede hallar la densidad de esta masa

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{0,02217 \text{ Kg}}{2,149 * 10^{-5} \text{ m}^3} = 1023,73 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho = 1023,73 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \left(\frac{1000 \text{ g}}{1 \text{ Kg}} \right) * \left(\frac{(1 \text{ m})^3}{(100 \text{ cm})^3} \right) = 1,0237 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

Al tener ya la densidad de esta masa se idealiza un tamaño de lámina de masa para calcular la cantidad de discos que saldrían en un kilogramo de masa

Se halla el volumen que tendría un kilogramo de masa

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{1000 \text{ g}}{1,0237 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}} = 976 \text{ cm}^3$$

Con el volumen se calcula la lámina teniendo como datos conocidos el ancho y el espesor de dicha lámina siendo estos 17 cm y 2 mm respectivamente

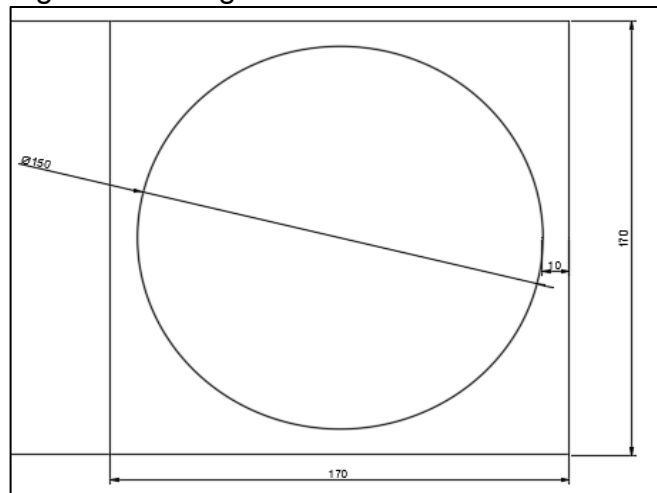
$$V = b * h * e$$

Despejamos la altura

$$h = \frac{V}{b * e} = \frac{976 \text{ cm}^3}{17 \text{ cm} * 0,2 \text{ cm}} = 287 \text{ cm}$$

Con esta medida se calcula cuantos discos salen en esa lámina

Figura 5. Configuración de discos de masa



Bajo la configuración mostrada en la imagen se calcula el número de discos

$$n = \frac{l_t}{l_{paso}} = \frac{287 \text{ cm}}{17 \text{ cm}} = 16,88$$

Donde

n: número de discos por kilogramo

l_t : Longitud total lámina

l_{paso} : Longitud de paso

Se obtuvo el resultado de que con un kilogramo de masa de maíz bajo la configuración anteriormente mostrada, se pueden obtener 16 discos de masa.

4.1.2.4 Velocidad del rodillo. La velocidad del rodillo está dada directamente al estándar en máquinas laminadoras similares, donde trabajan con velocidades que van entre 10 cm/s y 50 cm/s.²

Para este caso en particular se trabajará con la velocidad cercana a la menor, con estos parámetros se calcula la velocidad angular del rodillo laminador

$$v = \omega * r$$

Donde;

v: Velocidad tangencial: 15 cm/s

r: Radio del rodillo: 0,05715 m

ω : velocidad angular

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,15 \frac{m}{s}}{0,05715 m} * \left(\frac{60 s}{1 \text{ minuto}} \right) * \left(\frac{1 rev}{2\pi rad} \right) = 25,06 rpm$$

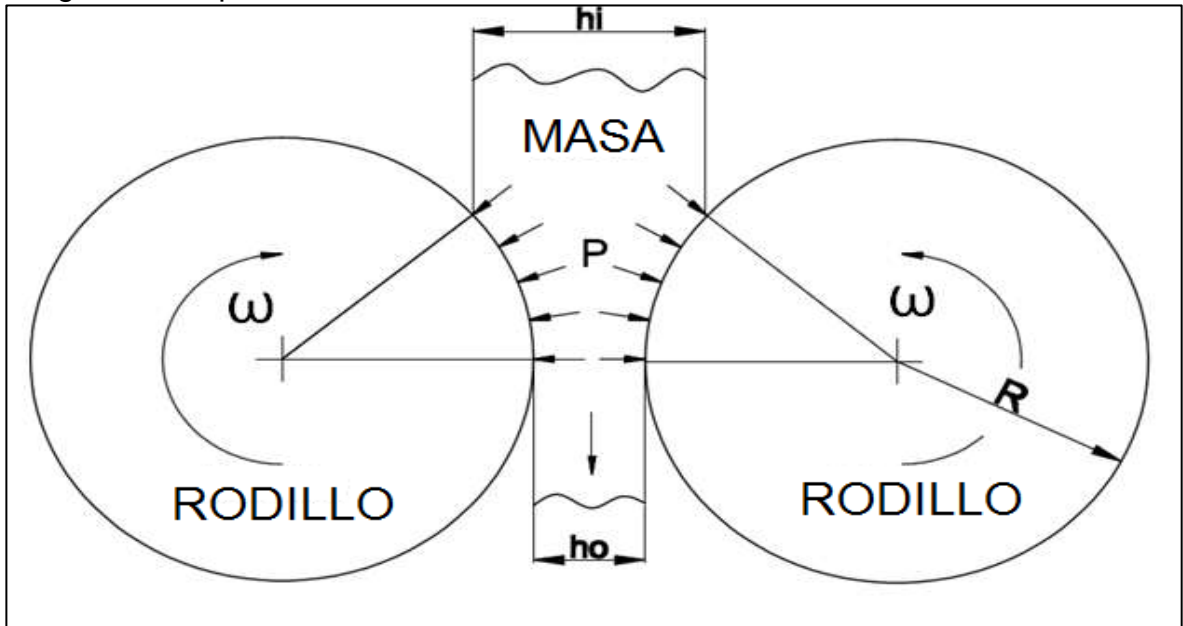
4.1.2.5 Carga en los rodillos laminadores. Las cargas a las que están sometidos los rodillos son cargas de compresión y de cortante, que dependen directamente de la presión de amasado, para calcular las cargas se tienen en cuenta los siguientes parámetros;

- Velocidad del rodillo: 25,06 rpm
- Longitud del rodillo: 0,17 m
- Diámetro del rodillo: 0,1143 m
- Paso entre rodillos: 0,002 m

² CHAPARRO, Jovanny y PATERNINA, Álvaro. Diseño y construcción de un sistema mecánico para la elaboración de moldes de rosquetes cocidos. Bucaramanga. 2009. P 76. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías físico-mecánicas

➤ Presión¹: 1,2 kgf/cm²

Imagen 18. Disposición fuerza en los rodillos



Fuente: Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa taquito's. SARÁUZ, Jorge y TIRIRA, Alexander. P 16

Donde; (Ver imagen 18)

h_i : ancho de la masa en el punto de agarre

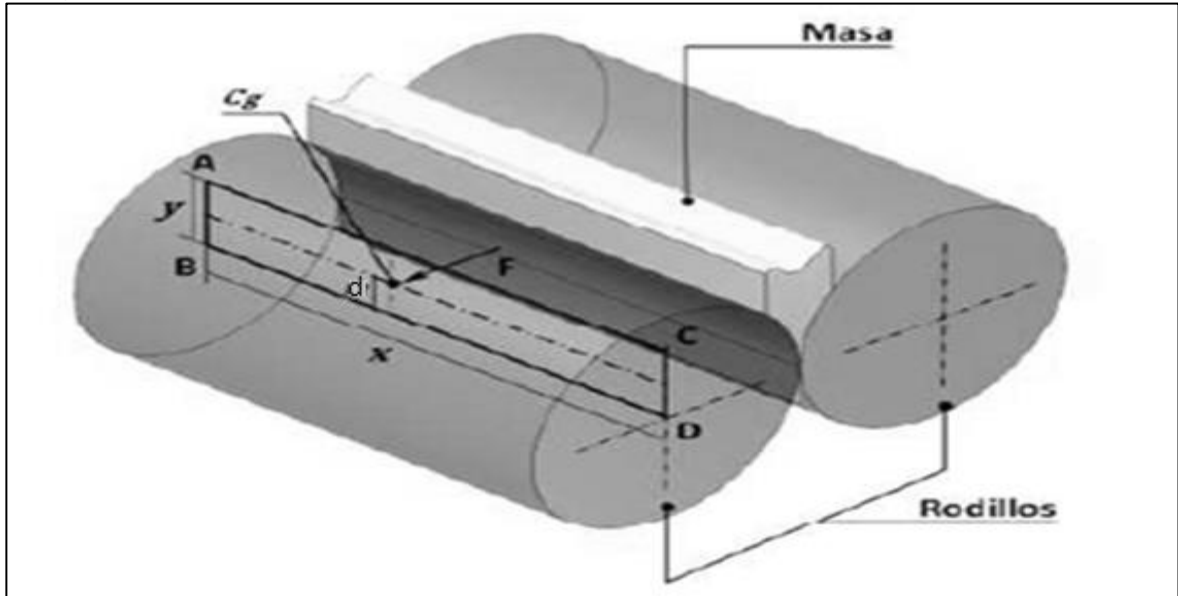
h_o : separación de rodillos a la salida de la masa

P : presión

R : radio del rodillo

Se asume como el ancho de la masa en el punto de agarre un valor de 60 mm como valor promedio de una masa lista para laminar sabiendo que esta medida puede ser variable debido a las características físicas de la masa.

Imagen 19. Distribución presión en rodillos



Fuente: Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa taquito's. SARÁUZ, Jorge y TIRIRA, Alexander. P 16

En la imagen 19 se muestra la zona de distribución de presión en uno de los rodillos donde;

A_{ABCD} : área proyectada, con longitud x , y

F : fuerza resultante de la presión

d : posición del centro de gravedad respecto al centro del rodillo y posición de la fuerza resultante

$$d = \frac{y}{2}$$

Área proyectada

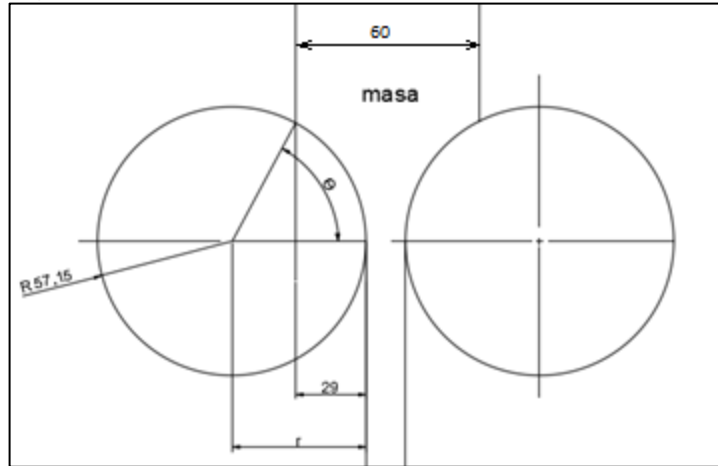
$$A_{ABCD} = x * y$$

Donde;

x : Longitud del rodillo 0,17 m

y : ancho del área proyectada del rodillo

Figura 6. Ancho del área proyectada del rodillo



$$\cos \theta = \frac{r - 29}{r}$$

$$\theta = \cos^{-1} \frac{(57,15 - 29)}{57,15} = 60,48^\circ$$

$$y = 57,15 \sin 60,48^\circ = 49,74 \text{ mm}$$

Conociendo el valor y se calcula la medida vertical del centro de gravedad con respecto al centro del cilindro

$$d = \frac{y}{2} = \frac{49,74 \text{ mm}}{2} = 24,87 \text{ mm}$$

Se reemplaza el valor y en la ecuación del cálculo del área

$$A_{ABCD} = (0,17 \text{ m}) * (0,04978 \text{ m})$$

$$A_{ABCD} = 0,0084558 \text{ m}^2$$

$$A_{ABCD} = 84,558 \text{ cm}^2$$

La fuerza resultante de la presión, es el producto de la presión por el área proyectada en el rodillo;

$$F = P * A_{ABCD}$$

Donde;

P: Presión: 1.2 kgf/cm²

A_{ABCD}: 84,558 cm²

$$F = \left(1,2 \frac{kgf}{cm^2}\right) * (84,558 cm^2)$$

$$F = 101,4696 kgf * \left(\frac{9,806N}{1 kgf}\right) = 995,01 N$$

Esta es la fuerza de laminado que afecta a los rodillos, para efectos del cálculo los rodillos experimentan esta carga de manera distribuida.

$$F_{laminado} = \frac{F}{L_{rodillo}} = \frac{995,01 N}{170 mm} = 5,853 \frac{N}{mm}$$

Esta fuerza resultante provoca un torque;

$$T_r = F * d$$

Donde;

F: 995,01 N

d: 0,02487 m (Ver imagen 19)

$$T_r: 995,01 N * 0,02487 m = 24,74 Nm$$

4.1.3 Potencia requerida. Es la potencia necesaria para hacer mover el rodillo conductor y vencer la resistencia de la masa.

Potencia que se consume el rodillo;

$$Pot = T_r * \omega$$

Donde;

T_r: 24,74 Nm

ω: 25,06 rpm

$$Pot = 24,74 Nm * 25,06 rpm \left(\frac{1 min}{60 seg}\right) \left(\frac{2\pi rad}{1 rev}\right) \left(\frac{1 hp}{746 w}\right) = 0,09 hp$$

4.1.3 Cálculo de ejes mínimos para rodillos. Ya conociendo las cargas que se generan en la laminación de la masa se puede calcular los ejes mínimos

requeridos para cada uno teniendo en cuenta el rodillo conducido, el rodillo conductor.

4.1.3.1 Rodillo conductor. Este rodillo es quien recibe la transmisión de movimiento por parte del motor y es quien obliga a la masa a pasar por los rodillos.

Los parámetros que se tienen en cuenta para este diseño son: el torque requerido anteriormente calculado es de 24,74 Nm para cada rodillo; la velocidad angular del rodillo es de 25,06 rpm, se selecciona un motoreductor de 2800 rpm y una reducción de 100:1(ver

A), al ver que la velocidad angular de salida y de trabajo son demasiado bajas como para realizar una selección de una correa y una polea se prosigue a realizar la transmisión de potencia por medio de catarinas y cadena, las revoluciones de salida del motor son 28 rpm.

Para la selección de la cadena se acude a las tablas de capacidad para cadenas estándar y se busca la que cumpla las condiciones de velocidad angular y potencia transmitida, dando como resultado la selección de la cadena estándar No 41 de paso 1/2" (Ver Anexo B)

Usando las tablas de capacidad para la cadena anteriormente seleccionada y conociendo el dato de la potencia requerida para el movimiento del rodillo, se encuentra que el valor encontrado en la tabla es el mismo que el valor nominal de potencia calculada anteriormente, dando como resultado una catarina de 14 dientes, para asegurar el correcto funcionamiento de la transmisión se decide usar una catarina de 20 dientes.

Teniendo así un factor de seguridad

$$F_s = \frac{0,13 \text{ hp}}{0,09 \text{ hp}} = 1,4$$

Conociendo el número de dientes de la catarina conductora se selecciona del catálogo una catarina de 20 dientes con un diámetro primitivo de 81,19 mm. (Ver Anexo C)

Cálculo relación de transmisión catarinas

$$R_t = \frac{\omega_A}{\omega_B}$$

Donde

ω_A = revoluciones en la catarina A

ω_B = revoluciones en la catarina B

$$R_t = \frac{28 \text{ rpm}}{25,06 \text{ prm}} = 1,12$$

Al tener la relación de transmisión se calcula el diámetro de la catarina B

$$R_t = \frac{D_B}{D_A}$$

Donde

R_t : Relación de transmisión. 1,12

D_A : Diámetro primitivo catarina A. 81,19 mm

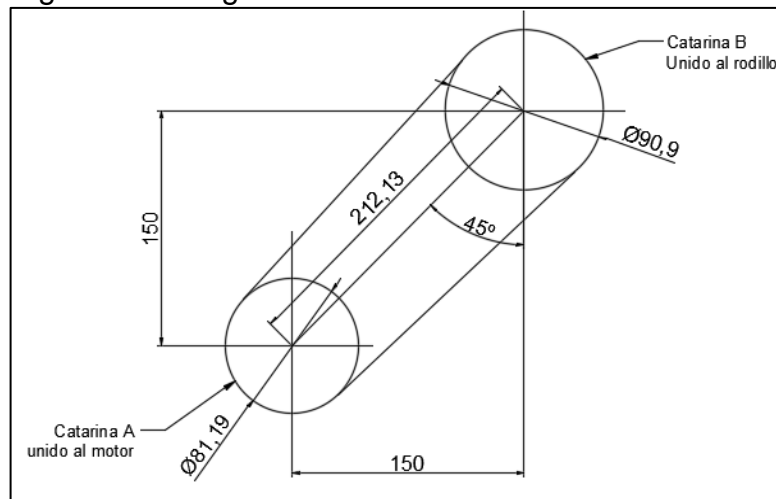
D_B : Diámetro primitivo catarina B

Despejando D_B

$$D_B = R_t * D_A = 1,12 * 81,19 \text{ mm} = 90,9 \text{ mm}$$

Por la ubicación del motoreductor en la estructura se acondicionan las catarinas bajo la siguiente configuración (Ver figura 7) para efectos del cálculo de las fuerzas en el eje.

Figura 7. Configuración catarinas sistema laminador



Se halla la fuerza neta de la transmisión por cadena

$$F_N = \frac{T_t}{\frac{D_B}{2}}$$

Donde

T_t : torque (24,74 Nm)

D_B : diámetro de la catarina conducida (0,0909 m)

$$F_N = \frac{T_t}{\frac{D_b}{2}} = \frac{24,74 \text{ Nm}}{\frac{0,0909 \text{ m}}{2}} = 549,77 \text{ N}$$

Figura 8. Disposición eje laminador conductor

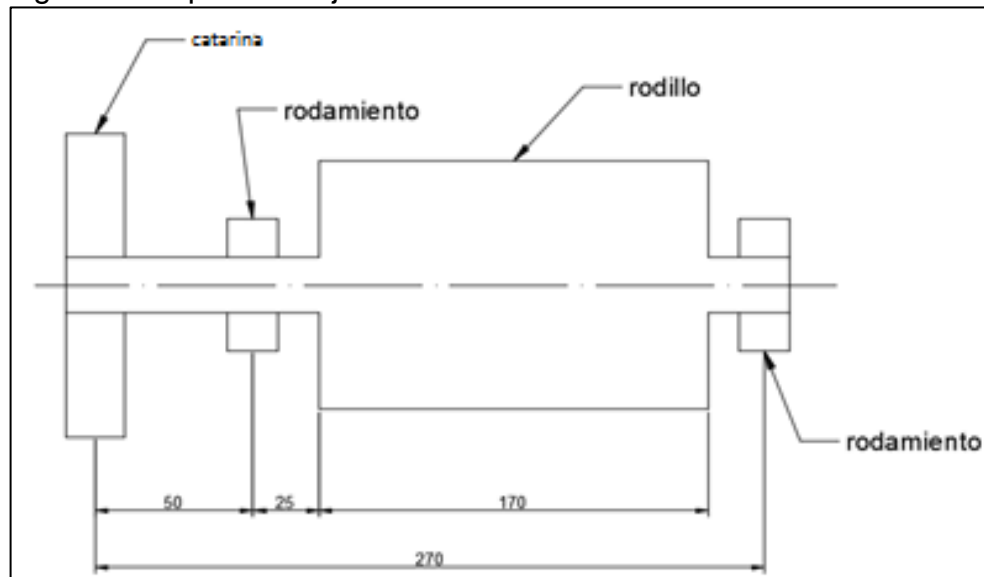


Figura 9. Diagrama de cuerpo libre eje conductor

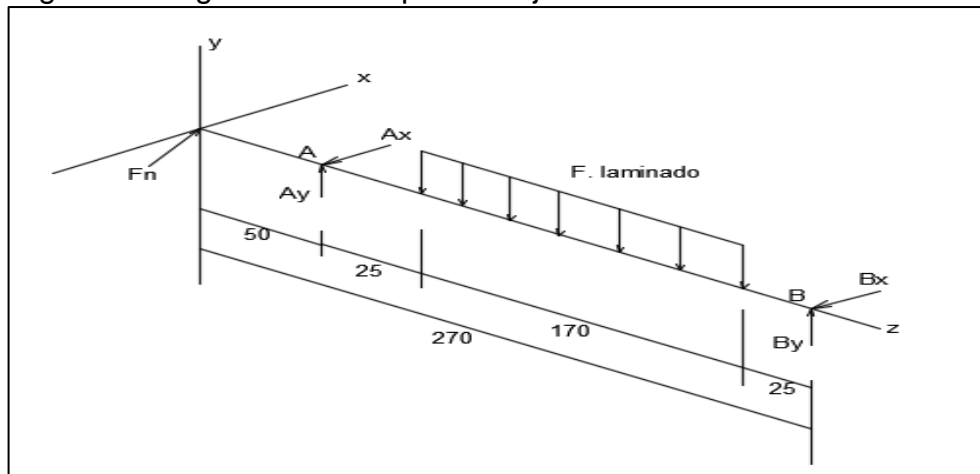
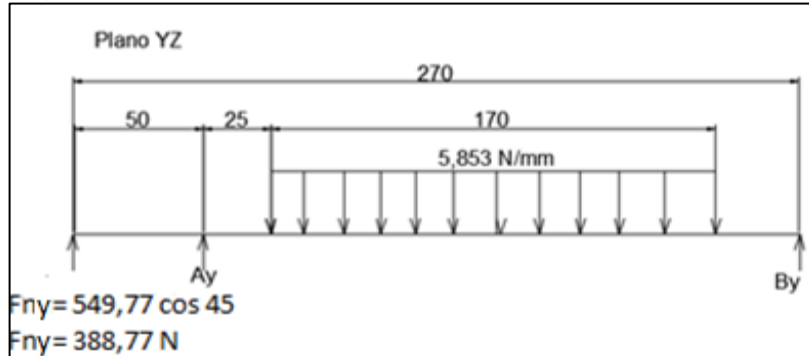


Figura 10. Fuerzas plano YZ



Se pasa de carga distribuida a carga puntual para realizar el análisis estático de fuerzas

$$F = b * h = 5,853 \frac{N}{mm} * 170 \text{ mm} = 995,01 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$388,77 \text{ N} + A_y + B_y - 995,01 \text{ N} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$(-388,74 \text{ N} * (270 \text{ mm})) - A_y * (220 \text{ mm}) + (995,01 \text{ N} * (110 \text{ mm})) = 0$$

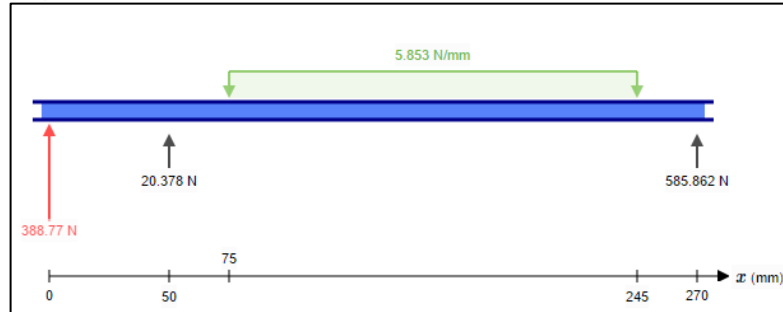
Se despeja Ay

$$A_y = \frac{(995,01 \text{ N} * 110 \text{ mm}) - (388,74 \text{ N} * 270 \text{ mm})}{220 \text{ mm}} = 20,378 \text{ N}$$

Teniendo el valor de Ay hallar By

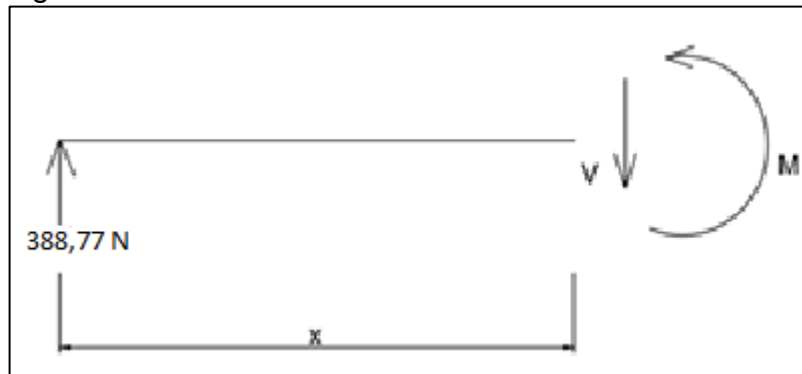
$$B_y = 995,01 \text{ N} - (20,378 \text{ N}) - 388,77 \text{ N} = 585,86 \text{ N}$$

Figura 11. Reacciones en lo apoyos plano YZ



Se usa el método de secciones para hallar las ecuaciones y así las gráficas de fuerza cortante y momento flector.

Figura 12. Sección AB



$$\sum F_y = 0$$

$$388,77N - V = 0$$

Se despeja V

$$V = 388,77 N$$

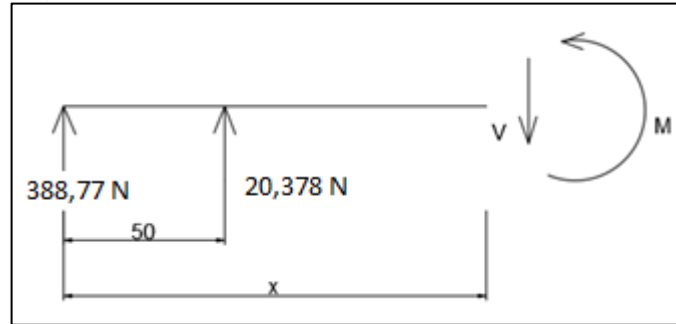
$$\sum M_{corte} = 0$$

$$M - 388,77x = 0$$

Se despeje M

$$M = 388,77x$$

Figura 13. Sección BC



$$\sum F_y = 0$$

$$388,77 \text{ N} + (20,378 \text{ N}) - V = 0$$

Se despeja V

$$V = 409,15 \text{ N}$$

$$\sum M_{corte} = 0$$

$$M - (20,378 * (x - 50)) - (388,77x)$$

Se despeja M

$$M = 409,15x + 1018,9$$

Figura 14. Sección CD

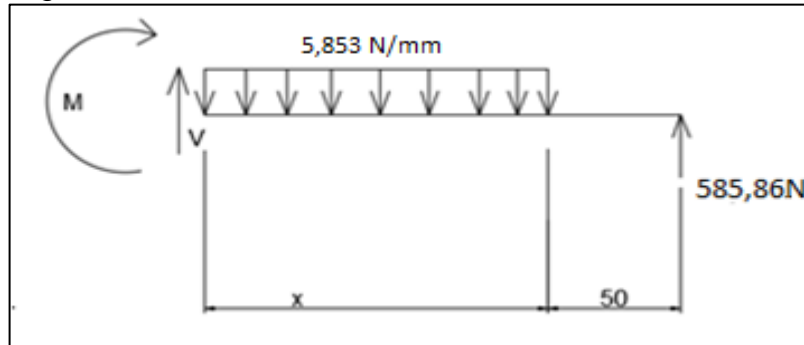
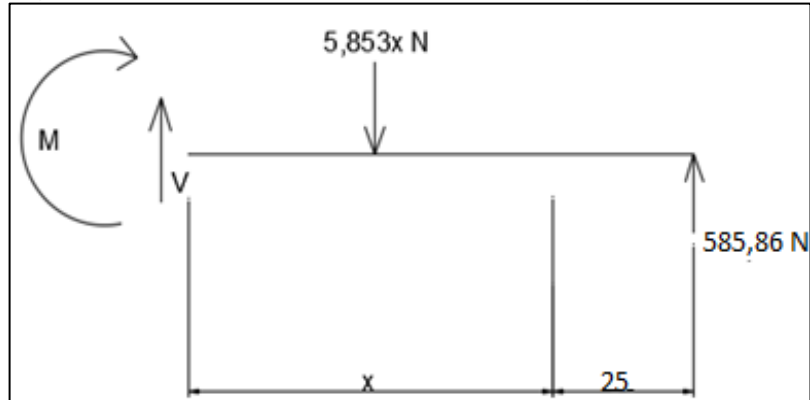


Figura 15. Sección CD simplificación carga distribuida



$$\sum F_y = 0$$

$$-5,853x + v + 585,86 \text{ N} = 0$$

Se despeja V

$$v = 5,853x - 585,86 \text{ N}$$

$$\sum M_{corte} = 0$$

$$-M - \frac{5,853}{2}x^2 + 585,86 \text{ Anexo} \\ x + 14646,5 \text{ N.mm} = 0$$

Se despeja M

$$M = -\frac{5,853}{2}x^2 + 585,86x + 14646,5 \text{ N.mm}$$

Teniendo ya las ecuaciones de fuerza cortante y momento flector hallada por el método de las secciones se realiza la gráfica de como es el comportamiento de las fuerzas y momentos a lo largo del eje.

Figura 16. Diagrama fuerza cortante plano YZ

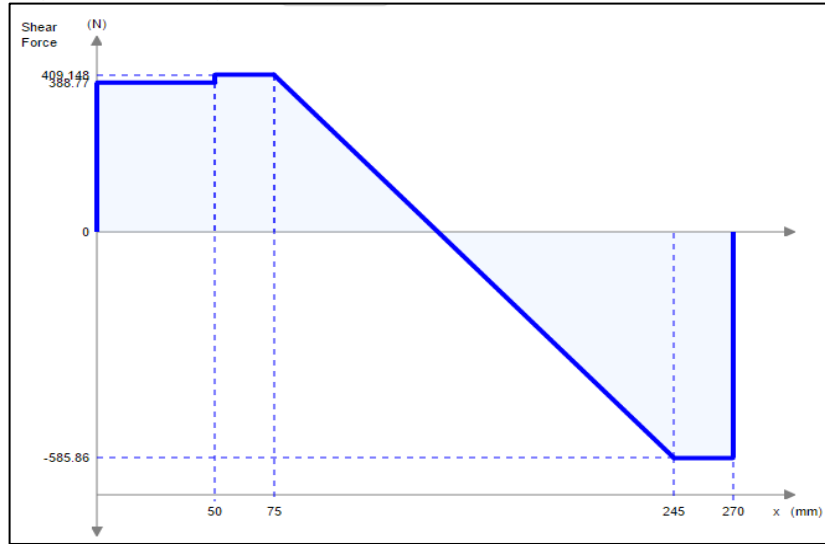


Figura 17. Diagrama momento flector plano YZ

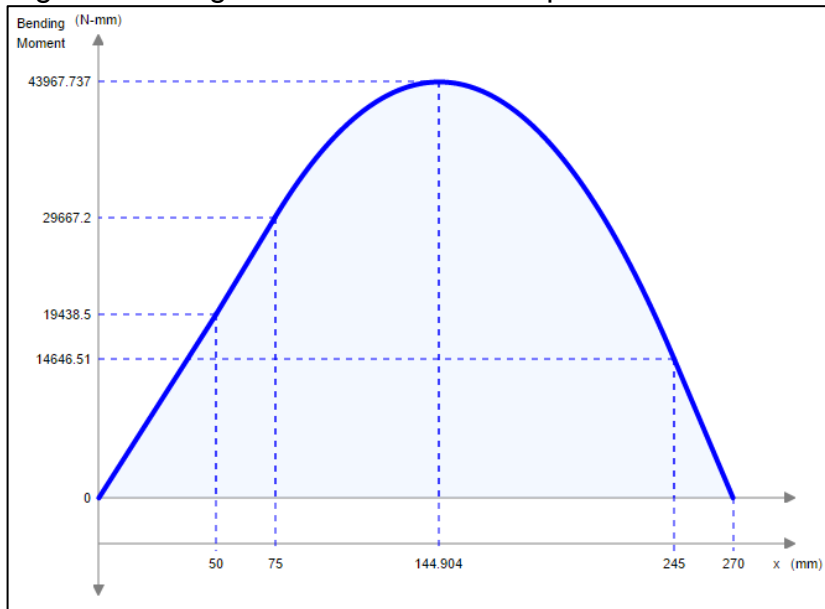
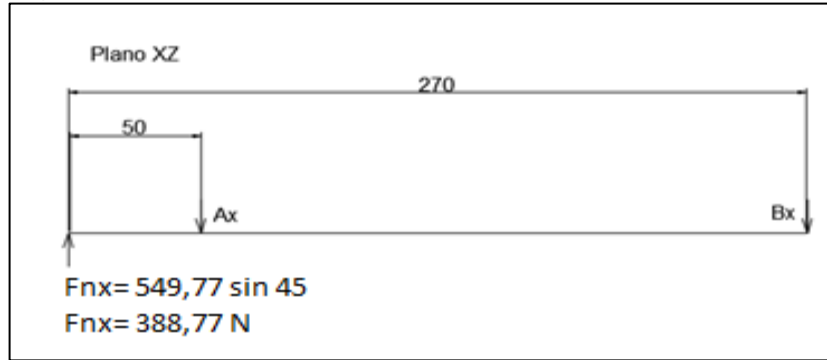


Figura 18. Fuerzas plano XZ



$$\sum F_x = 0$$

$$388,77 \text{ N} - A_x - B_x = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-388,77 \text{ N} * (270 \text{ mm}) + A_x * (220 \text{ mm}) = 0$$

Se halla A_x

$$A_x = \frac{388,77 \text{ N} * 270 \text{ mm}}{220 \text{ mm}} = 477,13 \text{ N}$$

Teniendo el valor de A_x se halla el valor de B_x

$$B_x = 388,77 \text{ N} - 477,13 \text{ N} = -88,36 \text{ N}$$

Figura 19. Reacciones en los apoyos plano XZ

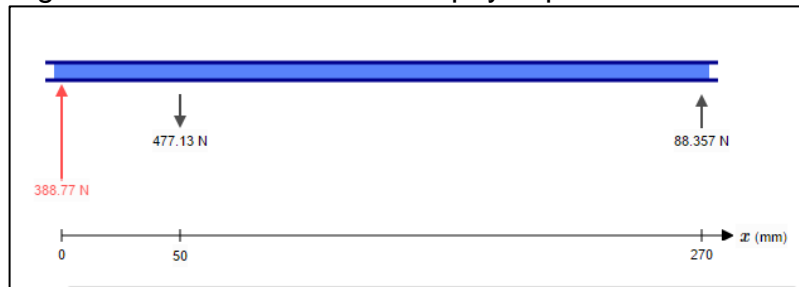
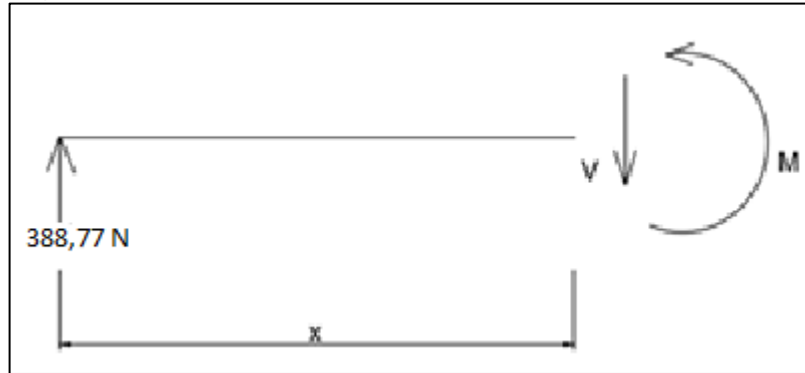


Figura 20. Sección AB



$$\sum F_x = 0$$

$$388,77N - V = 0$$

Se despeja V

$$V = 388,77 N$$

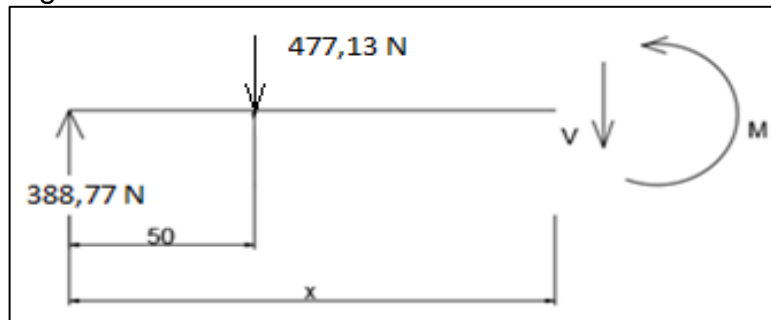
$$\sum M_{corte} = 0$$

$$M - 388,77x = 0$$

Se despeja M

$$M = 388,77x$$

Figura 21. Sección BC



$$\sum F_x = 0$$

$$388,77 N - (477,13 N) - V = 0$$

$$V = -88,36 \text{ N}$$

$$\sum M_{corte} = 0; M + (447,13 * (x - 50)) - (388,77x) = 0$$

$$M = -88,36x + 23856,5$$

Figura 22. Diagrama fuerza cortante plano XZ

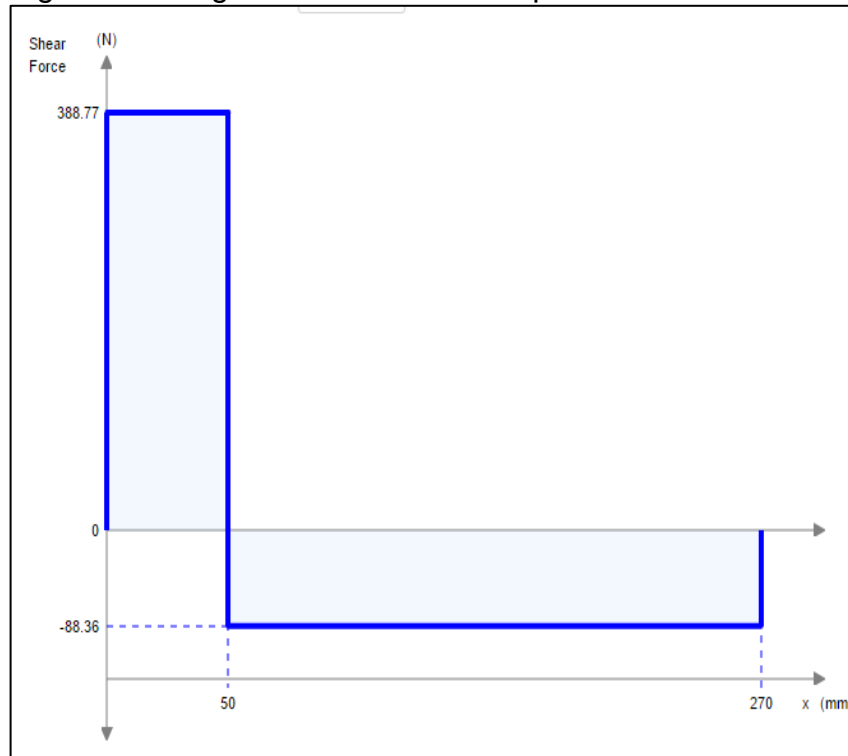
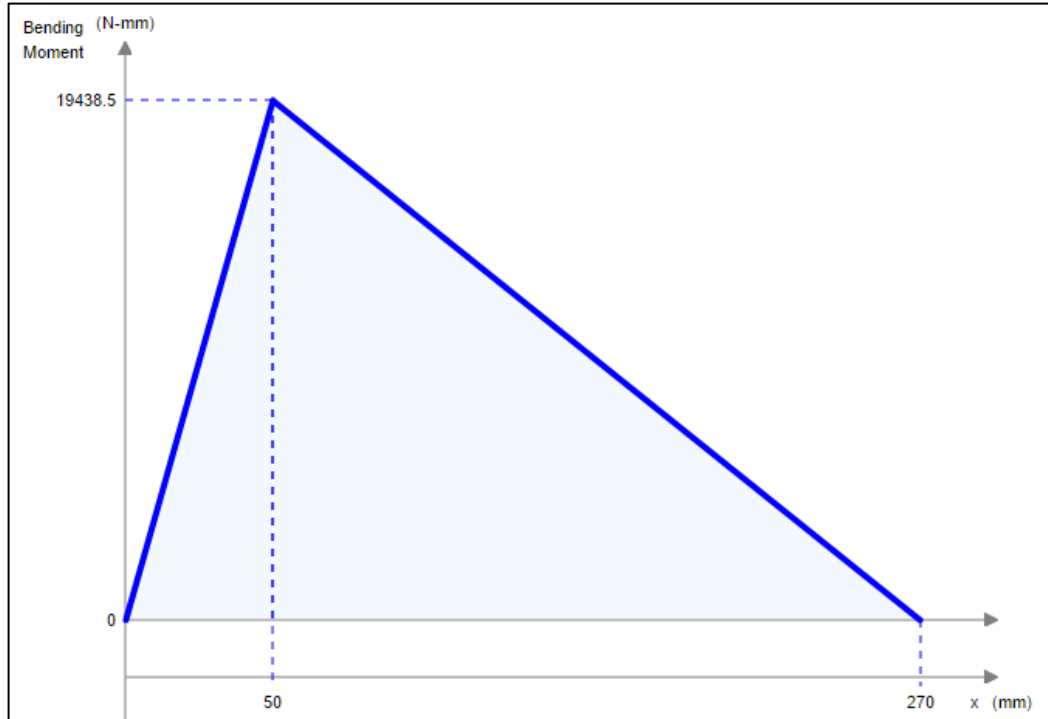


Figura 23. Diagrama Momento flector plano XZ



Con esta información se puede calcular el diámetro mínimo de cada sección del eje con respecto a las cargas que hay en él.

Se halla el esfuerzo a la fatiga³, para tener este dato se requiere conocer el valor de la resistencia última del material, en este caso acero inoxidable AISI 304 (ver anexo D)

$$S_n = 0,5 S_u$$

Donde

S_n : resistencia a la fatiga

S_u : resistencia última del material (620 MPa)

$$S_n = 0,5 S_u = 0,5 * 620 \text{ MPa} = 310 \text{ MPa}$$

Resistencia a la fatiga real estimada,

$$S' n = S_n C_m C_{st} C_R C_s \quad (1)$$

³ MOTT, Robert En: Resistencia a la fatiga. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México Pearson educación, 2006. P. 172

Donde

C_m : Factor de material

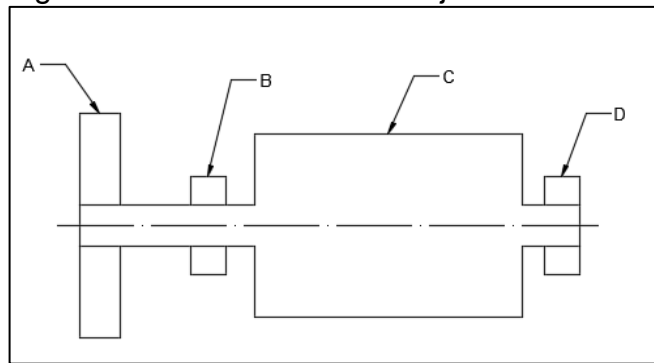
C_{st} : Factor de tipo de esfuerzo

C_R : Factor de confiabilidad

C_s : Factor de tamaño

$$S'n = 310 \text{ MPa} * (1)(1)(0,81)(0,72) = 180,792 \text{ MPa}$$

Figura 24. Puntos cálculo de eje



Usando la ecuación para el cálculo de ejes⁴

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Donde

N: factor de seguridad

K_t : factor de concentrador de esfuerzo

M: momento máximo combinado en el punto

$S'n$: resistencia a la fatiga corregida

T: torque

⁴ MOTT, Robert En: Diseño de ejes. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México Pearson educación, 2006. P. 548

Sy: esfuerzo de fluencia del material

Para cada punto se debe tener en cuenta el factor de concentrador de esfuerzo⁵ que sea pertinente, en el caso de tener algún elemento transmisor de potencia (engranes, poleas, catarinas) se deben usar cuñeros para transmitir la potencia del eje al elemento, como también en las transiciones de sección en el mismo eje dependiendo los elementos que estén alojados, se recopila esta información en la tabla 4 para mayor comprensión.

Tabla 4. Concentradores de esfuerzos

Tipo de concentrador	valor Kt
Cuñero de perfil	2
Cuñero en trineo	1,6
Chaflán bien agudo	2,5
Transición bien redondeada	1,5
Ranura anillo de retencion	3

Para el punto A (Ver Figura 24)

$$M = 0 \text{ Nm}$$

$$T = 24,74 \text{ Nm}$$

$$N = 2$$

Concentradores de esfuerzos en este punto: redondeo (1,5) y cuñero de perfil (2,0), para efectos de calcular el mínimo diámetro permisible se usa el mayor concentrador en este caso el cuñero de perfil para fijar la polea.

$$D = \left[\frac{32 (2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,0 * 0 \text{ Nm}}{180,792 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{24,74 \text{ N.m}}{310 \text{ MPa}} \right)^2} \right]^{1/3} = 0.011 \text{ m}$$

Punto B a derecha (Ver figura 24)

$$M = \sqrt{(19438,5 \text{ Nmm})^2 + (19438,5 \text{ Nmm})^2} = 27490 \text{ Nmm}$$

$$27490 \text{ Nmm} \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right) = 27,49 \text{ Nm}$$

$$T = 24,74 \text{ Nm}$$

⁵ Ibid.,P. 540-543

$$N = 2$$

Concentradores de esfuerzos en este punto: Chablán agudo (2,5) este será el cambio de sección donde estará alojado el rodamiento.

$$D = \left[\frac{32 (2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2,5 * 27,49 \text{ N.m}}{180,79 \text{ MPa}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{24,74 \text{ N.m}}{310 \text{ MPa}}\right)^2} \right]^{1/3} = 0,0199 \text{ m}$$

Punto B izquierda

$$M = \sqrt{(19438,5 \text{ Nmm})^2 + (19438,5 \text{ Nmm})^2} = 27490 \text{ Nmm}$$

$$27490 \text{ Nmm} \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right) = 27,49 \text{ Nm}$$

$$T = 24,74 \text{ Nm}$$

$$N = 2$$

Concentradores de esfuerzos en este punto: transición redondeada (1,5) este será el cambio de sección que permite el ingreso del rodamiento.

$$D = \left[\frac{32 (2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 * 27,49 \text{ N.m}}{180,79 \text{ MPa}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{24,74 \text{ N.m}}{310 \text{ MPa}}\right)^2} \right]^{1/3} = 0,0169 \text{ m}$$

Punto C (Ver figura 24)

$$M = 43967 \text{ Nmm} \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right) = 43,967 \text{ Nm}$$

$$T = 24,74 \text{ Nm}$$

$$N = 2$$

Concentradores de esfuerzos en este punto: transición redondeada (1,5) este será el cambio de sección en el rodillo.

$$D = \left[\frac{32 (2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 * 43,967 \text{ Nm}}{180,79 \text{ MPa}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{24,74 \text{ Nm}}{310 \text{ MPa}}\right)^2} \right]^{1/3} = 0,019 \text{ m}$$

Punto D (ver figura 24)

$$M = 0 Nm$$

$$T = 24,74 Nm$$

$$N = 2$$

Concentradores de esfuerzos en este punto: Chablán agudo (2,5) este será el cambio de sección donde estará alojado el rodamiento.

$$D = \left[\frac{32 (2)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{24,74 Nm}{310MPa} \right)^2} \right]^{1/3} = 0,011m$$

Tabla 5. Diámetros elegidos para cada sección

	A	B		C	D
		Izq.	Der.		
D (m)	0,017	0,02	0,025	0,1143	0,02

En la tabla 3 se muestran los diámetros elegidos para cada punto anteriormente calculado, nótese que los diámetros elegidos para cada punto están por encima del diámetro calculado por la razón de reducir en gastos de maquinado del eje.

Los rodamientos se seleccionan según la dimensión del eje y las cargas radiales a los que estén sometidos, estas cargas son

Para el rodamiento en el punto B (ver figura 24)

Carga en x: 20,378 N

Carga en y: 477,13 N

Carga total

$$\sqrt{(477,13 N)^2 + (20,378 N)^2} = 477,56 N$$

Para el rodamiento en el punto D (ver figura 24)

Carga en x: 585,802 N

Carga en y: 88,357 N

Carga total

$$\sqrt{(585,802 \text{ N})^2 + (88,357 \text{ N})^2} = 592,46 \text{ N}$$

Se opta por un rodamiento de bolas en acero inoxidable de diámetro 20 mm, rodamiento SKF referencia W61804, su catálogo se encuentra en el anexo E.

No se realiza cálculo a fatiga por que la velocidad angular a la que están sometidos estos rodamientos es muy pequeña y las cargas estáticas que soportan están dentro de los límites máximos dados por el fabricante.

4.1.3.2 Rodillo conducido. Este rodillo se mueve por acción de la fuerza de masado y la velocidad que le imprime a la masa el otro rodillo, no tiene transmisión directa, está montado en rodamientos y puede girar libremente en cualquier dirección.

Se realiza el cálculo de reacciones y diámetros para este eje usando el mismo método que en el eje anterior, no se coloca procedimiento por brevedad en el documento.

Figura 25. Disposición eje laminador conducido

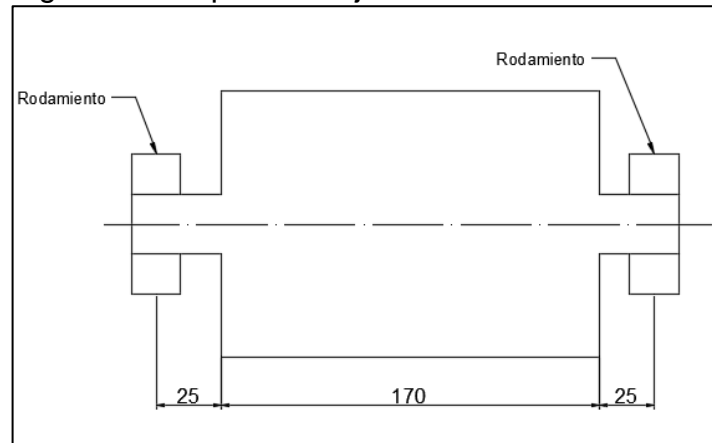
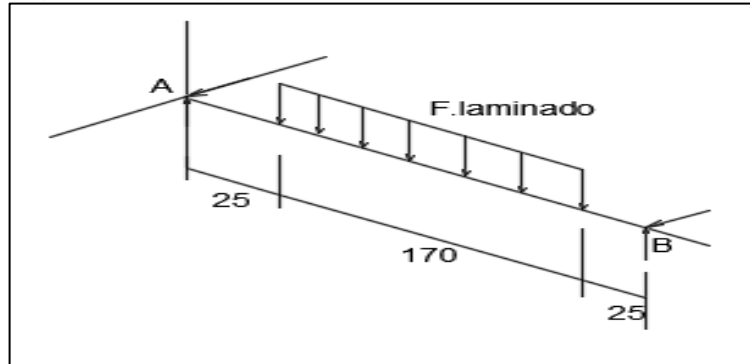


Figura 26. Diagrama cuerpo libre eje conducido



Análisis en el plano YZ

$$F_{laminado} = 5,853 \text{ N/mm}$$

Figura 27. Fuerzas plano YZ

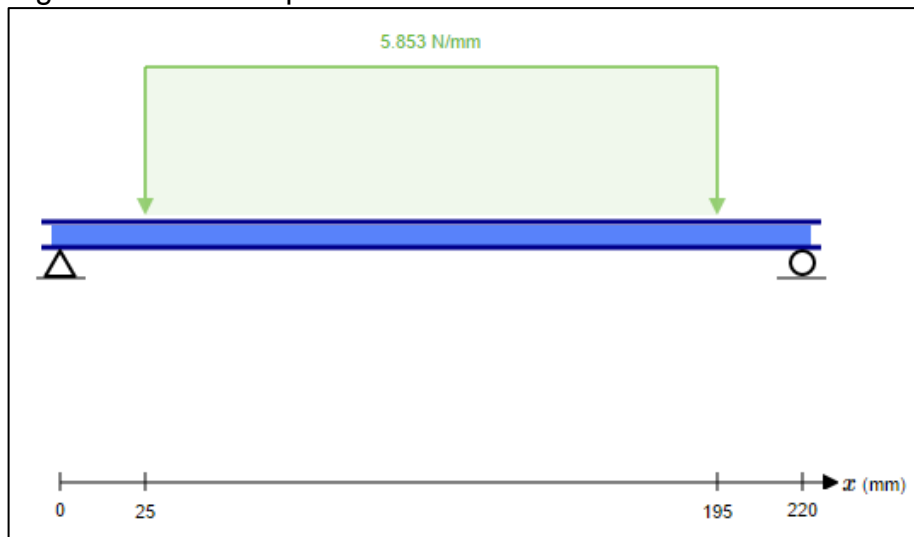


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre con reacciones en lo apoyos

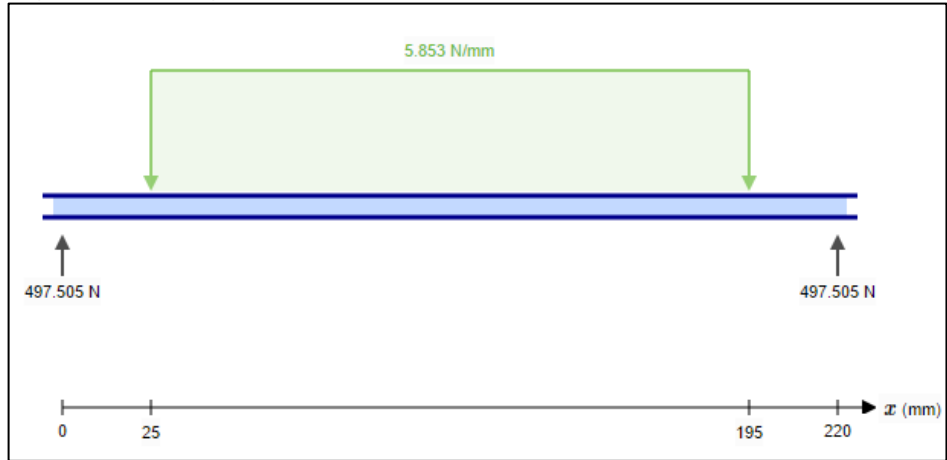


Figura 29. Diagrama fuerza cortante plano YZ

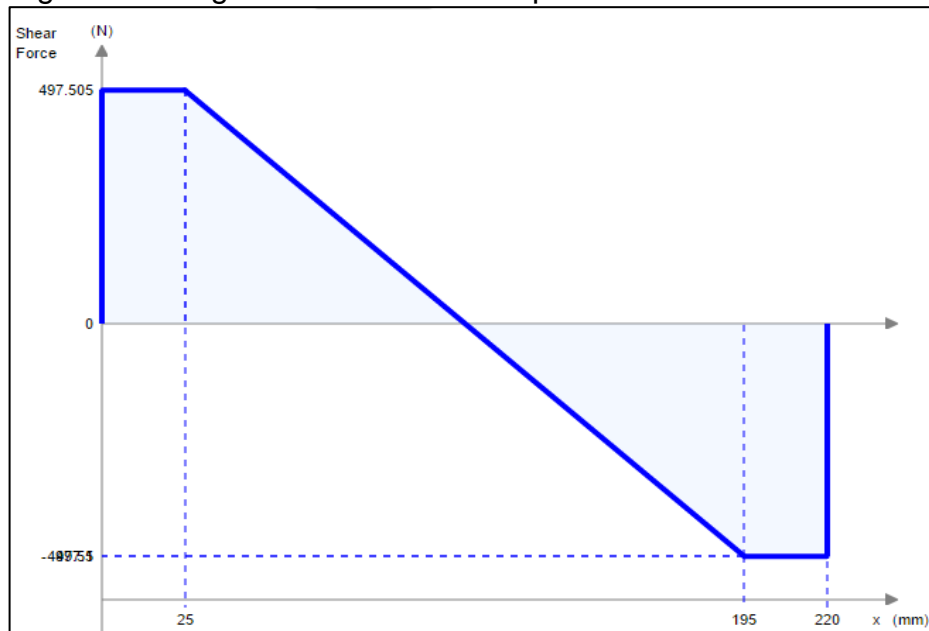
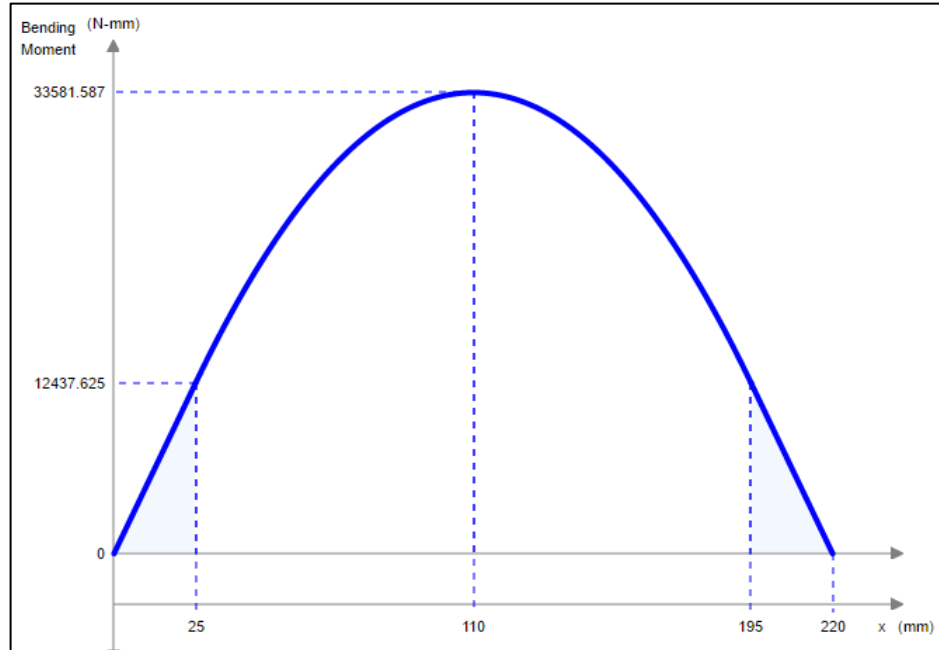


Figura 30. Diagrama momento flector plano YZ



Cálculo de diámetros mínimos permisibles, se usa el mismo procedimiento de cálculo realizado para el eje anterior por lo que la siguiente tabla muestra los parámetros usados y los correspondientes resultados.

Figura 31. Puntos cálculo del eje

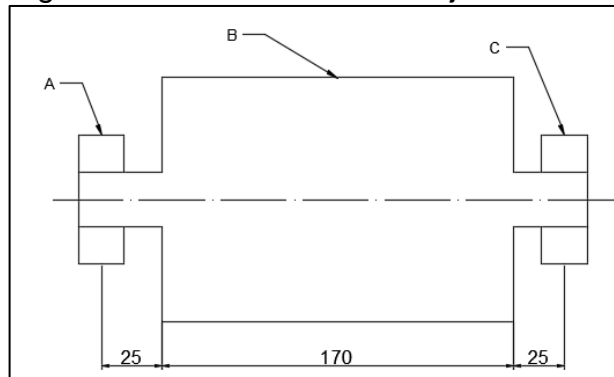


Tabla 6. Diámetros calculados

	A	B	C
Kt	2,5	1,5	2,5
M (N.m)	0	33,58	0
T (N.m)	24,74	24,74	24,74
D (m)	0,011	0,018	0,011

Donde

M: Momento flector máximo en cada punto

T: Torque

Los rodamientos se seleccionan según la dimensión del eje y las cargas radiales a los que estén sometidos, estas cargas son

Para el rodamiento en el punto A (ver figura 28)

Carga en y: 497,505 N

Para el rodamiento en el punto B (ver figura 28)

Carga en y: 497,505 N

Se opta por un rodamiento de bolas en acero inoxidable de diámetro 12 mm, rodamiento SKF referencia W61801, su catálogo se encuentra en el anexo F.

No se realiza cálculo a fatiga por que la velocidad angular a la que están sometidos estos rodamientos es muy pequeña y las cargas estáticas que soportan están dentro de los límites máximos dados por el fabricante.

4.1.4 Cálculo y dimensionamiento de catarinas y cadenas. A continuación se realizan los cálculos pertinentes para determinar las dimensiones de catarinas y cadenas teniendo en cuenta la configuración de diámetros y ubicación utilizada anteriormente para el cálculo de los ejes.

4.1.4.1 Catarinas y cadena del sistema laminador. Para verificar la selección de catarinas y cadena realizado en el cálculo de ejes y hallar la longitud de la cadena se debe tener en cuenta los siguientes parámetros de diseño;

- Diámetro catarina conductora: 81,19 mm
- Diámetro catarina conducida: 90,9 mm

- Relación de transmisión:1,12
- Distancia entre centros: 212,12 mm (Ver figura 7)

Se realiza el diseño bajo el siguiente procedimiento de cálculo⁶

Imagen 20. Factor de servicio

TIPO DE CARGA	TIPO DE MÁQUINA ACCIONADA	MOTOR ELÉCTRICO	MOTOR A COMBUSTIÓN	
			+ 4 CILIN.	1 A 3 CILIN.
REGULAR	AGITADORES DE DENSIDAD CONSTANTE - BOMBAS CENTRÍFUGAS VENTILADORES CENTRÍFUGOS Y AXIALES - TRANSPORTADORES A BANDA, TORNILLO O CADENA - SLITTERS - GENERADORES DE CARGA UNIFORME	1.0	1.5	2.0
IRREGULAR	AGITADORES DE DENSIDAD VARIABLE - BOMBAS CENTRÍFUGAS CARGA VARIABLE - BOMBAS A ENGRANAJES, LÓBULOS PALETAS O PISTONES AXIALES - SOPLADORES TIPO ROOTS - COMPRESORES A TORNILLO ELEVADORES A CANGILONES - TRANSPORTADORES A RODILLOS HIDROPULPERS - JORDANS - BOBINADORES - MÁQUINAS TEXTILES MÁQUINAS PARA MADERAS - MOLEDORAS A CUCHILLAS - EXTRUSORAS	1.5	2.0	2.5
PULSANTE	EQUIPOS DE IZAJE - MOTO SOLDADORAS - MÁQUINAS HERRAMIENTAS CILINDRADORAS DE ACERO - TRAFILADORAS - BOBINADORAS INDUSTRIA DEL ACERO - PRENSAS DE PAPEL - ZARANDAS ROTATIVAS MOLINOS A CUCHILLAS Y A RODILLOS - TRITURADORAS A CONOS Y A MARTILLOS - HORNOS, LAVADORES Y SECADORES ROTATIVOS VENTILADORES DE TORRES DE ENFRIAMIENTO - VENTILADORES DE TIRO INDUCIDO.	2.0	2.5	3.0
ALTAMENTE PULSANTE ALTERNATIVA INVERSIÓN DE MARCHA	TRANSPORTADORES RECÍPROCOS - CHIPERAS PARA MADERA MOTOCOMPRESORES - COMPRESORES RECÍPROCOS A PISTONES DE SIMPLE O DOBLE ACCIÓN - MEZCLADORAS Y CALANDRAS DE CAUCHO BAMBURY - ZARANDAS VIBRATORIAS - MOLINOS A BOLAS Y A MANDÍBULAS - BOMBAS DE POZO A PISTÓN - TRANSPORTADORES A RODILLOS PARA INDUSTRIA DEL ACERO	2.5	3.0	3.5

Fuente: http://www.periflex.com.ar/imagenes/img_factor_servicio.jpg

En la imagen 20 se muestra el factor de servicio por el cual se multiplica la potencia requerida para que esta sea suficiente para lograr el movimiento del sistema, el sistema es de tipo de carga uniforme y es impulsado por un motor eléctrico por consiguiente el factor de servicio es de 1,0

$$P_{Diseño} = P * Fs = 0,09 Hp * 1,0 = 0,09 Hp$$

Para corroborar el número de dientes de la catarina conductora se utiliza un paso de cadena de 1/2"seleccionada anteriormente, para esto se usa la siguiente ecuación se halla el número de dientes con respecto al diámetro de paso usado para los cálculos de ejes.

$$D = \frac{P}{\sin \frac{180}{N}}$$

Donde

D: Diámetro de paso Catarina

⁶ MOTT, Robert En: Transmisiones por cadenas y bandas. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México Pearson educación, 2006. P. 290-294

P: Paso de cadena

N: Número de dientes

Despejando N

$$N_1 = \left(\frac{180}{\sin^{-1}\left(\frac{P}{D}\right)} \right) = \left(\frac{180}{\sin^{-1}\left(\frac{0,5 \text{ in}}{80 \text{ mm} \left(\frac{1 \text{ in}}{25,4 \text{ mm}}\right)}\right)} \right) = 19,7 \text{ dientes} \approx 20 \text{ dientes}$$

Se Halla el número de dientes para la Catarina conducida

$$N_2 = N_1 * R_t = 20 * 1,12 = 22,4 \approx 22 \text{ dientes}$$

Se halla la longitud de la cadena en pasos usando la distancia entre centros dispuesta en la configuración del cálculo del eje.

$$C = \frac{212,12 \text{ mm}}{0,5 \text{ in}} \left(\frac{1 \text{ in}}{25,4 \text{ mm}} \right) = 16,7 \text{ pasos}$$

Con ese valor se halla por medio de la siguiente formula la longitud de la cadena en pasos

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$

Donde

C: Distancia entre centros

N₁: Número de dientes del conducido

N₂: Número de dientes del Conductor

$$L = 2(16) + \frac{22 + 20}{2} + \frac{(22 - 20)^2}{4\pi^2 (4)} = 53,01 \text{ pasos}$$

$$L = 53,01 \text{ pasos} * (0,5 \text{ in}) = 26,5 \text{ in} \left(\frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \right) = 673 \text{ mm}$$

Se especifica un número par de pasos en este caso serán 54 pasos para calcular la distancia teórica entre centros con la siguiente ecuación.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = \frac{1}{4} \left[54 - \frac{22 + 20}{2} + \sqrt{\left[54 - \frac{22 + 20}{2} \right]^2 - \frac{8(22 - 20)^2}{4\pi^2}} \right] = 16,45 \text{ pasos}$$

$$C = 16,45 \text{ pasos} * (0,5 \text{ in}) = 8,35 \text{ in} \left(\frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} \right) = 212,12 \text{ mm}$$

Se calcula el ángulo de contacto de la cadena con la Catarina pequeña y grande respectivamente

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right) = 180^\circ - 2\sin^{-1} \left(\frac{22 - 20}{2(212,12)} \right) = 177,79^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2\sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C} \right) = 180^\circ + 2\sin^{-1} \left(\frac{22 - 20}{2(212,12)} \right) = 182,20^\circ$$

Se selecciona una cadena estándar de rodillos No 41 de 1/2" pulgada de paso con una longitud de 673 mm y dos catarinas de 20 y 22 dientes respectivamente (Anexo C).

4.1.5 Cálculo de cuña. Para la selección de la cuña para este eje se deben tener en cuenta los siguientes parámetros

- Diámetro del eje del rodillo conductor. 17 mm (Ver figura 8)
- Torque en el sistema. 24,74 Nm
- Material del eje: Acero Inoxidable
- Material de la Catarina: Acero Forjado

De acuerdo con el método de cálculo de cuñas⁷, para un eje de 17 mm el cual entraría en el rango de 9/16” y 7/8” muestra que la medida para cuña cuadrada sería de 3/16 “ o 4,76 mm, el material de la cuña se asume que será acero AISI 1020 ya que este material es comúnmente usado para las cuñas.

Para hallar la longitud de la cuña se usa la siguiente ecuación

$$L = \frac{4TN}{DWs_y}$$

Donde

T: Torque. 24,74 Nm

N: Factor de seguridad. 3 (típico)

D: Diámetro del eje. 17 mm

W: ancho de la cuña. 4,76 mm

S_y: Esfuerzo de fluencia del material. 250 MPa

$$L = \frac{4(24,74 \text{ Nm})(3)}{(0,017\text{m})(0,00476\text{m})(250 \times 10^6 \text{ Pa})} = 0,0146 \text{ m} * \left(\frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}\right) = 14,6 \text{ mm}$$

4.1.6 Cálculo de inercia del sistema. Para confirmar si el motor es suficiente para dar movimiento a la laminadora, se requiere hacer el cálculo de la potencia necesaria para vencer la inercia.

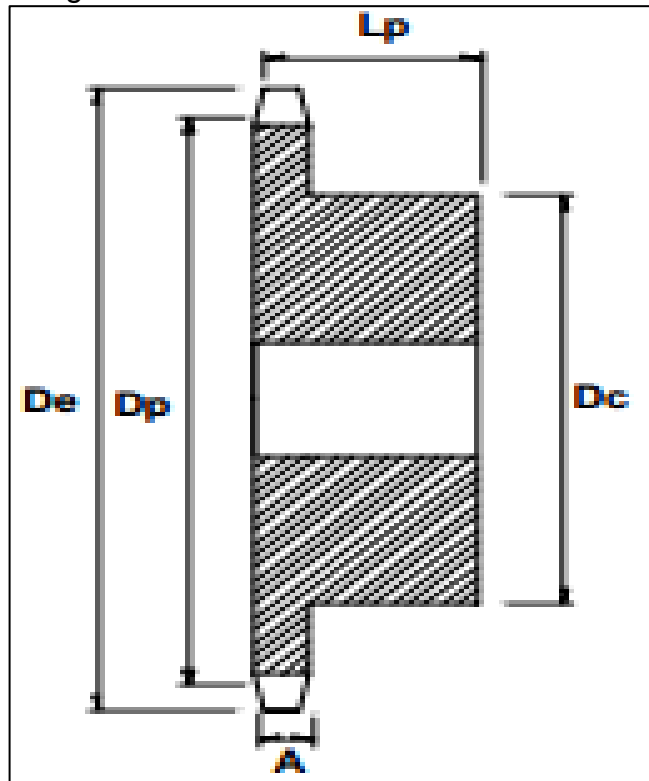
Usando el desarrollo de la ecuación del radio de giro y el peso para un disco perforado⁸. Se calcula el valor de inercia wk^2 de cada uno de los componentes, en este caso del sistema de laminado mostrado en la figura anterior.

⁷ MOTT, Robert En: Cuñas, acoplamientos y sellos. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México Pearson educación, 2006. P. 495-500

⁸ MOTT, Robert En: Embragues y frenos. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México Pearson educación, 2006. P. 842-843

Cálculo Catarina conductora

Imagen 21. Dimensiones catarina



Fuente: <http://www.dibsamexico.com/pdf/CatalogoMartin.pdf>

Para el cálculo se requieren los siguientes parámetros:

- Diámetro paso catarina: 80 mm
- Diámetro externo Catarina: 86 mm
- Diámetro interno catarina: 28 mm (corresponde al eje de salida del reductor, ver anexo A)
- Espesor A: 7 mm
- Distancia L_p : 28mm
- Diámetro D_c : 64 mm
- Material: Acero forjado (peso específico 7860 kg/m^3)(ver anexo D)

$$wk^2 = \frac{\pi \delta_w L}{2} (R_1^4 - R_2^4)$$

Donde

R₁: radio externo

R₂: radio interno

δ_w: Peso específico del material

L: espesor

Para el disco de dimensiones A: 7 mm, De: 86 mm, Di : 28 mm

$$wk^2 = \frac{\pi * 7860 \frac{kg}{m^3} * 0,007m}{2} * ((0,043m)^4 - (0,014m)^4) = 2,921 \times 10^{-4} kg \cdot m^2$$

Para el disco de dimensiones (Lp-A):14 mm, Dc: 64mm, Di: 28mm

$$wk^2 = \frac{\pi * 7860 \frac{kg}{m^3} * 0,014m}{2} * ((0,032m)^4 - (0,014m)^4) = 1,746 \times 10^{-4} kg \cdot m^2$$

Sumando las dos inercias

$$wk^2 = 4,667 \times 10^{-4} kg \cdot m^2$$

Usando el método anterior se calcula el wk² dando por resultado la siguiente tabla

Tabla 7. Inercia catarina conducida

	Catarina conducida		Rodillo
	Disco 1	Disco 2	
A (m)	0,007	0,007	0,17
De (m)	0,094	0,07	0,1143
Di (m)	0,028	0,028	0
peso espec. (Kg/m3)	7860	7860	7900
Wk2	0,00041841	0,00012637	
Wk2 total (kg m2)	0,000544779		0,02250406

Se calcula la inercia efectiva del sistema de transmisión

$$wk_e^2 = wk^2 \left(\frac{n}{n_c} \right)^2$$

Donde

n : velocidad angular del rodillo

n_c : Velocidad angular del motor

Se calcula esta inercia en cada uno de los componentes

Catarina conductora

$$wk_e^2 = wk^2 \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 = 4,667 \times 10^{-4} \text{Kg} \cdot \text{m}^2 * \left(\frac{25,06}{28} \right)^2 = 3,738 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Catarina conducida

$$wk_e^2 = wk^2 \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 = 5,447 \times 10^{-4} \text{Kg} \cdot \text{m}^2 * \left(\frac{25,06}{28} \right)^2 = 4,3631 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Rodillo

$$wk_e^2 = wk^2 \left(\frac{n}{n_c} \right)^2 = 22,5 \times 10^{-3} \text{Kg} \cdot \text{m}^2 * \left(\frac{25,06}{28} \right)^2 = 0,018 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Inercia efectiva total

$$wk_e^2 = 0,0188 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$wk^2 = 0,0188 \text{Kg} * \text{m}^2 * \left(\frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} \right) * \left(\frac{(1 \text{ Ft})^2}{(0,3048 \text{ m})^2} \right) = 0,445 \text{Lb ft}^2$$

Teniendo este valor de inercia y usando la siguiente ecuación se puede determinar el torque necesario para hacer el cálculo del eje que transmitirá el movimiento del motor, asumiendo que la velocidad angular deseada es de 25,06 revoluciones por minuto acelerando de forma continua desde 0 rpm hasta este valor, en 5 segundos.

$$T = \frac{wk^2 * \Delta n}{308 \text{ t}} = \frac{0,445 \text{Lb ft}^2 * (25,06 \text{ rpm})}{308 (5 \text{ s})} = 7,24 \times 10^{-3} \text{lb ft}$$

$$T = 7,24 \times 10^{-3} \text{lb ft} * \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} * \frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ ft}} = 9,88 \times 10^{-3} \text{Nm}$$

Con este torque necesario para romper la inercia de este sistema se calcula la potencia que ese torque consume

$$Pot_{inercia} = T_r * \omega$$

Donde;

Tr: $9,88 \times 10^{-3}$ Nm

ω : 25,06 rpm

$$Pot = 9.88 \times 10^{-3} \text{ Nm} * 25,06 \text{ rpm} \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right) \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right) \left(\frac{1 \text{ hp}}{746 \text{ w}} \right) = 3,47 \times 10^{-5} \text{ hp}$$

$$Pot_{Total} = Pot + Pot_{inercia} = 0,18 \text{ hp} + 3,47 \times 10^{-5} \text{ hp} = 0,180035 \text{ hp}$$

Se selecciona un motor de 1/4 de caballo de potencia ya que por el cálculo la potencia necesaria para mover todo el sistema no supera el valor nominal del motor.

4.1.7 Sistema cortador. Este sistema realizará cortes de masa de forma circular por medio de un cilindro neumático y una cuchilla con la forma requerida, adicional a esto se debe tener un sistema de expulsión por medio de resortes para que la masa no quede incrustada en la cuchilla.

4.1.7.1 Carga en sistema cortador. Para efectos del diseño del sistema el cual tendrá la función de realizar el corte de las tortillas se debe conocer cuanta es la fuerza necesaria para el corte de una tortilla, basado en artículos de caracterización de masas y sus propiedades mecánicas se encontró la siguiente información

Imagen 22. Fuerza de corte tortillas

Genotipos	Grado Inflado	Rolabilidad	Tensión (g)	Corte (g)
Población 22	1.13 ^a	1.05 ^a	293.25 ^a	1332.00 ^b
Población 23	1.12 ^a	1.03 ^a	208.75 ^b	1365.35 ^{ab}
Población 25	1.10 ^a	1.08 ^a	253.00 ^{ab}	1407.47 ^{ab}
Población 32	1.16 ^a	1.08 ^a	243.58 ^{ab}	1547.00 ^a
Población 43	1.13 ^a	1.12 ^a	223.33 ^b	1270.60 ^b
Población 49	1.10 ^a	1.00 ^a	250.42 ^{ab}	1397.47 ^{ab}
HS-3G	1.13 ^a	1.16 ^a	295.83 ^a	1458.75 ^{ab}
VS-536	1.12 ^a	1.08 ^a	277.92 ^a	1401.63 ^{ab}
Criollo mejen	1.11 ^a	1.08 ^a	225.58 ^b	1285.05 ^b
Tipos de maíz				
Premejorado	1.13 ^a	1.11 ^a	252.60 ^{ab}	1398.31 ^a
Mejorado	1.13 ^a	1.12 ^a	287.02 ^a	1430.19 ^a
Criollo	1.08 ^a	1.08 ^a	225.58 ^b	1285.05 ^a

Medias con diferente letra en columna son estadísticamente diferentes (Duncan, $p \leq 0.05$). Mean values with a different letter in each column are statistically different (Duncan, $p \leq 0.05$);

Fuente: Artículo “característica del grano, masa y tortilla producida con diferentes genotipos de maíz del trópico mexicano 2012

El dato que se usará es el valor de la carga de corte del tipo de maíz criollo ya que es similar al grano de maíz de esta región el cual tiene un valor de 1,285 kgf.

Usando la fuerza de corte mencionada anteriormente se calcula la presión necesaria para realizar el corte y con esto poder seleccionar el cilindro adecuado para realizar esta tarea

La cuchilla será de lámina de acero inoxidable de 2mm de espesor y 25 mm de alto.

A continuación se calcula la presión necesaria para el corte;

$$P = \frac{F}{A}$$

Donde

P: Presión

F: Fuerza: 1,285 kgf

A: Área. 0,0176 m²

$$P = \frac{F}{A} = \frac{1,285 \text{ Kg}f}{0,0176 \text{ m}^2} * \left(\frac{9,806 \text{ N}}{1 \text{ Kg}f} \right) = 741 \text{ Pa}$$

Cálculo del diámetro del pistón del cilindro neumático

$$P_{Neum} = \frac{F}{A}$$

Se asume como presión neumática un valor de 30 psig

Con este valor conocido se calcula el área

$$A = \frac{F}{P_{Neum}} = \frac{1,285 \text{ Kg}f}{30 \text{ psi}} * \left(\frac{9,806 \text{ N}}{1 \text{ Kg}f} \right) * \left(\frac{1 \text{ psi}}{6894 \text{ Pa}} \right) = 6,09 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Con el valor del área mínima se halla el diámetro para así hacer la selección del correspondiente pistón

$$A = \pi * \frac{d^2}{4}$$

Se despeja el diámetro

$$d = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * (6,09 \times 10^{-5} m^2)}{\pi}} = 8,805 \times 10^{-3} m = 8,805 mm$$

El valor del diámetro es bastante pequeño dado la fuerza necesaria para el corte, por lo tanto se puede seleccionar cualquier cilindro neumático cuyo diámetro sea mayor al calculado, para este caso se selecciona un cilindro de diámetro 32 mm con una longitud de carrera de 115 mm (Anexo G) determinada por el requerimiento de robustez en el cilindro ya que es un corte y la longitud del vástago se selecciona por la posición del cilindro al momento de realizar el corte.

4.1.8. Cálculo de resortes. Para el cálculo de estos resortes que serán parte del sistema de expulsión se usa el siguiente procedimiento de cálculo⁹.

Como primer paso se realiza la especificación del material: para este caso como se está trabajando con alimentos el acero elegido es un acero inoxidable 302 por inocuidad el cual cuenta con un módulo de rigidez de rigidez de 69 GPa.

Se continúa con la especificación de las cargas y la longitud de carga del resorte;

- F_0 : 12,593 N
- $L_{operación}$: 20 mm
- L_{libre} : 22 mm

Con esto valores especificados se prosigue a realizar el cálculo de la constante de este resorte

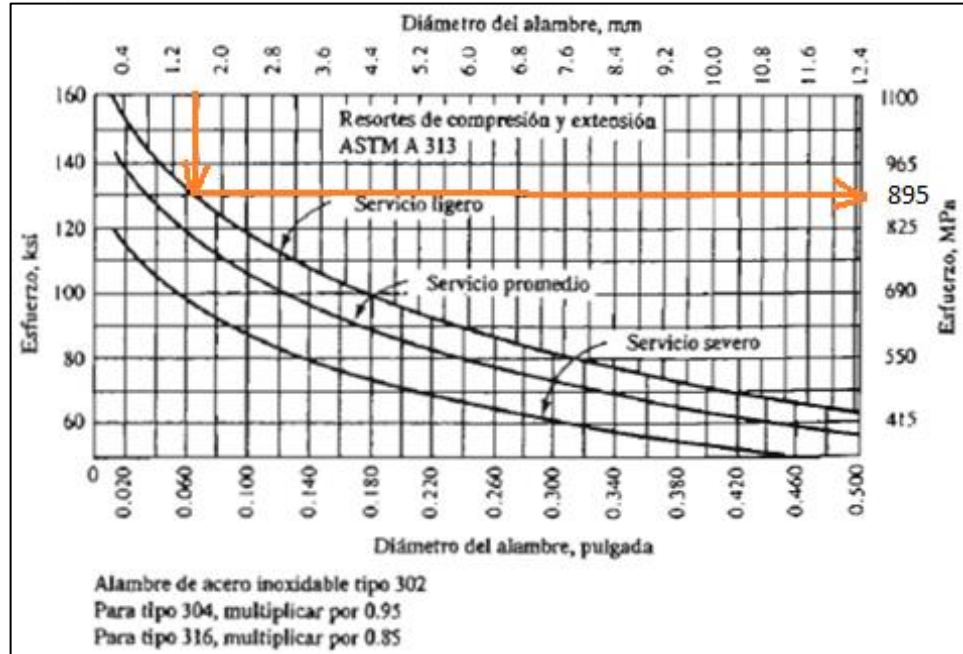
$$K = \frac{F_0}{L_{libre} + L_{operación}} = \frac{12,593 N}{22 mm - 20 mm} = 6,29 \frac{N}{mm} * \left(\frac{1000 mm}{1 m} \right) = 6290 \frac{N}{m}$$

En el siguiente paso se requiere estimar un diámetro medio para proseguir con el cálculo, en esta caso del diámetro medio es de 14 mm

Se estima un posible diámetro del alambre de 1,6 mm para obtener un esfuerzo de servicio usando la imagen 23, asumiendo también que el esfuerzo es en condición de esfuerzo ligero, teniendo como resultado un valor de 895 MPa.

⁹ MOTT, Robert En: Resortes. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México Pearson educación, 2006. P. 735-751

Imagen 23. Esfuerzos de diseño para acero inoxidable



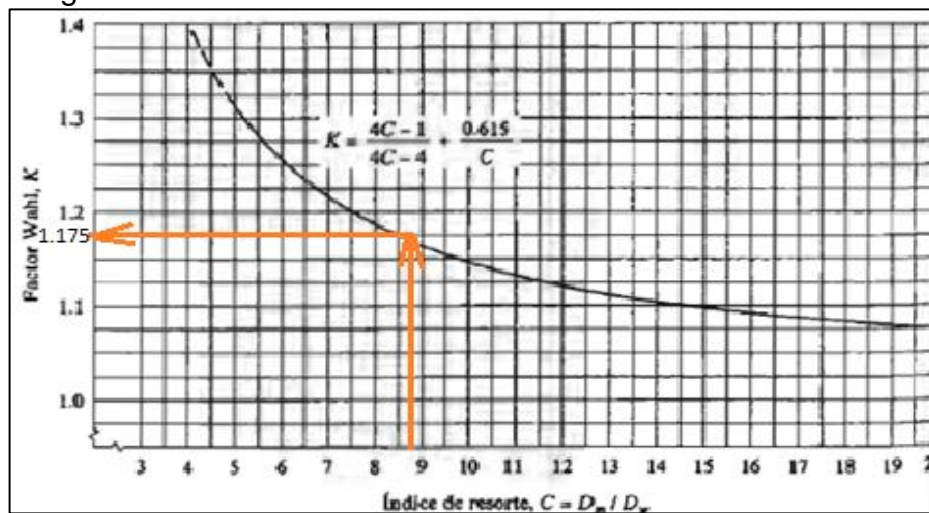
Fuente: Diseño elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 743

Lo siguiente es hallar el valor de Wahl el cual se halla con el índice de resorte C que se calcula así:

$$C = \frac{D_m}{D_{alambre}} = \frac{14 \text{ mm}}{1,6 \text{ mm}} = 8,75$$

El valor de Wahl obtiene de la imagen 24 con el valor de C calculado

Imagen 24. Factor de Wahl



Fuente: Diseño elementos de máquinas. MOTT, Robert. Pag. 744

El valor de Wahl obtenido es de 1,175

Con este valor se halla el diámetro del alambre.

$$D_w = \left[\frac{8KF_0D_m}{\tau_d} \right]^{\frac{1}{3}} = \left[\frac{8 * 1,175 * 12,593N * 0,014 m}{895 MPa} \right]^{\frac{1}{3}} = 1,227 \times 10^{-3}m$$

Se selecciona un valor estándar de alambre en tablas superior al que se acaba de calcular y se realiza corrección de los factores K y C con el diámetro estándar seleccionado. Diámetro de alambre estándar 1,2 mm.

$$C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{14 mm}{1,2 mm} = 11,6$$

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4(11,6) - 1}{4(11,6) - 4} + \frac{0,615}{11,6} = 1,12$$

Con estos valores se calcula de nuevo el esfuerzo producido por la F_0 , despejando τ_0 de la ecuación usada para calcular el diámetro del alambre para el resorte

$$\tau_0 = \frac{8KF_0D_m}{\pi D_w^3} = \frac{8 * 1,12 * 12,593 N * 0,014m}{\pi * (1,2 \times 10^{-3}m)^3} = 290,98 MPa$$

Se calcula el número de espiras en el resorte con la siguiente ecuación

$$N_0 = \frac{GD_w}{8kC^3}$$

Donde

G: Módulo cortante. 69 GPa

D_w : Diámetro del alambre. 1,2 mm

k: Constante del resorte. 6290 N/m

C: Índice del resorte. 11,6

$$N_0 = \frac{GD_w}{8kC^3} = \frac{69 \times 10^9 Pa * 1,2 \times 10^{-3}m}{8 * 6290 \frac{N}{m} * 11,6^3} = 1,02 \text{ espiras}$$

Los resortes se seleccionarán según las cargas que estén sometidos, se opta por un resorte en acero inoxidable de diámetro 15 mm, resorte referencia LP035L 03 encuentra en el anexo H.

4.2 SISTEMA DE DOSIFICACIÓN DE RELLENO

4.2.1 Parámetros de diseño. Los parámetros necesarios para el diseño de los componentes del sistema de dosificación del relleno son;

- Peso del relleno de la empanada: 40 g
- Peso total de relleno día: 280 Kg/día
- Velocidad de producción: 8,33 empanadas/minuto

4.2.2 Tolva de dosificación. Esta tolva es en donde está alojado el relleno que posteriormente por medio de un sistema neumático se dosificará para las empanadas.

Esta tolva será fabricada en lámina de acero inoxidable AISI 304 ya que este material es el ideal para contener alimentos.

4.2.2.1 Volumen de la tolva. Para determinar el volumen de la tolva se requiere determinar primero la densidad de cada uno de los tipos de relleno que se pueden trabajar en la máquina.

Para determinar la densidad de cada uno de los rellenos se tomaron tres muestras de peso similar y se calculó el volumen que desplazó en un recipiente de dimensiones y volumen conocido, con un volumen de control de agua con el cual se comparó para determinar la densidad.

La preparación de las muestras se realizó con una balanza y cada muestra se recubre con una cubierta plástica para evitar cualquier contaminación en la determinación del volumen desplazado. (Ver imagen 25)

Imagen 25. Muestras rellenos empanada

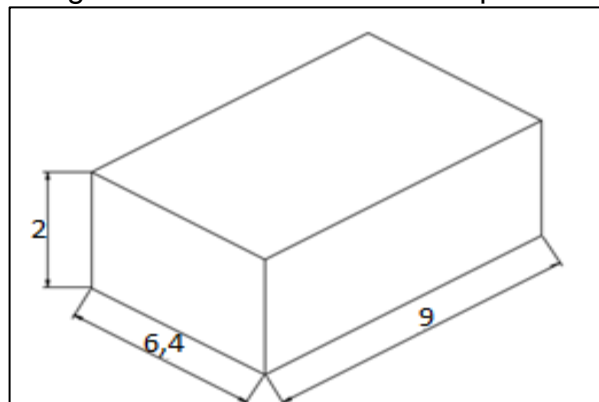


Tabla 8. Peso de las muestras

	Peso de las muestras (g)		
	Pollo	Papa-carne	Arroz-carne
muestra 1	30	40	40
muestra 2	30	40	38
muestra 3	29	40	38
promedio	29,67	40	38,67

Las dimensiones del recipiente usado para el experimento son (Ver Imagen 26)

Imagen 26. Dimensiones del recipiente



Calculo del volumen de agua existente en el recipiente;

$$V = b * h * a = 6,4 \text{ cm} * 2,0 \text{ cm} * 9 \text{ cm} = 117,87 \text{ cm}^3$$

Este recipiente cuenta con un volumen que será el volumen de control de 117,87 cm³.

Al introducir las muestras en el recipiente con agua, se midió el cambio en la altura del nivel del agua en el recipiente

Tabla 9. Altura de agua en el recipiente

Altura de agua en el recipiente			
	pollo	papa-carne	arroz-carne
muestra 1	24	26	26
muestra 2	24	26	25
muestra 3	23	26	25
promedio	23,666	26	25,333

Con estos valores conocidos del cambio en la altura del agua en recipiente con la altura promedio de las tres muestras se calcula el volumen promedio de cada relleno y se halla el volumen desplazado que resulta de la diferencia del volumen promedio y el volumen de control.

Tabla 10. Volumen desplazado de cada relleno

Volumen total				
	pollo	papa-carne	arroz-carne	vol. Control
Vol. Promedio	200,4	220,22	214,54	117,87
Vol. Desplazado	82,53	102,35	96,67	

Conociendo ya de antemano el peso de cada una de las muestras y el peso promedio y el volumen promedio desplazado se puede hallar la densidad de cada uno de los tipos de rellenos (Ver tabla 9), los cuales son datos vitales para el cálculo de la tolva, con la ecuación;

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Donde

ρ = Densidad

m= masa

v= volumen

Tabla 11. Densidad rellenos (g/cm³)

Densidad	
Pollo	0,35
Papa-carne	0,39
Arroz-carne	0,4

Para realizar el diseño del sistema de dosificación del relleno, principalmente hablando del movimiento del relleno al momento de ser dosificado, se realiza de manera experimental la medición del ángulo de reposo de dos tipos de rellenos. (Imágenes 27 y 28)

Imagen 27. Ángulo de reposo del pollo molido

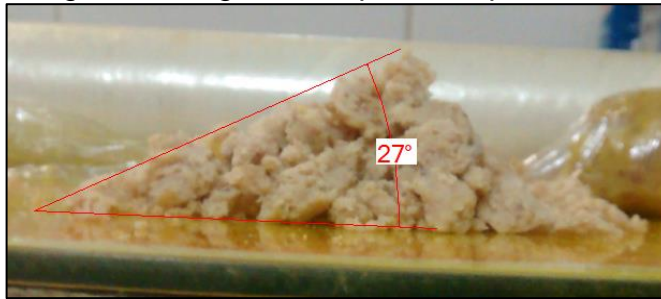
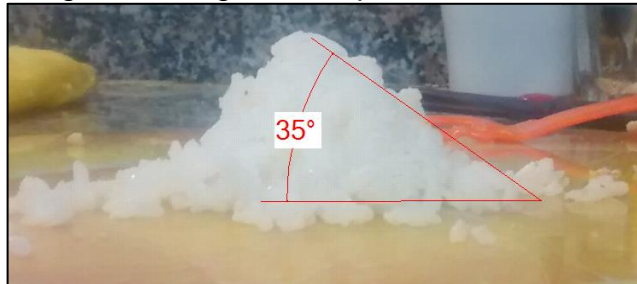


Imagen 28. Ángulo de reposo del arroz



Con esto se determina que el ángulo de reducción en la tolva para la dosificación por gravedad y así evitar el uso de elementos mecánico o neumáticos extra al momento de la dosificación.

Se selecciona como ángulo de reposo para el diseño de la tolva el correspondiente al del arroz que, al ser mayor que la del pollo, permitirá que el producto descienda por gravedad.

Para determinar el volumen de las tolvas de alimentación se debe tener en cuenta el peso mínimo requerido de relleno al día por tolva y se trabajará por baches para disminuir el tamaño de las tolvas.

Peso total de relleno al día: 280 Kg

Número de tolvas: 2

Número de baches: 28 al día

Peso mínimo de cada tolva: 5 Kg

Relleno más denso: 0,4 g/cm³

Se realiza el cálculo del volumen de la tolva partiendo de la siguiente ecuación

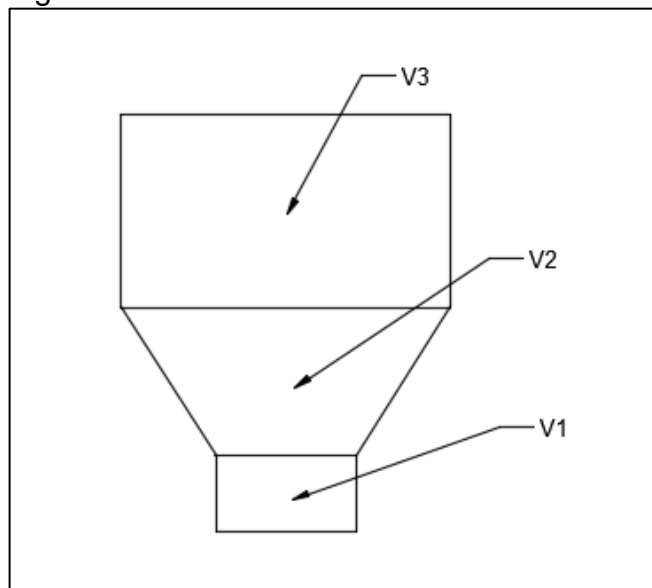
$$\rho = \frac{m}{v}$$

Se despeja el volumen

$$v = \frac{m}{\rho}$$

$$v = \frac{5 \text{ Kg}}{0,4 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right) * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{(1 \text{ m})^3} \right)} = 0,0125 \text{ m}^3$$

Figura 32. Tolva



Para hallar el volumen V1 (ver Figura 32) se estima un diámetro de salida de 60 mm. Para determinar la altura que tendrá esta sección se debe tener en cuenta cada una de los rellenos y el peso requerido.

Dimensión de disco a extruir con el relleno de papa carne.

$$\rho = \frac{m}{V_1}$$

Donde;

ρ : Densidad (0,39 g/cm³)

m: masa (40 g)

Entonces se halla el volumen

$$V_1 = \frac{m}{\rho} = \frac{40 \text{ g}}{0,39 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}} = 102,56 \text{ cm}^3$$

Con ese volumen se halla la altura del cilindro de relleno que debe salir de la tolva

$$V_1 = \pi * r^2 * h$$

Donde

r: radio del cilindro (30 mm)

h: altura del cilindro

$$h = \frac{V_1}{\pi * r^2} = \frac{102,56 \text{ cm}^3}{\pi * (3 \text{ cm})^2} = 3,6 \text{ cm}$$

Se usa el mismo método para hallar las alturas del resto de rellenos trabajados en esta máquina con sus respectivas densidades dando como resultado

Tabla 12. Altura de cilindros de relleno

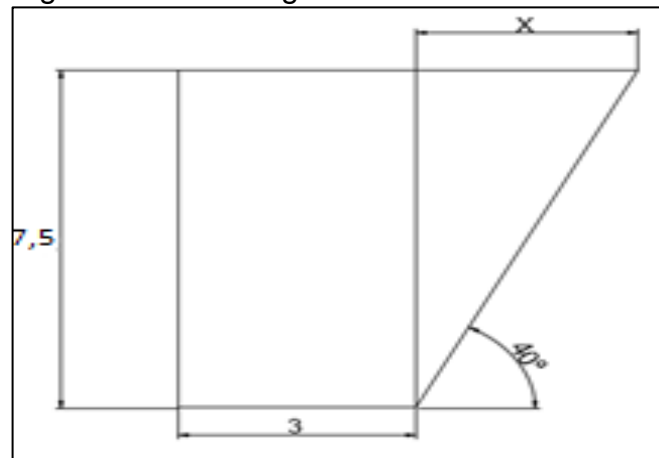
Altura de cilindros de relleno		
Relleno	peso	altura del cilindro
Papa/carne	40 g	3,6 cm
Pollo	40 g	3,5 cm
Arroz /carne	40 g	4,1 cm

Con este resultado se opta por una altura para el cilindro de salida de la tolva de 5 cm.

$$V = \pi * r^2 * h = \pi * (3 \text{ cm})^2 * 5 \text{ cm} = 141,37 \text{ cm}^3$$

Para determinar el volumen V_2 el cual es un cono truncado, se conoce ya el diámetro menor, usando el ángulo de reposo mayor entre los rellenos se tomó como 40° para la reducción de diámetros, se toma un ángulo mayor al de reposo del arroz para así garantizar el descenso del producto y se estimó una altura del cono de $7,5$ cm, con esta información se calcula el diámetro mayor del cono.

Figura 33. Cálculo geométrico tolva



$$\tan 40^\circ = \frac{7,5 \text{ cm}}{x}$$

$$x = \frac{7,5 \text{ cm}}{\tan 40^\circ} = 8,94 \text{ cm}$$

Por consiguiente

$$R = x + 3 \text{ cm} = 8,94 \text{ cm} + 3 \text{ cm} = 11,94 \text{ cm}$$

Después de haber hallado el radio mayor se calcula el volumen

$$V_2 = \frac{\pi}{3} * h * (R^2 + R * r + r^2)$$

$$V_2 = \frac{\pi}{3} * 7,5 \text{ cm} * ((11,94 \text{ cm})^2 + (11,94 \text{ cm} * 3 \text{ cm}) + (3 \text{ cm})^2) = 1471,7 \text{ cm}^3$$

A continuación se calcula el V_3

$$V_{tolva} = V_1 + V_2 + V_3$$

$$V_3 = V_{tolva} - V_1 - V_2 = 12500 \text{ cm}^3 - 141,37 \text{ cm}^3 - 1471,7 \text{ cm}^3 = 10886,93 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = \pi * r^2 * h$$

Se despeja la altura del cilindro

$$h = \frac{V_3}{\pi * r^2} = \frac{10886,93 \text{ cm}^3}{\pi * (11,94 \text{ cm})^2} = 24,3 \text{ cm}$$

4.2.3 Sistema de rotación de tolvas. Para hacer más eficiente el proceso de creación de una empanada se opta por trabajar con un sistema de tolvas las cuales giraran 180° cada vez que se desocupe una tolva para continuar la dosificación del relleno, para efectos del cálculo del sistema de movimiento como también la estructura que lo soportara se debe tener en cuenta el peso que carga cada una de las tolvas y analizar el caso más crítico en el que una de las dos tolvas esta esté vacía y la otra llena.

Para este cálculo se estima un diámetro de la mesa giratoria de 800 mm ya que con esa medida se pueden organizar las dos tolvas quedando espacio para acomodar los demás elementos para permitir el movimiento de esta mesa.

Dado que el sistema girará el apoyo sobre una superficie fija se realizará por medio de rodachinas, estas ayudarán con el fácil movimiento de la mesa y darán soporte.

Parámetros de diseño

- Fuerza ejercida por el peso de la tolva con relleno: 50 N
- Tipo de apoyo: rodachinas

En las figuras 34 a 37 se muestran los diagramas del análisis de carga de la mesa giratoria.

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre mesa giratoria

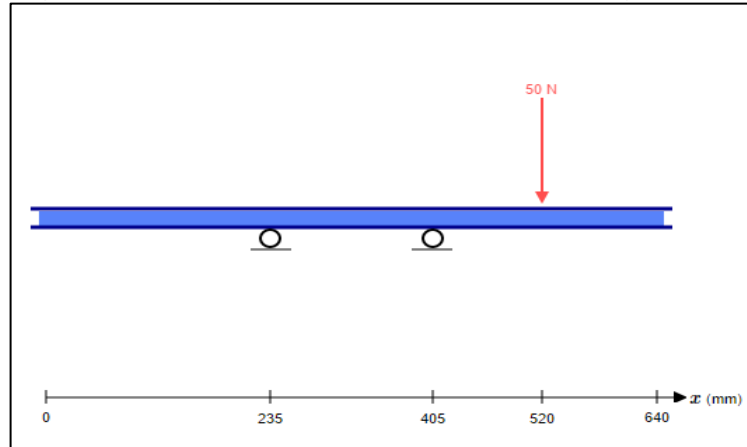


Figura 35. Reacciones en los apoyos

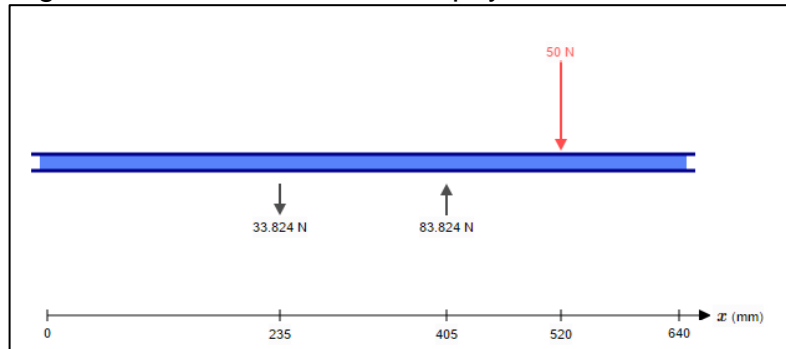


Figura 36. Diagrama de fuerza cortante

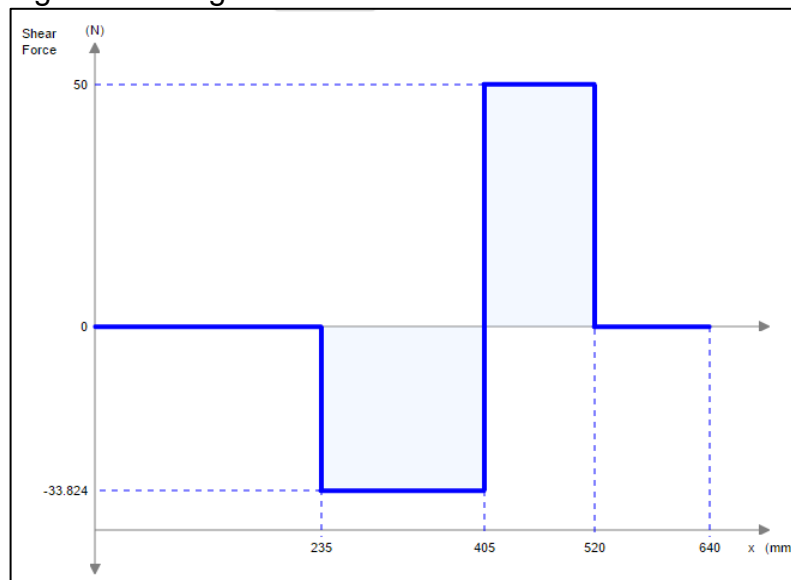
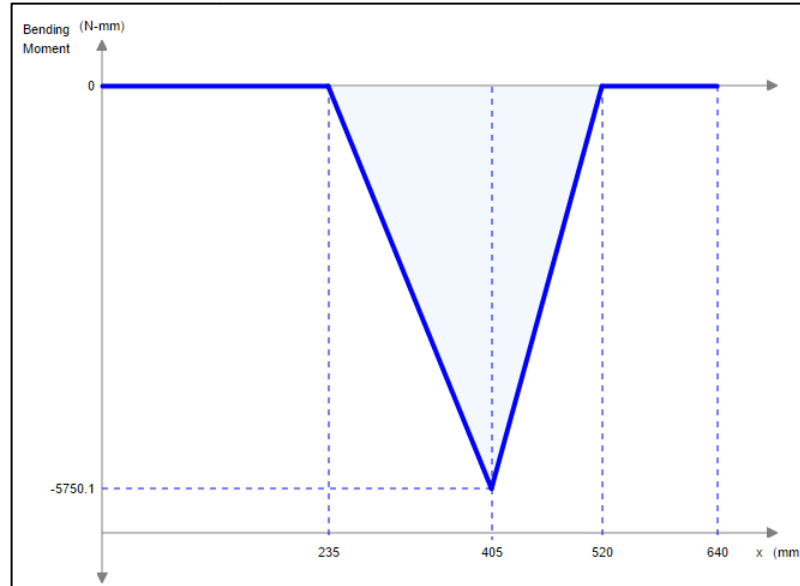


Figura 37. Diagrama de momento flector



Con estos datos y acero inoxidable como material para la estructura se calcula el módulo de sección que soporta esta carga

$$\sigma_{adm} = \frac{M}{S}$$

Donde

M: momento máximo.

S: módulo de sección

Para tener el esfuerzo admisible es preciso determinar un factor de seguridad, en esta caso se fija en 2;

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{F_s} = \frac{310 \text{ MPa}}{2} = 155 \text{ MPa}$$

Se halla el módulo de sección ya conociendo el esfuerzo admisible

$$S = \frac{M}{\sigma_{adm}} = \frac{5750 \text{ Nmm}}{155 \text{ MPa}} = 37,096 \text{ mm}^3 * \left(\frac{(1\text{cm})^3}{(10 \text{ mm})^3} \right) = 0,037 \text{ cm}^3$$

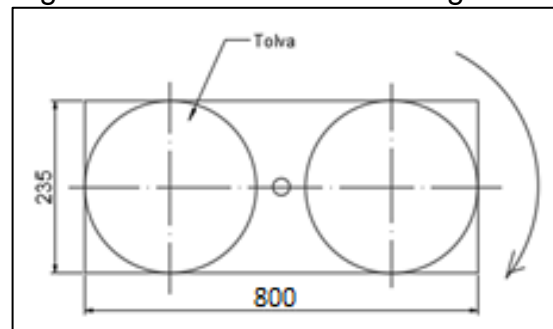
Se compara el módulo de sección gallado con los valores suministrados por catálogos de perfilera cuadrada. El valor calculado es significativamente más pequeño que los valores normales de los catálogos, por tanto se selecciona un

perfil cuadrado de 30x30x1,5 (ver Anexo I) ya que este cumple a cabalidad con el esfuerzo que tiene esta estructura.

4.2.3.1 Cálculo de la inercia del sistema. Ya que este es un sistema intermitente el cual realiza su movimiento de acuerdo al nivel de producto que este en la tolva, por consiguiente para el cálculo del motor que moverá este sistema se debe tener en cuenta la inercia necesaria para mover la mesa con las tolvas en la situación crítica.

Para este cálculo se asume que la estructura que conforma la mesa actúa como un rectángulo como se muestra en la figura 38, donde se tiene como espesor para el cálculo del volumen del prisma una medida de 31,75 mm correspondiente al espesor del perfil elegido para la estructura.

Figura 38. Dimensiones mesa giratoria



Con las dimensiones que muestra la figura se halla la inercia necesaria

$$wk^2 = \delta_w * v * \left(\frac{b^2 + l^2}{12} \right)$$

Donde

V: volumen

δ_w : Peso específico acero inoxidable 7900 Kg/m³

b: Alto del rectángulo (0,235 m)

l: Largo del rectángulo (0,8 m)

$$wk^2 = 7900 \frac{kg}{m^3} * (0,03175m * 0,8m * 0,235m) * \left(\frac{(0,235m)^2 + (0,8m)^2}{12} \right)$$

$$wk^2 = 2,732 kg * m^2$$

$$wk^2 = 2,732 \text{ kg} * m^2 * \left(\frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}}\right) * \left(\frac{(1 \text{ ft})^2}{(0,3048\text{m})^2}\right) = 64,69 \text{ Lb ft}^2$$

Teniendo este valor de inercia y usando la siguiente ecuación se puede determinar el torque necesario para hacer el cálculo del eje que transmitirá el movimiento del motor, asumiendo que la velocidad angular deseada es de 30 revoluciones por minuto acelerando desde 0 rpm hasta este valor en un segundo.

$$T = \frac{wk^2 * \Delta n}{308 \text{ t}} = \frac{64,69 \text{ Lb ft}^2 * (30 \text{ rpm})}{308 (1 \text{ s})} = 6,3 \text{ lb ft}$$

$$T = 6,3 \text{ lb ft} * \frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} * \frac{0,3048\text{m}}{1 \text{ ft}} = 8,54 \text{ Nm}$$

Al conocer el valor del torque que requiere el mover todo el sistema se halla la potencia requerida para así hacer la elección del motor que llevará el sistema.

$$Pot = 8,54 \text{ Nm} * 30 \text{ rpm} \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}\right) \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right) \left(\frac{1 \text{ hp}}{746 \text{ w}}\right) = 0,036 \text{ hp}$$

Con ese torque se inicia el cálculo del eje para mover la mesa giratoria

$$T = F * d$$

Donde

T: torque (8,54 Nm)

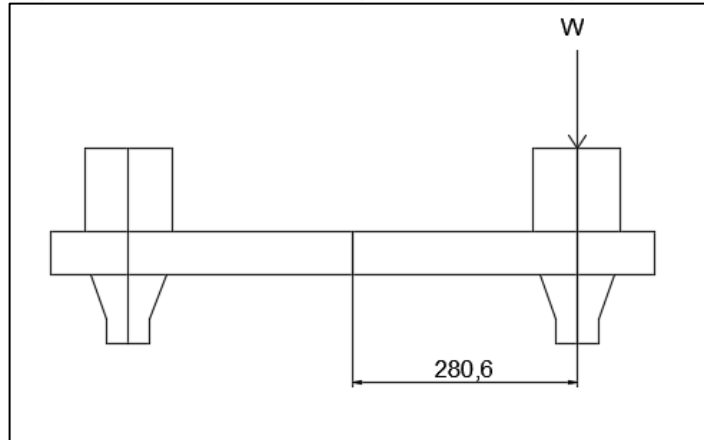
F: Fuerza

d: Distancia (0,40 m)

$$F = \frac{T}{d} = \frac{8,54\text{Nm}}{0,4\text{m}} = 21,35 \text{ N}$$

Este eje también estará sometido a un momento de flexión provocado por el peso de la tolva en el punto crítico que es cuando una tolva este vacía y la otra totalmente llena. (Ver figura 39)

Figura 39. Ubicación carga en la mesa giratoria



- Masa de la tolva llena. 5 Kg
- Distancia al centro de la estructura. 280,6 mm

$$M = F * d = \left(5 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) * 0,2806 \text{ m} = 13,76 \text{ Nm}$$

4.2.3.2 Cálculo del eje del sistema de rotación de tolvas. Una de las consideraciones que se deben tener en cuenta para este eje es el peso. Este valor se consigue asumiendo un diámetro inicial de 25 mm y una longitud de 20 cm, siendo este liso sin variaciones de sección. Esta consideración dado que por su ubicación en el sistema el eje ejercerá su peso de manera axial a uno de los rodamientos que lo soportaran.

$$V = \pi \frac{d^2}{4} * h = \pi \frac{(2,5 \text{ cm})^2}{4} * 20 \text{ cm} = 101,34 \text{ cm}^3$$

Teniendo este volumen y definiendo que el material del cual estará hecho este eje es acero inoxidable (ver anexo D) se obtiene la masa total.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Se despeja la masa

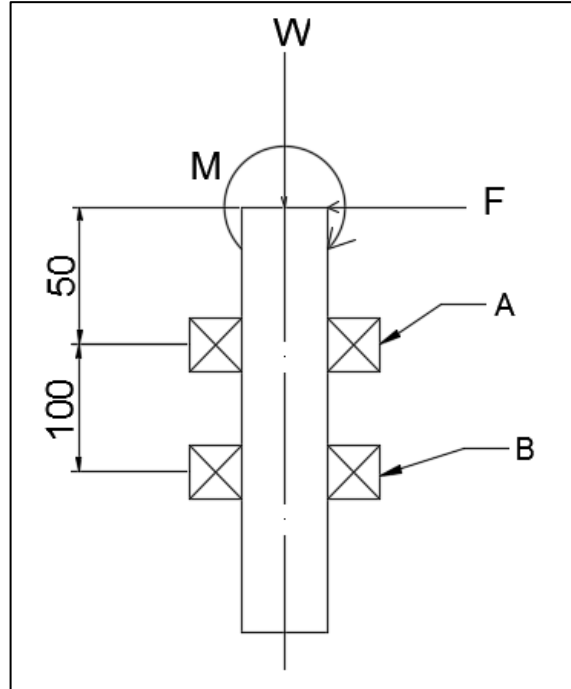
$$m = \rho * v = 7,9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 101,34 \text{ cm}^3 = 800,6 \text{ g} * \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \right) = 0,8 \text{ kg}$$

Con este valor de la masa, obtenemos el peso.

$$W = m * g = 0,8 \text{ Kg} * 9,81 \frac{m}{s^2} = 7,84 \text{ N}$$

Se realiza el cálculo de resistencia del eje usando el mismo procedimiento que en los ejes anteriores.

Figura 40. Cargas eje mesa giratoria



Se analiza el eje para cargas radiales y axiales (Ver figura 40), para el caso de las radiales, estas serán soportadas por los dos rodamientos pero en el caso de la axial será soportado solamente por el rodamiento A.

Se calcula la reacción en el rodamiento A quien será quien soporte la carga axial del sistema.

$$\sum F_y = 0 = -7,84 \text{ N} + A_y$$

Despejando A_y

$$A_y = 7,84 \text{ N}$$

Se prosigue con el cálculo de reacciones para las fuerzas restantes. (Figura 41 a 44)

Figura 41. Diagrama cuerpo libre del eje

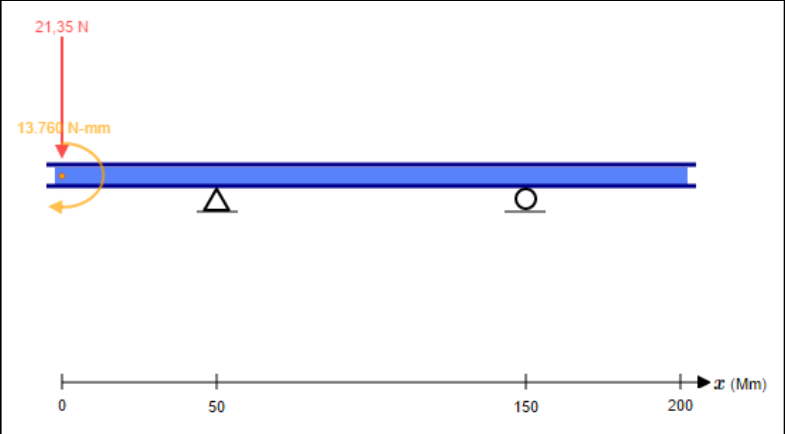


Figura 42. Reacciones en los apoyos

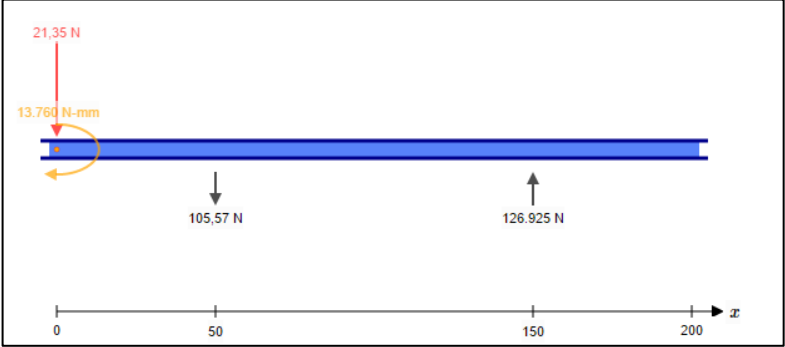


Figura 43. Diagrama de fuerza cortante

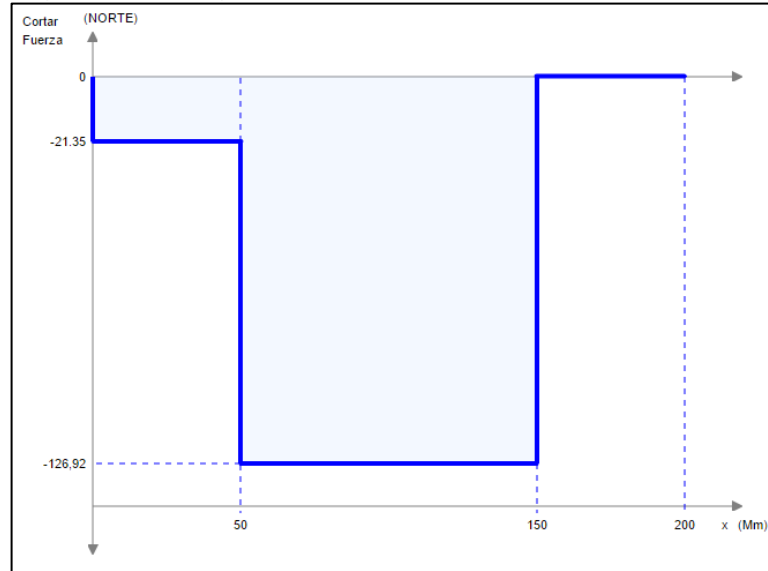
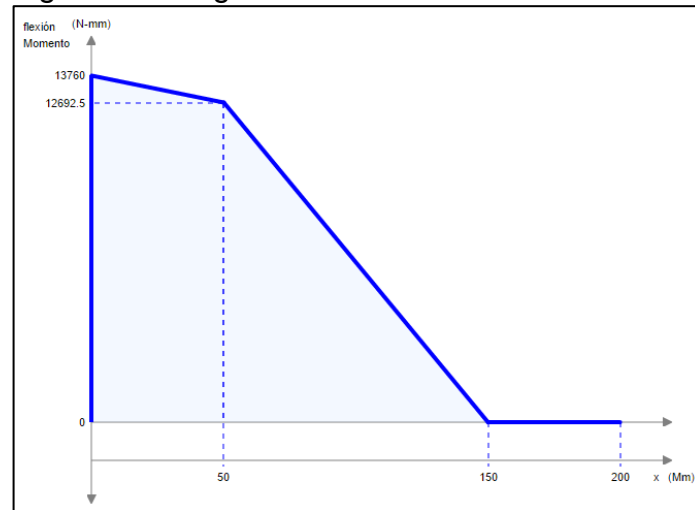
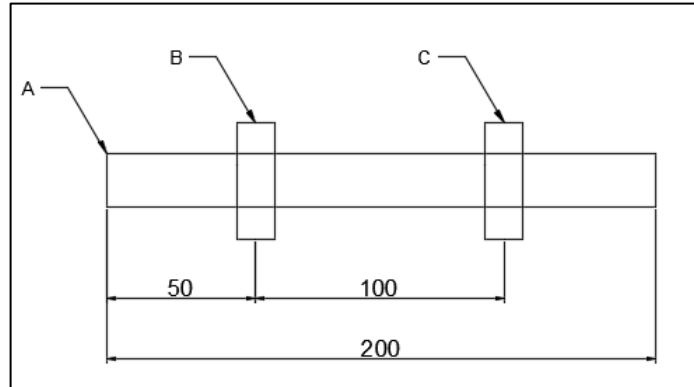


Figura 44. Diagrama de momento flector



Usando el mismo método que se utilizó para los ejes anteriores se calcula el diámetro, no se muestra procedimiento por brevedad del documento

Figura 45. Secciones del eje



Para el punto A (Figura 45) donde estará conectado con la mesa giratoria el eje tendrá un cuñero por trineo, de ahí que el valor del concentrador de esfuerzo en este punto sea 1,6, en el resto del eje no habrá cambio de sección.

Tabla 13. Diámetros secciones del eje

	A	B	C
Kt	1,6	1	1
M (N.m)	13,7	12,69	0
T (N.m)	8,54	8,54	8,54
D (m)	0,0136	0,0114	0,0078

Los valores obtenidos del cálculo están muy por debajo del tamaño estimado (25 mm), por lo que se deja este valor por practicidad.

Los rodamientos se seleccionan según la dimensión del eje y las cargas radiales a los que estén sometidos, estas cargas son

Para el rodamiento en el punto B (ver figura 45)

Carga en y: 105,57 N

Para el rodamiento en el punto C (ver figura 45)

Carga en y: 1236,925 N

Se opta por un rodamiento de bolas en acero inoxidable de diámetro 25 mm, rodamiento SKF referencia YAT205 con brida ovalada, su catálogo se encuentra en el anexo J.

No se realiza cálculo a fatiga por que la velocidad angular a la que están sometidos estos rodamientos es muy pequeña y las cargas estáticas que soportan están dentro de los límites máximos dados por el fabricante.

4.2.3.4 Cálculo de cuña. Para la selección de la cuña adecuada para este eje se deben tener en cuenta los siguientes parámetros;

- Diámetro del eje. 25 mm
- Torque en el sistema. 8,54 Nm
- Material del eje: Acero Inoxidable

Basado el método de cálculo anteriormente usado en la sección 4.1.7, se observa que para el intervalo de 25 mm la medida de ancho de la cuña cuadrada es de 6,35 mm, el material de la cuña se asume que será acero AISI 1020, ya que este material es comúnmente usado para las cuñas.

Para hallar la longitud de la cuña se usa la siguiente ecuación

$$L = \frac{4TN}{DWs_y}$$

Donde

T: Torque. 8,54 Nm

N: Factor de seguridad. 3 (típico)

D: Diámetro del eje. 24,4 mm

W: ancho de la cuña. 6,35 mm

S_y: Esfuerzo de fluencia del material. 250 MPa

$$L = \frac{4(8,54 \text{ Nm})(3)}{(0,025\text{m})(0,00635\text{m})(250 \times 10^6 \text{ Pa})} = 2,54 \times 10^{-3} \text{ m} * \left(\frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}\right) = 2,54 \text{ mm}$$

4.2.3.5 Selección del dispositivo para el sistema de rotación. Una vez conocido el torque requerido para mover el sistema se selecciona un Actuador de giro neumático con un torque superior al requerido el cual un actuador de giro serie R1 de diámetro de eje 40 mm (anexo K)

Para la selección del acople de los dos ejes, se tiene en cuenta;

Torque: 8,54 Nm

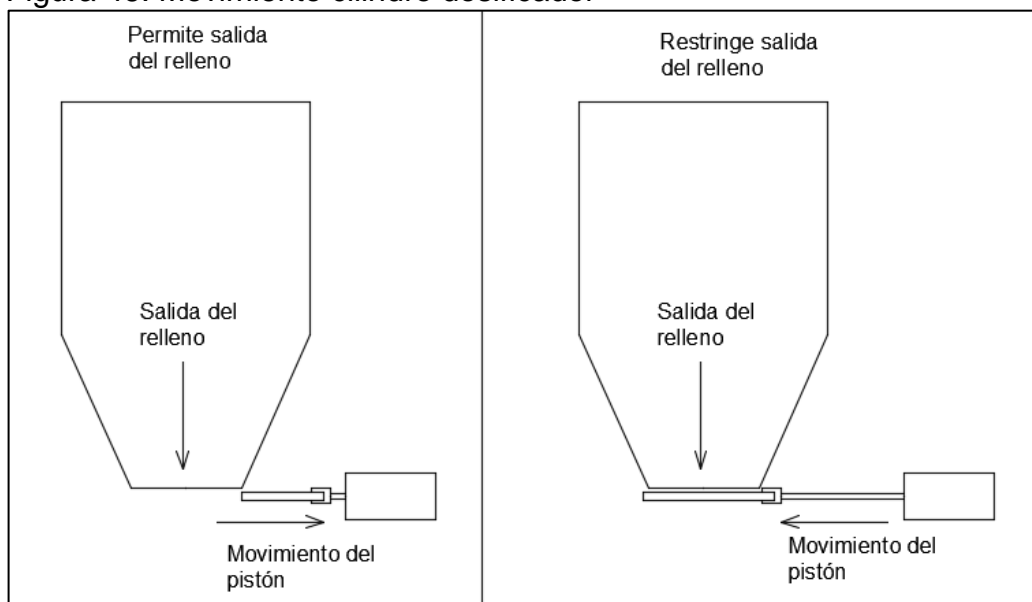
Velocidad angular: 30 rpm

Con estos datos incluidos las dimensiones de cada uno de los ejes a acoplar, se busca en el catálogo un acople que cumpla con esas especificaciones.

Se selecciona un acople flexible MKE-100 25H7-40H7 (anexo L).

4.2.4 Sistema de dosificación de relleno. Este sistema consta de un cilindro neumático que tiene conectada una lámina de acero inoxidable, la cual funciona como una rasera, esta permite o restringe el paso del relleno al momento de ser dosificado. (Ver figura 46)

Figura 46. Movimiento cilindro dosificador



Por facilidad de selección se opta por manejar una fuerza de corte para la masa y fuerza de corte del relleno de 50 N, fuerza similar a la que se usará en el sistema de conformado de empanada ya que con esta fuerza es suficiente para mover la cantidad de relleno y para cortarlo sin ningún inconveniente y se selecciona un cilindro de 32 mm de diámetro con una longitud de vástago de 115 mm ver Anexo G. Los cálculos pertinentes a este cilindro se encuentran en la sección 4.1 de este documento.

4.3 BANDA TRANSPORTADORA

Para continuar el proceso de la fabricación de la empanada se necesita un sistema que transporte de la tortilla y el relleno durante todas las fases hasta llegar a la fase final de conformado, este sistema de transporte en la industria de alimentos consiste de una banda transportadora, para su selección se requiere calcular los siguientes parámetros

4.3.1 Material a transportar. El material a transportar es la razón de ser de la banda, aunque los componentes de la empanada no son materiales que puedan causar daños por fricción con la banda o reacción química con alguno de los componentes al ser un producto de consumo humano este parámetro influye en el proceso de selección del material de la banda y las condiciones en las que esta debe trabajar.

Las características del material que se deben tener en cuenta al momento del diseño y selección son:

La densidad del material del producto a transportar: $1,4237 \text{ g/cm}^3$

Dimensiones del material: estas están dadas por el tamaño de las tortillas de masa que serán transportadas, dado que el valor del diámetro mayor que tendrán estas tortillas es de 15 cm se estima un valor de 20 cm de ancho para banda.

4.3.2 Velocidad de la banda. La velocidad de la banda depende directamente a los procesos que tiene la máquina en este caso este valor es el de la velocidad que trae la masa desde el proceso de laminado asumida anteriormente con un valor de 15 cm/s.

4.3.3 Capacidad requerida. Para realizar el cálculo de la capacidad requerida se usan los datos usados en los parámetros de diseño para una empanada los cuales son:

- Cantidad de empanadas al día: 4000 empanadas día o 500 empanadas por hora
- Peso de la empanada: 60 g

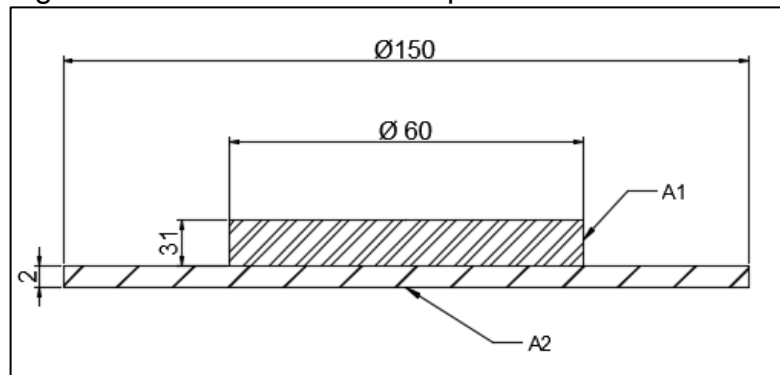
$$Q_r = 500 \frac{\text{empanadas}}{h} * \frac{0,06 \text{ kg}}{1 \text{ empanada}} = 30 \frac{\text{kg}}{h} * \left(\frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ kg}} \right) = 0,03 \frac{\text{ton}}{h}$$

4.3.4 Capacidad máxima de transporte. Está determinada por el área trasversal de la carga en este caso la masa y el relleno que se puede colocar en la banda sin

incurrir en derrames o en cargas excesivas en algún punto provocando ondulaciones en la misma.

A continuación se realiza el cálculo del área transversal de una tortilla y el relleno para hallar la capacidad volumétrica de la banda transportadora. (Ver figura 47)

Figura 47. Área transversal empanada



$$A_1 = 31mm * 60mm = 1860mm^2$$

$$A_2 = 2 mm * 150mm = 300 mm^2$$

$$A_{total} = A_1 + A_2 = 2160 mm^2$$

Luego se calcula la capacidad volumétrica

$$Q_v = A_{total} * v$$

Donde

A_{total} : Área transversal del material

v: velocidad de la banda 15 cm/s

$$Q_v = 2160 mm^2 * \left(\frac{(1m)^2}{(1000mm)^2} \right) * 15 \frac{cm}{s} * \left(\frac{1 m}{100 cm} \right) * \left(\frac{3600 s}{1 h} \right) = 1,166 \frac{m^3}{h}$$

La capacidad de la banda transportadora se obtiene multiplicando la capacidad volumétrica por la densidad del producto a trasportar.

$$Q_t = Q_v * \rho_c$$

Donde

Q_v : Capacidad Volumétrica

ρ_c : Densidad combinada masa y relleno: 1,4237 g/cm³

$$Q_t = 1,166 \frac{m^3}{h} * 1,4237 \frac{g}{cm^3} * \left(\frac{1 kg}{1000 g} \right) * \left(\frac{(100 cm)^3}{(1 m)^3} \right) * \left(\frac{1 ton}{1000 kg} \right) = 1,66 \frac{ton}{h}$$

Fuerza necesaria para mover la banda en vacío y sus componentes

$$F_1 = C * f * L * G * g$$

Donde

F₁: Fuerza para mover la banda en vacío

C: Factor de fricción por longitud de banda

f: Factor de fricción de las partes móviles

L: Longitud de la banda

G: Peso de las partes móviles

g: Aceleración de la gravedad

El factor de fricción de las partes móviles se debe al contacto entre sus partes internas, el valor de este factor varía en función del tipo de rodillos que se usen. (Ver imagen 29)

Imagen 29. Factor de fricción partes móviles

CONDICIÓN	f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material.	0.017
Valor estándar para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas.	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0.012

Fuente: Diseño y fabricación de para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa taquitos's. P. 39

Para el caso particular de esta banda transportadora se usa el valor de 0,02

Para determinar el coeficiente de fricción y fuerza de la banda vacía se realizan con el siguiente método de cálculo¹⁰

El coeficiente de fricción se relaciona con la longitud de la banda a través de la siguiente ecuación;

$$C = 15,9 \times L^{-0,61} + 0,77$$

Donde

L: longitud de la banda o separación de rodillos (0,4 m)

$$C = 15,9 \times (0,4 \text{ m})^{-0,61} + 0,77 = 28,576$$

Por último, se estima el peso de las partes móviles, lo que se realiza por medio de la siguiente ecuación;

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{S_1}$$

Donde

G: peso de las partes móviles

G_b Peso de la banda (0,6 Kg/m)

G_{ro} Peso de los rodillos (2 kg)

S₁ Separación de los rodillos (0,4 m)

$$G = 2 \left(0,6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \right) + \frac{2 \text{ Kg}}{0,4 \text{ m}} = 6,2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

Teniendo ya todos los valores necesarios se calcula la fuerza

$$F_1 = 28,576 * 0,02 * 0,4\text{m} * 6,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 13,9 \text{ N}$$

¹⁰ SARÁUZ, Jorge y TIRIRA, Alexander. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa taquito's. Quito. 2011, P 39. Facultad de ingeniería mecánica

4.3.5 Fuerza necesaria para desplazar horizontalmente la carga. Es la fuerza para vencer la inercia de la empanada y poderla transportar horizontalmente entre los dos puntos de la banda transportadora, desde que sale de la estación de corte pasando por el sistema de dosificación hasta llegar al sistema de conformado. La ecuación que permite calcular esta fuerza¹¹ es:

$$F_2 = \frac{C * L * Q_t}{v} * g$$

Donde:

F₂: Fuerza para desplazar la carga (N)

C: Factor de fricción por longitud de banda

L: Longitud de la banda (m)

Q_t: Capacidad máxima de transporte (ton/h)

g: Aceleración de la gravedad (9.81 m/s²)

V: Velocidad de la banda (m/s)

Se reemplaza los valores y se tiene que:

$$F_2 = \left(\frac{28,576 * 1 \text{ m} * 1,66 \frac{\text{ton}}{\text{h}} * \left(\frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ ton}} \right)}{15 \left(\frac{\text{cm}}{\text{s}} \right) * \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) * \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)} \right) * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 861,7 \text{ N}$$

Potencia requerida para la banda:

$$P = (F_1 + F_2) * v$$

Donde

F₁: Fuerza para mover la banda vacía (N)

F₂: Fuerza para desplazar la carga (N)

v: velocidad de la banda (m/s)

¹¹ Ibid. P. 40

$$P = (13,9 N + 861,7N) * 15 \frac{cm}{s} * \left(\frac{1 m}{100 cm} \right) = 122,584 W$$

Como se observa con el resultado anterior la potencia necesaria para mover la banda transportadora es de 122,58 w, por consiguiente un motor de 1/4 hp puede mover la banda sin ningún inconveniente.

Por esta razón se selecciona una banda tkb-03 (ver anexo M) ya que esta cumple con los parámetros mínimos para mover el producto que se va a producir

4.4 SISTEMA DE CONFORMADO

En esta parte de la máquina es donde se termina de realizar el proceso de fabricación de la empanada.

4.4.1 Parámetros de diseño. Como este sistema consta de dos cilindros neumáticos que realizarán el conformado y corte de la masa restante se deber tener en cuenta los siguientes parámetros

- Fuerza de conformado. 50 N
- Presión Neumática. 30 psig

El valor de 50 N se asume a partir de la fuerza normal de cierre de una mano humana¹², suficiente para conformar las empanadas.

Con estos valores se halla el diámetro de los cilindros que harán el conformado.

$$P_{Neum} = \frac{F}{A}$$

Con este valor conocido se calcula el área

$$A = \frac{F}{P_{Neum}} = \frac{50N}{30 psi} * \left(\frac{1 psi}{6894 Pa} \right) = 2,41 \times 10^{-4} m^2$$

Con el valor del área mínima se halla el diámetro para así hacer la selección del correspondiente pistón

$$A = \pi * \frac{d^2}{4}$$

¹² JASHIMOTO, Lizeth; LOPEZ, Francisco; ORTIZ, Bertha. Fuerza máxima de agarre con mano dominante y no dominante, P. 6

Se despeja el diámetro

$$d = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * (2,41 \times 10^{-4} m^2)}{\pi}} = 0,0175 m = 17,5 mm$$

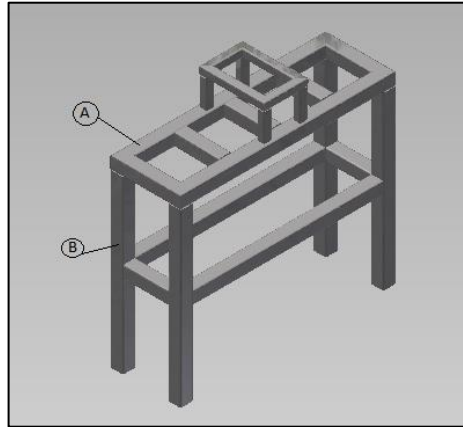
El valor del diámetro (17,5 mm) es bastante pequeño dado la fuerza necesaria para el corte, por lo tanto se puede seleccionar cualquier cilindro neumático por encima de esta medida, se selecciona un diámetro de cilindro de 18 mm y una longitud de vástago de 40 mm ya que la ubicación de los moldes en la estructura requiere de esta longitud.(Ver anexo N)

4.4.2 Molde. El molde debe ser en acero inoxidable y será un molde típico del mercado con las dimensiones estándar que trae una empanada tradicional.

4.5 ESTRUCTURA

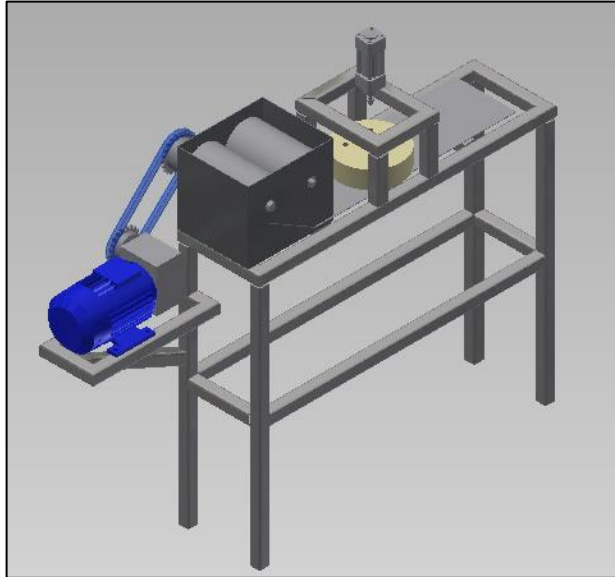
Para determinar el perfil que se usará en la estructura se realiza un análisis estático de la estructura con las cargas más críticas en cuanto a pesos, fuerzas ejercidas sobre los perfiles y luego de esto observar cuales son los elementos que más sufren con estas cargas.

Imagen 30. Estructura laminado



El cálculo se limita a los elementos señalados en la Imagen 30.

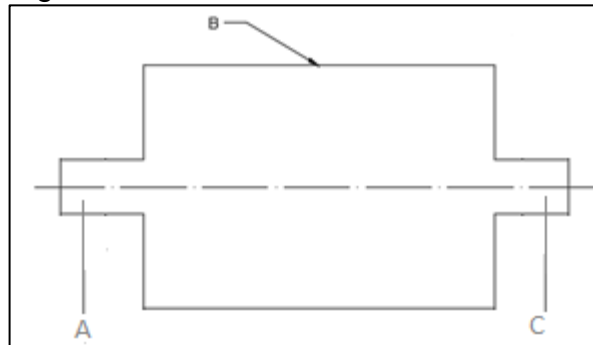
Imagen 31. Ubicación de cargas muertas



4.5.1 Análisis elemento A. Se realiza el análisis como si el elemento se comportara como una viga, y las cargas que generan momentos flectores son el sistema laminador de masa, el cual cuenta con dos rodillos hechos de acero inoxidable, y el sistema de corte de masa el cual aplica una fuerza (fuerza de corte) en la estructura.

4.5.1.1 Peso sistema laminador. Este sistema consta de los dos rodillos que realizarán el laminado de la masa.

Figura 48. Rodillo conducido



Cilindro A. (Ver figura 48)

- Diámetro. 1,2 cm
- Longitud. 2,5 cm

$$v = \pi * \frac{d^2}{4} * l = \pi * \frac{(1,2 \text{ cm})^2}{4} * 2,5 \text{ cm} = 2,827 \text{ cm}^3$$

Aplicando el mismo método de cálculo a lo demás cilindros se obtiene como resultado.

Tabla 14. Cálculo volúmenes rodillo conducido

	Cilindro B	Cilindro C
D (cm)	11,43	1,2
L (cm)	17	2,5
V (cm ³)	1744,3	2,827

Luego de esto se suman para dar el volumen total del eje

$$v_{total} = v_A + v_B + v_C = 2,827 \text{ cm}^3 + 1744 \text{ cm}^3 + 2,827 \text{ cm}^3 = 1749,65 \text{ cm}^3$$

Ahora conociendo el volumen total del eje se multiplica por la densidad del acero inoxidable (7,9 g/cm³) para hallar la masa.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Se despeja la masa

$$m = \rho * v = 7,9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 1749,65 \text{ cm}^3 = 13822,156 \text{ g} * \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \right) = 13,822 \text{ kg}$$

Rodillo conductor. (Ver figura 49)

Por brevedad del documento no se coloca el desarrollo del cálculo del siguiente eje ya que es igual al eje, consiguiendo los siguientes resultados.

Figura 49. Rodillo conductor

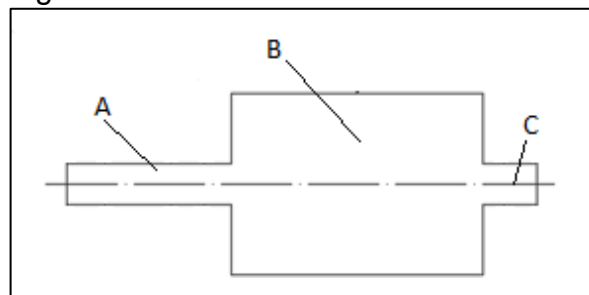


Tabla 15. Volúmenes rodillo conductor

	Cilindro A	Cilindro B	Cilindro C
D (cm)	2	11,43	2
L (cm)	7,5	17	2,5
V (cm ³)	23,56	1744,3	7,8

Luego de esto se suman para dar el volumen total del eje

$$v_{total} = v_A + v_B + v_C = 23,56 \text{ cm}^3 + 1744 \text{ cm}^3 + 7,8 \text{ cm}^3 = 1775,36 \text{ cm}^3$$

Ahora conociendo el volumen total del eje se multiplica por la densidad del acero inoxidable (7,9 g/cm³) para hallar la masa.

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Se despeja la masa

$$m = \rho * v = 7,9 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} * 1775,36 \text{ cm}^3 = 14025,34 \text{ g} * \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \right) = 14,025 \text{ kg}$$

Sumando la masa de cada uno de los rodillos

$$m_t = 14,025 \text{ kg} + 13,82 \text{ kg} = 27,845 \text{ kg}$$

Para conocer el valor del peso simplemente es multiplicar por la gravedad.

$$w = m * g = 27,845 \text{ Kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 273,16 \text{ N}$$

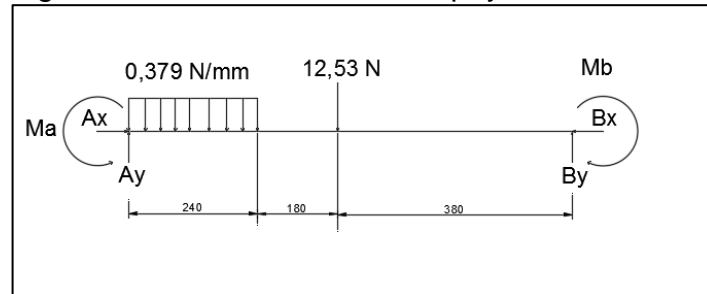
Este valor se divide en 3 ya que el sistema de laminado esta soportado por tres elementos, dando como resultado una fuerza de 91,053 N, en el diagrama se coloca como una carga distribuida ya que este sistema está en una carcasa la cual está apoyada en el elemento, la longitud de la carcasa es de 240 mm, por consiguiente la carga distribuida tiene un valor de 0,379 N/mm.

4.5.1.2 Fuerza generada por el sistema de corte. (Figuras 50 y 51) En este sistema se realiza una presión de corte la cual es de 1,285 Kgf o 12,593 N.

Figura 50. Diagrama de cuerpo libre



Figura 51. Reacciones en los apoyos



$$\sum F_x = 0 = -A_x + B_x$$

$$\sum F_y = 0 = A_y - \left(0,379 \frac{N}{mm} * 240 mm\right) - 12,53 N + B_y$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A - \left(\frac{0,379 \frac{N}{mm} * (240 mm)^2}{2}\right) - (12,53 N * 420 mm) + B_y * 800 mm - M_B = 0$$

Despejando las ecuaciones de equilibrio

$$A_y + B_y = \left(0,379 \frac{N}{mm} * 240 mm\right) + 12,53 N = 103,49 N$$

$$M_A + 800B_y - M_B = \left(\frac{0,379 \frac{N}{mm} * (240 mm)^2}{2}\right) - (12,53 N * 420 mm)$$

$$= 27.093 Nmm$$

Usando las ecuaciones de la curva elástica para hallar las ecuaciones que permitan hallar las incógnitas.

$$EI\theta_B = EI\theta_A - 800mm * M_A + \frac{A_y(800mm)^2}{2} - \frac{12,53N * (380mm)^2}{2} - \frac{0,379 \frac{N}{mm} * (800mm)^3}{6} + \frac{0,379 \frac{N}{mm} * (560mm)^3}{6} = 22152922$$

Estableciendo funciones de frontera en donde la deflexión es máxima

$$-800mm * M_A + \frac{A_y(800mm)^2}{2} = 22152922 Nmm^2$$

Se integra la ecuación anterior y se obtiene la siguiente expresión

$$EIy_B = EIy_A + EI\theta_A L - \frac{M_A(800mm)^2}{2} + \frac{A_y(800mm)^3}{6} - \frac{12,53N * (380mm)^3}{6} - \frac{0,379 \frac{N}{mm} * (800mm)^4}{24} + \frac{0,379 \frac{N}{mm} * (560mm)^4}{24} = 22152922$$

Estableciendo funciones de frontera donde la flecha es máxima

$$-\frac{M_A(800mm)^2}{2} + \frac{A_y(800mm)^3}{6} = 5,03 \times 10^9 Nmm^3$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones 2x2

$$\begin{bmatrix} -800 & 320000 \\ -320000 & 85,33 \times 10^6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_A \\ A_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 22152922 \\ 5,03 \times 10^9 \end{bmatrix}$$

$$M_A = 8223,25 Nmm$$

$$A_y = 89,78 N$$

Se halla B_y

$$B_y = 103,49 N - A_y = 103,49 N - 89,8 N = 13,7 N$$

Se halla M_B

$$M_A + 800B_y - M_B = 27.093 Nmm$$

$$M_B = M_A + 800B_y - 27.093 Nmm = -7909,75 Nmm$$

Las figuras 51 y52 muestran los diagramas de fuerza cortante y momento flector para este elemento

Figura 52. Diagrama de fuerza cortante

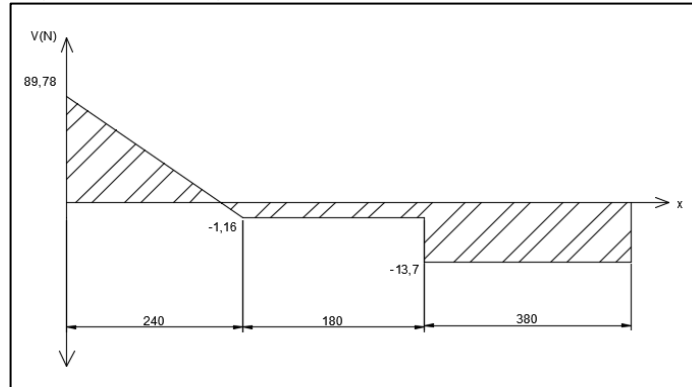
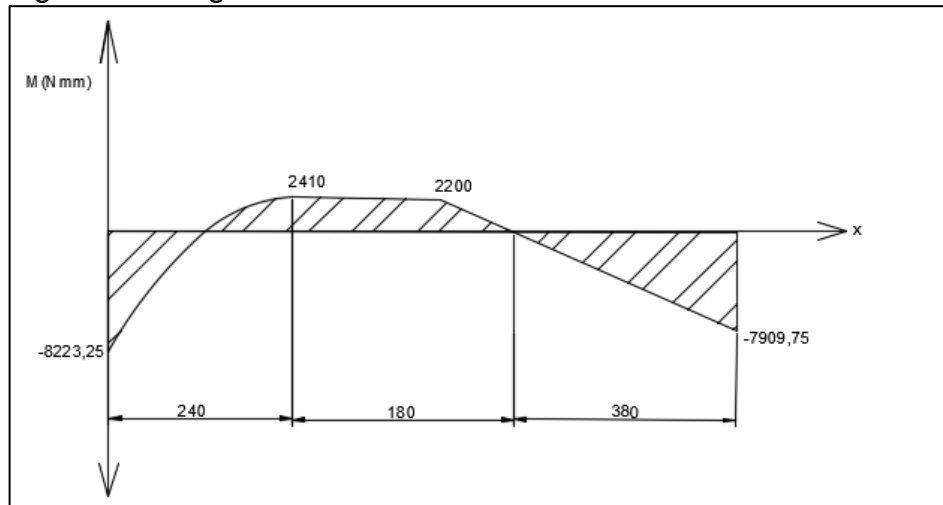


Figura 53. Diagrama de momento flector



Con estos datos y asignando material a la estructura se calcula el módulo de sección que soporta esta carga

$$\sigma_{adm} = \frac{M}{S}$$

Donde

M: momento máximo.

S: módulo de sección

Para tener el esfuerzo admisible es preciso determinar un factor de seguridad, en esta caso se fija en 2

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{fluencia}}{F_s} = \frac{310 \text{ MPa}}{2} = 155 \text{ MPa}$$

Se halla el módulo de sección ya conociendo el esfuerzo admisible

$$S = \frac{M}{\sigma_{adm}} = \frac{8223,25 \text{ Nmm}}{155 \text{ MPa}} = 53,053 \text{ mm}^3 * \left(\frac{(1\text{cm})^3}{(10 \text{ mm})^3} \right) = 0,053 \text{ cm}^3$$

Se compara el módulo de sección hallado con los valores suministrados por catálogos de perfilera cuadrada. El valor calculado es significativamente más pequeño que los valores normales de los catálogos, por tanto se selecciona un perfil cuadrado de 30x30x1,5 (ver anexo I) ya que este cumple a cabalidad con el esfuerzo que tiene esta estructura.

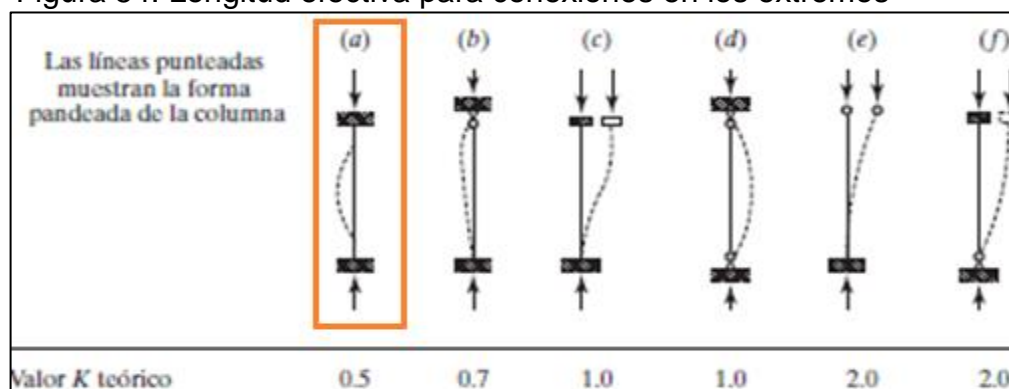
4.5.2 Análisis elemento B. Este elemento en la estructura funciona como una columna, las cargas a las que está sometida son el peso del sistema laminador y el peso del motor.

Se realiza el análisis para una columna en cuanto a pandeo flexional y se verifica que el perfil anteriormente seleccionado no falle, de no ser así se buscará otro perfil que cumpla con el requerimiento a pandeo flexional.

Este análisis se realiza por el método LRFD.¹³

Definir el factor de longitud efectiva. Para realizar el análisis por pandeo flexional se debe determinar la situación real de la columna, que tipo de apoyo tiene para así conocer el factor de longitud efectiva. (Ver Figura 53)

Figura 54. Longitud efectiva para conexiones en los extremos



Fuente: McCormac, Estructuras de acero método LRFD. 2 ed. México: Alfaomega, 2002. P143

¹³ MCCORMAC. Introducción a los miembros cargados axialmente a compresión. En: Estructuras de acero método LRFD. 2 ed. México: Alfaomega, 2002. P. 148.

Como la columna va fija al suelo y fija en la parte superior se toma un valor de longitud efectiva como si estuviese empotrado-empotrado con un valor K: 0,5. (Figura 54)

Con este valor ya seleccionado se prosigue a establecer si la columna se considera larga con la ecuación

$$\lambda = \frac{kL}{\pi r} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

Donde

k: Factor de longitud efectiva. 0,5

L: Longitud del elemento. 950 mm

r: Radio de giro mínimo del perfil. 1,5 cm (anexo I)

σ_y : Esfuerzo de fluencia del material. 310 MPa

E: Modulo de elasticidad del material. 193.000 MPa

Se calcula

$$\lambda = \frac{0,5 * 950mm}{\pi * 15 mm} \sqrt{\frac{310 MPa}{193.000 MPa}} = 0,403$$

Si λ es \leq a 1,5 se considera una columna corta, para este caso se da que el valor es menor de 1,5 el cálculo se prosigue como si fuese una columna corta. Al ser una columna corta el esfuerzo crítico se calcula ¹⁴

$$\sigma_{cr} = (0,658^{\lambda^2}) * \sigma_y$$

Calculando

$$\sigma_{cr} = (0,658^{(0,403)^2}) * 310 MPa = 289 MPa$$

Teniendo ya el cálculo del esfuerzo crítico se prosigue a calcular la resistencia de diseño.

$$R_d = \phi * A_g * \sigma_{cr}$$

¹⁴ Ibid. P 160

Donde

R_d : Resistencia de diseño

Φ : Factor de resistencia. 0,85

σ_{cr} : Esfuerzo crítico

A_g : Área gross. 1,65 cm²

$$R_d = 0,85 * 1,65 \text{ cm}^2 * 289 \text{ MPa} * \left(\frac{(10 \text{ mm})^2}{(1 \text{ cm})^2} \right) = 41.794,5 \text{ N}$$

Para poder corroborar que el perfil es el ideal para la columna se debe hallar la carga mayorada, en este caso como las cargas son producidas por maquinaria, equipos, sistemas mecánicos se considera como cargas muertas, teniendo esto claro la carga mayorada se calcula de la siguiente manera:

$$P_u = 1,4 D$$

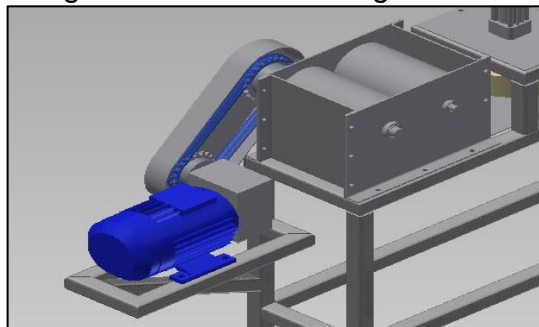
Donde

P_u : Carga mayorada

D : Valor de cargas muertas

El valor de la carga muerta es la sumatoria de cargas existentes en el sistema, en este caso es como se muestra en la imagen 32

Imagen 32. Ubicación cargas muertas



El valor de la carga muerta generada por el sistema de laminador de masa es el valor del peso dividido en el número de columnas que sostienen la estructura en ese punto en este caso serían dos por lo tanto:

$$D_1 = \frac{273,16 N}{2} = 136,58 N$$

Este valor fue calculado para el elemento anterior

Para la segunda carga que se genera es simplemente el valor del peso del motor.

$$D_2 = 10 Kg * 9,81 \frac{m}{s^2} = 98,1 N$$

Calculando la carga mayorada

$$P_u = 1,4 (D_1 + D_2) = 1,4 * (136,58 N + 98,1 N) = 328,55 N$$

Primer chequeo. Resistencia de diseño

$$R_d \geq P_u; 41.794,5 N \geq 328,55 N$$

La resistencia de diseño es mucho mayor a la carga que se está ejerciendo, lo cual indica que el perfil es adecuado hasta este punto.

Segundo chequeo. Esbeltez

$$\frac{kL}{r} \leq 200$$

Donde

k: Factor de longitud efectiva. 0,5

L: Longitud del elemento. 700 mm

r: Radio de giro mínimo del perfil. 1,5 cm

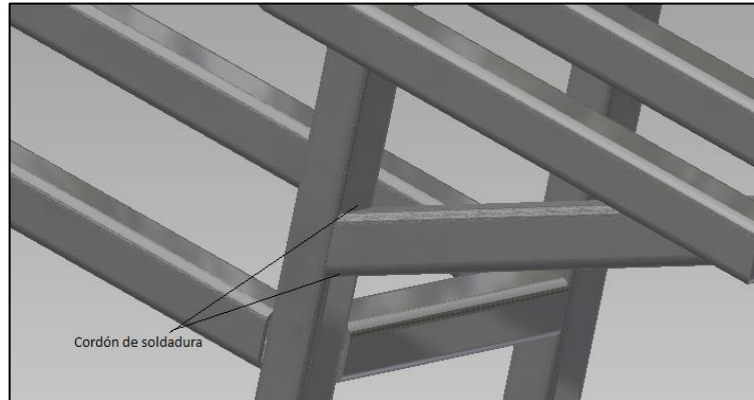
$$\frac{0,5 * 950mm}{15 mm} = 31,66$$

$$31,66 \leq 200$$

Por esbeltez el perfil cumple satisfactoriamente y soporta las cargas muertas.

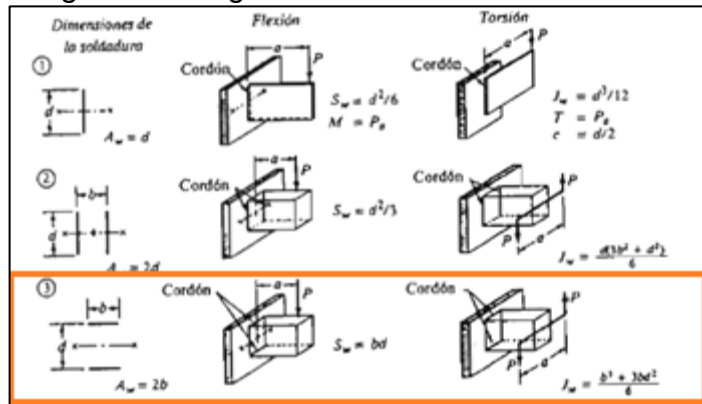
4.5.3 Soldadura. El punto de unión más crítico en las estructuras es la unión del pie de amigo que sostiene el motor en la estructura que soporta el sistema laminador como lo muestra la Imagen 33

Imagen 33. Punto crítico soldadura



Este pie de amigo soporta una carga de 98,1 N correspondiente al motoreductor, por la ubicación de este elemento en la estructura se asume que solo puede ser soldada en dos caras

Imagen 34. Cargas sobre soldaduras

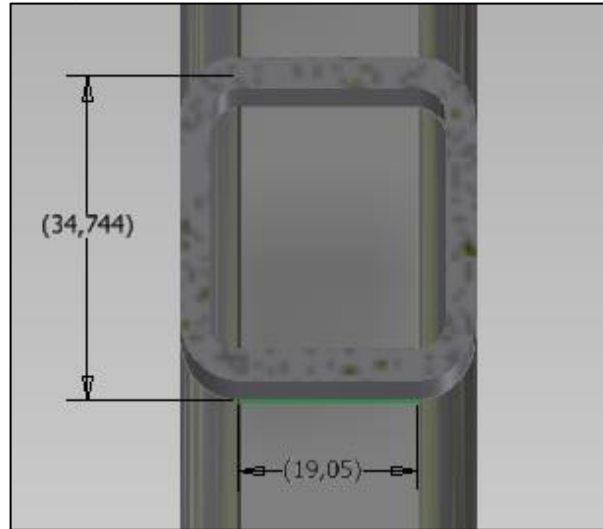


Fuente: Diseño de elementos de máquinas R.mott. P

Para este caso se usaría el tercer caso que muestra la imagen 34, para conocer la fuerza sobre la soldadura se deben calcular los factores geométricos A_w y S_w

$$A_w = 2b$$

Imagen 35. Dimensiones de la soldadura



Como lo muestra la imagen 35 el valor de b es igual a 19,05 mm, se calcula:

$$A_w = 2 * (19,05 \text{ mm}) = 38,1 \text{ mm}$$

Ahora se calcula el valor geométrico S_w

$$S_w = b * d = 19,05 \text{ mm} * 37,74 \text{ mm} = 71894,7 \text{ mm}^2$$

Con estos valores se calculan por los diferentes tipos de carga a la que está sometida la soldadura

Para efectos de tensión

$$f = \frac{P}{A_w}$$

Donde

P: Carga. 98,1 N

$$f = \frac{98,1 \text{ N}}{38,1 \text{ mm}} = 2,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

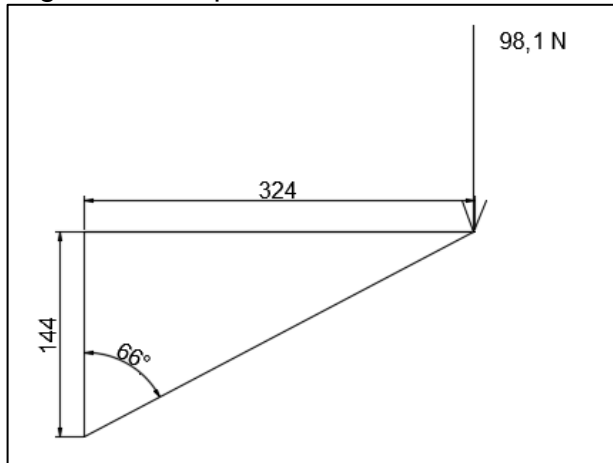
Para efectos de flexión

$$f = \frac{M}{S_w}$$

Donde

M: Momento que genera la carga (Ver figura 55)

Figura 55. Esquema ubicación de la fuerza



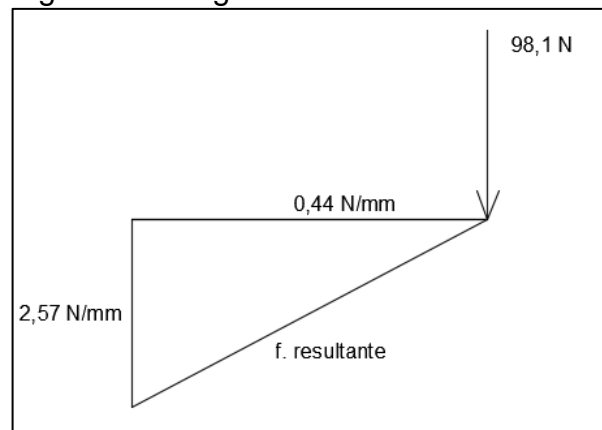
$$M = 98,1 \text{ N} * 324 \text{ mm} = 31784,4 \text{ Nmm}$$

Se calcula la fuerza que soporta por flexión la soldadura

$$f = \frac{31.784,4 \text{ Nmm}}{71.894,7 \text{ mm}^2} = 0,44 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Se calcula la f resultante en el sistema (Ver figura 56)

Figura 56. Diagrama fuerza resultante



$$\sqrt{\left(0,44 \frac{\text{N}}{\text{mm}}\right)^2 + \left(2,57 \frac{\text{N}}{\text{mm}}\right)^2} = 2,60 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Al seleccionar un electrodo 308L para soldar se observa en la cartilla de especificaciones de electrodos para acero inoxidable norma AWS 5.4 92 y usando la relación entre esfuerzo cortante admisible y fuerza sobre la línea de soldadura se halla la el tamaño del cordón de soldadura

$$\tau = 0,7\sigma = 0,7 * (520 \text{ MPa}) = 364 \text{ MPa}$$

$$w = \frac{f}{\text{Fuerza admisible}} = \frac{2,60 \frac{N}{mm}}{\frac{364 \text{ MPa}}{1,41}} = \frac{2,6 \frac{N}{mm}}{258,16 \text{ MPa}} = 0,01 \text{ mm}$$

Imagen 36. Tamaño mínimo chaflán de soldadura

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
≤1/2	3/16
>1/2-3/4	1/4
>3/4-1½	5/16
>1½-2½	3/8
>2½-6	1/2
>6	5/8

Fuente: Diseño de elementos de máquinas. R.Mott pag 787

De la imagen 36 y el resultado del tamaño de la soldadura se elige como tamaño mínimo de soldadura de chaflán de 3 mm para esta sección soldada y se aplica este tamaño para todas las demás soldaduras estructurales que tenga esta máquina, seleccionando así un electrodo 308L de diametro 1/8" (ver anexo O).

4.6 AUTOMATIZACIÓN Y CONTROL

4.6.1 Selección del PLC. Para la implementación del sistema de control que permitirá que el equipo realice las acciones para lo cual fue diseñado, se debe tener en cuenta lo elementos que deben accionarse, quienes en conjunto permitirán la creación de las empanadas, en este caso el sistema de control estará a cargo de los siguientes elementos:

- Actuador de giro. Este elemento estará encargado de realizar el giro de la mesa giratoria donde se ubica las tolvas quienes en su interior contienen el relleno
- Cilindros neumáticos: Son los encargados de realizar los movimientos mecánico para el corte de la masa y la dosificación del relleno

Una vez identificado los elementos que han de ser controlados se realiza la selección del dispositivo quien ejecutará los movimientos en la máquina los cuales en conjunto fabricarán el número de empanadas requeridas en el turno.

Se eligió el PLC s7-200 de la compañía SIEMENS con una CPU 224 (Anexo P), principalmente por que ofrece muy buenas opciones de conectividad, gran respuesta en aplicaciones que requieran procesamiento en tiempo real, todo esto integrado en un dispositivo compacto lo que permitirá obtener un ahorro en espacio en la máquina.

Tabla 16. Características del PLC

Parámetro	S7-200
Entradas digitales	14
Salidas digitales	10
Salidas de impulsos	2 a 20 Khz
Temporizadores	256
Contadores	256
Interfaces de comunicación	Rs486, PROFIBUS, entre otros

El control se realizará por medio de sensores de proximidad magnético ya que con estos sensores se puede tener el control de los movimientos de cilindros y actuador de giro sin intervenir con el proceso ni teniendo contacto con los productos que se producen en la máquina. Se selecciona un sensor Festo SMAT-8M Ver Anexo Q, por su tamaño pequeño y forma de instalación lo hacen ideal para la maquina ya que con esto el censado del cilindro se realiza de forma más rápida y se evita cualquier interferencia por medio externos.

4.6.2 Conexionado Neumático. En la imagen 37 se muestra el plano neumático de la máquina donde están referenciados los diferentes cilindros con sus respectivas válvulas y sensores que realizan el control del proceso como también el actuador de giro que está conectado a la mesa giratoria

Cada cilindro está asociado a un proceso

- Cilindro A: Corte de la masa. Este cilindro está acondicionado con un troquel el cual al accionarse realiza el corte de la preforma de la masa
- Cilindro B: Dosificado de relleno. Este cilindro está ubicado a un costado de la tolva y realiza la dosificación del rellenos de la empanada por medio de una rasera acoplada en el extremo del vástago

realiza conociéndose la presión del aire que es de 30 psig o 2 bares, por el siguiente procedimiento de cálculo¹⁵.

Tabla 17. Dimensiones de cilindros

Cilindro	A	B	C	D
Diametro (mm)	32	32	18	18
L. vástago (mm)	115	115	40	40

Calculo cilindro A

Se calcula el volumen requerido para una carrera del pistón

$$V_A = \frac{\pi}{4} * D^2 * L = \frac{\pi}{4} * (32 \text{ mm})^2 * 115 \text{ mm} = 92.488,5 \text{ mm}^3 * \left(\frac{(1 \text{ cm})^3}{(10 \text{ mm})^3} \right) = 92,488 \text{ cm}^3$$

Consumo de aire

$$Q = 2 * \left(\frac{0,987 + P_{\text{aire}}(\text{bar})}{0,987} * V_a \right) = \frac{0,987 + 2 \text{ bar}}{0,987} * 92,488 \text{ cm}^3 = 559,8 \text{ cm}^3$$

Usando el mismo procedimiento se realiza el cálculo para los demás cilindros, no se muestra el procedimiento por brevedad del documento, dando como resultados los siguientes valores.

Tabla 18. Volumen de aire comprimido

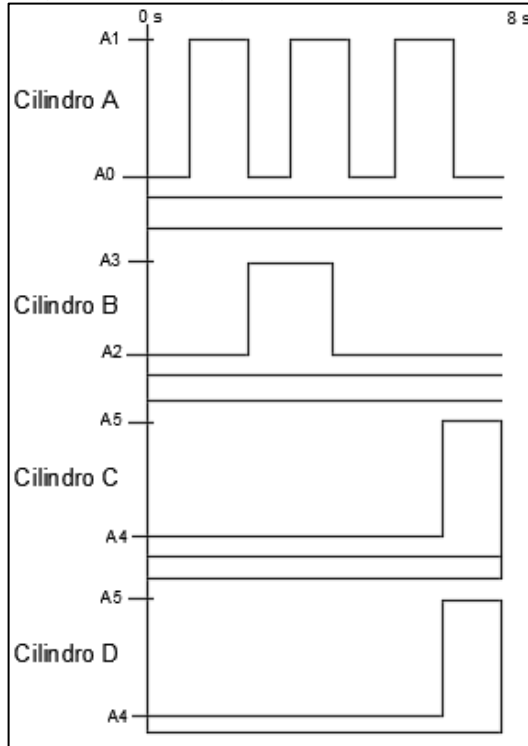
Cilindro	A	B	C	D
Diametro (mm)	32	32	18	18
L. vástago (mm)	115	115	40	40
Volumen (cm ³)	559,8	559,8	3,42	3,42
total (cm ³)	1126,44			

El sistema consume un total de 1.126,44 cm³ de aire comprimido.

Teniendo en cuenta el conexionado y la proyección de 4000 empanadas/día y que esto da que cada 8 segundos debe salir una empanada se realiza el análisis del diagrama de espacio fase de cada uno de las válvulas en un rango de 8 segundos para así proseguir con el programa que será accionado por el PLC anteriormente seleccionado

¹⁵ CREUS SOLÉ, Antonio. Actuadores neumáticos En: Neumática e hidráulica. 2 ed. España: MARCOMBO, 2007. P. 36.

Figura 57. Diagrama espacio fase



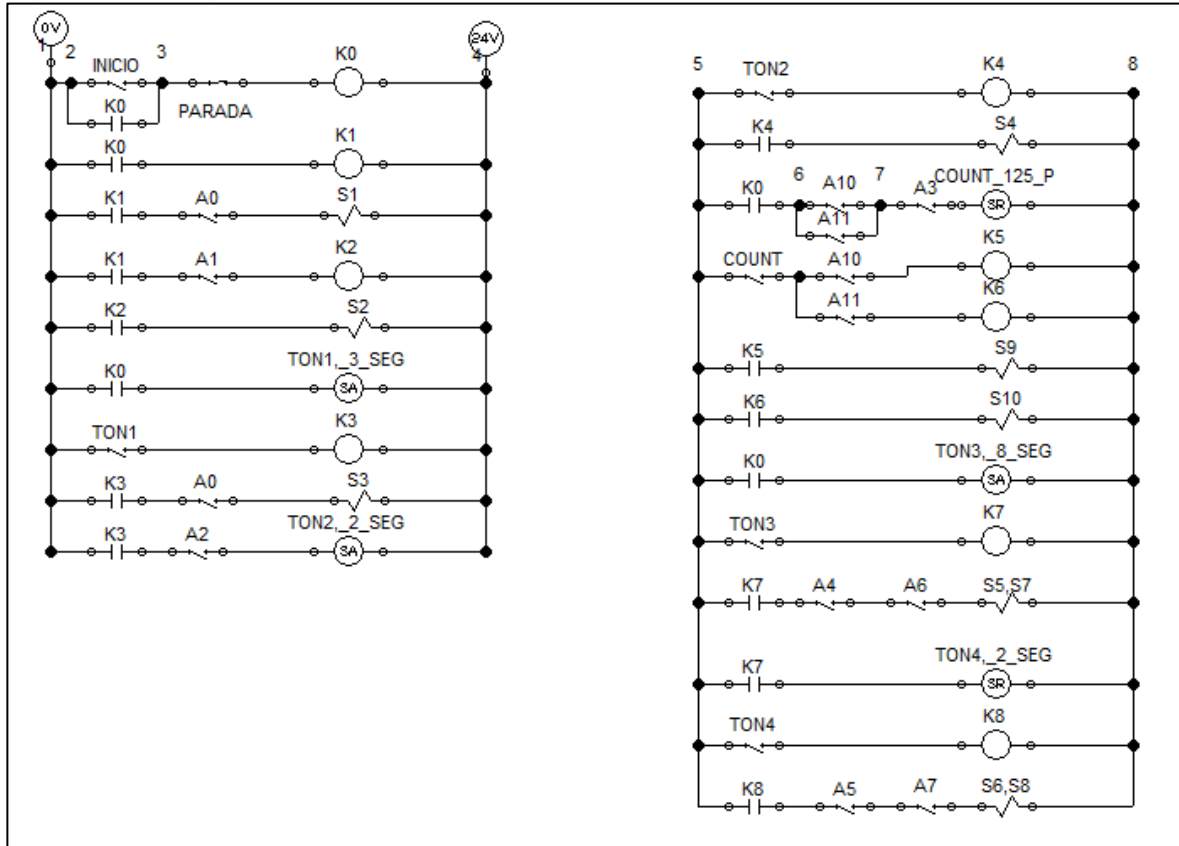
Con este diagrama se puede realizar la programación del PLC para que accione los cilindros y el actuador de giro en el tiempo que se requiere.

Se realiza la conexión de cada entrada y salida que tiene el sistema de control al PLC, esta conexión se encuentra en el plano 2.00 ver anexo U, la cual recibirá energía de una fuente de 24 V Siemens SITOP SMART 6EP1333-2BA20. Ver anexo R,

➤ Diagrama ladder

El diagrama muestra el programa que se ingresa al PLC para el funcionamiento de la máquina.

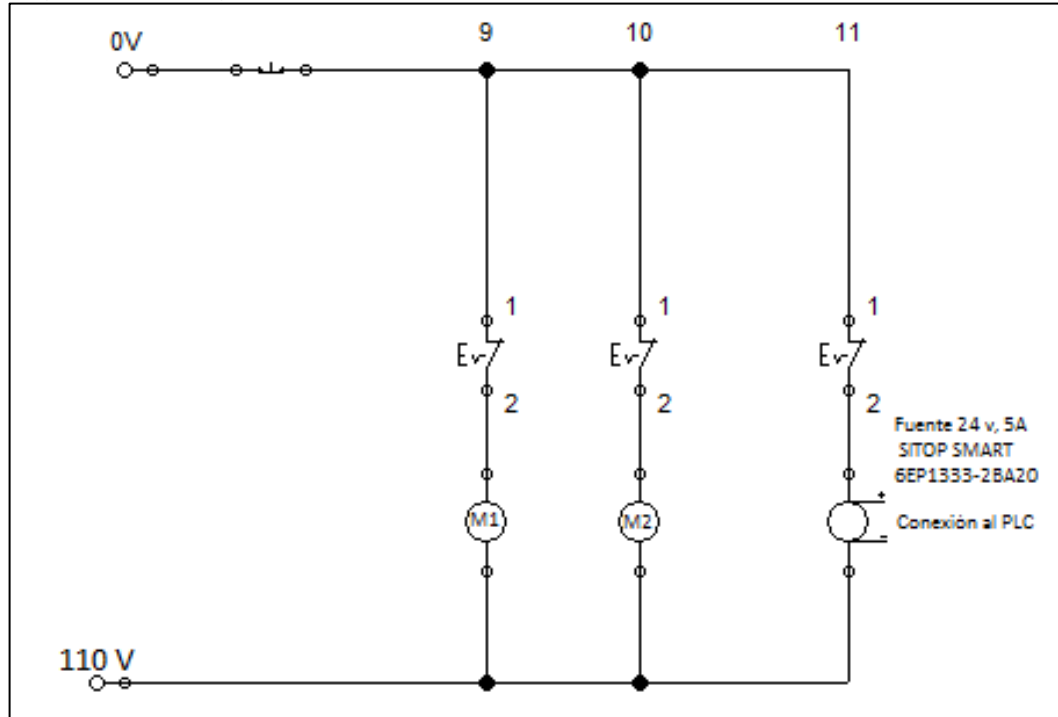
Figura 58. Diagrama ladder



➤ Diagrama eléctrico principal

El diagrama muestra la conexión a una fuente eléctrica para el funcionamiento de los motores de la laminadora, banda transportadora y la fuente que alimenta al PLC.

Figura 59. Diagrama eléctrico principal



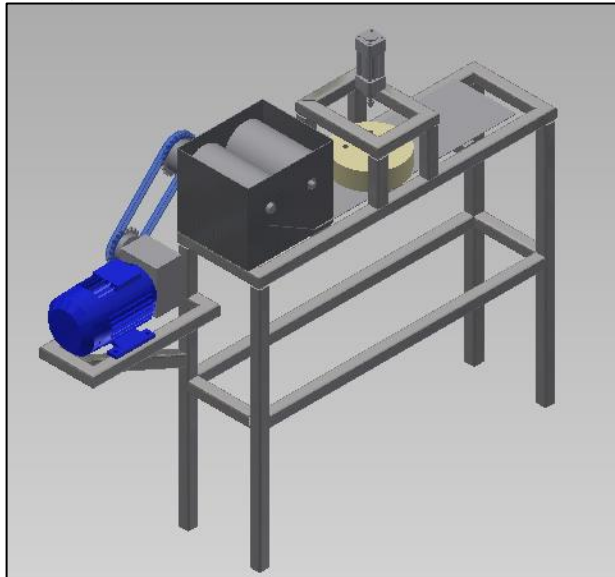
5. ANÁLISIS POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En este capítulo se usa el método de análisis por elementos finitos para observar cómo es el comportamiento de las diferentes estructuras que tendrá la máquina, colocando cada una de las cargas que en ellas estarán actuando

5.1 ESTRUCTURA SISTEMAS LAMINADOR Y CORTADOR

Para esta estructura se deben tener en el peso del sistema laminador y la fuerza de corte que se requiere para dar forma a la masa, incluyendo también el peso del motorreductor que proporciona la fuerza motriz del sistema.(Ver imagen 38)

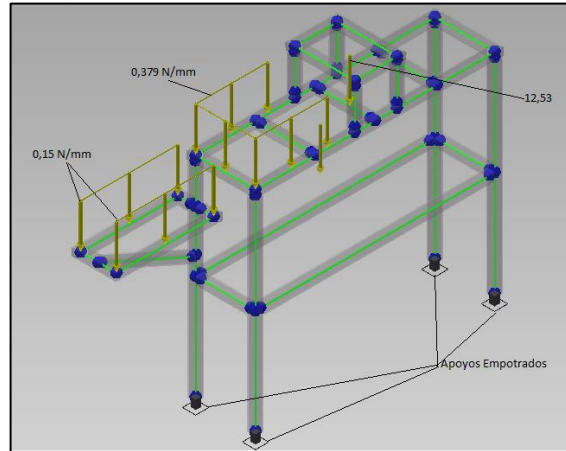
Imagen 38. Estructura Sistema laminador



Los valores de las cargas son;

- Peso del sistema laminador 270 N
- Peso del motorreductor 98,1 N

Imagen 39. Disposición de cargas



El peso del motor estará ubicada en los dos perfiles más largos de la estructura que lo sostendrá, como se ve en la imagen 39, este peso es de 98,1 N y la soportan los dos perfiles, soportando cada una un peso de 49,05 N, que ubicado en la superficie de los perfiles da una carga distribuida de 0,25 N/mm.

El peso del sistema laminador anteriormente calculado da una carga distribuida de 0,379 N/mm.

Imagen 40. Resultado esfuerzos

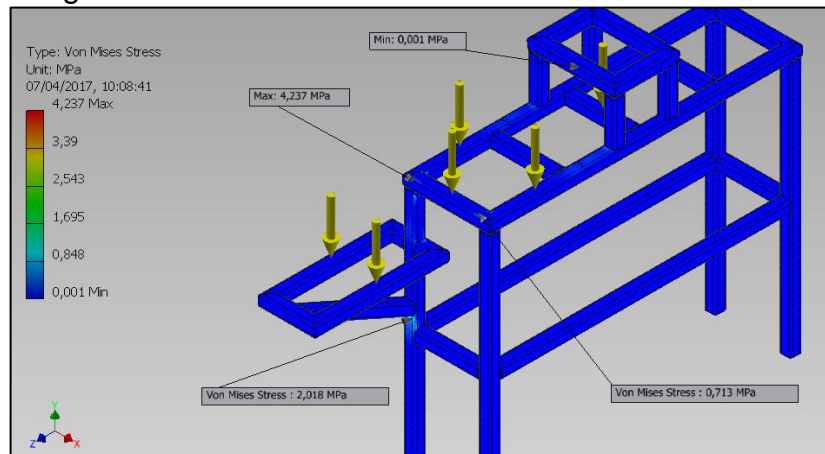
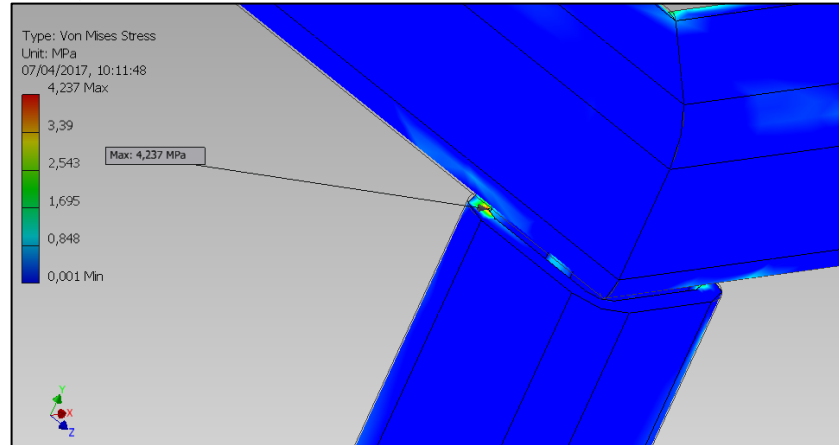


Imagen 41. Detalle estructura laminado



La mayor concentración de esfuerzo se encuentra en una de las curvaturas internas del perfil. (Ver imágenes 40 y 41)

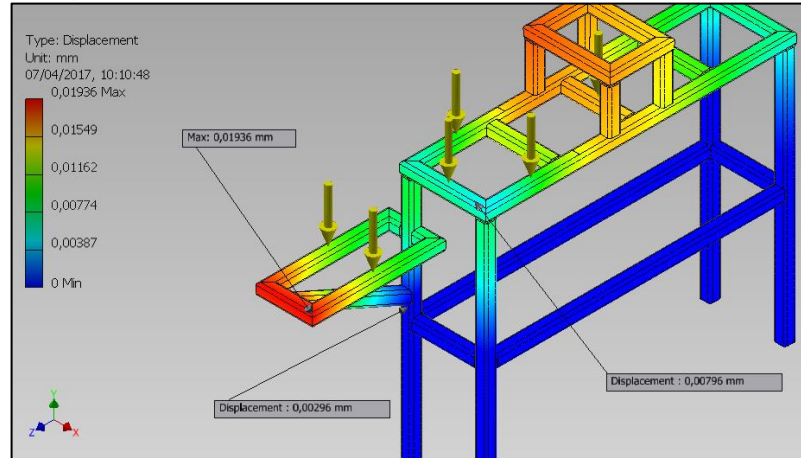
Como se puede observar en las imágenes 40 y 41 el esfuerzo máximo en la estructura es de 4,237 MPa, siendo este valor muy pequeño comparado con el esfuerzo de fluencia del material con el que está hecho el perfil que son 310 MPa, por esta razón el esfuerzo resultante no compromete la integridad estructural de este armazón.

Se calcula el factor de seguridad presente en la estructura sabiendo que el esfuerzo de fluencia del material es 310 MPa (anexo D).

$$F.S. = \frac{\sigma_{Falla}}{\sigma_{adm}} = \frac{310 \text{ MPa}}{4,237 \text{ MPa}} = 73,16$$

Este valor del factor de seguridad se debe al bajo valor de carga al que está expuesta la estructura

Imagen 42. Desplazamientos estructura laminado



Como se puede observar en la imagen 42 el desplazamiento máximo que se da en esta estructura es de 0,01936 mm.

5.2 ESTRUCTURA SISTEMA INTERCAMBIO DE TOLVAS

Esta estructura soporta las cargas de tolvas con relleno y el peso mismo de la mesa giratoria incluyendo también el peso propio del motor neumático con el cual se controlará el giro de dicha mesa. (Ver imagen 43)

Imagen 43. Estructura intercambio tolvas



Valores de las cargas presentes en el sistema

- Peso mesa giratoria: 461 N
- Peso Motor Neumático: 14,7

El valor del peso de la mesa giratoria estará soportado por cuatro elementos (Ver imagen 44), cada uno soportará una carga de 115,26 N, sumándole a esto el valor del peso del motor en su soporte que sería 14,7 N

Imagen 44. Disposición de cargas

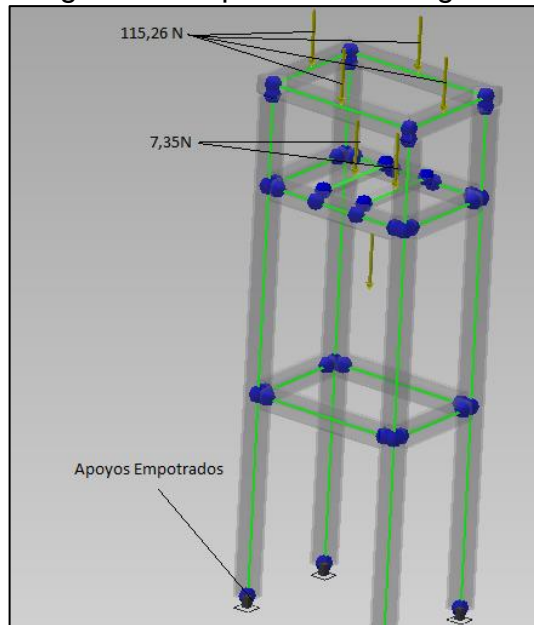


Imagen 45. Resultados esfuerzo

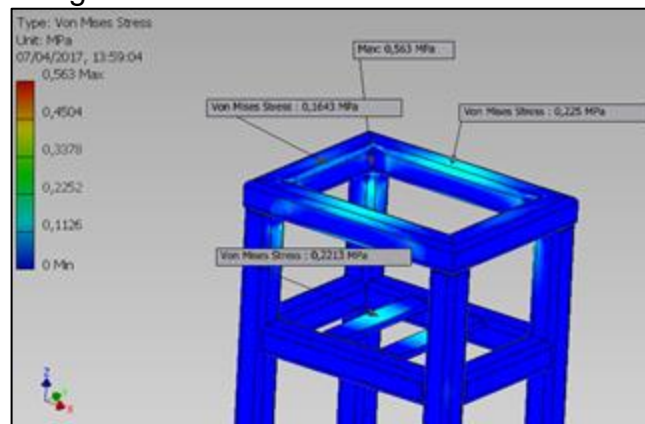
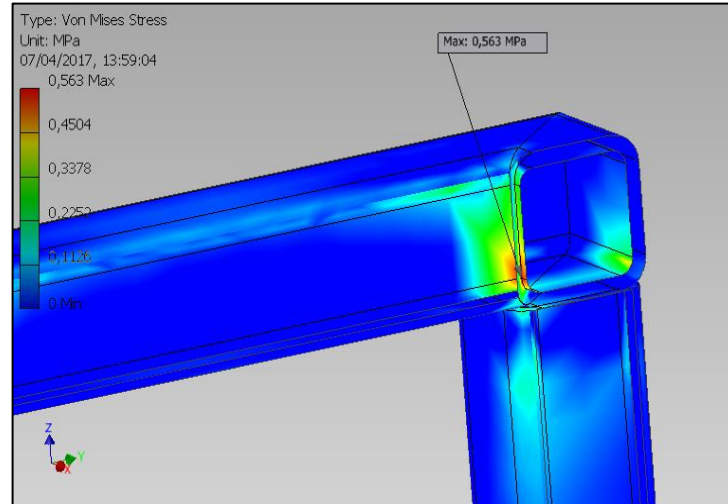


Imagen 46. Detalle estructura intercambio tolvas



La mayor concentración de esfuerzo se encuentra en una de las curvaturas internas del perfil

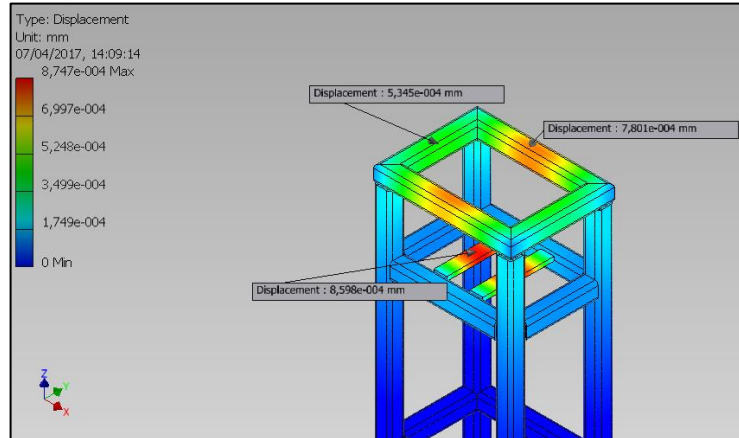
Como se puede observar en las imágenes 45y 46 el esfuerzo máximo en toda la estructura es de 0,563 MPa, siendo este valor muy pequeño comparado con el esfuerzo de fluencia del material con el que está hecho el perfil que son 310 MPa, por esta razón el esfuerzo resultante no compromete la integridad estructural de este armazón.

Se calcula el factor de seguridad presente en la estructura sabiendo que el esfuerzo de fluencia del material es 310 MPa (anexo D)

$$F.S. = \frac{\sigma_{Fall a}}{\sigma_{adm}} = \frac{310 \text{ MPa}}{0,563 \text{ MPa}} = 550,62$$

Este valor del factor de seguridad se debe al bajo valor de carga al que está expuesta la estructura

Imagen 47. Desplazamientos

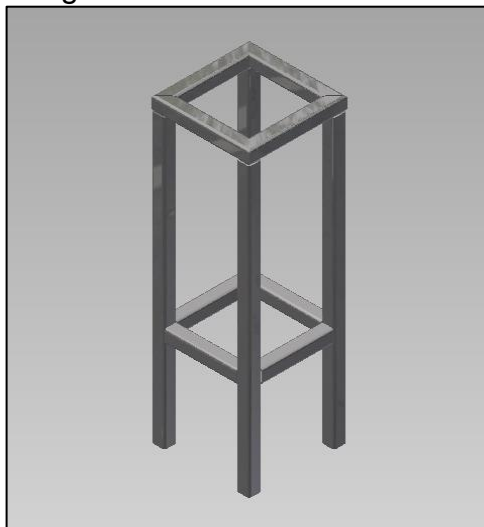


Como se puede observar en la imagen 47 el desplazamiento máximo que se da en esta estructura es de $8,747 \times 10^{-4}$ mm.

5.3 ESTRUCTURA SISTEMA DE CONFORMADO

Esta estructura soporta los moldes que realizaran el conformado de la empanada, el análisis en este punto es el efecto del peso de los componentes en la estructura. (Ver imagen 48)

Imagen 48. Estructura conformado



Valores de las cargas presentes en el sistema

- Peso moldes: 0,5 Kg
- Peso lamina: 0,75 Kg

El valor del peso de la mesa giratoria estará soportado por cuatro elementos (Ver imagen 49), cada uno soportará una carga de 3,06 N.

Imagen 49. Disposición de cargas

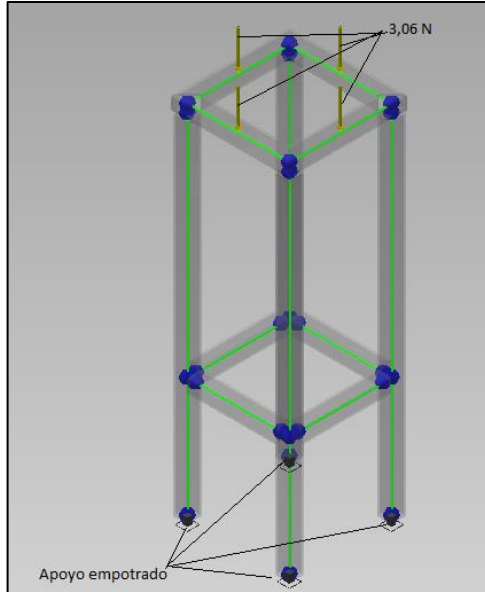


Imagen 50. Resultados esfuerzos

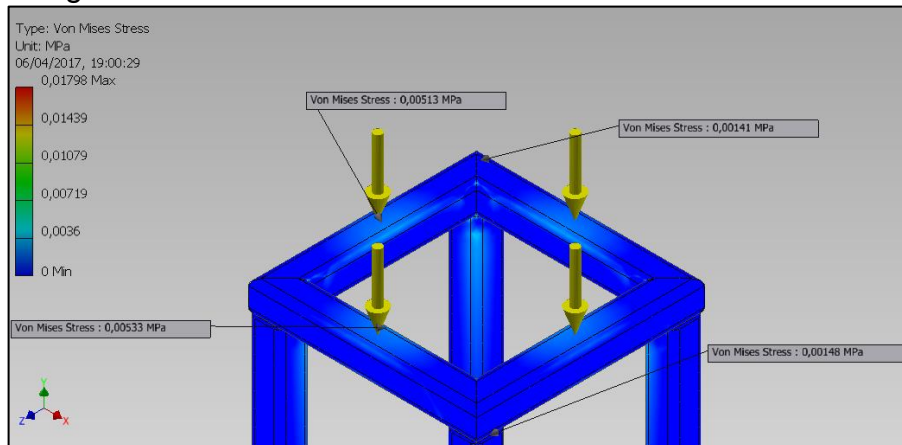
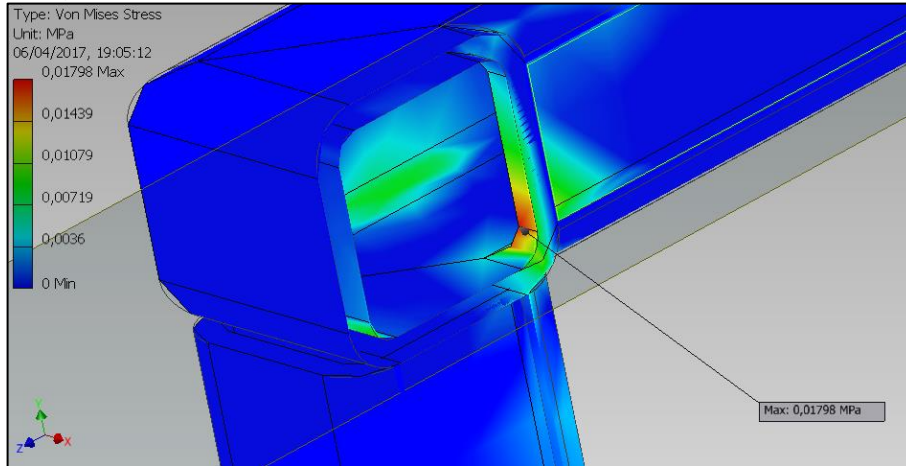


Imagen 51. Detalle Estructura conformado



La mayor concentración de esfuerzo se encuentra en una de las curvaturas internas del perfil

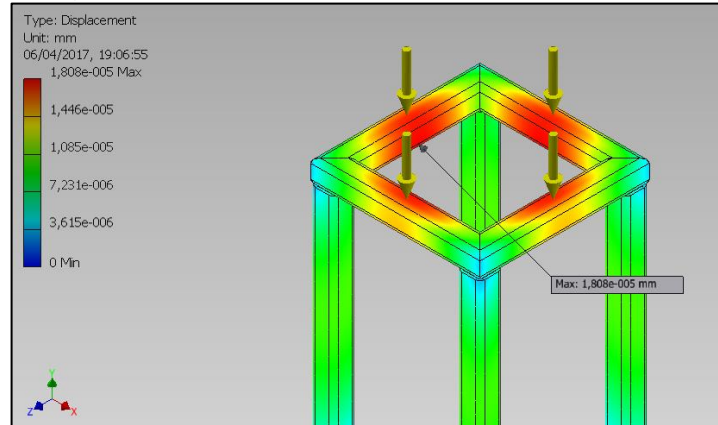
Como se puede observar en las imágenes 50 y 51 el esfuerzo máximo en toda la estructura es de 0,01798 MPa, siendo este valor muy pequeño comparado con el esfuerzo de fluencia del material con el que está hecho el perfil que son 310 MPa, por esta razón el esfuerzo resultante no compromete la integridad estructural de este armazón.

Se calcula el factor de seguridad presente en la estructura sabiendo que el esfuerzo de fluencia del material es 310 MPa (anexo D).

$$F.S. = \frac{\sigma_{Falla}}{\sigma_{adm}} = \frac{310 \text{ MPa}}{0,01798 \text{ MPa}} = 17.241$$

Este valor del factor de seguridad se debe al bajo valor de carga al que está expuesta la estructura.

Imagen 52. Desplazamientos



Como se puede observar en la imagen 52 el desplazamiento máximo que se da en esta estructura es de $1,808 \times 10^{-5}$ mm.

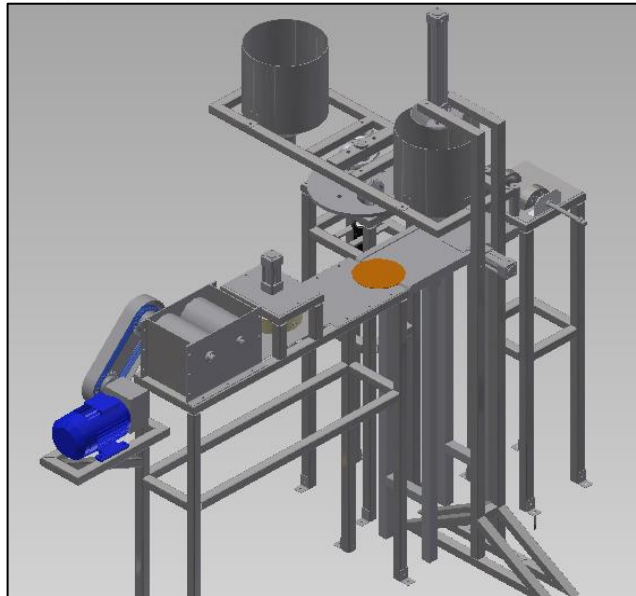
6. MANUALES

Los manuales que se realizan para esta máquina son;

- Manual de montaje: En este manual se nombra el proceso de puesta a punto e instalación de la máquina
- Manual de operación: En este manual se especifican los pasos a seguir para poner en marcha la máquina correctamente y la preparación de la materia prima
- Manual de mantenimiento: en este manual se especifican las actividades, rutinas de limpieza y revisión que se le debe hacer a la máquina para que este en buenas condiciones y los tiempos en que se deben realizar

6.1 MANUAL DE MONTAJE

Imagen 53. Máquina para hacer empanadas



Este manual tiene como objetivo precisar los pasos a seguir para la instalación de la máquina para producción de empanadas. Sin embargo es responsabilidad del operario leer y comprender todos los manuales relacionados antes de poner en funcionamiento la máquina para así garantizar que la producción salga de manera correcta y se eviten reprocesos.

Sistemas que conforman la máquina

La máquina está compuesto por los siguientes sistemas;

- Sistema de laminado: está compuesto principalmente de un motorreductor eléctrico que está conectado a un laminador el cual se mueve a 25 rpm y por efectos de la fricción mueve otro rodillo los cuales laminan la masa a un espesor de 2 mm
- Sistema cortador: Está compuesto por un troquel de masa el cual es accionado por un cilindro neumático, ese sistema es el encargado de realizar los cortes circulares en la masa
- Sistema dosificador de masa: Está compuesto de dos tolvas intercambiables y dos cilindros neumáticos los cuales tiene la función de extruir el relleno que en las tolvas se aloja y de realizar la dosificación de este
- Sistema de conformado: Está compuesto por dos cilindros “locos” los cuales ayudan con el pre cerrado de la empanada, después de esto continúa la empanada hasta los moldes donde dos cilindros neumáticos que se accionan simultáneamente realizan el cierre y conformado de la empanada

Antes de realizar la instalación de la máquina se deben tener en cuenta medidas de seguridad las cuales se numeran a continuación;

- Verificar el espacio disponible para la ubicación de la máquina, así como los espacios para alojar los diferentes componentes necesarios para la instalación
- Identifique que todos los sistemas estén completos y que no presenten ningún tipo de novedad como abolladuras o rupturas lo que podría impedir su correcto funcionamiento

Instalación

Anclaje de las estructuras en el suelo

Las estructuras son soldadas previamente en donde se fabriquen esto para evitar retrasos por soldaduras en el sitio de trabajo, también por el ambiente en donde esta máquina estará en funcionamiento en donde es preciso evitar cualquier tipo de agente contaminante que en este caso puede ser los gases producidos por la soldadura.

Después de tener definido el lugar donde estarán ubicadas cada una de las estructuras que componen los diferentes sistemas de la máquina se procede a realizar perforaciones en el suelo dadas por el fabricante de los pernos de anclaje usados para usar la estructura al suelo.

Luego de este paso se procede a fijar cada una de las estructuras.

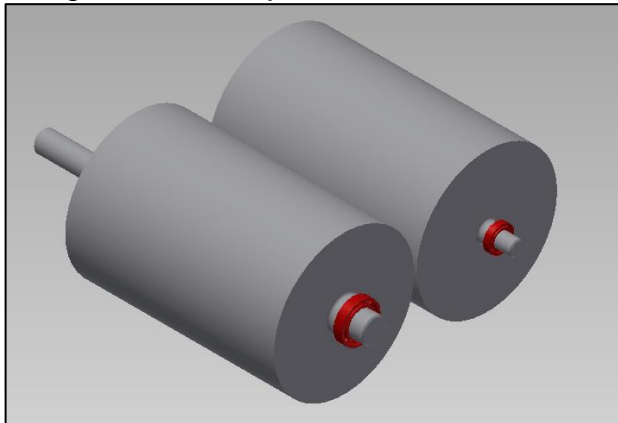
Sistema laminador

Al tener todas las piezas que conforman el sistema laminador como lo es la carcasa, los rodillos y el sistema de transmisión se procede a realizar el montaje de estos en la estructura previamente fijada al suelo

Para el armado de este sistema se siguen los siguientes pasos;

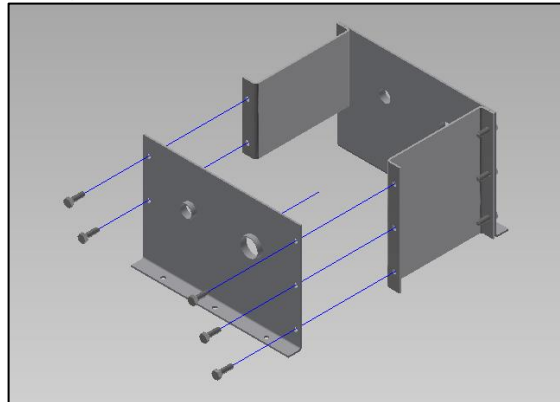
- Se realiza el montaje inicial de los rodamientos en cada uno de los rodillos

Imagen 54. Montaje rodamientos



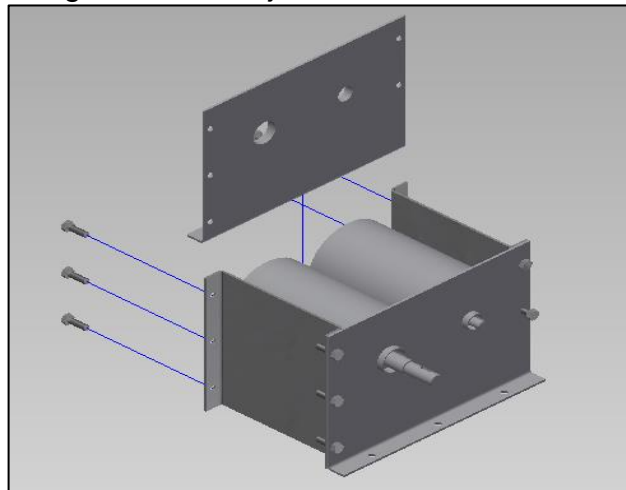
- Se realiza el montaje inicial de tres de las cuatro caras de la carcasa por medio de tornillos así como lo muestra la figura 55

Imagen 55. Montaje carcasa



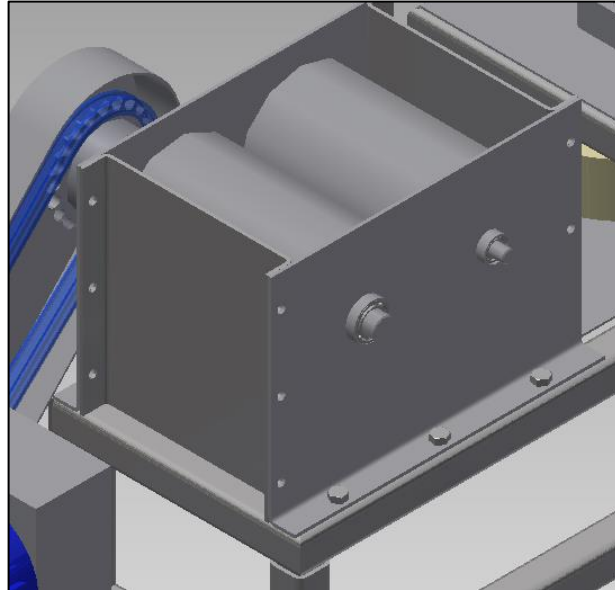
- Posteriormente se realiza la ubicación de los rodillos con los rodamientos en su respectivo alojamiento en la carcasa y a continuación se ubica la última cara de la carcasa

Imagen 56. Montaje rodillos en la carcasa



- Por último se ubica la carcasa en la estructura en los agujeros que se encuentran en la estructura y se fijan por tornillos

Imagen 57. Fijación carcaza a la estructura

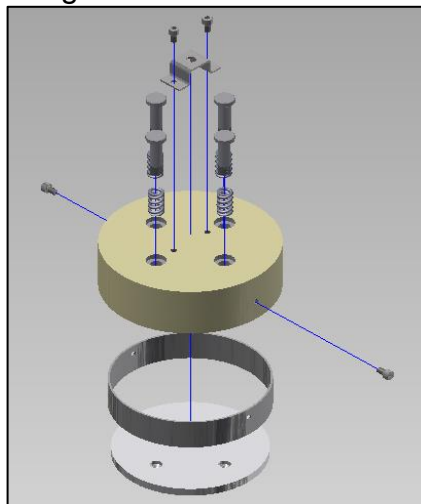


Sistema cortador

Para este sistema se deben realizar los siguientes pasos;

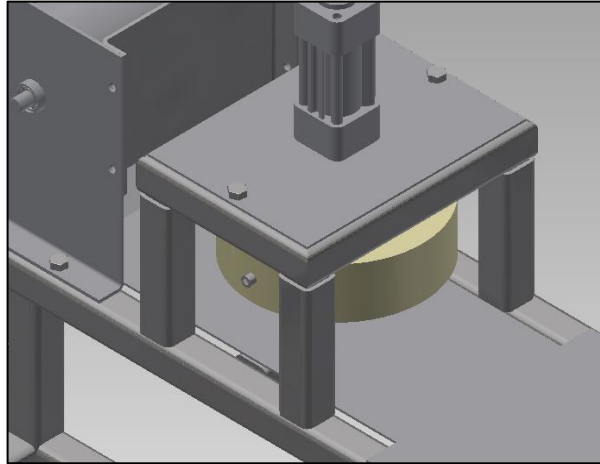
- Se realiza el armado del troquel de corte de masa ubicando en la base los pines expulsores, resortes, placa expulsora y la lámina cortadora

Imagen 58. Sistema cortador



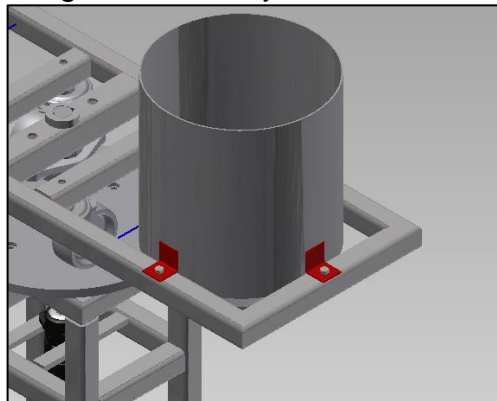
- Luego de tener el troquel armado se ajusta al cilindro neumático por medio de tornillos y se ubica este conjunto en la estructura que posee agujeros previamente taladrados para alojar este sistema

Imagen 59. Montaje cortador



- Ubicación de la mesa giratoria, luego de tener la mesa soporte fija, la estructura que sostiene las tolvas, la cual gira cuando se necesite, esta estructura posee dos perforaciones donde están alojadas dos ruedas las cuales permiten el giro y también el soporte, se usan tornillos para fijar estas ruedas
- Ubicación de tolvas, se realizan soldaduras previas a las tolvas donde se ubican los sujetadores que estarán atornillados a la estructura giratoria en agujeros previamente perforados

Imagen 60. Montaje tolvas

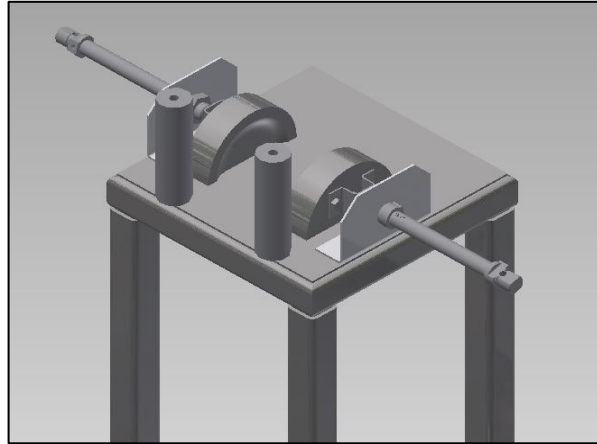


Sistema conformado

Para la instalación del sistema de conformado se realizan conexiones atornilladas entre los elementos

- Se atornillan el molde y el soporte que lo conecta al cilindro
- Se atornilla el soporte del cilindro a la estructura
- Se ubican y fijan con tornillos los rodillos “locos” que harán el pre cerrado de la empanada

Imagen 61. Montaje sistema conformado



6.2 MANUAL DE OPERACIÓN

Antes de operar la máquina para producir empanadas es necesario asegurarse que todos los componentes estén en perfecto estado y dispuestos para iniciar el funcionamiento, con el fin de lograr el resultado esperado.

La máquina cuenta con cuatro interruptores los cuales controlarán los distintos circuitos presentes en esta máquina, uno de los interruptores es el control total de energía, este interruptor permite minimizar algún accidente ya que si este interruptor está apagado ningún sistema funciona.

El siguiente interruptor controla el sistema de fuerza, es quien da energía a los motores eléctricos que tiene la máquina, pone en funcionamiento el sistema de laminación de masa y la banda transportadora

Está el interruptor quien da energía al sistema electro neumático que controla el resto del proceso, el sistema de corte, de dosificación y conformado del producto final.

Por último está el botón de paro de emergencia, este corta la energía de los dos sistemas anteriores en caso que se presente alguna calamidad.

Procedimiento de configuración, encendido y apagado del equipo.

- Prepare la masa a laminar
- Abastezca del relleno seleccionado la tolva que este en servicio, siendo 5Kg la masa a agregar a cada tolva
- Compruebe las conexiones eléctricas y neumáticas
- Encendido de la máquina

Después de realizar inspección y que la máquina este en las condiciones del manual de montaje y la configuración de arranque de la máquina, encienda el interruptor principal y active el interruptor del sistema de fuerza y espere unos segundos a que la laminadora y la banda transportadora regulen sus accionar.

Si requiere hacer laminado previo a la masa por la características de la misma lo puede hacer en este paso, cuando ya se tenga conformidad con la lámina de masa se pasa de nuevo por los rodillos y oprime el otro interruptor para dar inicio a la producción de empanadas.

Configuración del PLC

Se debe realizar la programación previa del PLC usando el diagrama ladder (ver imagen 58) donde se programan los tiempos de espera de cada uno de los cilindros y el contador del sistema dosificador

- Temporizador 1: Controla el cilindro dosificador de relleno. Tiempo a ingresar 3s
- Temporizador 2: Controla el tiempo de apertura de la tolva para la caída del relleno. Tiempo a ingresar 2s
- Temporizador 3: Controla el tiempo de espera y activación de los cilindros que realizan el conformado de la empanada. Tiempo a ingresar 8s
- Temporizador 4: Controla el tiempo que los moldes de conformado se encuentran cerrados y realiza la apertura de los mismos para la extracción del producto terminado. Tiempo a ingresar 2s
- Contador 1: Realiza el conteo de cuantas empanadas se han dosificado con esto se controla el nivel de la tolva. Pulsos a ingresar 125 pulsos

Apagado de la máquina

Al momento de apagar completamente la máquina iniciar con el interruptor que controla el sistema neumático, esto para poder hacer inspección de las tolvas y después apagar el interruptor del sistema de fuerza.

6.3 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Realizar un buen mantenimiento a esta máquina de producción de empanadas da como resultado la garantía que la máquina funciona de manera óptima y la durabilidad de los componentes que conforman a esta, por esto se darán recomendaciones e instrucciones que se deben seguir para evitar el mal funcionamiento y la degradación de la máquina.

6.3.1 Generalidades. Para el buen funcionamiento de la máquina se deben seguir las siguientes rutinas, estas están orientadas a acciones para atender preventivamente los aspectos que conciernen al cambio de componentes desgastados o a rutinas de inspección, esto se debe hacer sin realizar modificación alguna a los componentes del equipo, es decir no deben presentarse cambios de material, dimensiones o incorporación de componentes ajenos al equipo.

Se debe realizar inspección general de la máquina por lo menos una vez al año diligenciando el estado actual de la máquina y de los componentes más críticos en un informe para ya con esto tomar las medidas que en el momento sean necesarias.

6.3.2 Limpieza. Para realizar la limpieza de los elementos de la máquina, lo cual se realiza de forma diaria ya que al ser una máquina que maneja alimentos la inocuidad en el proceso debe ser máxima de allí la rigurosidad en cuanto al tiempo de limpieza de componentes, el proceso de limpieza se debe realizar siguiendo las siguientes recomendaciones;

- La máquina debe estar totalmente apagada
- Con abundante agua a presión retirar excesos de masa en los sistemas laminador y cortador
- Soltando los tornillos que ajustan las dos tolvas a la mesa giratoria desmontarlas para luego realizar la limpieza
- Usando la misma rutina de agua a presión, se lavan todas las partes que están en contacto con la empanada (rodillos, moldes, placas cortadoras, etc.)

6.3.3 Periodos establecidos para mantenimiento. El mantenimiento de esta máquina puede llegar a ser una tarea algo tediosa y complicada de ejecutar debido a la gran cantidad de piezas móviles que posee, es por esto que dará a conocer cuáles son los componentes que se deben intervenir, pasado un determinado tiempo

6.3.3.1 Inspección diaria. Es preciso realizar una inspección diaria de todos los componentes antes de dar inicio a la operación de la máquina;

- Limpieza de rodillos, laminas tolvas: se debe comprobar que los elementos no estén contaminados, estén limpios sin ninguna sustancia que pueda perjudicar la inocuidad del proceso
- Verificar estado del sistema de mando: comprobar que no existan grietas ni otras señales de desgaste, comprobar el estado de las conexiones

6.3.3.2 Inspección Mensual. Se recomienda dar mensualmente dar mantenimiento a los componentes que se nombran a continuación;

- Reductor: Verificar niveles de aceite y presencia de fugas
- Lubricación de cadenas y catarinas
- Engrase de rodamientos y chumaceras: aplicar lubricante Klübersynth UH1 14-31(Ver Anexo S)
- Revisar ajuste de pernos y tornillos en todos los componentes de la máquina

6.3.3.3 Inspección trimestral. Se recomienda dar trimestralmente mantenimiento a los siguientes componentes;

- Rodamientos y chumaceras: revisar el estado de los rodamientos y chumaceras que no presenten anomalías
- Reductor: realizar drenaje del aceite del reductor, realizar limpieza adecuada en el interior del reductor, llenar el reductor con aceite sintético .Klüberoil 4 UH1-150N (Ver Anexo T).

6.3.3.4 Inspección anual. Se recomienda realizar anualmente un mantenimiento completo a la máquina, en especial al sistema eléctrico y neumático;

- Revisar catarinas: inspeccionar que no exista filo en los dientes
- Reductor: chequeo de alineación de las partes
- Motor: revisar alineamiento con el reductor
- Rodamientos y chumaceras: realizar cambio de rodamientos

6.3.4 Repuestos. Es recomendable mantener en bodega un mínimo de repuestos tales como rodamientos, mangueras neumáticas, terminales, entre otros.

7. EVALUACIÓN FINANCIERA DEL PROYECTO

Este estudio se realiza teniendo en cuenta factores como costos de fabricación, materias primas y talento humano, con la finalidad de observar la viabilidad del proyecto en el punto de vista financiero y establecer si el proyecto en su concepción es rentable.

7.1 EGRESOS DE INGENIERÍA

Los egresos de ingeniería corresponden a lo relacionado al diseño e investigaciones realizadas por el autor para el desarrollo del proyecto.

7.1.1 Egresos del talento humano. Estos son los egresos relacionados con el costo en el proyecto asociado al talento humano. (Cuadro 1)

Cuadro 1. Egresos talento humano

ITEM	UNIDAD	N° HORAS	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL	FUENTE FINANCIADORA
Talento Humano					
Proyectista	HH	684	\$ 10.000	\$ 6.840.000	Proyectista
Orientador	HH	38	\$ 15.000	\$ 570.000	Universidad de América
Total Talento Humano				\$	7.410.000

7.1.2 Egresos de maquinaria y equipos. Se tendrán en cuenta las horas de trabajo de los equipos y programas usados para el desarrollo del proyecto. (Cuadro 2)

Cuadro 2. Gastos maquinaria y equipos

ITEM	UNIDAD	N° HORAS	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL	FUENTE FINANCIADORA
Uso licencia Autodesk Inventor 2015	Horas	600	\$ 4.605	\$ 2.763.000	Universidad de América
Uso licencia NX 9,0	Horas	300	\$ 2.831	\$ 849.300	Universidad de América
Memoria USB 16GB	UNI	1	\$ 20.000	\$ 20.000	Proyectista
Computador Portatil	UNI	1	\$ 1.500.000	\$ 1.500.000	Proyectista
Total Gastos Maquinaria y Equipos				\$	5.132.300

7.1.3 Egresos fungibles. Estos egresos corresponden a los materiales utilizados para el proyecto. (Cuadro 3)

Cuadro 3. Gastos fungibles

ITEM	UNIDAD	N° HORAS	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL	FUENTE FINANCIADORA
Papel	Resma	3	\$ 7.800	\$ 23.400	Proyectista
Fotocopias	UNI	50	\$ 50	\$ 2.500	Proyectista
Impresiones	UNI	1000	\$ 300	\$ 300.000	Proyectista
Impresión Plotter	UNI	20	\$ 2.000	\$ 40.000	Proyectista
Total Fungibles				\$	365.900

7.1.4 Otros gastos. Estos gastos corresponden a los egresos en los que incurrirá el proyectista durante el proyecto. (Cuadro 4)

Cuadro 4. Otros gastos

ITEM	VALOR UNITARIO	CANTIDAD	VALOR TOTAL
Servicios públicos	2500	900	\$ 2.250.000
alimentación	7500	200	\$ 1.500.000
transporte	2200	100	\$ 220.000
Internet	1800	50	\$ 90.000
Total Otros gastos			\$ 4.060.000

7.1.5 Total Ingresos de ingeniería. Se realiza la sumatoria de los egresos anteriormente mencionados, adicionalmente un porcentaje del 4% correspondiente a los imprevistos. (Cuadro 5)

Cuadro 5. Egresos de ingeniería

TOTAL ANTES DE IMPREVISTOS	\$ 16.968.200
IMPREVISTOS 4%	\$ 678.728
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	\$ 17.646.928

7.2 EGRESOS DE FABRICACIÓN Y ENSAMBLE

Los costos de cada elemento fueron entregados por los diferentes distribuidores y la mano de obra, corte, soldadura fue cotizada de manera independiente.

7.2.1 Costo total de la máquina. El costo final de máquina para hacer empanadas sale de la suma de los egresos de ingeniería y los egresos de fabricación y ensamble. (Cuadro 6)

Cuadro 6. Costo total de fabricación

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNIDAD	VALOR TOTAL
Perfil 30x30x1,5 mmx 6m acero inox	8	\$ 62.800	\$ 502.400
Lámina 3 mm acero inox	1	\$ 330.000	\$ 330.000
Motorreductor	1	\$ 1.200.000	\$ 1.200.000
Eje dia 4,5 pulgadas x 1 m	1	\$ 700.000	\$ 700.000
Eje dia 25 mm	1	\$ 189.000	\$ 189.000
Moldes	1	\$ 900.000	\$ 900.000
Cilindro neumático dia 18 x 40mm	2	\$ 200.000	\$ 400.000
Cilindro neumático dia 32 x 115mm	2	\$ 250.000	\$ 500.000
pernos de anclaje	12	\$ 7.500	\$ 90.000
Rodachies	2	\$ 24.000	\$ 48.000
Acople flexible	1	\$ 100.000	\$ 100.000
Banda transportadora	1	\$ 5.000.000	\$ 5.000.000
Tornillería	2	\$ 120	\$ 240
TOTAL			\$ 9.959.640
OTROS GASTOS			
Transporte	1	\$ 100.000	\$ 100.000
Cortes	50	\$ 5.000	\$ 250.000
soldadura	1	\$ 60.000	\$ 60.000
TOTAL			\$ 410.000
SISTEMA DE CONTROL			
PLC SIEMENS 7S-200	1	\$ 1.100.000,00	\$ 1.100.000,00
Válvula neumática 5/2	5	\$ 200.000,00	\$ 1.000.000,00
Fuente SIEMENS SITOP SMART	1	\$ 784.200,00	\$ 784.200,00
Sensor SIEN-M5B-PS-K-L	8	\$ 45.000,00	\$ 360.000,00
Compresor Einhell Euro 270/50	1	\$ 900.000,00	\$ 900.000,00
Actuador de giro	1	\$ 1.400.000,00	\$ 1.400.000,00
TOTAL			\$ 5.544.200
MANO DE OBRA			\$ 2.000.000
TOTAL ANTES DE IMPREVISTOS			\$ 17.913.840
IMPREVISTOS 4%			\$ 716.554
COSTO TOTAL			\$ 18.630.394

Cuadro 7. Costo total de la máquina

COSTO	VALOR
INGENIERÍA DEL PROYECTO	\$ 17.646.928
MATERIALES Y MANO DE OBRA	\$ 18.838.394
TOTAL	\$ 36.485.322

Construir una maquina automática para la producción de empanadas cuesta \$36'485.322 pesos colombianos. (Cuadro 7)

7.3 EVALUACIÓN FINANCIERA

Esta evaluación financiera se realiza para conocer el tiempo en que se recuperará la inversión inicial y la ganancia que pueda generar esta máquina.

Como no se tiene certeza absoluta de cómo será la financiación para quien adquiera la máquina se usa una proyección con incertidumbre ya que no se conoce el valor real de la inversión, ni el valor de ingresos de la empresa que adquiera el activo, teniendo esto claro se deben tener en cuenta los costos mínimos de operación. (Cuadro 8)

Cuadro 8. Costos mínimos de operación

COSTO	VALOR	FRECUENCIA
Inversión inicial	\$ 36.485.322	Una inicial
Abastecimiento masa	\$ 680.000	Diario
Abastecimiento relleno	\$ 1.320.000	Diario
Mantenimiento	\$ 150.000	Bimensual
Consumo eléctrico	\$ 200.000	Mensual
Operación	\$ 2.000.000,00	Mensual

Para el flujo de caja de este proyecto se asume una producción diaria de 4.000 empanadas, con jornada de trabajo de cinco días a la semana, la máquina se opera con dos operarios, uno quien abastece masa y relleno y otro que es el encargado de sacar el producto terminado de la máquina.

La utilidad bruta se obtendrá a partir de las empanadas producidas con un costo por empanada producida de \$500 pesos colombianos y el precio de venta al consumidor de \$1.000 pesos colombianos y asumiendo la venta diaria de la totalidad de la producción. Se estima una vida útil de la máquina de 10 años con una depreciación anual del 10% (normal para máquinas herramientas).

Cuadro 9. Flujo de caja

	Periodo (años)										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
INGRESOS											
PRECIO DE VENTA		\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000	\$ 1.000
UNIDADES		\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000	\$ 960.000
VENTAS		\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000
TOTAL INGRESOS		\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000	\$ 960.000.000
EGRESOS											
INVERSIÓN INICIAL	\$ 36.485.322	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -
ABASTECIMIENTO DE MASA	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000	\$ 163.200.000
ABASTECIMIENTO DE RELLENO	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000	\$ 316.800.000
MANTENIMIENTO	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000	\$ 900.000
CONSUMO ELÉCTRICO	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000	\$ 2.400.000
OPERACIÓN	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000	\$ 24.000.000
TOTAL EGRESOS	\$ 543.785.322	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000	\$ 507.300.000
TOTAL FINAL DE PERIODO	-\$ 543.785.322	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000	\$ 452.700.000

7.3.1 Cálculo del valor presente neto (VPN). Este valor permitirá conocer si la inversión que se va a realizar para implementar el proyecto será rentable a lo largo del tiempo, la fórmula para determinar este valor es;

$$VPN = -I + \frac{x_1}{(1-i)^1} + \frac{x_2}{(1-i)^2} + \dots + \frac{x_n}{(1-i)^n}$$

Donde

VPN: Valor presente neto

I: Inversión en el año 0

x_n = Flujo neto de caja en el año *n*

i = Tasa mínima aceptable de rendimiento del proyecto o tasa de oportunidad

Para este proyecto de espera una tasa de oportunidad del 30%, por lo que el valor presente para este proyecto es;

$$VPN = 51.368.008.613 > 0$$

Esta cifra equivale a la utilidad en pesos de la máquina, por ser un valor superior a cero se puede deducir que la implementación del proyecto es viable y rentable.

7.3.2 Tasa interna de retorno (TIR). Para calcular la tasa interna de retorno de la inversión se iguala a cero el valor presente neto.

$$0 = -I + \frac{x_1}{(1-TIR)^1} + \frac{x_2}{(1-TIR)^2} + \dots + \frac{x_n}{(1-TIR)^n}$$

$$TIR = 83\% > 30\%$$

La rentabilidad arrojada por el proyecto es de 83% mayor a la esperada del 30%, esto quiere decir que el proyecto es viable financieramente.

8. CONCLUSIONES

- La mejor alternativa para realizar el dosificado del relleno corresponde al sistema de mesa giratoria, debido a que cumple con los requerimientos de facilidad de operación, menor cantidad de mantenimiento y menor costo de fabricación
- El sistema de automatización de la máquina provee un nivel de confiabilidad ya que la dosificación del relleno y el conformado son controlados por un PLC disminuyendo las pérdidas por un mal funcionamiento
- Se realizó una evaluación financiera con el fin de saber si el proyecto es rentable, obteniendo una rentabilidad de 83%, Siendo viable por el análisis por VPN

9. RECOMENDACIONES

- Revisar opción de cambio de diseño en los rodillos laminadores con el fin de disminuir costos
- Dado que el estudio financiero arroja que el proyecto es viable, se sugiere proceder con la fabricación de un prototipo con la finalidad de realizar pruebas en físico y poder implementar la máquina en la vida real
- Se recomienda como mejora en el diseño que se acondicione a la máquina un dispositivo que mezcle los ingredientes y se obtenga la masa que ingresa al sistema de dosificación de masa.

BIBLIOGRAFÍA

CHAPARRO, Jovanny y PATERNINA, Álvaro. Diseño y construcción de un sistema mecánico para la elaboración de moldes de rosquetes cocidos. Bucaramanga. 2009. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Industrial de Santander.

CREUS SOLÉ, Antonio. Actuadores neumáticos En: Neumática e hidráulica. 2 ed. España: MARCOMBO, 2007.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Documentación, Citas y notas de pie de página. NTC 1487. Bogotá: El Instituto 2002.

----- . Documentación, presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. Bogotá: El Instituto, 2008.

----- . Referencias documentales para fuentes de información electrónicas. NTC 4490 Bogotá: El Instituto, 2002.

----- . Referencias bibliográficas. Contenido, forma y estructura. NTC 5613. Bogotá: El instituto, 2008.

JASHIMOTO, Lizeth; LOPEZ, Francisco; ORTIZ, Bertha. Fuerza máxima de agarre con mano dominante y no dominante. En XV Congreso Internacional de ergonomía SEMAC en línea
<http://evirtual.lasalle.edu.co/info_basica/nuevos/guia/GuiaClaseNo.3.pdf>

MCCORMAC. Introducción a los miembros cargados axialmente a compresión. En: Estructuras de acero método LRFD. 2 ed. México: Alfaomega, 2002.

MOTT, Robert. Diseño para diferentes tipos de carga. En: Diseño de elementos de máquinas. 4 ed. México: Pearson educación, 2006.

NORMA DIN. Bandas transportadoras para materiales a granel. DIN 22101 Berlín: El instituto 2002.

SARÁUZ, Jorge y TIRIRA, Alexander. Diseño y construcción de una máquina para la elaboración de tortillas de harina de trigo para la empresa taquito's, Quito, 2011. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Escuela Politécnica Nacional.

ANEXOS

ANEXO A
REDUCTOR



U 75		Albero lento / Output shaft / Abtriebswelle Arbres petite vitesse / Eje lento / Eixo de saída						D = 28 mm		MU 75				
i	n ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	HP ₁	RD	i	n ₁	n ₂	M ₂	kW ₁	HP ₁	RD	sf
7,5	2800	373	166	7,18	9,77	0,908	7,5	2800	373	127	5,5	7,50	0,908	1,31
10		290	170	5,56	7,56	0,899	10		280	169	5,5	7,50	0,899	1,01
15		187	178	3,92	5,33	0,888	15		187	136	3	4,00	0,888	1,31
20		140	186	3,18	4,33	0,859	20		140	176	3	4,00	0,859	1,08
25		112	169	2,39	3,25	0,832	25		112	156	2,2	3,00	0,832	1,09
30		93	193	2,34	3,18	0,808	30		93	182	2,2	3,00	0,808	1,08
40		70	195	1,84	2,50	0,779	40		70	159	1,5	2,00	0,779	1,23
50		56	184	1,45	1,97	0,746	50		56	191	1,5	2,00	0,746	0,97
60		47	177	1,21	1,65	0,715	60		47	110	0,75	1,00	0,715	1,62
70		40	163	1,03	1,40	0,665	70		40	175	1,1	1,50	0,665	0,94
80	35	153	0,85	1,16	0,659	80	35	135	0,75	1,00	0,659	1,14		
100	28	142	0,68	0,93	0,611	100	28	156	0,75	1,00	0,611	0,91		
7,5	1400	187	231	5,08	6,91	0,890	7,5	1400	187	182	4	5,50	0,890	1,27
10		140	234	3,91	5,32	0,878	10		140	240	4	5,50	0,878	0,98
15		93	237	2,70	3,67	0,858	15		93	193	2,2	3,00	0,858	1,23
20		70	240	2,13	2,90	0,825	20		70	248	2,2	3,00	0,825	0,97
25		56	218	1,59	2,17	0,802	25		56	205	1,5	2,00	0,802	1,06
30		47	250	1,59	2,17	0,766	30		47	235	1,5	2,00	0,766	1,08
40		35	253	1,28	1,75	0,723	40		35	217	1,1	1,50	0,723	1,17
50		28	231	0,98	1,34	0,691	50		28	217	0,92	1,25	0,691	1,07
60		23	222	0,83	1,14	0,651	60		23	200	0,75	1,00	0,651	1,11
70		20	207	0,70	0,95	0,622	70		20	223	0,75	1,00	0,622	0,93
80	18	193	0,59	0,80	0,602	80	18	181	0,55	0,75	0,602	1,07		
100	14	180	0,47	0,64	0,561	100	14	142	0,37	0,50	0,561	1,27		
7,5	900	120	250	3,59	4,88	0,877	7,5	900	120	154	2,2	3,00	0,877	1,63
10		90	250	2,73	3,72	0,862	10		90	201	2,2	3,00	0,862	1,24
15		60	250	1,91	2,60	0,821	15		60	235	1,8	2,50	0,821	1,08
20		45	250	1,48	2,01	0,798	20		45	254	1,5	2,00	0,798	0,98
25		38	235	1,15	1,56	0,774	25		38	226	1,1	1,50	0,774	1,04
30		30	265	1,13	1,54	0,737	30		30	258	1,1	1,50	0,737	1,03
40		23	269	0,93	1,27	0,679	40		23	216	0,75	1,00	0,679	1,24
50		18	246	0,72	0,99	0,641	50		18	255	0,75	1,00	0,641	0,97
60		15	235	0,60	0,82	0,611	60		15	214	0,55	0,75	0,611	1,10
70		13	224	0,54	0,73	0,561	70		13	154	0,37	0,50	0,561	1,45
80	11	202	0,43	0,59	0,551	80	11	173	0,37	0,50	0,551	1,17		
100	9	174	0,32	0,44	0,508	100	9	135	0,25	0,34	0,508	1,29		

ANEXO B
TABLA DE CAPACIDAD CATARINAS

CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 41 PASO 1/2"

		R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR																								
		PASO DE 1/2 ANGOSTA Y LIVIANA																								
No. de dientes piñon conductor	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	
		9	0.02	0.05	0.10	0.19	0.36	0.51	0.66	0.81	1.10	1.38	1.52	1.27	1.01	0.82	0.69	0.55	0.45	0.38	0.32	0.25	0.21	0.15	0.11	0.09
10	0.03	0.06	0.11	0.21	0.40	0.57	0.74	0.91	1.23	1.54	1.70	1.49	1.18	0.96	0.81	0.64	0.53	0.44	0.38	0.30	0.24	0.17	0.13	0.11	0.08	
11	0.03	0.07	0.13	0.24	0.44	0.64	0.82	1.01	1.37	1.71	1.88	1.71	1.36	1.11	0.93	0.74	0.61	0.51	0.43	0.34	0.28	0.20	0.15	0.12	0.10	
12	0.03	0.07	0.14	0.26	0.49	0.70	0.91	1.11	1.50	1.88	2.07	1.95	1.55	1.27	1.06	0.84	0.69	0.58	0.49	0.39	0.32	0.23	0.17	0.14	0.11	
13	0.04	0.08	0.15	0.28	0.53	0.76	0.99	1.21	1.63	2.05	2.25	2.20	1.75	1.43	1.20	0.95	0.78	0.65	0.56	0.44	0.36	0.26	0.20	0.16	0.13	
14	0.04	0.09	0.16	0.31	0.57	0.83	1.07	1.31	1.77	2.22	2.44	2.46	1.95	1.60	1.34	1.06	0.87	0.73	0.62	0.49	0.40	0.29	0.22	0.17	0.14	
15	0.04	0.09	0.18	0.33	0.62	0.89	1.15	1.41	1.91	2.39	2.63	2.73	2.17	1.77	1.49	1.18	0.96	0.81	0.69	0.55	0.45	0.32	0.24	0.19	0.16	
16	0.04	0.10	0.19	0.36	0.66	0.95	1.24	1.51	2.05	2.57	2.82	3.01	2.39	1.95	1.64	1.30	1.06	0.89	0.76	0.60	0.49	0.35	0.27	0.21	0.17	
17	0.05	0.11	0.20	0.38	0.71	1.02	1.32	1.61	2.18	2.74	3.01	3.29	2.61	2.14	1.79	1.42	1.16	0.98	0.83	0.66	0.54	0.39	0.29	0.23	0.19	
18	0.05	0.12	0.22	0.40	0.75	1.08	1.40	1.72	2.32	2.91	3.20	3.59	2.85	2.33	1.95	1.55	1.27	1.06	0.91	0.72	0.59	0.42	0.32	0.25	0	
19	0.05	0.12	0.23	0.43	0.80	1.15	1.49	1.82	2.46	3.09	3.40	3.89	3.09	2.53	2.12	1.68	1.38	1.15	0.98	0.78	0.64	0.46	0.35	0.28	0	
20	0.06	0.13	0.24	0.45	0.84	1.21	1.57	1.92	2.60	3.26	3.59	4.20	3.33	2.73	2.29	1.81	1.49	1.24	1.06	0.84	0.69	0.49	0.38	0.30	0	
21	0.06	0.14	0.26	0.48	0.89	1.28	1.66	2.03	2.74	3.44	3.78	4.46	3.59	2.94	2.46	1.95	1.60	1.34	1.14	0.91	0.74	0.53	0.40	0.32	0	
22	0.06	0.14	0.27	0.50	0.93	1.35	1.74	2.13	2.89	3.62	3.98	4.69	3.85	3.15	2.64	2.09	1.71	1.44	1.23	0.97	0.80	0.57	0.43	0.34	0	
23	0.06	0.15	0.28	0.53	0.98	1.41	1.83	2.24	3.03	3.80	4.17	4.92	4.11	3.37	2.82	2.24	1.83	1.54	1.31	1.04	0.85	0.61	0.46	0.37	0	

ANEXO C
CATÁLOGO CATARINAS

**Piñones para cadena de rodillos ISO 1/2"
Paso 12,7 mm Ancho diente A= 7 mm**

Z = Dientes	DIAMETRO		SIMPLES		DOBLES		TRIPLES	
	Exterior	Primitivo	DC	LP	DC	LP	DC	LP
8	38	33,18	20	25	20	32	20	46
9	42	37,13	24	25	24	32	24	46
10	45	41,1	26	25	28	32	28	46
11	49,9	45,07	29	25	32	35	32	50
12	53	49,07	33	28	35	35	35	50
13	57,9	53,06	37	28	38	35	38	50
14	61,9	57,07	41	28	42	35	42	50
15	65,9	61,09	45	28	46	35	46	50
16	69,9	65,1	50	28	50	38	50	50
17	74	69,11	52	28	54	38	54	50
18	78	73,14	56	28	58	38	58	50
19	82	77,16	60	28	62	38	62	50
20	86	81,19	64	28	66	38	66	50
21	90,1	85,22	68	28	70	40	70	55
22	94,1	89,24	70	28	70	40	70	55
23	98,1	93,27	70	28	70	40	70	55
24	102,1	97,29	70	28	75	40	75	55
25	106,2	101,33	70	28	80	40	80	55
26	110,2	105,36	70	30	85	40	85	55
27	114,2	109,4	70	30	85	40	85	55
28	118,3	113,42	70	30	90	40	90	55
29	122,3	117,46	80	30	95	40	95	55
30	126,3	121,5	80	30	100	40	100	55
31	130,4	125,54	90	30	100	40	110	55
32	134,4	129,56	90	30	100	40	110	55
33	138,4	133,6	90	30	100	40	110	55
34	142,5	137,64	90	30	100	40	110	55
35	146,5	141,68	90	30	100	40	110	55
36	150,6	145,72	90	35	100	40	120	55
37	154,6	149,76	90	35	100	40	120	55
38	158,6	153,8	90	35	100	40	120	55
39	162,7	157,83	90	35	100	40	120	55
40	166,7	161,87	90	35	100	40	120	55
45	188,6	182,07	88	42	108	55	120	68
50	208,8	202,26	88	42	108	55	120	68
57	236	230,54	70	40	80	45	80	55
76	313	307,33	100	45	100	70	80	70

ANEXO D
PROPIEDADES ACERO INOXIDABLE

ACERO INOXIDABLE 304 (UNS S30400)

1. Descripción: éste es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidable de la serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

2. Normas involucradas: ASTM A 276

3. Propiedades mecánicas: Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI)
Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI)
Elongación 30 % (en 50mm)
Reducción de área 40 %
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.8 g/cm³ (0.28 lb/in³)

5. Propiedades químicas: 0.08 % C min
2.00 % Mn
1.00 % Si
18.0 – 20.0 % Cr
8.0 – 10.5 % Ni
0.045 % P
0.03 % S

6. Usos: sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

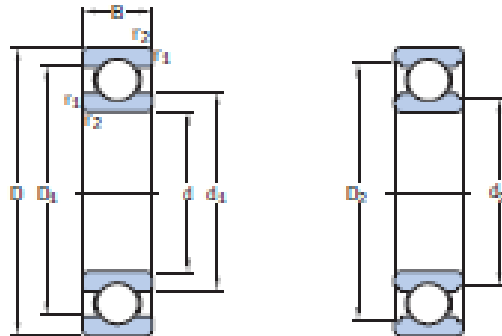
7. Tratamientos térmicos: éste acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente

NOTA:

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ANEXO E
RODAMIENTOS W61804

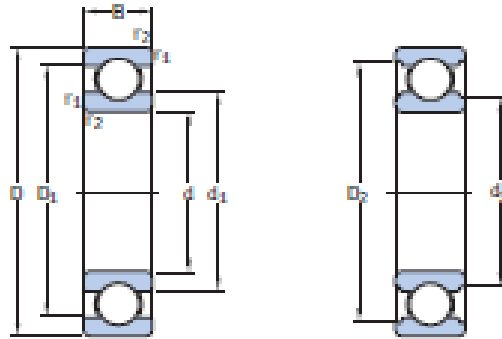
1.6 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable d 10 – 20 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Massa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _L	Velocidad de referencia	Velocidad límite	g	
mm			kN		kN	r. p. m.			-
10 cont.	26	8	3,97	1,96	0,083	67 000	40 000	17,5	W 6000
	30	9	4,36	2,32	0,1	60 000	36 000	29	W 6200
	35	11	7,02	3,4	0,146	53 000	34 000	50,5	W 6300
12	18	4	0,527	0,265	0,011	75 000	48 000	2,7	W 62702
	21	5	1,51	0,9	0,039	70 000	43 000	5,4	W 62802
	21	7	1,51	0,9	0,039	70 000	43 000	7,6	W 62802
	24	6	2,51	1,46	0,042	67 000	40 000	10,5	W 62902
	28	8	4,42	2,36	0,102	60 000	36 000	18,5	W 6002
	32	10	5,72	3	0,127	53 000	34 000	34,5	W 6202
37	12	9,75	4,15	0,176	48 000	30 000	56,5	W 6302	
15	21	4	0,527	0,29	0,012	67 000	40 000	3,3	W 62702
	24	5	1,65	1,08	0,048	60 000	38 000	6,4	W 62802
	24	7	1,65	1,08	0,048	60 000	38 000	9,1	W 62802
	28	7	3,71	2,24	0,095	56 000	34 000	15	W 62902
	32	9	4,88	2,8	0,12	50 000	32 000	27,5	W 6002
	35	10	6,37	3,6	0,156	48 000	30 000	42	W 6202
42	13	9,95	5,4	0,232	40 000	26 000	78,5	W 6302	
17	23	4	0,559	0,34	0,015	60 000	38 000	3,6	W 62702
	26	5	1,78	1,27	0,054	56 000	34 000	7,3	W 62802
	26	7	1,78	1,27	0,054	56 000	34 000	10	W 62802
	30	7	3,97	2,55	0,108	50 000	32 000	16	W 62902
	35	10	4,94	3,15	0,137	45 000	28 000	36,5	W 6003
	40	12	8,06	4,75	0,2	40 000	26 000	62	W 6203
47	14	11,7	6,55	0,28	36 000	22 000	109	W 6303	
20	27	4	0,674	0,39	0,017	60 000	32 000	5,4	W 62704
	32	7	3,12	2,08	0,079	48 000	30 000	16	W 62804
	32	10	3,12	2,08	0,079	48 000	30 000	23	W 62804
	37	9	5,53	3,65	0,156	43 000	26 000	33	W 62904
	42	12	9,36	5,1	0,212	38 000	24 000	62	W 6004
	47	14	12,5	6,55	0,28	36 000	22 000	102	W 6204
52	15	13,8	7,8	0,335	34 000	20 000	140	W 6304	

ANEXO F
RODAMIENTO W61801

1.6 Rodamientos rígidos de bolas de acero inoxidable d 10 – 20 mm



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación		
	d	B		C	C ₀			P ₀	Velocidad de referencia
mm		kN		kN		r. p. m.	g	-	
10 cont.	36	8	3,97	1,96	0,043	67 000	4 000	17,5	W 6008
	30	9	4,36	2,32	0,1	60 000	3 600	29	W 6209
	35	11	7,02	3,4	0,146	53 000	3 400	50,5	W 6310
12	18	4	0,527	0,265	0,011	75 000	4 800	2,7	W 61702
	21	5	1,53	0,9	0,039	70 000	4 300	5,4	W 61802
	21	7	1,54	0,9	0,039	70 000	4 300	7,8	W 6202
	24	6	2,51	1,46	0,042	67 000	4 000	10,5	W 62902
	28	8	4,42	2,36	0,102	60 000	3 600	18,5	W 6001
	32	10	5,72	3	0,127	53 000	3 400	34,5	W 6201
	37	12	9,75	4,15	0,176	48 000	3 000	56,5	W 6301
15	21	4	0,527	0,29	0,012	67 000	4 000	3,3	W 61702
	24	5	1,65	1,08	0,048	60 000	3 800	6,4	W 61802
	24	7	1,65	1,08	0,048	60 000	3 800	9,1	W 62802
	28	7	3,71	2,24	0,095	56 000	3 400	15	W 62902
	32	9	4,88	2,8	0,12	50 000	3 200	27,5	W 6002
	35	11	6,37	3,6	0,156	48 000	3 000	42	W 6202
	42	13	9,95	5,4	0,232	40 000	2 600	78,5	W 6302
17	23	4	0,559	0,34	0,015	60 000	3 800	3,6	W 61703
	26	5	1,78	1,27	0,054	56 000	3 400	7,3	W 61803
	26	7	1,78	1,27	0,054	56 000	3 400	10	W 62803
	30	7	3,97	2,55	0,108	50 000	3 200	16	W 62903
	35	10	4,94	3,15	0,137	45 000	2 800	36,5	W 6003
	40	12	8,06	4,75	0,2	40 000	2 600	62	W 6203
	47	14	11,7	6,55	0,28	36 000	2 200	109	W 6303
20	27	4	0,676	0,39	0,017	50 000	3 200	5,4	W 61704
	32	7	3,12	2,08	0,09	48 000	3 000	16	W 61804
	32	10	3,12	2,08	0,09	48 000	3 000	23	W 62804
	37	9	5,53	3,65	0,156	43 000	2 600	33	W 62904
	42	12	9,36	5,1	0,212	38 000	2 400	62	W 6004
	47	14	12,5	6,55	0,28	34 000	2 200	102	W 6204
	52	15	13,8	7,8	0,335	34 000	2 000	140	W 6304

ANEXO G
CILINDRO NEUMÁTICO 32 MM



Cuadro general de cilindros estándar

Cilindros normalizados

Tipo	Norma	Diámetro [mm]	Fuerza [N]	Carerra [mm]	Características especiales
Cilindro normalizado ISO/CECIS	ISO 1413	8 ... 25	39 ... 1870	1 ... 100	Para casi todas las secciones
Cilindro normalizado ISO/CECIS	ISO 1413	14 ... 25	121 ... 299	25 ... 100	Cuando se trata de un cilindro de aluminio reforzado con fibra de carbono

Cilindros compactos y de carrera corta

Tipo	Norma	Diámetro [mm]	Fuerza [N]	Carerra [mm]	Características especiales
Cilindro compacto ADN/ADR	ISO 21287	12 ... 25	64 ... 794	1 ... 100	Para casi todas las secciones, reversible, variación, espacio reducido
Cilindro compacto ADN/ADR	ISO 21287	12 ... 25	64 ... 794	1 ... 100	Modelos seleccionados según normativa ATIX
Cilindro compacto ANP	ISO 21287	20 ... 50	188 ... 1176	15 ... 80	Cuando se trata de un cilindro de aluminio reforzado con fibra de vidrio
Cilindro de aluminio ANK/ANC	ISO 15712	8 ... 100	75 ... 6712	15 ... 25	

Cilindros para aplicaciones especiales

Tipo	Norma	Diámetro [mm]	Fuerza [N]	Carerra [mm]	Características especiales
Cilindro compacto ISO/CECIS	ISO 21287	20 ... 80	111 ... 3016	1 ... 100	Disponible de longitud variable
Cilindro normalizado ISO/CECIS	ISO 15552	20 ... 100	1471 ... 4712	10 ... 2000	Cuando se trata de un cilindro de aluminio reforzado con fibra de carbono

Cilindros normalizados

Tipo	Norma	Diámetro [mm]	Fuerza [N]	Carerra [mm]	Características especiales
Cilindro normalizado ISO/CECIS	ISO 15552	12 ... 25	64 ... 794	1 ... 100	Para casi todas las secciones, reversible, variación
Cilindro normalizado ISO/CECIS	ISO 15552	20 ... 100	1471 ... 4712	10 ... 2000	Cuando se trata de un cilindro de aluminio reforzado con fibra de carbono

Cilindros de aluminio

Tipo	Diámetro [mm]	Fuerza [N]	Carerra [mm]	Nota del sector
Acción frontal ISO/CECIS	8 ... 63	20 ... 1870	1 ... 100	Para el uso de gas presurizado, impulso repetitivo, montaje rápido y portátil

Nota:
El cuadro general presenta únicamente una muestra de la gama de cilindros de Festo. Para obtener información sobre otros cilindros, véase el catálogo en www.festo.com

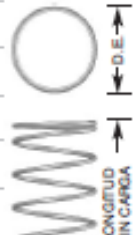
ANEXO H
RESORTES

RESORTES DE COMPRESIÓN: CARGA LIGERA/LITE PRESSURESM

EXTREMOS SIN RECTIFICAR • Acero Inoxidable 316 (Pasivado y Limpiado Ultra sónico)

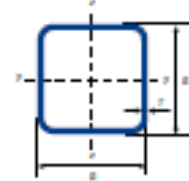
NÚMERO DE PARTE	DIÁMETRO EXTERIOR		AGUJERO DE TRABAJO		DIÁMETRO DE POSTE		DIÁMETRO DE ALAMBRE		PRESIÓN @ 80% DEFLEXIÓN		CARGA A ALTURA SÓLIDA		LONGITUD SIN CARGA		CONSTANTE		ALTURA SÓLIDA		GRUPO PRECIO
	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PULG.	MM	PSI	KPa	LBS.	KG	PULG.	MM	LBS/PULG.	KG/MM	PULG.	MM	
	Inoxidable 316																		
LP 035L 01													0.750	19.05	3.537	0.063	0.208	5.28	P
LP 035L 02													1.000	25.40	2.549	0.046	0.248	6.29	P
LP 035L 03	.600	15.24	.625	15.88	.500	12.70	.035	.89	5	35	1.917	.870	1.250	31.75	1.993	0.036	0.288	7.31	R
LP 035L 04													1.500	38.10	1.635	0.029	0.328	8.32	R
LP 035L 05													1.750	44.45	1.387	0.025	0.367	9.33	R
LP 035L 06													2.000	50.80	1.204	0.021	0.407	10.35	R
LP 026LM 01													0.750	19.05	0.970	0.017	0.147	3.75	S
LP 026LM 02													1.000	25.40	0.707	0.013	0.173	4.40	S
LP 026LM 03	.630	16.00	.656	16.66	.531	13.49	.026	.66	1.5	10	.584	.265	1.250	31.75	0.566	0.010	0.199	5.06	S
LP 026LM 04													1.500	38.10	0.458	0.008	0.225	5.72	S
LP 026LM 05													1.750	44.45	0.390	0.007	0.251	6.37	S
LP 026LM 06													2.000	50.80	0.339	0.006	0.277	7.03	U
LP 029LM 01													0.750	19.05	1.647	0.029	0.159	4.03	S
LP 029LM 02													1.000	25.40	1.196	0.021	0.186	4.72	S
LP 029LM 03	.630	16.00	.656	16.66	.531	13.49	.029	.74	2.5	17	.974	.442	1.250	31.75	0.939	0.017	0.213	5.40	S
LP 029LM 04													1.500	38.10	0.773	0.014	0.240	6.09	S
LP 029LM 05													1.750	44.45	0.657	0.012	0.267	6.78	S
LP 029LM 06													2.000	50.80	0.571	0.010	0.294	7.46	U
LP 032LM 01													0.750	19.05	2.385	0.043	0.178	4.53	S
LP 032LM 02													1.000	25.40	1.726	0.031	0.210	5.33	S
LP 032LM 03	.630	16.00	.656	16.66	.531	13.49	.032	.81	3.5	24	1.364	.619	1.250	31.75	1.352	0.024	0.241	6.12	S
LP 032LM 04													1.500	38.10	1.111	0.020	0.273	6.92	S
LP 032LM 05													1.750	44.45	0.943	0.017	0.304	7.72	S
LP 032LM 06													2.000	50.80	0.819	0.015	0.335	8.52	U
LP 035LM 01													0.750	19.05	3.202	0.057	0.202	5.14	S
LP 035LM 02													1.000	25.40	2.307	0.041	0.240	6.10	S
LP 035LM 03	.630	16.00	.656	16.66	.531	13.49	.035	.89	4.5	31	1.753	.795	1.250	31.75	1.804	0.032	0.278	7.06	S
LP 035LM 04													1.500	38.10	1.480	0.026	0.316	8.01	S
LP 035LM 05													1.750	44.45	1.255	0.022	0.353	8.97	S
LP 035LM 06													2.000	50.80	1.090	0.019	0.391	9.93	U
LP 038LM 01													0.750	19.05	4.120	0.074	0.230	5.84	S
LP 038LM 02													1.000	25.40	2.958	0.053	0.275	7.00	S
LP 038LM 03	.630	16.00	.656	16.66	.500	12.70	.038	.97	5.5	38	2.143	.972	1.250	31.75	2.307	0.041	0.321	8.15	S
LP 038LM 04													1.500	38.10	1.891	0.034	0.366	9.31	S
LP 038LM 05													1.750	44.45	1.602	0.029	0.412	10.47	S
LP 038LM 06													2.000	50.80	1.389	0.025	0.458	11.62	U
LP 026M 01													0.750	19.05	0.776	0.014	0.153	3.89	S
LP 026M 02													1.000	25.40	0.566	0.010	0.181	4.60	S
LP 026M 03	.660	16.76	.687	17.45	.563	14.29	.026	.66	1	7	.463	.210	1.250	31.75	0.445	0.008	0.209	5.31	S
LP 026M 04													1.500	38.10	0.367	0.007	0.237	6.02	S

RESORTES DE COMPRESIÓN



ANEXO I
PERFIL CUADRADO

Gama de producto: FRÍO



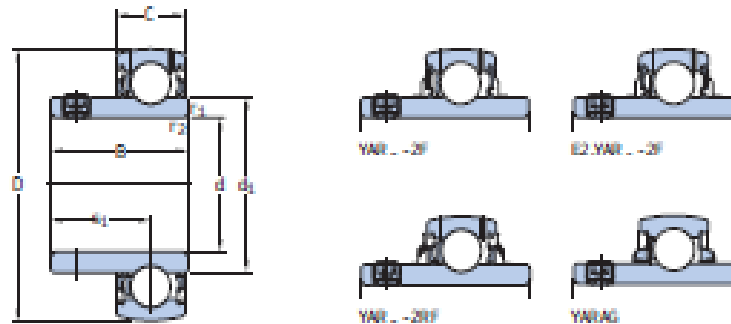
Gama perfil tubular en frío - cuadrado

DIMENSION EXTERNA DE LADOS		GRADO DE ACABADO	PESA LINEAL	ÁREA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSION	ÁREA SECCION EXTERNA	ÁREA SECCION INTERNA	LONGITUD NOMINAL POR TONELADA	PESO SUPERFICIE EXTERNA
B	B	T	M	A	L	L	L	L	Wp	Wp	Wp	Wp	I	C	A1	A2	m	A ₂
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ²	cm ²		kg/m ²
20	20	1,5	0,826	1,05	0,583	0,583	0,744	0,744	0,583	0,583	0,715	0,715	0,985	0,884	0,075	1,211	711	
20	20	2	1,05	1,34	0,692	0,692	0,720	0,720	0,692	0,692	0,877	0,877	1,21	1,06	0,073	953	547	
20	20	2,5	1,25	1,59	0,766	0,766	0,694	0,694	0,694	0,766	1,00	1,00	1,39	1,19	0,071	802	449	
20	20	3	1,42	1,81	0,809	0,809	0,669	0,669	0,809	0,809	1,10	1,10	1,52	1,27	0,070	704	385	
22	22	1,5	0,920	1,17	0,800	0,800	0,826	0,826	0,727	0,727	0,885	0,885	1,34	1,10	0,083	1,087	707	
22	22	2	1,18	1,50	0,961	0,961	0,801	0,801	0,874	0,874	1,09	1,09	1,66	1,33	0,081	851	542	
25	25	1,5	1,06	1,35	1,22	1,22	0,949	0,949	0,973	0,973	1,17	1,17	2,01	1,47	0,095	942	702	
25	25	2	1,36	1,74	1,48	1,48	0,924	0,924	1,19	1,19	1,47	1,47	2,53	1,80	0,093	733	536	
25	25	2,5	1,64	2,09	1,69	1,69	0,899	0,899	1,35	1,35	1,71	1,71	2,96	2,07	0,091	610	438	
25	25	3	1,89	2,41	1,84	1,84	0,874	0,874	1,47	1,47	1,91	1,91	3,32	2,27	0,090	529	372	
25	25	4	2,31	2,95	2,00	2,00	0,823	0,823	1,60	1,60	2,19	2,19	3,80	2,51	0,086	432	293	
30	30	1,5	1,30	1,65	2,20	2,20	1,15	1,15	1,46	1,46	1,74	1,74	3,57	2,21	0,115	771	685	
30	30	2	1,68	2,14	2,72	2,72	1,13	1,13	1,81	1,81	2,21	2,21	4,54	2,75	0,113	596	529	
30	30	2,5	2,03	2,59	3,16	3,16	1,10	1,10	2,10	2,10	2,61	2,61	5,40	3,20	0,111	492	430	
30	30	3	2,36	3,01	3,50	3,50	1,08	1,08	2,34	2,34	2,96	2,96	6,15	3,58	0,110	403	365	
30	30	4	2,94	3,75	3,97	3,97	1,03	1,03	2,64	2,64	3,50	3,50	7,30	4,11	0,106	340	284	
35	35	1,5	1,53	1,95	3,60	3,60	1,36	1,36	2,05	2,05	2,43	2,43	5,78	3,09	0,125	653	691	
35	35	2	1,99	2,54	4,51	4,51	1,33	1,33	2,58	2,58	3,09	3,09	7,41	3,89	0,123	502	525	
35	35	2,5	2,42	3,09	5,29	5,29	1,31	1,31	3,02	3,02	3,69	3,69	8,89	4,58	0,121	412	425	
35	35	3	2,83	3,61	5,95	5,95	1,28	1,28	3,40	3,40	4,23	4,23	10,2	5,18	0,120	353	359	
35	35	4	3,57	4,55	6,93	6,93	1,23	1,23	3,96	3,96	5,11	5,11	12,4	6,09	0,126	280	278	
38	38	2	2,18	2,78	5,88	5,88	1,46	1,46	3,10	3,10	3,70	3,70	9,60	4,67	0,145	459	523	
38	38	2,5	2,66	3,39	6,94	6,94	1,43	1,43	3,65	3,65	4,44	4,44	11,6	5,53	0,143	376	423	
38	38	3	3,12	3,97	7,85	7,85	1,41	1,41	4,13	4,13	5,10	5,10	13,3	6,28	0,142	321	357	
40	40	1,5	1,77	2,25	5,49	5,49	1,56	1,56	2,75	2,75	3,22	3,22	8,75	4,13	0,155	566	688	
40	40	2	2,31	2,94	6,94	6,94	1,54	1,54	3,47	3,47	4,13	4,13	11,3	5,23	0,153	434	521	
40	40	2,5	2,82	3,59	8,22	8,22	1,51	1,51	4,11	4,11	4,97	4,97	13,6	6,21	0,151	355	422	
40	40	3	3,30	4,21	9,32	9,32	1,49	1,49	4,66	4,66	5,72	5,72	15,8	7,07	0,150	303	356	
40	40	4	4,20	5,35	11,1	11,1	1,44	1,44	5,54	5,54	7,01	7,01	19,4	8,48	0,146	238	273	
40	40	5	4,99	6,36	12,3	12,3	1,39	1,39	6,13	6,13	8,02	8,02	22,3	9,48	0,143	200	225	
42	42	3	3,49	4,45	11,0	11,0	1,57	1,57	5,22	5,22	6,38	6,38	18,4	7,92	0,158	286	355	
42	42	4	4,45	5,67	13,1	13,1	1,52	1,52	6,24	6,24	7,86	7,86	22,8	9,54	0,154	225	272	
42	42	5	5,30	6,76	14,6	14,6	1,47	1,47	6,96	6,96	9,04	9,04	26,4	10,7	0,151	189	223	
45	45	1,5	2,00	2,55	7,96	7,96	1,77	1,77	3,54	3,54	4,13	4,13	12,6	5,31	0,175	499	685	
45	45	2	2,62	3,34	10,1	10,1	1,74	1,74	4,50	4,50	5,32	5,32	16,3	6,77	0,173	382	519	
45	45	2,5	3,21	4,09	12,1	12,1	1,72	1,72	5,36	5,36	6,43	6,43	19,8	8,09	0,171	312	419	
45	45	3	3,77	4,81	13,8	13,8	1,69	1,69	6,12	6,12	7,44	7,44	23,0	9,27	0,170	265	353	
45	45	4	4,83	6,15	16,6	16,6	1,64	1,64	7,38	7,38	9,22	9,22	28,7	11,3	0,166	207	270	
45	45	5	5,77	7,36	18,7	18,7	1,59	1,59	8,31	8,31	10,7	10,7	33,3	12,8	0,163	173	221	
48	48	3	4,06	5,17	17,0	17,0	1,82	1,82	7,10	7,10	8,58	8,58	28,2	10,7	0,182	246	352	
50	50	1,5	2,24	2,85	11,1	11,1	1,97	1,97	4,43	4,43	5,15	5,15	17,4	6,65	0,195	447	683	
50	50	2	2,93	3,74	14,1	14,1	1,95	1,95	5,66	5,66	6,66	6,66	22,6	8,51	0,193	341	517	
50	50	2,5	3,60	4,59	16,9	16,9	1,92	1,92	6,78	6,78	8,07	8,07	27,5	10,2	0,191	278	417	
50	50	3	4,25	5,41	19,5	19,5	1,90	1,90	7,79	7,79	9,39	9,39	32,1	11,8	0,190	236	351	

Posibilidad de fabricar otras medidas y en otros aceros, bajo consulta.

ANEXO J
RODAMIENTO YAT205

2.2 Rodamientos Y con prisioneros, ejes en pulgadas d $\frac{1}{2}$ –1 $\frac{11}{16}$ pulg. 12,7 – 42,863 mm



YAT

Dimensiones principales							Capacidad de carga básica dinámica C	Capacidad de carga básica estática C ₀	Carga límite de fatiga P ₀	Velocidad límite con tolerancia del eje hd	Masa kg	Designación
d	D	B	C	d ₁	r _{1,2}							
pulg./mm	mm			-	mm.	kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-	
$\frac{1}{2}$ 12,7	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	95,6	4,75	0,2	9 500	0,12	YAR 203-008-2F
$\frac{1}{4}$ 21,875	40	22,5	12	24,2	16	0,3	95,6	4,75	0,2	9 500	0,1	YAT 203-010
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	95,6	4,75	0,2	9 500	0,11	YAR 203-010-2F
$\frac{3}{4}$ 19,05	47	25,5	14	26,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAT 204-012
	47	31	14	26,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	E2.YAR 204-012-2F
	47	31	14	26,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,17	YAR 204-012-2F
	47	31	14	26,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,16	YAR 204-012-2F(VAR)
	47	31	14	26,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,16	YAR 204-012-2R1
	47	31	14	26,2	18,3	0,6	10,8	6,55	0,28	5 000	0,16	YAR 204-012-2R1(VAR)
	47	31	14	26,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,16	YAR 204-012-2R1(VAR)S
$\frac{1}{2}$ 22,225	52	27,2	15	33,7	19,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,17	YAT 205-014
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,21	E2.YAR 205-014-2F
$\frac{3}{4}$ 21,813	52	27,2	15	33,7	19,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,18	YAT 205-015
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,2	E2.YAR 205-015-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,21	YAR 205-015-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,21	YAR 205-015-2R1(VAR)S
1 25,4	52	27,2	15	33,7	19,5	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,16	YAT 205-100
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,18	E2.YAR 205-100-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	YAR 205-100-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	YAR 205-100-2F(VAR)
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,19	YAR 205-100-2R1
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,19	YAR 205-100-2R1(VAR)
$1\frac{1}{4}$ 26,988	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,34	E2.YAR 206-101-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,34	YAR 206-101-2F
$1\frac{3}{4}$ 28,573	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,32	E2.YAR 206-102-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,34	YAR 206-102-2F
	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	1 200	0,31	YARAG 206-1-02

E2 → Rodamiento energéticamente eficiente SKF

ANEXO K
ACTUADOR DE GIRO

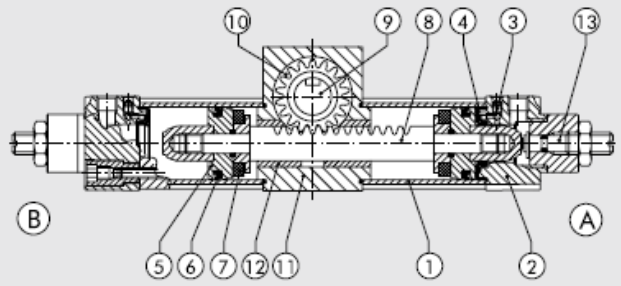
DATOS TÉCNICOS		32	40	50	63	80	100
Juntas		NBR					
Presión de trabajo	bar	10					
	MPa	1					
	psi	145					
Temperatura de trabajo	°C	-10 ÷ +80					
Fluido		Aire filtrado con o sin lubricante.					
		Si se utiliza aire lubricado la lubricación debe ser continua.					
Dímetros	mm	Ø 32 ; Ø 40 ; Ø 50 ; Ø 63 ; Ø 80 ; Ø 100					
Angulo de rotación		90°; 180°; 270°; 360°					
Tipo de construcción		Perfil extruido					
Ejecuciones		Standard magnético amortiguado					
Carga axial	N	2500	2800	4500	5600	8500	12200
Momento máx. (a 6 bar - 0.6 Mpa)	Nm	4.5	12.5	16	32	70	120

Nota: el producto se suministra con pistón con final de carrera negativo (próximo a la cabeza A). El primer ciclo compartirá por tanto el movimiento del pistón (hacia la cabeza B) con la consiguiente rotación antihoraria del pistón.

CILINDRO SIN REGULACIÓN DEL ÁNGULO DE ROTACIÓN:
 la tolerancia constructiva es de + 4°/- 0° respecto al valor nominal.
 Cilindro con regulación del ángulo de rotación: la regulación posible está en + 2°/- 20°.

COMPONENTES

- ① CAMISA: aleación aluminio perfilado yanodizado
- ② CULATAS: en aluminio fundido a presión
- ③ PUNZON: de amortiguación en OT 58 con sistemada seguridad escape punzón con total apertura
- ④ BÚFER + OR estáticos: NBR
- ⑤ PISTON: aleación aluminio
- ⑥ JUNTAS PISTON: Poliuretano
- ⑦ IMANES: plastoferrita
- ⑧ CREMALLERA: AISI 304
- ⑨ PIÑON macho/hembra: acero templado nitrurado
- ⑩ COJINETE DE ESFERA
- ⑪ CUERPO CENTRAL: aluminio oxidado
- ⑫ CASQUILLO de guía CREMALLERA: bronce sin-terizado autolubricante
- ⑬ TORNILLOS REGISTRO: acero



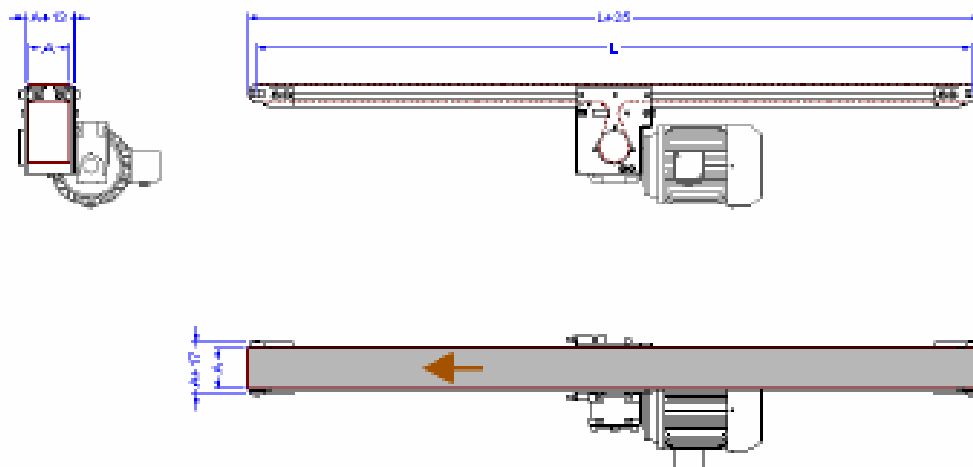
ANEXO L
ACOPLE FLEXIBLE

MKE-7			MKE-14	
	0.70 [Nm]	Nennmoment Nominal torque	1.80 [Nm]	
	380 [N/mrad]	Torsionssteife Torsional stiffness	600 [N/mrad]	
	75 [N/mm]	Laterale Federsteife Lateral spring stiffness	116 [N/mm]	
	17 [N/mm]	Axiale Federsteife Axial spring stiffness	36 [N/mm]	
	0.035 [mm]	Max. lateraler Wellenversatz Max. lateral shaft misalignment	0.036 [mm]	
	0.30 [mm]	Max. axialer Wellenversatz Max. axial shaft misalignment	0.17 [mm]	
	+1 [Grad]	Max. angulare Wellenversatz Max. angular shaft misalignment	+1 [Grad]	
	0.70 [10 ⁴ kgm ²]	Stichtmoment Inertia torque	0.72 [10 ⁴ kgm ²]	
	19 [g]	Masse Mass	21 [g]	
	1.3 [Nm]	Anzugsmoment der Schrauben Tightening torque of screws	1.3 [Nm]	
	17.4 [mm]	Stößkreis Swing circle	17.4 [mm]	

MKE-20			MKE-50	
	2 [Nm]	Nennmoment Nominal torque	5 [Nm]	
	1200 [N/mrad]	Torsionssteife Torsional stiffness	2400 [N/mrad]	
	90 [N/mm]	Laterale Federsteife Lateral spring stiffness	100 [N/mm]	
	13 [N/mm]	Axiale Federsteife Axial spring stiffness	20 [N/mm]	
	0.06 [mm]	Max. lateraler Wellenversatz Max. lateral shaft misalignment	0.04 [mm]	
	0.30 [mm]	Max. axialer Wellenversatz Max. axial shaft misalignment	0.20 [mm]	
	+1 [Grad]	Max. angulare Wellenversatz Max. angular shaft misalignment	+1 [Grad]	
	4.90 [10 ⁴ kgm ²]	Stichtmoment Inertia torque	5.10 [10 ⁴ kgm ²]	
	50 [g]	Masse Mass	52 [g]	
	2 [Nm]	Anzugsmoment der Schrauben Tightening torque of screws	2 [Nm]	
	27.5 [mm]	Stößkreis Swing circle	27.5 [mm]	

MKE-100			MKE-150	
	9 [Nm]	Nennmoment Nominal torque	75 [Nm]	
	4050 [N/mrad]	Torsionssteife Torsional stiffness	9000 [N/mrad]	
	103 [N/mm]	Laterale Federsteife Lateral spring stiffness	171 [N/mm]	
	11 [N/mm]	Axiale Federsteife Axial spring stiffness	28 [N/mm]	
	0.07 [mm]	Max. lateraler Wellenversatz Max. lateral shaft misalignment	0.07 [mm]	
	0.54 [mm]	Max. axialer Wellenversatz Max. axial shaft misalignment	0.51 [mm]	
	+1 [Grad]	Max. angulare Wellenversatz Max. angular shaft misalignment	+1 [Grad]	
	45.50 [10 ⁴ kgm ²]	Stichtmoment Inertia torque	49 [10 ⁴ kgm ²]	
	100 [g]	Masse Mass	106 [g]	
	4.50 [Nm]	Anzugsmoment der Schrauben Tightening torque of screws	4.50 [Nm]	
	41.1 [mm]	Stößkreis bei Bohrung-Ø = 20 Swing circle with bore-Ø = 20	41.1 [mm]	
	47.2 [mm]	Stößkreis bei Bohrung-Ø = 20 Swing circle with bore-Ø = 20	47.2 [mm]	

ANEXO M
BANDA TRANSPORTADORA

Transportador de banda para pequeñas cargas**CARACTERÍSTICAS DE LA CINTA**







- Longitud entre centros de tambores (L)	- 250 a 5.600mm
- Ancho de banda (A)	- 60 a 300mm
- Diámetro de tambor motriz	- 40mm
- Diámetro de tambor tensor	- 25mm
- Motorización	- Central (en posición vertical u horizontal)
- Velocidad	- 2,5 a 50 metros/minuto
- Bastidor	- Aluminio / acero inoxidable
- Guías laterales	- Fijas o regulables
- Capacidad de carga máxima	- 10 Kg
- Pies	- Regulables ± 50 mm.

ANEXO N
CILINDRO NEUMÁTICO CONFORMADO

Cilindros compactos AEVU

Cuadro general de productos

FESTO

Función	Ejecución	Tipo	Diámetro del émbolo	Carrera	Detección de posiciones	
			[mm]	[mm]		
Simple efecto	Tipo básico					
		AEVU	12	5, 10	1 ... 10	■
		Vástago simple	16, 20, 25, 32, 40	5, 10, 15, 20, 25	1 ... 25	
		Compresión	50, 63, 80, 100	10, 15, 20, 25	1 ... 25	
		AEVUZ	12	5, 10	1 ... 10	■
		Vástago simple	16, 20, 25, 32, 40	5, 10, 15, 20, 25	1 ... 25	
		Tracción	50, 63, 80, 100	10, 15, 20, 25	1 ... 25	
		AEVU-...-S2	12	-	1 ... 10	■
		Doble vástago Compresión	16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100	-	1 ... 25	
	Con vástago cuadrado (antigiro)					
		AEVULQ	16, 20, 25, 32, 40	5, 10, 15, 20, 25	1 ... 25	■
		Vástago simple Compresión	50, 63, 80, 100	10, 15, 20, 25	1 ... 25	
		AEVULQZ	16, 20, 25, 32, 40	5, 10, 15, 20, 25	1 ... 25	■
Vástago simple Tracción		50, 63, 80, 100	10, 15, 20, 25	1 ... 25		
	AEVULQ-...-S2	16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100	-	1 ... 25	■	
	Doble vástago Compresión					

ANEXO O
SOLDADURA

Soldadura INDURA

ELECTRODOS PARA ACEROS INOXIDABLES

INDURA 308L - AWS E-308L-16

Descripción:

El electrodo 308L posee un revestimiento rutilico, lo que lo hace apto para soldar con CA o CC, electrodo positivo. Este electrodo se caracteriza por un arco estable de transferencia spray, cuyo depósito es de excelente forma y apariencia. La escoria se desprende fácilmente, además de tener muy buena reanudación de arco por lo que se aconseja usarlo en soldadura intermitente. El depósito es de acero inoxidable austenítico.

Características:

- Electrodo para aceros inoxidable austeníticos
- Revestimiento rutilico. Color blanco
- Toda posición
- Corriente continua, electrodo positivo o corriente alterna (CCEP,CA)
- Resistente a la corrosión intergranular

Usos:

El electrodo 308L ha sido diseñado principalmente para soldar aceros inoxidable austeníticos con un contenido extra bajo de carbono.

Aplicaciones Típicas:

- Aceros inox. 304, 304L, 308, 308L, 321, 347, 348
- Equipos químicos y petroquímicos
- Estanques que contengan productos químicos corrosivos



COMPOSICIÓN QUÍMICA DEL METAL DEPOSITADO	
C	0,02%
Mn	0,63%
Si	0,76 %
P	0,025%
S	0,008%
Cr	18,7%
Ni	10,0%
Mo	0,18%

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS DEL METAL DEPOSITADO	
Resistencia a la Tracción	560 Mpa
Agrietamiento en 50 mm	41%

AMPERAJES RECOMENDADOS										
Cod. SAP	Ref. AWS	Ref. Prov.	Diam. Electrodo		Long. Electrodo mm	Amperaje		Electrodo x kg aproximad o	Kg/Caja	
			pulg	mm		min	max			
2000325	E 308 L	E 308 L	3/32	2,4	300	60	90	59	25	
2000326	E 308 L	E 308 L	1/8	3,2	350	80	120	31	25	
2000327	E 308 L	E 308 L	5/32	4	350	120	150	21	25	
2000153	E 308 L	E 308 L	3/16	4,8	350	150	190	10	25	
2002060	E 308 L	E 308 L (1Kg)	1/8	3,2	350	80	120		25	
2001741	E 308 L	E 308 L (1Kg)	3/32	2,4	300	60	90		25	

ANEXO P
PLC

Características técnicas			
Módulos de E/S digitales	EM 221	EM 222	EM 222
Número de entradas/salidas	8 ED (DC)	8 SD (DC)	8 SD (relés)
Número de entradas	8	–	–
Tipo de entrada	24 V DC	–	–
Sumidero de corriente/fuente de corriente	x / x	–	–
Tensión de entrada	24 V DC, máx. 30 V	–	–
Aislamiento galvánico	sí	–	–
en grupos de	4 entradas	–	–
Número de salidas	–	8	8
Tipo de salida	–	DC 24 V	relés
Salida de corriente	–	0,75 A, conectables en paralelo en grupos para mayor potencia	2 A
Salida de tensión DC	–	20,4-28,8 V	5-30 V
(rango admisible) AC	–	–	5-250 V
Aislamiento galvánico	–	sí	sí
en grupos de	–	4 salidas	4 salidas
Regleta de conexión desenchufable	sí	sí	sí
Dimensiones (A x A x P en mm)	46 x 80 x 62	46 x 80 x 62	46 x 80 x 62

Módulo de E/S digitales	EM 221	EM 222	EM 222
Número de entradas/salidas	16 ED (DC)	4 SD (DC)	4 SD (relés)
Número de entradas	16	–	–
Tipo de entrada	24 V DC	–	–
Sumidero de corriente/fuente de corriente	x / x	–	–
Tensión de entrada	24 V DC, máx. 30 V	–	–
Aislamiento galvánico	sí	–	–
en grupos de	4 entradas	–	–
Número de salidas	–	4	4
Tipo de salida	–	24 V DC	relés
Salida de corriente	–	5 A máx. por salida, conectables en paralelo para mayor potencia	10 A máx. por salida
Salida de tensión DC (rango admisible) AC	–	20,4-28,8 V	12-250 V
Aislamiento galvánico	–	sí	sí
en grupos de	–	1 salida	1 salida
Regleta de conexión desenchufable	sí	sí	sí
Dimensiones (A x A x P en mm)	71,2 x 80 x 62	46 x 80 x 62	46 x 80 x 62

ANEXO Q
SENSOR DE MAGNETICO

Position transmitters SMAT-8M, for T-slot

Technical data

FESTO

Function

Normal operation



General technical data	
Design	For T-slot
Certification	c UL us - Listed (OL) RCM trademark
CE marking (see declaration of conformity)	To EU EMC Directive ¹⁾
Special features	Oil resistant
Note on materials	RoHS-compliant Halogen-free

1) For information about the applicability of the component see the manufacturer's EC declaration of conformity at: www.festo.com/sp → User documentation.
If the component is subject to restrictions on usage in residential, office or commercial environments or small businesses, further measures to reduce the emitted interference may be necessary.

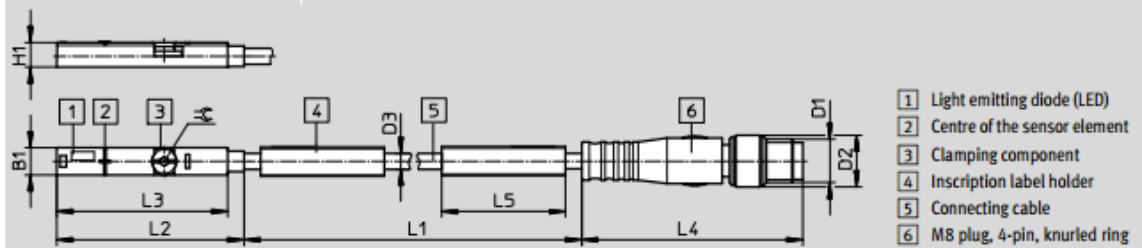
Input signal/measuring element	
Measuring principle	Magnetic
Position measuring range [mm]	≤ 40 ²⁾

Position transmitters SMAT-8M, for T-slot

Technical data

FESTO





Dimensions Download CAD data → www.festo.com



B1	D1	D2	D3	H1	L1	L2	L3	L4	L5	$\approx C$
5	M8x1	9.6	2.9	4.6	300	34.8	31.8	41.1	23	1.5

Ordering data					
Size	Analogue output [V]	Electrical connection	Cable length [m]	Part No.	Type
	0 ... 10	M8 plug, 4-pin, rotatable thread	0.3	553744	SMAT-8M-U-E-0,3-M8D

ANEXO R
FUENTE DE ALIMENTACIÓN

SITOP PSU100S, 1-phase						
						
Output voltage/current	12 V/7 A	12 V/14 A	24 V/2.5 A	24 V/5 A	24 V/10 A	
Order No. ²⁾	6EP1 322-2BA00	6EP1 323-2BA00	6EP1 332-2BA20	6EP1 333-2BA20	6EP1 334-2BA20	
Input voltage	– Rated value 120/230 V AC – Range 85 ... 132/170 ... 264 V AC, automatic range switchover					
Line frequency	– Rated value 50/60 Hz					
Mains buffering	20 ms (at 93/187 V AC)					
Input current	– Rated value at 120 V/230 V AC 1.73 A/0.99 A – Inrush current (25 °C) < 45 A – Recommended MCB From 6 A, C characteristic		3.24 A/1.41 A < 60 A From 10 A, C characteristic		1.25 A/0.74 A < 33 A From 3 A, C characteristic	
					2.34 A/1.36 A < 40 A From 6 A, C characteristic	
					4.49 A/1.91 A < 60 A From 10 A, C characteristic	
Output voltage	– Rated value 12 V DC – Tolerance ± 3% – Adjustment range 11.5 ... 15.5 V DC		24 V DC ± 3% 22.8 ... 28 V DC			
Output current	– Rated value 7 A – Continuously up to +45 °C 7 A – Derating from +55 °C (5%/K)	14 A 14 A from +55 °C (5%/K)	2.5 A 3 A from +60 °C (3%/K)	5 A 6 A from +60 °C (3%/K)	10 A 12 A from +60 °C (3%/K)	
Overload response	Extra Power: 1.5 x rated output current for 5 s/min					
Switching in parallel	Yes					
Efficiency at rated value, approx.	84%	87%	85%	88%	90%	
Short-circuit protection	Constant current characteristic					
Radio interference suppression (EN 55022)	Class B					
Radio interference suppression (EN 61000-3-2)	Yes		not applicable		Yes	
Degree of protection EN 60529	IP20					

ANEXO S
GRASA LUBRICANTE



Rodamientos

Indicaciones para la elección	Denominación del producto	Aceite base/ espesante	Campo de temperatura de servicio* (°C)	Densidad a 20 °C (g/cm³)	Viscosidad del aceite base DIN 51 562 parte 1 (mm²/s)		Color
					a	a	
					40 °C	100 °C	
Grasa lubricante con amplio campo de temperaturas de servicio Conforme a NSF H 1 Exenta de aceite mineral	Klübersynth UH1 64-62	Aceite de hidrocarburo sintético, aceite éster/ silicato	- 40 a 150	0,92	65	10	Beige
Grasa de funcionamiento suave con buena resistencia a bajas temperaturas NSF H1 sintética	Klübersynth UH1 14-31	Aceite de hidrocarburo sintético, aceite éster/ jabón complejo de aluminio	- 45 a 120	0,90	30	6	Blanco
Grasa adherente Conforme a NSF H1 Exenta de aceite mineral	Klübersynth UH1 64-1302	Aceite de hidrocarburo sintético/ silicato	- 10 a 150	0,99	1.300	100	Beige
Grasa de larga duración en altas temperaturas NSF H1	BARRIERA L 55/2	PFPT / PTFE	- 40 a 260	1,96	420	40	Blanco

ANEXO T
LUBRICANTE MOTOREDUCTOR


Engranajes



Indicaciones para la elección	Denominación del producto	Aceite base	Temperatura de servicio* (°C)	ISO VG		Densidad DIN 51 757 a 20 °C (g/m ³)
				DIN 51 519	-	
Aceites para engranajes sintéticos a temperaturas normales	KÜberoil 4 UH1-150 N	Aceite de hidrocarburo sintético, aceite éster	- 30 a 120	150	-	0,85
	KÜberoil 4 UH1-220 N	Aceite de hidrocarburo sintético, aceite éster	- 30 a 120	220	-	0,85
	KÜberoil 4 UH1-460 N	Aceite de hidrocarburo sintético, aceite éster	- 30 a 120	460	-	0,85
Aceites sintéticos de larga duración en altas temperaturas de engranajes	KÜbersynth UH1 6-150	Aceite políglicol	- 35 a 160	150	-	1,05
	KÜbersynth UH1 6-220	Aceite políglicol	- 30 a 160	220	-	1,05
	KÜbersynth UH1 6-460	Aceite políglicol	- 30 a 160	460	-	1,05
Aceites multiuso para engranajes	KÜberoil GEM 1-150 N	Aceite mineral	- 5 a 100	150	-	0,85
	KÜberoil GEM 1-220 N	Aceite mineral	- 5 a 100	220	-	0,85
	KÜberoil GEM 1-460 N	Aceite mineral	0 a 100	460	-	0,85

Indicaciones para la elección	Denominación del producto	Aceite base/ espesante	Campo de temperatura de servicio* (°C)	Densidad a 20 °C (g/cm ³)	Viscosidad del aceite base DIN 51 562 parte 1 (mm ² /s)		Color
					a -	a -	
Grasa sintética fluida para engranajes	KÜbersynth UH1 14-1600	Aceite de hidrocarburo sintético/ jabón complejo de Al	- 45 a 120	0,85	160	21	Amarillo claro
Conforme a NSF H1							
Aceites base exentos de aceite mineral							

ANEXO U
PLANOS

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016


AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES




Yo JUAN PABLO BARRERA BARRAGÁN, en calidad de titular de la obra DISEÑO DE UNA MÁQUINA AUTOMATIZADA PARA LA PRODUCCIÓN DE EMPANADAS, elaborada en el año 2016, autorizo al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que me corresponde y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autor manifestamos conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autor establezco las siguientes condiciones de uso de mi obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

	Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.	<input checked="" type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.	<input type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.	<input type="checkbox"/>

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a su autor.

De igual forma como autor autorizo la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:

AUTORIZO	SI	NO
La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso	X	
La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación	X	

Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaré, en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso.	SI	NO
		X

Para constancia se firma el presente documento en Bogotá, a los 28 días del mes de Julio del año 2017

EL AUTOR:

Autor 1

Nombres	Apellidos
JUAN PABLO	BARRERA BARRGÁN
Documento de identificación No	Firma
1.020.766.558	