



UNIVERSIDAD UTE

**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA E
INDUSTRIAS**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRAPADORA AUTOMÁTICA DE
CALENDARIOS PARA LA IMPRENTA “VISIÓN VISUAL”**

**TRABAJO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

BRYAN MAURICIO SEVILLA CUEVA

DIRECTOR: ING. GUILLERMO MOSQUERA

Quito, septiembre del 2022

© Universidad UTE. 2022

Reservados todos los derechos de reproducción

FORMULARIO DE REGISTRO BIBLIOGRÁFICO

PROYECTO DE TITULACIÓN

DATOS DE CONTACTO	
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1718789231
APELLIDO Y NOMBRES:	Sevilla Cueva Bryan Mauricio
DIRECCIÓN:	Conjunto puente de piedra II, Conocoto
EMAIL:	bryansevilla@outlook.com
TELÉFONO FIJO:	02 2074 791
TELÉFONO MOVIL:	098 2234 232

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA GRAPADORA AUTOMÁTICA DE CALENDARIOS PARA LA IMPRENTA "VISIÓN VISUAL"
AUTOR O AUTORES:	Sevilla Cueva Bryan Mauricio

FECHA DE ENTREGA DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	29 de septiembre de 2022
DIRECTOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	Ing. Guillermo Mosquera Canchingre
PROGRAMA	PREGRADO <input checked="" type="checkbox"/> POSGRADO <input type="checkbox"/>
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero en Mecatrónica
RESUMEN: Mínimo 250 palabras	<p>El proyecto que se presenta corresponde a una grapadora automática de calendarios, la cual mediante dispositivos mecánicos y electrónicos simplifica la actividad de grapado. Se halla la necesidad de diseñar una máquina que facilite ese tipo de trabajo, cuando el gerente logra identificar que dentro del proceso de grapado existe desperdicio de los recursos de la empresa a la que se le propone la solución. Para iniciar el diseño de la máquina, se estudió a fondo el proceso de grapado y con los datos recopilados se logró realizar un diseño que esté totalmente acorde con las necesidades de producción que tiene la empresa. El proyecto incorpora el diseño y la simulación de la máquina grapadora de calendarios para la imprenta "VISIÓN VISUAL"; incluye el diseño de varios sistemas los cuales son: sistema electrónico, sistema mecánico y sistema neumático. El diseño apuntó también a usar materiales que no se desgasten hasta que al menos la inversión se haya recuperado, bajo costo y que no representen un problema a la hora de hacer mantenimiento preventivo o correctivo. La metodología de desarrollo</p>

se fundamentó en el modelo en “V”, el cual sugiere un desarrollo concurrente tanto en análisis, diseño y construcción. Para el cumplimiento del objetivo se realizaron todos los cálculos pertinentes en cuanto a la selección de materiales y elementos mecánicos, eléctricos y neumáticos para determinar la viabilidad de cada uno. Asimismo, se realizaron varias simulaciones en software CAD y CAE, la selección de la alternativa más viable se fundamentó en la observación detallada del proceso y del deseo de que la productividad se incremente. Posteriormente, se realizó la simulación del modelo en base a los resultados que arrojaron las herramientas informáticas usadas, en esta fase fue primordial encontrar las alternativas más beneficiosas para el cliente; teniendo en cuenta el factor económico, rendimiento y desempeño para de esta forma, ofertar una máquina confiable.

PALABRAS CLAVES:

CAD, CAE, automatización, modelo en “V”, grapadora de calendarios

ABSTRACT:

The project presented corresponds to an automatic calendar stapler, which through mechanical and electronic devices simplifies the stapling activity. The need to design a machine that facilitates this type of work is found, when the manager manages to identify that within the stapling process there is a waste of the resources of the company to which the solution is proposed. To start the design of the machine, the stapling process was thoroughly studied and with the data collected it was possible to make a design that is fully in line with the production needs of the company. The project incorporates the design and simulation of the calendar stapling machine for the “VISION VISUAL”

printing press; It includes the design of several systems which are: electronic system, mechanical system and pneumatic system. The design also aimed to use materials that do not wear out until at least the investment has been recovered, low cost and that do not represent a problem when doing preventive or corrective maintenance. The development methodology was based on the "V" model, which suggests concurrent development in analysis, design and construction. To fulfill the objective, all the pertinent calculations were made regarding the selection of materials and mechanical, electrical and pneumatic elements to determine the viability of each one. Likewise, several simulations were carried out in CAD and CAE software, the selection of the most viable alternative was based on the detailed observation of the process and the desire for productivity to increase. Subsequently, the simulation of the model was carried out based on the results of the computer tools used, in this phase it was essential to find the most beneficial alternatives for the client; taking into account the economic factor, performance and performance in order to offer a reliable machine.

KEYWORDS

CAD, CAE, automation, Model in "V", stapler of calendars

Se autoriza la publicación de este Proyecto de Titulación en el Repositorio Digital de la Institución.



SEVILLA CUEVA BRYAN MAURICIO

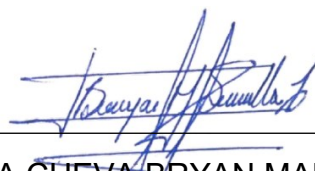
C.I. 1718789231

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **SEVILLA CUEVA BRYAN MAURICIO**, C.I. 1718789231, autor del proyecto titulado: **Diseño y simulación de una grapadora automática de calendarios para la imprenta “Visión Visual”** previo a la obtención del título de **INGENIERO EN MECATRÓNICA** en la Universidad UTE.

1. Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las Instituciones de Educación Superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de graduación para que sea integrado al Sistema Nacional de información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.
2. Autorizo a la BIBLIOTECA de la Universidad UTE a tener una copia del referido trabajo de graduación con el propósito de generar un Repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Quito, 12 de febrero de 2022

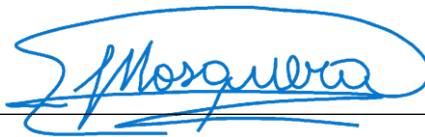


SEVILLA CUEVA BRYAN MAURICIO

C.I. 1718789231

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor de tesis de grado, certifico que el presente trabajo que lleva por título “**Diseño y simulación de una grapadora automática de calendarios para la imprenta “Visión Visual”**”, para aspirar al título de **Ingeniero en Mecatrónica** fue desarrollado por **Bryan Mauricio Sevilla Cueva**, bajo mi dirección y supervisión, en la Facultad de Ciencias de la Ingeniería e Industrias; y que dicho trabajo cumple con las condiciones requeridas para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del Jurado examinador que se designe.



Ing. Guillermo Mosquera, Msc.

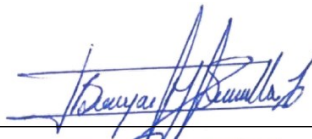
DIRECTOR DEL TRABAJO

C.I. 0802613059

DECLARACION JURAMENTADA DEL AUTOR

Yo **BRYAN MAURICIO SEVILLA CUEVA**, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en ese documento.

La Universidad UTE puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.



SEVILLA CUEVA BRYAN MAURICIO

C.I. 1718789231

CARTA DE CONFORMIDAD

Sres. Universidad UTE

De mi especial consideración:

Por medio de la presente quiero poner en conocimiento que recibí una copia del trabajo de titulación elaborado por el señor Bryan Mauricio Sevilla Cueva denominado "Diseño y simulación de una grapadora automática de calendarios para la imprenta "Visión Visual" proyecto presentado como trabajo de titulación en la carrera de Ingeniería en Mecatrónica de la Universidad UTE.

Asimismo, en mi calidad de gerente de la imprenta Visión Visual, yo Edison Alfonso Sevilla Bustos con CI 1707980957, después de haber recibido la explicación detallada del funcionamiento de la máquina, la aplicabilidad de la misma en mi negocio, la viabilidad de su instalación y su costo de fabricación, ratifico mi CONFORMIDAD con el trabajo elaborado por el diseñador ya que cumple con los requerimientos que se solicitó al inicio del estudio.

En honor a la verdad es todo cuanto puedo mencionar, y aprovecho para felicitar a la universidad por la clase de profesionales que está formando.

Quito, 22 de febrero de 2022.

Atentamente.



Edison Alfonso Sevilla B.
1707980957
Imprenta Vision Visual

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado principalmente a Dios y a mis padres Edison y Mónica quienes fueron el sustento moral, ético y económico de mi vida, a mis abuelitos maternos, a mis hermanos Israel y Juan Pablo quienes han sido mi fortaleza para seguir adelante, a mis tíos y primos y a todos quienes me apoyaron en el transcurso de mi vida estudiantil.

AGRADECIMIENTO

A Dios quien guía mis pasos desde que vi la luz de la universidad y me enseña que su tiempo es perfecto, a veces las cosas tardan en llegar, pero llegarán cuando él sepa que estamos listos para asumir esos merecimientos.

A mis padres quienes con esfuerzo sustentaron mi carrera, porque por ustedes también se está finalizando esta etapa de mi vida. Pido disculpas si no fue en la manera que se lo esperaron, pero, en fin, con todo amor este logro es para ustedes.

A mis mejores amigos, mis dos joyas y lo máspreciado de mi vida, hermanos míos Israel y Juan Pablo; mis pequeños espero ser la luz que guíe su proceder. Un título no nos hace mejores seres humanos eso recuérdelo, lo que nos ha forjado hasta aquí han sido los valores y las enseñanzas de nuestros padres y mientras sigamos ese ejemplo cualquier obstáculo es vencible, los amo con mi vida.

A mis abuelitos Marco y Gladys, ustedes que han sido testigos de cada esfuerzo y cada fracaso gracias por nunca perder la fe en mi los amo mucho, por fin hoy lo logré, lo logramos.

A todos mis tíos porque gracias a su ejemplo por fin hoy podrán decir que su sobrino es un profesional, Dios les pague por todo su apoyo, enseñanzas y complicidades. Los quiero mucho.

A mis otros mejores amigos, mis primos quienes me han demostrado que no siempre el primero es el mejor, gracias por su apoyo y cariño saben que siempre estaré ahí para ustedes.

A mi Paulita Roxette, que con cariño ha asumido el riesgo de quererme sin este título y que ha podido ver en mi más allá, hoy mi amor lo logramos gracias por esos meses de apoyo y ayuda eres la mejor, gracias por empujarme, te amo.

Y por último y no menos importante, a mis entrañables amigos de la universidad siempre los llevare en mi corazón gracias por su amistad.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	1
ABSTRACT	2
1. INTRODUCCIÓN	3
2. METODOLOGÍA Y DISEÑO	14
2.1. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES.....	15
2.2. SELECCIÓN DEL MOTOR.....	15
2.2.1. CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA.....	15
2.3. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR.....	16
2.4. DISEÑO DE LA CAJA REDUCTORA.....	22
2.4.1. CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE ENGRANAJES.....	22
2.5. ENGRANAJE CONDUCTOR NO. 1.....	24
2.5.1. DIÁMETRO PRIMITIVO.....	24
2.5.2. PASO CIRCULAR NORMAL.....	24
2.5.3. PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.....	25
2.5.4. ESPESOR DEL DIENTE.....	25
2.5.5. ADENDUM.....	25
2.5.6. DEDENDUM.....	25
2.5.7. ALTURA TOTAL.....	26
2.5.8. DIÁMETRO EXTERIOR.....	26
2.5.9. DIÁMETRO INTERIOR.....	26
2.5.10. ESPESOR DEL DIENTE.....	26
2.5.11. RADIO DE ENTALLE.....	27
2.5.12. ÁNGULO ENTRE DIENTES.....	27

2.6.	ENGRANAJE CONDUCTOR NO. 2.....	27
2.6.1.	DIÁMETRO PRIMITIVO.....	28
2.6.2.	PASO CIRCULAR NORMAL.....	28
2.6.3.	PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.....	28
2.6.4.	ESPELOR DEL DIENTE.....	29
2.6.5.	ADENDUM.....	29
2.6.6.	DEDENDUM.....	29
2.6.7.	ALTURA TOTAL.....	29
2.6.8.	DIÁMETRO EXTERIOR.....	30
2.6.9.	DIÁMETRO INTERIOR.....	30
2.6.10.	RADIO DE ENTALLE.....	30
2.6.11.	ÁNGULO ENTRE DIENTES.....	30
2.7.	CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE ENGRANAJES CONDUCIDOS.....	31
2.8.	ENGRANAJE CONDUCIDO NO. 1.....	32
2.8.1.	DIÁMETRO PRIMITIVO.....	32
2.8.2.	PASO CIRCULAR NORMAL.....	32
2.8.3.	PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.....	32
2.8.4.	ESPELOR DEL DIENTE.....	33
2.8.5.	ADENDUM.....	33
2.8.6.	DEDENDUM.....	33
2.8.7.	ALTURA TOTAL.....	33
2.8.8.	DIÁMETRO EXTERIOR.....	34
2.8.9.	DIÁMETRO INTERIOR.....	34
2.8.10.	ESPELOR DEL DIENTE.....	34
2.8.11.	RADIO DE ENTALLE.....	35

2.8.12.	ÁNGULO ENTRE DIENTES.	35
2.9.	ENGRANAJE CONDUcido NO. 2.	35
2.9.1.	DIÁMETRO PRIMITIVO.	35
2.9.2.	PASO CIRCULAR NORMAL.	36
2.9.3.	PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.	36
2.9.4.	ESPEsor DEL DIENTE.	36
2.9.5.	ADENDUM.	37
2.9.6.	DEDENDUM.	37
2.9.7.	ALTURA TOTAL.	37
2.9.8.	DIÁMETRO EXTERIOR.	37
2.9.9.	DIÁMETRO INTERIOR.	38
2.9.10.	ESPEsor DEL DIENTE.	38
2.9.11.	RADIO DE ENTALLE.	38
2.9.12.	ÁNGULO ENTRE DIENTES	38
2.10.	RELACIÓN DE VELOCIDAD DE LA CAJA REDUCTORA.	39
2.11.	CARGA TRANSMITIDA.	41
2.12.	SELECCIÓN DEL MATERIAL.	43
2.12.1.	DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE GEOMETRÍA.	44
2.12.2.	DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE SOBRECARGA.	44
2.12.3.	DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE TAMAÑO.	44
2.12.4.	DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA. 45	
2.12.5.	DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE PROPORCIÓN DEL PIÑÓN. 45	
2.12.6.	DETERMINACIÓN FACTOR POR ALINEAMIENTO DE ENGRANADO.	46
2.12.7.	CÁLCULO DEL FACTOR DE ESPEsor.	47

2.12.8.	FACTOR DINÁMICO DEL ENGRANE	47
2.12.9.	CÁLCULO DEL ESFUERZO FLEXIONANTE EN EL ENGRANE...	48
2.13.	EJES DE TRANSMISIÓN	49
2.13.1.	FACTOR POR TAMAÑO.	50
2.13.2.	FACTOR DE CONFIABILIDAD.....	50
2.13.3.	RESISTENCIA A LA FATIGA MODIFICADA.....	50
2.13.4.	VELOCIDAD DE LOS EJES.	51
2.13.5.	PAR DE TORSIÓN QUE DEBE TRANSMITIR EL EJE.....	51
2.13.6.	FUERZAS TANGENCIALES.....	52
2.13.7.	FUERZAS RADIALES.....	53
2.13.8.	REACCIONES EN LOS APOYOS.	54
2.13.9.	DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE.....	56
2.14.	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	59
2.15.	CUÑAS	60
2.16.	ESPESOR DE PARED BANDEJAS	61
2.17.	ACTUADOR NEUMÁTICO.....	61
2.17.1.	VALIDACIÓN FUERZA DEL CILINDRO	63
2.18.	CÁLCULO FUERZA PARA DEFORMAR LA GRAPA.	64
2.19.	DISEÑO DEL RESORTE AMORTIGUADOR.....	67
2.20.	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL.....	72
2.21.	SELECCIÓN DEL CONTROLADOR DEL PROCESO.	73
2.21.1.	PROGRAMACIÓN DEL CONTROLADOR	74
2.22.	DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y NEUMÁTICO	75
2.23.	CARACTERÍSTICAS DE LA CONEXIÓN ELÉCTRICA AL COMPRESOR.	82
2.23.1.	SELECCIÓN DE PROTECCIONES ELÉCTRICAS.....	82
2.23.2.	SELECCIÓN DEL CONDUCTOR.	83

2.24.	DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DE LA GRAPADORA	86
3.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	88
3.1.	COMPORTAMIENTO DE LOS ELEMENTOS SOMETIDOS A ANÁLISIS DE ELEMENTOS FÍNITOS	88
3.1.1.	SIMULACIÓN ESTÁTICA DEL SISTEMA DE ENGRANAJES	88
3.1.2.	SIMULACIÓN ESTÁTICA EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	90
3.2.	INTERFAZ HMI	91
3.3.	VELOCIDAD DE PRODUCCIÓN	92
3.4.	DESPERDICIO	93
3.5.	VOLUMEN DE PRODUCCIÓN	94
3.6.	REDUCCIÓN DE LA MANO DE OBRA.....	95
<u>3.7.</u>	<u>RETORNO DE LA INVERSIÓN</u>	<u>95</u>
3.8.	FORMA FINAL DE LA MÁQUINA	100
4.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	101
4.1.	CONCLUSIONES	101
4.2.	RECOMENDACIONES	101
BIBLIOGRAFÍA		102

ÍNDICE DE TABLAS

	PÁGINA
Tabla 1. Flujo de personal alta temporada.	4
Tabla 2. Resultados de incremento de producción y de mano de obra.	5
Tabla 3. Análisis de eficacia en el grapado de calendarios.	5
Tabla 4 Análisis de costos adicionales por mano de obra extra.	8
Tabla 5. Costo total mano de obra temporada alta vs. temporada baja.	8
Tabla 6. Resultado de gasto excedente en mano de obra.	8
Tabla 7. Dimensiones calendarios.	9
Tabla 8. Tipo de carga a la que se puede someter un motor.	16
Tabla 9. Catálogo serie 45 motores DC.	19
Tabla 10. Tabla de dimensiones motores DC Tercesa SL.	21
Tabla 11. Tabla de módulos y pasos unificados para engranajes.	23
Tabla 12. Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia	31
Tabla 13. Factores de sobrecarga	44
Tabla 14 Factor de tamaño.	45
Tabla 15. Características mecánicas de los aceros.	48
Tabla 16. Propiedades de los aceros al carbono	49
Tabla 17. Dimensiones de cuñas cuadradas	61
Tabla 18. Características de las cartulinas a ser grapadas.	62
Tabla 19 Tipos de grapas según su calibre.	63
Tabla 20. Constantes A y Sut	69
Tabla 21. Equivalentes decimales de calibres de alambres	69
Tabla 22. Condiciones de los extremos	71

Tabla 23. Características de entradas digitales PLC S7-1200	74
Tabla 24 Salidas digitales PLC S7-1200.	74
Tabla 25. Tabla de descripción de elementos diagrama neumático.	76
Tabla 26. Tabla de descripción de elementos diagrama de control	77
Tabla 27. Cuadro de demanda de aire	79
Tabla 28. Cuadro de demanda de aire (Consideraciones adicionales)	79
Tabla 29. Catálogo de compresores Atlas Copco	81
Tabla 30. Selección del cilindro en función de su fuerza.	84
Tabla 31. Catálogo de mangueras neumáticas.	85
Tabla 32. Factores que influyen en selección de HMI.	86
Tabla 33. Ahorro de mano de obra mensual	95
Tabla 34. Presupuesto construcción de la máquina.	96

ÍNDICE DE FIGURAS

	PÁGINA
Figura 1. Comparación de eficacia de grapado.	6
Figura 2. Eficiencia promedio de grapado.	7
Figura 3. Grapadora electrónica.	11
Figura 4. Grapadora de calendarios neumática.	12
Figura 5. Descripción proceso de grapado manual.	13
Figura 6. Método “V”.	14
Figura 7. Vista isométrica de la máquina de grapado	15
Figura 8. Motor DC Tercesa.	19
Figura 9. Fuente de corriente directa.	21
Figura 10. Simbología de dimensiones para motores DC.	22
Figura 11. Geometría de un engrane.	22
Figura 12. Ensamblaje Piñón – Corona, en base a diseño.	39
Figura 13. Representación de contacto piñón 1 y corona 1.	39
Figura 14. Representación contacto piñón 2 y corona 2	40
Figura 15 Selección de factor de geometría.	44
Figura 16 Factor de distribución de carga.	45
Figura 17 Factor de alineamiento de engrane.	46
Figura 18 Factor de espesor de borde	47
Figura 19. Factor dinámico.	47
Figura 20. Curva para estimar la resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión.	49
Figura 21. Grafico para estimación del factor de tamaño.	50
Figura 22. Disposición de rodamientos y apoyos para la caja reductora	51

Figura 23. Esquema de la disposición de los ejes,	51
Figura 24. Diagrama de cargas eje (Y).	55
Figura 25. Diagrama de Esfuerzo cortante	56
Figura 26. Diagrama de momento flector.	56
Figura 27.- Corte eje, salida caja reductora.	57
Figura 28. Esquema rodamiento(Rodamientos SKF, 2015, pág. 322)	60
Figura 29. Cuña cuadrada	60
Figura 30. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) actuador y grapas.	62
Figura 31. Grapa 23/8 capacidad de perforación hasta 50 hojas.	64
Figura 32. DCL resorte compresión (BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 500).	68
Figura 33. Diagrama de control.	72
Figura 34. Diagrama de Entradas y Salidas en máquina de grapado de calendarios.	73
Figura 35 . Sistema de grapado impulsado por un cilindro neumático.	75
Figura 36. Diagrama neumático y de control eléctrico.	76
Figura 37. Primera etapa de control para proceso de grapado.	78
Figura 38 Etapa de automatización proceso de grapado.	78
Figura 39. Compresor AC-20 E 90 H	81
Figura 40. Instalación eléctrica de un compresor monofásico (Emerson, 2018)	82
Figura 41. Catálogo de cables de Electrocables.	83
Figura 42. Nomógrafo para dimensionamiento de cañerías.	85
Figura 43. Estructura de una manguera para aire comprimido.	85
Figura 44. HMI siemenes 6AV6647-0AD11-3AX0.	87
Figura 45. Sistema de engranes para máquina grapadora de calendarios.	88

Figura 46. Superficies en contacto en los engranajes.	88
Figura 47. Mallado de engranajes.	89
Figura 48. Análisis estático – tipo de resultado desplazamiento estático	90
Figura 49. Tensión nodal en los dientes de los engranajes.	90
Figura 50. Eje de transmisión.	90
Figura 51. Estudio de desplazamiento estático en eje de transmisión.	91
Figura 52. Análisis de Von Misses sobre eje de transmisión.	91
Figura 53 Apariencia pantalla HMI.	92
Figura 54. Tabulación experimento de grapado – máquina vs hombre.	93
Figura 55. Tabulación datos experimentales - desperdicio	93
Figura 56 Estudio de carga y demanda imprenta Visión Visual.	97
Figura 57 Planilla eléctrica local imprenta visión visual.	98
Figura 58.- Estudio de carga proyectado con la máquina grapadora instalada.	99
Figura 59. Forma final de la máquina con todos sus elementos motrices	100

RESUMEN

El proyecto correspondió al diseño y simulación de una grapadora automática de calendarios, la cual empleó dispositivos mecánicos y electrónicos y así se consiguió diseñar y simular una grapadora automática de calendarios para la imprenta Visión Visual, el objetivo principal de este trabajo se enfocó en simplificar la actividad de grapado en este lugar. La necesidad de realizar una propuesta de diseño de una máquina que facilite este trabajo se presentó cuando el gerente logró identificar que dentro del proceso de grapado existe un mal uso en los recursos de mano de obra y materiales. El diseño de la máquina inició con un minucioso estudio del proceso de grapado y con los datos recopilados se logró realizar un diseño que esté totalmente acorde con las necesidades de la empresa. El proyecto incorpora el diseño y la simulación de la máquina grapadora de calendarios para la imprenta "VISIÓN VISUAL"; incluye el diseño los subsistemas sistemas los cuales son: sistema electrónico, sistema mecánico y sistema neumático. El diseño apuntó también la selección de materiales. La metodología de desarrollo fue la que dicta el modelo en "V", la cual sugiere un desarrollo concurrente del proyecto es decir todos los procesos de diseño deben estar concatenados. El diseño propuesto para la máquina cumplió teóricamente con el volumen de producción esperado. De esta manera se lograría reducir costo de mano de obra que interviene en el proceso de grapado de calendarios en la empresa visión visual.

Palabras clave: CAD, CAE, modelo en "V", grapadora de calendarios, automatización.

ABSTRACT

The project corresponded to the design and simulation of an automatic calendar stapler, which used mechanical and electronic devices, that made possible to design and simulate an automatic calendar stapler for printing enterprise called Visual Vision, the main objective of this work was focus on simplifying the stapling activity. The need to made a proposal for the design of a machine that facilitates this work arose when the manager identified that within the stapled process there was a misuse of labor and material resources. The machine design started from a meticulous study of the stapling process, the data collected made possible to make a design totally in accordance with the needs of the company. The project in fact incorporates the design and simulation of the calendar stapler for the enterprise "VISIÓN VISUAL"; it also included the design of all subsystems that were involved in the development of the thesis these were: electronic system, mechanical system and pneumatic system, the design also includes the selection of materials. The development methodology was dictated by the "V" model, which suggests a concurrent development of the project and decides that all design processes must be linked to each other. The proposed design for the machine was theoretically met with the expected production volume. In this way, it would be possible to reduce the cost of labor involved in the process of cutting calendars in the company VISIÓN VIDUAL.

Keywords: CAD, CAE, "V" model, stapler of calendars, automation.

1. INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN.

- El problema que se identificó para resolver tiene que ver con los volúmenes de producción de la empresa Visión Visual.

Es una costumbre en el Ecuador que, durante las fechas de Navidad y Año Nuevo, los negocios brinden a sus clientes a manera de agradecimiento, diferentes detalles y presentes. Los artículos más comunes que se entregan son; calendarios, esferos, tarjetas, llaveros y demás productos que la industria gráfica y publicitaria producen.

En la empresa Visión Visual se ha identificado la necesidad de implementar una máquina que pueda agilizar el proceso de grapado de calendarios.

La razón principal es que en los meses de noviembre y diciembre la producción de este artículo se encuentra en su temporada de mayor demanda.

Para la empresa Visión Visual este incremento en la demanda significa una oportunidad de aumentar las ganancias, pero asimismo representa un problema. La producción de los artículos de fabricación diaria (facturas, tarjetas de presentación, volantes, etc.) no dejan de ser solicitados, lo cual genera un cuello de botella en la producción regular de la empresa.

Debido a este motivo, en los dos últimos meses del año, existe un conflicto de logística en vista de que el personal no se abastece para atender toda la producción.

A continuación, se explica cuál es la afectación económica y laboral para la empresa, para lo cual es necesario tener en cuenta que el sueldo de los trabajadores es un salario básico unificado que hasta el año 2020 correspondía a \$ 400.00 dólares (año considerado para el estudio y elaboración de la presente tesis).

Para la elaboración del diseño de la máquina grapadora de calendarios, se consideraron tres problemáticas reales que se hacen presentes en el proceso de grapado de calendarios, mismos que se solucionarían, mediante la implementación un proceso de automatización, en este caso la implementación de una máquina que realice el proceso automáticamente. A continuación, se describen los problemas identificados en el proceso.

- Incremento de la jornada laboral
- Contratación de personal adicional → Incremento en el costo de mano de obra
- Reducción de la utilidad neta → Incremento en el desperdicio

- Incremento de la jornada laboral:

En los meses de noviembre y diciembre, las jornadas laborales pueden extenderse hasta 12 horas debido al trabajo manual de grapado de calendarios. La Tabla 1 a continuación, explica la carga horaria de los empleados durante la temporada baja y el contraste que existe con la temporada alta.

A su vez, expone la cantidad de empleados adicionales que se debe contratar para cubrir las diferentes actividades de la imprenta y cumplir a tiempo las entregas.

Las actividades implícitas en proceso de grapado de calendarios son:

- Alinear y ordenar la materia prima.
- Grapado de calendarios.
- Conteo de calendarios grapados.
- Despacho del producto final hacia el cliente.
- Entrega del producto ya sea en el local o a domicilio.

Tabla 1. Flujo de personal alta temporada.

Trabajadores en el periodo (enero – septiembre)		Jornada laboral	Trabajadores en el periodo (noviembre - diciembre)		Jornada laboral
Nómina	Tipo de trabajador	Lunes – viernes	Nómina	Tipo de trabajador	Lunes – viernes
2	Operador	8:00 -17:00	5	Operador	7:00 – 20:00
2	Diseñador gráfico	Sábados	2	Diseñador gráfico	Sábados
		10:00 - 14:00			10:00 -14:00
Total, de nómina		Horas laborables/mes	Total, de nómina		Horas laborables/mes
4 personas		176 h	7 personas		256 h

Análisis de jornada laboral en la imprenta Visión Visual.

- Contratación de personal adicional → Incremento en el costo de mano de obra:

Durante la temporada alta en la imprenta, se ve la necesidad de contratar al menos tres personas extra, y este personal nuevo no siempre tiene experiencia en esta tarea, lo cual incrementa el margen de error en el grapado de calendarios y esto a su vez ocasiona mayor desperdicio del material.

En la Tabla 2 se presenta un resumen del incremento en porcentajes antes descritos (Tabla 1)

Tabla 2. Resultados de incremento de producción y de mano de obra.

Variación de personal y horas laborables	Indicadores	Porcentaje de incremento
Respecto al periodo (enero-septiembre)	Horas de trabajo	16.07%
	Incremento de mano de obra	150%

Comparativo incremento de mano de obra con respecto a los primeros meses del año.

Se buscó analizar cuál fue el impacto de contratar a una persona sin experiencia para que realice la tarea de grapado de calendarios, a continuación, se realizó un análisis en las personas que se contrataron para la temporada 2020.

La Tabla 3, muestra el análisis y el procedimiento de grapado cuando éste se realiza por personas que cuentan con experiencia en la tarea, versus cuando lo realizan personas que se presentan por primera vez a la prueba de selección de mano de obra ocasional.

Los resultados que se detallan en la Tabla 3 corresponden a los de cinco personas con experiencia, esto se debe a que por reiteradas ocasiones han sido contratados por la imprenta para realizar esta tarea en años y temporadas pasadas.

En el caso de que uno de estos operadores no pueda asistir, se evalúa a por lo menos cinco candidatos nuevos para poder determinar cuan idóneos son para el trabajo. Esta prueba consiste en que el operador, durante veinte minutos debe grapar la mayor cantidad de calendarios posibles y en base a la cantidad de aciertos y errores se determina a que persona contratar.

Tabla 3. Análisis de eficacia en el grapado de calendarios.

PERSONA CON EXPERIENCIA #1			PERSONA SIN EXPERIENCIA #1		
ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD	ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD
15	2	17	8	3	11
EFICIENCIA	88,24%		EFICIENCIA	72,73%	
	46,67%	más rápido			
PERSONA CON EXPERIENCIA #2			PERSONA SIN EXPERIENCIA #2		
ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD	ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD
13	2	15	6	4	10
EFICIENCIA	86,67%		EFICIENCIA	60,00%	
	53,85%	más rápido			

Continúa...

Continuación...

PERSONA CON EXPERIENCIA #3			PERSONA SIN EXPERIENCIA #3		
ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD	ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD
16	1	17	6	5	11
EFICIENCIA	94,12%		EFICIENCIA	54,55%	
	62,50%	más rápido			
PERSONA CON EXPERIENCIA #4			PERSONA SIN EXPERIENCIA #4		
ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD	ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD
13	5	18	9	4	13
EFICIENCIA	72,22%		EFICIENCIA	69,23%	
	30,77%	más rápido			
PERSONA CON EXPERIENCIA #5			PERSONA SIN EXPERIENCIA #5		
ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD	ACIERTOS	ERRORES	CANTIDAD
14	4	18	6	3	9
EFICIENCIA	77,78%		EFICIENCIA	66,67%	
	57,14%	más rápido			

La Figura 1, muestra los resultados tabulados del análisis que se elaboró en la tabla anterior, se indica que tan eficiente es una persona con experiencia frente a una persona sin experiencia.

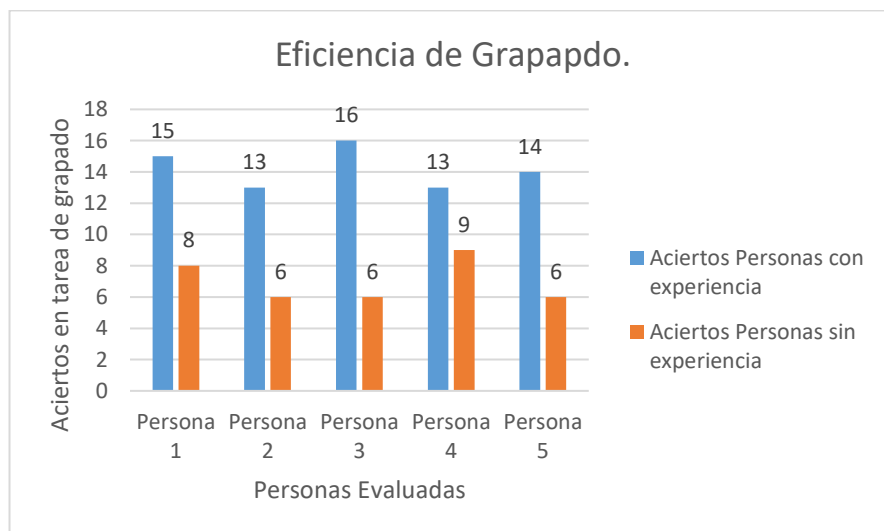


Figura 1. Comparación de eficacia de grapado.

En la Figura 1 se evidencia cuantos calendarios pueden ser grapados por dos personas en un tiempo de veinte minutos. Es importante considerar que la primera persona contaba con la experiencia para ese trabajo y la segunda persona no.

Se obtuvo como resultado, que el mejor candidato logró grapar un total de dieciocho calendarios dentro del periodo establecido; mientras que la persona sin experiencia alcanzó un máximo de 9 calendarios.

Esta comparación permitió medir el rendimiento de cada trabajador y se pudo determinar que la experiencia tiene un peso significativo en este tipo de actividad.

Incluso permitió comprobar que tan regular es la mano de obra, y por ende, intuir que tan uniforme será el trabajo; ya que como se demostró, no siempre el personal adicional que se busque contratar contará con la experiencia necesaria o agilidad para la actividad.

Por lo que, en la mayoría de ocasiones grapar cien calendarios tomará más tiempo del usualmente previsto para que los operadores puedan entregar un trabajo de calidad.

Bajo este escenario se observa que la implementación de una máquina que permita automatizar este proceso es todavía más urgente.

A continuación, se indica la eficiencia promedio del grupo de personas con experiencia versus el grupo de personas sin experiencia en el grapado de calendarios.

En la Figura 2 el color azul demuestra que la eficiencia de grapado de las personas con experiencia es del 67%, mientras que el de las personas sin experiencia es del 33%. En ambos casos la eficiencia es baja y este indicador se convierte en otro justificativo para automatizar el proceso.

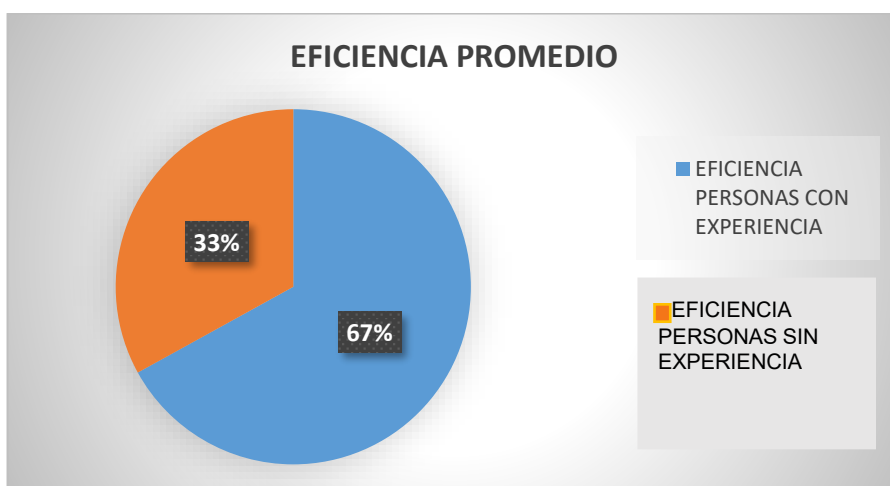


Figura 2. Eficiencia promedio de grapado.

- Reducción de la utilidad neta:

Como se mencionó previamente, la temporada de alta demanda de calendarios ocupa un periodo entre noviembre y diciembre, y es un tiempo en donde la empresa debe incurrir en gastos adicionales de mano de obra. La Tabla 4 muestra el incremento en este rubro.

Tabla 4. Análisis de costos adicionales por mano de obra extra.

Costo adicional Respecto al periodo (enero-septiembre)	Valor hora de trabajo normal (HN)		Valor hora extra (HE)		Valor suplementario (HS)	
	\$ 2.50		\$ 3.75		\$ 5.00	
	Periodo (enero - septiembre)			Periodo (octubre – diciembre)		
	Cantidad de horas laboradas			Cantidad de horas laboradas		
	HN	HS	HE	HN	HS	HE
	160	16	0	160	16	20
	Costo mano de obra por persona			Costo mano de obra por persona		
	\$440			\$ 560.00		

Ecuador Legal Online. (2021,03 de febrero) Cálculo del valor de la hora de trabajo. Recuperado de: (<http://www.ecuadorlegalonline.com/laboral/calculadora-valor-hora-de-trabajo/>).

En la Tabla 5 se realizó un análisis de costos de la empresa en donde se contempló los valores por este tipo puntual de trabajo durante la temporada normal contrastándolos con los gastos de mano de obra en la temporada alta.

Tabla 5. Costo total mano de obra temporada alta vs. temporada baja.

Costo total mano de obra Temporada baja vs. Temporada alta	Costo total mano de obra mensual en temporada baja		Costo total mano de obra mensual en temporada alta	
	sueldo obrero		sueldo obrero	
	\$880		\$1120.00	

En el año 2020 la empresa Visión Visual pagó \$ 5.600 en contratación de personal adicional (Tabla 6), datos oficiales entregados por la imprenta. En consecuencia, se desea implementar una máquina que facilite el proceso mediante la optimización de mano de obra.

Este proyecto plantea una solución inmediata que se ajuste a las necesidades del espacio físico y principalmente de producción que demanda la imprenta.

Tabla 6. Resultado de gasto excedente en mano de obra.

Variación de flujo de dinero en mano de obra	Indicadores	Porcentaje de incremento
Respecto al periodo (enero-septiembre)	Sueldo Neto (%)	27.3 %
	Costo extra de mano de obra	\$ 1200.96
	Costo total mano de obra mensual	\$ 5600.00

A continuación, se describe qué se espera lograr al final del trabajo y de qué manera se va a conseguir cumplir los objetivos planteados para diseñar y simular una grapadora automática para la imprenta Visión Visual.

La primera actividad fue analizar el proceso de principio a fin para tener claro cuáles son los sub procesos que permiten que se cumpla el grapado de calendarios.

El proceso de grapado se lo realiza mediante tres grapas que unen la fotografía de los calendarios con las faldillas (hojas que contienen la información de fechas.), para grapar diferentes tamaños de calendarios estas grapadoras son ajustables

En la Tabla 7 se muestran las dimensiones de los calendarios estandarizados según el catálogo de Propar, la cual es una de las empresas proveedores más grandes de calendarios y otros productos publicitarios en toda la ciudad.

Tabla 7. Dimensiones calendarios.

Serie	Tamaño
Serie 7	23 cm x 44 cm
Serie 8	31.5 cm x 44 cm
Serie 9	31.5 cm x 56.5 cm

(PROPAR, 2017)

Las dimensiones señaladas en la Tabla 7, corresponden a las medidas de calendarios más utilizadas por la imprenta Visión Visual, abarcando el 90% de producción. Existen además otros tamaños de calendarios que corresponden al 10% de la producción restante, pero no son muy comerciales y por esta razón no son tomadas en cuenta para el diseño de la máquina.

Mediante un software CAD se plantea diseñar un mecanismo funcional que otorgue las facilidades para albergar todos los componentes necesarios para que la máquina sea capaz de grapar calendarios hasta de la serie 9. Estos tamaños se pueden ver en la Tabla 7.

Por otro lado, con el uso de un software tipo CAE se pretende demostrar que la máquina puede ser una solución para disminuir el gasto extra en mano de obra y además reducir el tiempo de grapado.

Se debe elaborar el diseño del sistema de control, para que la máquina pueda funcionar automáticamente y de esta forma minimizar conflictos de funcionamiento durante la producción.

La totalidad del diseño se enfoca en el diseño de los elementos mecánicos sometidos a cargas axiales, de compresión y torsión.

Otra parte fundamental a tomar en cuenta es la selección de los componentes eléctricos y electrónicos que formarán parte de la máquina, para conseguir un sistema seguro y confiable.

Se contempla realizar un estudio de movimiento que permita observar cómo se comportará la máquina en el proceso, esto va a mostrar las etapas de carga de materia prima, el transporte hacia la zona de grapado y el despacho del calendario listo.

Los entregables de la máquina corresponden a planos de los elementos más importantes, así como la programación del controlador seleccionado y las simulaciones del sistema neumático y de control.

En resumen, los problemas que debe resolver el diseño de la máquina grapadora de calendarios propuesta son:

- Incremento de la jornada laboral
- Contratación de personal adicional → Incremento en el costo de mano de obra
- Reducción de la utilidad neta → Incremento en el desperdicio

Para justificar la automatización del proceso de grapado se considera que la misma, resolvería de manera definitiva las variables que constituyen el problema, a continuación, se describen las ventajas de tener una máquina que haga el trabajo de una persona.

En primera instancia, una máquina puede trabajar 24 horas sin parar, además al hacer uso del equipo, el desperdicio se puede reducir ampliamente y no existen recargos por extensión en la jornada laboral. La utilidad neta solo se vería afectada el primer año de implementación debido a la inversión para construir la máquina en el caso de que el dueño así lo requiera.

- Estado del arte, en cuanto a esto se puede decir que:

En el campo de las grapadoras de calendarios, además del método manual convencional, existen grapadoras semi automáticas que presentan diferentes tipos de accionamiento, entre los cuales destacan:

- Accionamiento electrónico.
- Accionamiento neumático.

El diseño de grapadoras automáticas se desarrolla a partir de las electrónicas Figura 3.

Este tipo de grapadoras basa su funcionamiento en un sensor infrarrojo que detecta la presencia de la hoja, y a partir de esa señal se acciona el mecanismo que realiza la tarea de grapado. Este tipo de grapadoras es muy común observarlas en oficinas, o centros de copiado.



Figura 3. Grapadora electrónica.

Estos dispositivos han evolucionado en función de su aplicación, en cuanto a tamaño, forma o material del que están fabricadas.

Actualmente, existen grapadoras de varios tipos como son las grapadoras neumáticas, eléctricas y electrónicas, la diferencia entre estos dos últimos tipos es el nivel de voltaje con el que trabajan y el tipo de material que grapán.

La grapadora propuesta cabe dentro de la categoría de las grapadoras neumáticas debido al tipo de actuador que la va a accionar.

Los usos para los diferentes tipos de grapadoras son variados. Algunos son el grapado de cartón, grapado de cajas de madera, grapadoras para unión de piezas de metal, grapado de piezas de cartón, madera, entre otros.

De este modo, inicia el análisis de las grapadoras de calendarios que se pueden encontrar hoy en día, y de los métodos manuales más utilizados para realizar esta actividad.

Las grapadoras semiautomáticas suponen una gran herramienta para las personas que se dedican a esta actividad.

Para el desarrollo de este proyecto se ha buscado en Quito máquinas de similares características a la que se va a diseñar, o a la de la Figura 4 sin tener mucho éxito.

Es por ello que entregar resultados acerca del rendimiento de este tipo de máquinas y de su impacto en la industria es complicado puesto que en los lugares que se buscó, no se encontraron máquinas similares implementadas.

En la Figura 4, se muestra una grapadora de calendarios semi automática de accionamiento neumático, la cual no se puede encontrar aún en el país.



Figura 4. Grapadora de calendarios neumática.

Tal como se observa en la Figura 4, las grapadoras neumáticas deben todavía ser operadas por una persona, el accionamiento de los pistones es manual y el grapado es neumático. Además, se aprecia que el tamaño de la máquina es apropiado para el grapado de calendarios y que podría ser ubicado en una mesa de trabajo.

A pesar de que la grapadora de calendarios neumática descrita previamente presenta mejoras en la acción del grapado de calendarios, se evidencia que aún está lejos de ser una máquina automática.

El proyecto que se ha desarrollado en este trabajo de titulación, apunta a solucionar el problema propuesto y que la imprenta pueda prescindir de mano de obra para poder operar la máquina.

Se busca automatizar todas las acciones involucradas en el proceso de grapado como son; alimentación y posicionamiento de faldilla y santoral, grapado de calendario y despacho de los elementos grapados. Sin contar que la máquina será regulable en tamaño para grapar varios tipos de calendarios.

A lo largo del tiempo, el proceso de grapado de calendarios se ha realizado de forma manual sin ningún proceso estandarizado. El método más frecuente que se usa consiste en ubicar tres grapadoras largas en fila y alineadas para luego colocar la faldilla del calendario y la foto en línea de grapado, y finalmente se procede a grapar.

Esto incrementa el desperdicio debido al margen de error producido por el eventual desalineamiento de la fotografía o del santoral, en consecuencia, se debe repetir el proceso, siempre y cuando el calendario o la faldilla no hayan sufrido daños permanentes; como desgarramiento, arrugas irreparables o cualquier tipo de daño que impida que el calendario se pueda reutilizar.

La Figura 5 describe como se realiza el proceso de grapado de calendarios en la mayoría de imprentas, las cuales no cuentan con una herramienta que permita realizar esta actividad de manera automática.

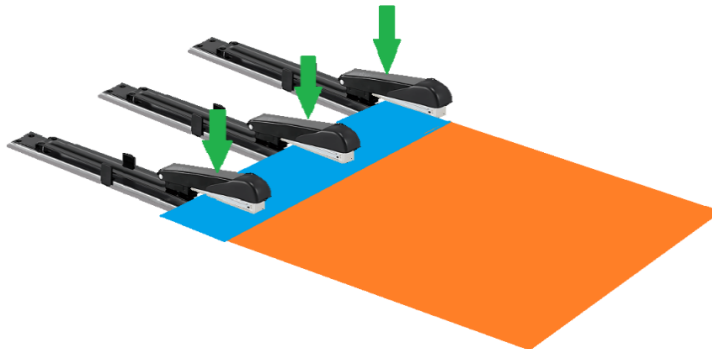


Figura 5. Descripción proceso de grapado manual.

En la Figura 5 la faldilla del calendario o santoral se la simboliza con la zona azul, la foto o detalle decorativo con la zona naranja y las tres flechas de color verde representan la fuerza que se debe aplicar para poder grapar.

Se observa que el proceso es bastante rudimentario y que se lo debe realizar con precaución, caso contrario puede existir un desalineamiento de los elementos como antes se mencionó.

Asimismo, se requiere mucha destreza al aplicar la presión manual para que el grapado sea uniforme y la fuerza suficiente para que la grapa se deforme sin que se produzca un enganchamiento de los elementos al momento de dejar de presionar.

Conforme a lo mencionado, la máquina que se plantea en este trabajo adquiere un papel protagónico para solventar la necesidad de automatización del proceso de grapado de calendarios.

- El objetivo general planteado para este trabajo de titulación fue el diseño y simulación de una grapadora automática de calendarios para la imprenta Visión Visual.

Para lograr esto:

- Se realizó el análisis del proceso para determinar el mecanismo más adecuado para la aplicación.
- Se diseñó el sistema mecánico.
- Se diseñó el sistema de control para la grapadora.
- Se diseñó la interfaz gráfica de la grapadora.

2.METODOLOGÍA DE DISEÑO

2. METODOLOGÍA Y DISEÑO.

Para el desarrollo del proyecto se usó la metodología en V, la cual es conocida como una representación gráfica de las diversas actividades que comprenden el proceso de desarrollo de un proyecto; esta metodología se compone de fases de verificación y validación. Su característica principal es que permite apreciar las actividades de desarrollo y también el orden, las interrelaciones y los entregables del proceso de validación aplicables al modelo en V seleccionado para cada sistema.

Básicamente se puede describir al modelo en V como una metodología de desarrollo concatenado que resume la validación, los principales requerimientos, actividades a desempeñar y resultados durante el desarrollo del proyecto.

El lado izquierdo de la V representó la descomposición de las necesidades y la creación de las especificaciones del sistema. El lado derecho de la V representó la integración de las piezas y su verificación. Los objetivos a los cuales apuntó el método en V se muestran en la Figura 6.

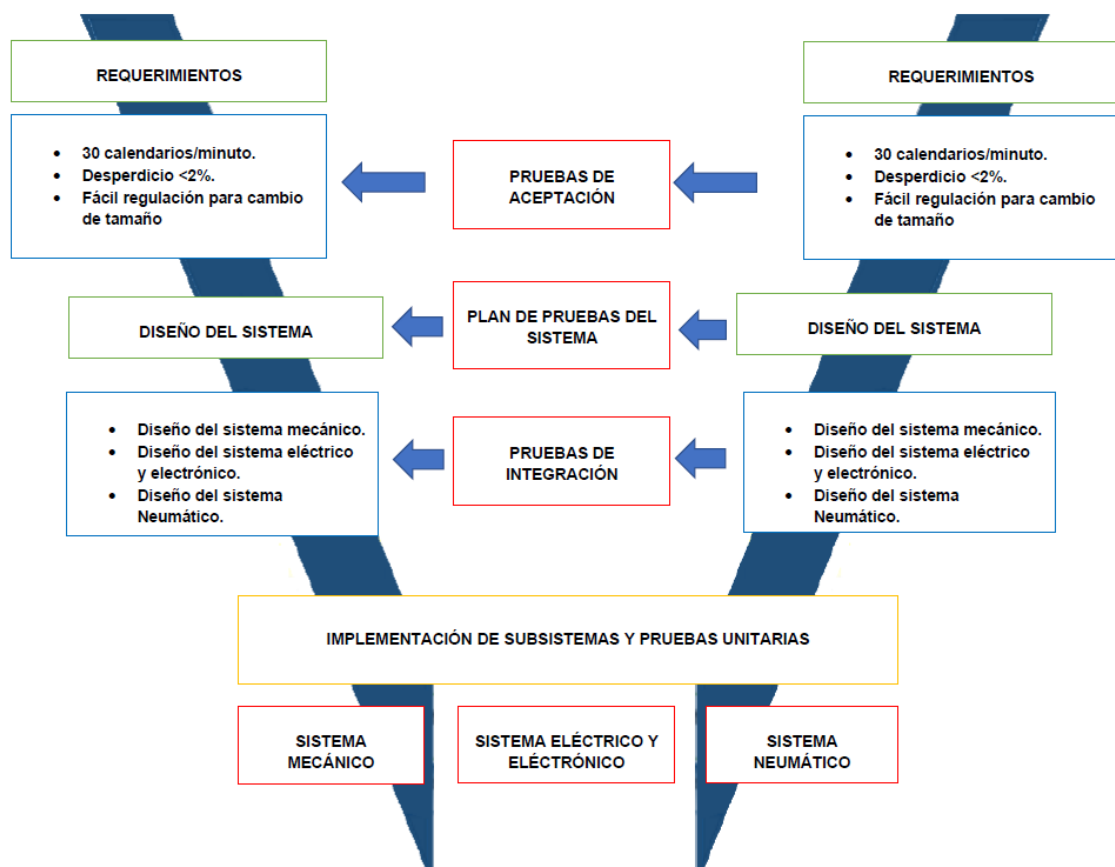


Figura 6. Método "V".

2.1. DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

Antes de empezar con el diseño y selección de los componentes, se realizó un modelado de la máquina Figura 7 con la finalidad de entender la secuencia de trabajo y también, para de cierta forma predecir los posibles conflictos que se puedan presentar en el funcionamiento.

Es así que se pudo identificar que los principales conflictos de funcionamiento a minimizar son atascos tanto en los rodillos que transportan el papel como en las grapadoras.

Es decir, de manera visual y en base al análisis del proceso de grapado manual se pudo determinar, en qué fase del proceso de producción se pueden tener errores, y basados en este precedente se puede agudizar el diseño del sistema de control que tendrá la máquina para evitar errores y maximizar la producción.

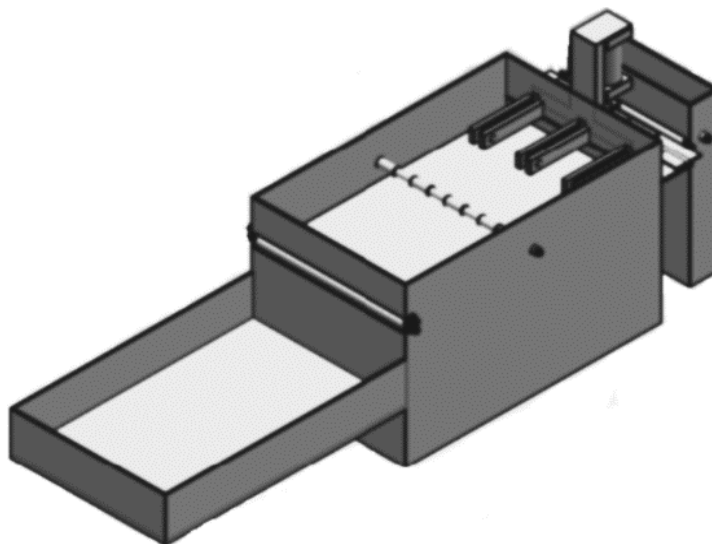


Figura 7. Vista isométrica de la máquina de grapado

2.2. SELECCIÓN DEL MOTOR

Para la selección del motor se tomó en cuenta las consideraciones que se muestran a continuación.

2.2.1. Características de la carga

Existen tres tipos de carga a las que puede estar sometido un motor y estas se clasifican de la siguiente manera:

- Par constante.
- Par variable instantáneo.
- Par variable en el tiempo.

La Tabla 8 que se muestra a continuación describe la carga que pueden presentar los diferentes tipos de máquinas.

Tabla 8. Tipo de carga a la que se puede someter un motor.

DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS SEGÚN EL TIPO DE PAR QUE USAN.		
Ítem	Tipo de carga	Maquinaria / Equipo.
1	Par constante.	Cintas transportadores de materiales, Extrusoras y bombas de desplazamiento positivo.
2	Par variable instantáneo.	Ascensores, compactadores, punzonadoras, Sierras.
3	Par variable en el tiempo.	Bombas centrífugas, ventiladores y sopladores

Además, se deben considerar otros factores, como son:

- Voltaje de funcionamiento VDC / VAC.
- Dimensiones.
- Espacio disponible para la instalación del motor.
- Peso del motor.

Como se indica en la Tabla 8 la recomendación para el motor que impulse una máquina transportadora de materiales este debe ser:

Tipo de carga.	Par constante
Voltaje de operación.	DC

El resto de características propias del motor se determinarán a medida que avance el proceso de selección.

2.3. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL MOTOR

La selección del motor para la máquina se la realiza en función del tipo de carga y del par que el motor debe generar para poder transportar la misma, en este caso la carga que deberá transportar el sistema motriz corresponde a la masa de las hojas del calendario y se considera un factor de seguridad de 3.

La masa de las hojas que se plantea para la selección del motor es de 0.44 kg esto ya considerando el factor de seguridad.

En los cálculos que se muestran a continuación se calculó el peso de las hojas.

$$P = m \times g \quad [1]$$

Donde:

$$P = \text{peso}$$

$$m = \text{masa} = 0.44 \text{ [Kg]}$$

$$g = \text{gravedad}$$

$$P = 0.44 * 9.8$$

$$P = 4.312 \text{ [N]}$$

Una vez que se calculó la carga que debe transportar el sistema, se pasa a determinar el par mínimo que debe generar el motor para transportar dicha carga. El diámetro del eje considerado es de 1 cm

$$T = F * d \quad [2]$$

Donde:

$$T = \text{Par}$$

$$F = \text{Fuerza} = 4.312 \text{ [N]}$$

$$d = 0.005 \text{ m}$$

$$T = 4.312 * 0.005$$

$$T = 0.02156 \text{ [Nm]}$$

El tiempo que se determinó en la simulación CAE para que la producción incremente, requiere que un calendario se grape cada 9 segundos, esto incluye las actividades de, alimentación de fotografía y faldilla, grapado y despacho del calendario. Por este motivo se considera que el tiempo en que el calendario llega a la zona de grapado es de 4.5 segundos; la mitad del tiempo que este tarda en salir del proceso terminado. Teniendo en cuenta que el calendario más largo que se verá involucrado en el proceso corresponde a la serie 9 y cuyas medidas se pueden apreciar en la Tabla 7 se tiene:

$$V = \frac{d}{t} \quad [3]$$

Donde:

V = Velocidad

d = Distancia

t = Tiempo

$$V = \frac{0.565}{4.5}$$

$$V = 0.125 \frac{m}{s}$$

Una vez determinada la velocidad lineal, se procedió a calcular la velocidad angular.

$$V = \omega * r$$

Donde:

V = Velocidad lineal

ω = velocidad angular

r = radio = 0.005 m

$$0.125 = \omega * 0.005$$

$$\omega = 25 \frac{rad}{s}$$

Haciendo la conversión de la velocidad angular a rpm que es como los catálogos presentan las velocidades de los motores se tiene lo siguiente:

$$25 \frac{rad}{s} = \frac{1 rev}{2\pi rad} = \frac{60 s}{1 min} = 238.73 rpm$$

La velocidad del motor permitió que se revisen catálogos para poder identificar un motor que cumpla con el requerimiento de velocidad. A continuación, se muestra la Tabla 9 que es un catálogo de motores del fabricante Tercesa SL, en el cual se presentan alternativas de diferentes motores que se pueden ajustar al requerimiento de velocidad calculado para el proceso.

Tabla 9. Catálogo serie 45 motores DC.

Tipo	Vn	n	Cn	Pu	Kc	J	Rterm	Rm	Ind	Peso
	[V]	[min ⁻¹]	[Nm]	[W]	[Nm/A]	[Kg.m ²]	[°C/W]		[mH]	[kg]
35	12	1500	0,13	20	0,065	0,0001	3,6	1	2,3	1,1
	24		0,17	25	0,129			4	8,8	
	12	3000	0,13	40	0,032			0,35	0,7	
	24		0,15	45	0,065			1,4	2,7	
65	12	1500	0,26	40	0,065	0,0002	3	0,5	1,2	1,8
	24		0,29	45	0,129			2	5,4	
	12	3000	0,18	55	0,032			0,14	0,4	
	24		0,2	65	0,065			0,6	1,7	
80	12	1500	0,3	45	0,065	0,0003	2,6	0,36	1	2
	24		0,37	55	0,129			1,38	3,7	
	12	3000	0,23	70	0,032			0,1	0,3	
	24		0,2	75	0,065			0,48	1,2	

Como se puede apreciar en la Tabla 9 el motor que se seleccionó es el que se encuentra subrayado con color verde, esto se fundamenta en que la velocidad requerida por el sistema para completar con éxito la meta de producción es de 238.73 [rpm], y en vista que en el catálogo las velocidades de los motores parten de las 1500 [rpm] pues se selecciona este modelo que es el que más se ajusta al requerimiento.



Figura 8. Motor DC Tercesa.

Para el cálculo del torque del motor se tomó en cuenta el dato de potencia del catálogo el cual es 25[W].

Para continuar con el cálculo del torque del motor en función de la potencia que genera, se precisó convertir la velocidad del motor que se encontraba en rpm a rad/s.

$$1500 \frac{rev}{min} \times \left| \frac{2 \pi rad}{1 rev} \right| \times \left| \frac{1 min}{60 s} \right| = 157.07 \frac{rad}{s}$$

Una vez hecha la conversión se procede a realizar el cálculo del torque con la siguiente fórmula:

$$P = T \times \omega \quad [4]$$

Donde:

P = potencia.

T = torque.

ω = velocidad angular.

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{25}{157.07}$$

$$T = 0.16 \text{ [Nm]}$$

Teniendo en cuenta que el requerimiento de torque del sistema es de $T=0.025$ [N/m] se demostró que el motor seleccionado fue el apropiado, puesto que el par que este ofrece es de $T=0.16$ [Nm].

Es importante detallar ciertas características adicionales del motor que serán de utilidad para el diseño del tren motriz, estas características son:

- Consumo eléctrico.

El motor según sus datos de placa consume 25 watts y el voltaje de operación son 12 voltios por lo tanto el consumo eléctrico se resume en:

$$P = I * V \quad \mathbf{[5]}$$

Donde:

P = potencia.

I = Corriente eléctrica.

V = Voltaje.

$$25 = I * 12$$

$$I = 25/12$$

$$I = 2.08 \text{ [A]}$$

El consumo del motor es de 2.08[A], por lo tanto, se selecciona una fuente de corriente directa que se alimenta con 120 VAC y su salida son 12 VDC y la corriente que puede entregar es de hasta 5 [A].

Teniendo en cuenta que el arranque de un motor es violento la y que la corriente pico puede ser mayor a la nominal se plantea un factor de seguridad de 1.6 de esta manera la corriente de arranque puede llegar a ser de:

$$I_{max} = 2.08 * 1.6$$

$$I_{max} = 3.4 [A]$$

Siendo así la fuente de 5 [A] sería la indicada, a continuación se muestra la fuente que se seleccionó.



Figura 9. Fuente de corriente directa.

- Dimensiones del motor.

A continuación, se detallan las más importantes, de acuerdo con el catálogo del fabricante. Tabla 10.

Tabla 10. Tabla de dimensiones motores DC Tercesa SL.

Tipo	D	Forma ESPEC								
		M	N	P	S	O°	d	Q°		
35	63	40	25	63	M5	M3	8	2X2		
Forma 89B14										
E	L	M	N	P	S	O°	d	Q°	E	L
20	130	65	50	80	M5	M3	9	3X3	20	130

La Figura 10 que se muestra a continuación permite observar la simbología de las dimensiones y su respectiva correspondencia con la Tabla 10.

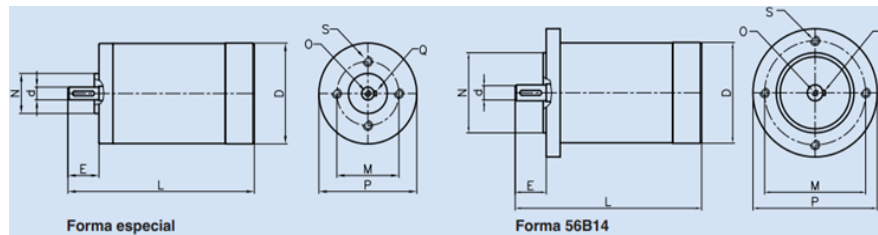


Figura 10. Simbología de dimensiones para motores DC.

2.4. DISEÑO DE LA CAJA REDUCTORA

2.4.1. CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE ENGRANAJES.

El diseño de engranajes contempló un arreglo que reduzca la velocidad de entrada, la misma que el motor presentó por defecto y fue de 1500 [rpm], con la finalidad de que el proceso tenga la velocidad adecuada de alimentación y despacho; y así minimizar los errores por atasco.

Para las construcciones mecánicas en general se debe considerar que el módulo (m) más apropiado es el que se encuentra entre 0.5 y 20 y cuyo ángulo de presión es de 20° .

Para el piñón o engranaje conductor el número de dientes seleccionado es 15 debido a que este número se usa cuando la resistencia es más importante que el desgaste. El piñón requiere de desplazamiento de perfil positivo para evitar la socavación para ángulos de presión de 20° o menos.

La inclusión de una caja reductora, generó que la máquina sufra un rediseño del bastidor para que se pueda alojar la caja reductora. Este espacio además debe ser ventilado porque la temperatura de operación óptima de un engranaje se encuentra entre 20 y 25°C . La Figura 11 describe los elementos de los engranajes.

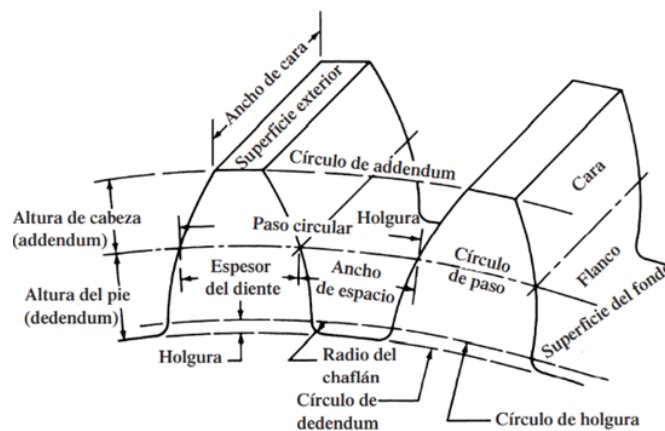


Figura 11. Geometría de un engrane.

A continuación, se muestran los datos de entrada para el diseño del engranaje, con base en la norma UNI 3521. De donde se extrajo la Tabla 11.

Tabla 11. Tabla de módulos y pasos unificados para engranajes.

Módulo (m)	Paso (p)	Módulo (m)	Paso (p)	Módulo (m)	Paso (p)
0,5	1,571	2	6,284	6	18,85
0,55	1,727	2,25	7,069	6,5	20,42
0,6	1,885	2,5	7,854	7	21,991
0,7	2,199	2,75	8,639	8	25,133
0,8	2,513	3	9,425	9	28,274
0,9	2,827	3,25	10,21	10	31,416
1	3,142	3,5	10,996	11	34,557
1,125	3,534	3,75	11,781	12	37,699
1,25	3,927	4	12,566	14	43,982
1,375	4,32	4,5	14,137	16	50,265
1,5	4,712	5	15,708	18	56,549
1,75	5,498	5,5	17,279	20	62,832

En la Tabla 11 se marca con color amarillo el valor del paso que corresponde a un módulo $m=5$, y para el engranaje conductor se tiene lo siguiente:

$$Z = \text{Numero de dientes} = 15$$

$$\text{Ángulo de presión} = 20^\circ$$

$$m = 5$$

Para determinar si es necesaria la construcción de una caja reductora, se procedió a revisar cuál era la relación de velocidad. Con esto se pretendió demostrar si es factible la reducción de la velocidad nominal del motor que en este caso es 1500 [rpm] a la velocidad que requiere el proceso la cual es 238.73[rpm] en una sola etapa. La relación de velocidad entre dos engranajes se describe de la siguiente forma:

$$w_1 * z_1 = w_2 * z_2 \quad [6]$$

Donde:

w = velocidad angular

Z = Numero de dientes

$$1500 * 15 = 238.73 * z_2$$

$$z_2 = \frac{1500 * 15}{238.73}$$

$$z_2 = 94.28 \text{ dientes}$$

El resultado del cálculo anterior muestra que el engranaje conducido que se acople debería tener 94.28 dientes, lo cual en un engranaje de módulo $m=5$ es imposible.

De esta manera se demuestra que la reducción de velocidad no puede darse en una sola etapa, y por lo tanto es necesario el diseño de una caja reductora.

2.5. ENGRANAJE CONDUCTOR NO. 1

El engrane que se va a diseñar a continuación, es el conductor o también llamado piñón, a este engrane se acoplará el motor de corriente continua, este a su vez impulsará a una corona.

2.5.1. DIÁMETRO PRIMITIVO.

$$DP = m * Z \quad [7]$$

Donde:

DP = diámetro primitivo

m = Módulo

Z = número de dientes.

$$DP = m * Z$$

$$DP = 5 * 15$$

$$DP = 75 \text{ mm}$$

2.5.2. PASO CIRCULAR NORMAL.

$$P = \pi * m \quad [8]$$

Donde:

P = Paso circular.

m = módulo.

$$P = \pi * 5$$

$$P = 15.7080 \text{ mm}$$

2.5.3. PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.

$$P=Z/D \quad [9]$$

Donde:

Z = numero de dientes.

D = diámetro primitivo.

$$P = 15/75$$

$$P = 0.2 \text{ mm}$$

2.5.4. ESPESOR DEL DIENTE.

$$E_d = \pi x \frac{m}{2} \quad [10]$$

Donde:

h_c = altura de la cabeza del diente.

m = módulo.

$$E_d = \pi x \frac{5}{2}$$

$$E_d = 7.8540 \text{ mm}$$

2.5.5. ADENDUM.

$$a=m \quad [11]$$

Donde:

a = adendum.

m = módulo

$$a = m$$

$$a = 5$$

2.5.6. DEDENDUM.

$$b = \frac{7}{6}m \quad [12]$$

Donde:

b = dedendum.

m = módulo.

$$b = \frac{7}{6}(5)$$

$$b = 5.8333 \text{ mm}$$

2.5.7. ALTURA TOTAL.

$$h_t = a + b \quad [13]$$

Donde:

B = anchura del diente.

m = modulo.

$$h_t = 5 + 5.8333$$

$$B = 10.8333 \text{ mm}$$

2.5.8. DIÁMETRO EXTERIOR.

$$De = D_p + 2a \quad [14]$$

Donde:

De = diámetro exterior.

D_p = diámetro primitivo.

a = adendum.

$$De = 75 + 2(5)$$

$$De = 85 \text{ mm}$$

2.5.9. DIÁMETRO INTERIOR.

$$Di = D_p - 2b \quad [15]$$

Donde:

Di = diámetro interior

D_p = diámetro primitivo

b = dedendum.

$$Di = 75 - 2(5.833)$$

$$Di = 63.3333 \text{ mm}$$

2.5.10. ESPESOR DEL DIENTE.

$$e_d = \frac{21}{40}(P_c) \quad [16]$$

Donde:

$e_d = \text{espesor del diente.}$

$P_c = \text{paso circular.}$

$$e_d = \frac{21}{40} (15.7080)$$

$$e_d = 8.2467$$

2.5.11. RADIO DE ENTALLE.

$$r_d = \frac{P_D}{12} \quad [17]$$

Donde:

$r_e = \text{radio de entalle.}$

$$r_d = \frac{15.7080}{12}$$

$$r_d = 1.309 \text{ mm}$$

2.5.12. ÁNGULO ENTRE DIENTES.

$$A_d = \frac{360}{Z} \quad [18]$$

Donde:

$Z = \text{número de dientes.}$

$$A_d = \frac{360}{15}$$

$$A_d = 24^\circ$$

2.6. ENGRANAJE CONDUCTOR NO. 2.

A continuación, se procede a diseñar el segundo engrane conductor el cual va a girar solidario con la corona más grande para impulsar un engranaje final que se acoplará al eje de transmisión de salida.

Para el diseño de este engrane se tienen los siguientes datos.

$Z = \text{Numero de dientes} = 16$

$\text{Ángulo de presión} = 20^\circ$

$$m = 5$$

2.6.1. DIÁMETRO PRIMITIVO.

$$DP = m * Z \quad [19]$$

Donde:

DP = diámetro primitivo

m = Módulo

Z = número de dientes.

$$DP = m * Z$$

$$DP = 5 * 16$$

$$DP = 80 \text{ mm}$$

2.6.2. PASO CIRCULAR NORMAL.

$$P = \pi * m \quad [20]$$

Donde:

P = Paso circular.

m = módulo.

$$P = \pi * 5$$

$$P = 15.7080 \text{ mm}$$

2.6.3. PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.

$$P = Z/D \quad [21]$$

Donde:

Z = numero de dientes.

D = Diámetro primitivo.

$$P = 16/80$$

$$P = 0.2 \text{ mm}$$

2.6.4. ESPESOR DEL DIENTE.

$$E_d = \pi \times m/2 \quad [22]$$

Donde:

E_d = espesor del diente.

m = módulo.

$$E_d = \pi \times 5/2$$

$$E_d = 7.8540 \text{ mm}$$

2.6.5. ADENDUM.

$$a = m \quad [23]$$

Donde:

a = adendum.

m = módulo

$$a = m$$

$$a = 5$$

2.6.6. DEDENDUM.

$$b = \frac{7}{6}m \quad [24]$$

Donde:

b = dedendum.

m = módulo.

$$b = \frac{7}{6}(5)$$

$$b = 5.8333 \text{ mm}$$

2.6.7. ALTURA TOTAL.

$$h_t = a + b \quad [25]$$

Donde:

B = anchura del diente.

m = modulo.

$$h_t = 5 + 5.8333$$

$$B = 10.8333 \text{ mm}$$

2.6.8. DIÁMETRO EXTERIOR.

$$De = D_p + 2a \quad [26]$$

Donde:

De = diámetro exterior.

D_p = diámetro primitivo.

a = adendum.

$$De = 80 + 2(5)$$

$$De = 90 \text{ mm}$$

2.6.9. DIÁMETRO INTERIOR.

$$Di = D_p - 2b \quad [27]$$

Donde:

Di = diámetro interior

D_p = diámetro primitivo

b = dedendum.

$$Di = 80 - 2(5.8333)$$

$$Di = 68.3333 \text{ mm}$$

2.6.10. RADIO DE ENTALLE.

$$r_d = \frac{P_D}{12} \quad [28]$$

Donde:

r_e = radio de entalle.

$$r_d = \frac{15.7080}{12}$$

$$r_d = 1.309 \text{ mm}$$

2.6.11. ÁNGULO ENTRE DIENTES.

$$e_d = \frac{360}{Z} \quad [29]$$

Donde:

$Z = \text{número de dientes.}$

$$e_d = \frac{360}{16}$$

$$e_d = 22.5^\circ$$

2.7. CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO DE ENGRANAJES CONDUCIDOS

El engranaje conducido o corona, es un engranaje cuyo tamaño no es el mismo que el piñón, dependiendo si la intención del sistema es reducir o aumentar la velocidad este engrane aumentará o disminuirá su tamaño. Para el caso de la máquina grapadora, el tamaño de este debe ser mayor debido a que el objetivo que debe cumplir es reducir la velocidad del motor.

Para esto se debe considerar que un juego de engranajes se caracteriza porque tanto el piñón, como la corona tienen el mismo módulo.

Para determinar el número adecuado de dientes, se debe tener en cuenta que el principal problema a evitar es que exista interferencia entre dientes.

Es por ello que, en la Tabla 12 que se muestra a continuación se aprecia cuál es el número de dientes adecuado para el piñón número uno, el cual se seleccionó en el apartado anterior. El número de dientes recomendado para la corona o engranaje conducido se muestra resaltado en color amarillo.

Tabla 12. Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia

Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia	
Para un piñón de 20°	
Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
17	17 - 1309
16	16 - 101
15	15 - 45
14	14 - 26
13	13 - 16

Teniendo en cuenta que la tabla anterior muestra el rango de dientes entre los que puede estar una corona para evitar interferencias, se selecciona de esta manera que el número de dientes para la misma serán 45.

A continuación, se procede con el cálculo respectivo.

$$Z = \text{Número de dientes} = 45$$

$$\text{Ángulo de presión} = 20^\circ$$

$$m = 5$$

2.8. ENGRANAJE CONDUcido NO. 1

El engranaje que se diseña a continuación es el encargado de reducir primera etapa de reducción de velocidad del sistema, debido a que esta corona se encuentra en relación con el piñón principal. Para el diseño de este elemento se tienen los siguientes datos.

2.8.1. DIÁMETRO PRIMITIVO.

$$DP = m * Z \quad [30]$$

Donde:

DP = diámetro primitivo

m = Módulo

Z = número de dientes.

$$DP = m * Z$$

$$DP = 5 * 45$$

$$DP = 225 \text{ mm}$$

2.8.2. PASO CIRCULAR NORMAL.

$$P = \pi * m \quad [31]$$

Donde:

P = Paso circular.

m = módulo.

$$P = \pi * 5$$

$$P = 15.7080 \text{ mm}$$

2.8.3. PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.

$$P = Z/D \quad [32]$$

Donde:

Z = número de dientes.

D = Diámetro primitivo .

$$P = 45/225$$

$$P = 0.2 \text{ mm}$$

2.8.4. ESPESOR DEL DIENTE.

$$E_d = \frac{21}{40} \times P_c \quad [33]$$

Donde:

e_d = espesor del diente.

P_c = paso circular.

$$E_d = \frac{21}{40} \times 15.7080$$

$$E_d = 8.2467 \text{ mm}$$

2.8.5. ADENDUM.

$$a = m \quad [34]$$

Donde:

a = adendum.

m = módulo

$$a = m$$

$$a = 5$$

2.8.6. DEDENDUM.

$$b = \frac{7}{6} m \quad [35]$$

Donde:

b = dedendum.

m = módulo.

$$b = \frac{7}{6} (5)$$

$$b = 5.8333 \text{ mm}$$

2.8.7. ALTURA TOTAL.

$$h_t = a + b \quad [36]$$

Donde:

B = anchura del diente.

m = modulo.

$$h_t = 5 + 5.8333$$
$$B = 10.8333 \text{ mm}$$

2.8.8. DIÁMETRO EXTERIOR.

$$De = D_p + 2a \quad [37]$$

Donde:

De = diámetro exterior.

D_p = diámetro primitivo.

a = adendum.

$$De = 225 + 2(5)$$
$$De = 235 \text{ mm}$$

2.8.9. DIÁMETRO INTERIOR.

$$Di = D_p - 2b \quad [38]$$

Donde:

Di = diámetro interior

D_p = diámetro primitivo

b = dedendum.

$$Di = 225 - 2(5.833)$$
$$Di = 213.3333 \text{ mm}$$

2.8.10. ESPESOR DEL DIENTE.

$$e_d = \frac{21}{40}(P_c) \quad [39]$$

Donde:

e_d = espesor del diente.

P_c = paso circular.

$$e_d = \frac{21}{40}(15.7080)$$

$$e_d = 8.2467$$

2.8.11. RADIO DE ENTALLE.

$$r_d = \frac{P_D}{12} \quad [40]$$

Donde:

r_e = radio de entalle.

$$r_d = \frac{15.7080}{12}$$

$$r_d = 1.309 \text{ mm}$$

2.8.12. ÁNGULO ENTRE DIENTES.

$$e_d = \frac{360}{Z} \quad [41]$$

Donde:

Z = número de dientes.

$$e_d = \frac{360}{45}$$

$$e_d = 8^\circ$$

2.9. ENGRANAJE CONDUcido NO. 2.

El engranaje conducido que se diseñará a continuación. Es el engranaje final el cuál se conectará al eje de salida y que a su vez moverá los distintos rodillos de la máquina grapadora de calendarios. Para el diseño de este elemento se tienen los siguientes datos. Tomando en cuenta los datos de diseño sugeridos en la Tabla 12, para esta corona se tiene

Z = Numero de dientes = 30

Ángulo de presión = 20°

m = 5

2.9.1. DIÁMETRO PRIMITIVO.

$$DP = m * Z \quad [42]$$

Donde:

DP = diámetro primitivo

m = Módulo

Z = número de dientes.

$$DP = m * Z$$

$$DP = 5 * 30$$

$$DP = 150 \text{ mm}$$

2.9.2. PASO CIRCULAR NORMAL.

$$P = \pi \times m \quad [43]$$

Donde:

P = Paso circular.

m = módulo.

$$P = \pi \times 5$$

$$P = 15.7080 \text{ mm}$$

2.9.3. PASO DIAMETRAL TRANSVERSAL.

$$P = Z/D \quad [44]$$

Donde:

Z = número de dientes.

D = Diámetro primitivo .

$$P = 30/150$$

$$P = 0.2 \text{ mm}$$

2.9.4. ESPESOR DEL DIENTE.

$$E_d = \frac{21}{40} \times P_c \quad [45]$$

Donde:

e_d = espesor del diente.

P_c = paso circular.

$$E_d = \frac{21}{40} \times 15.7080$$

$$E_d = 8.2467 \text{ mm}$$

2.9.5. ADENDUM.

$$a = m \quad [46]$$

Donde:

a = adendum.

m = módulo

$$a = m$$

$$a = 5$$

2.9.6. DEDENDUM.

$$b = \frac{7}{6} m \quad [47]$$

Donde:

b = dedendum.

m = módulo.

$$b = \frac{7}{6} (5)$$

$$b = 5.8333 \text{ mm}$$

2.9.7. ALTURA TOTAL.

$$h_t = a + b \quad [48]$$

Donde:

B = anchura del diente.

m = modulo.

$$h_t = 5 + 5.8333$$

$$B = 10.8333 \text{ mm}$$

2.9.8. DIÁMETRO EXTERIOR.

$$De = D_p + 2a \quad [49]$$

Donde:

De = diámetro exterior.

$D_p =$ diámetro primitivo.

$a =$ adendum.

$$De = 150 + 2(5)$$

$$De = 160 \text{ mm}$$

2.9.9. DIÁMETRO INTERIOR.

$$Di = D_p - 2b \quad [50]$$

Donde:

$Di =$ diámetro interior

$D_p =$ diámetro primitivo

$b =$ dedendum.

$$Di = 150 - 2(5.833)$$

$$Di = 138.333 \text{ mm}$$

2.9.10. ESPESOR DEL DIENTE.

$$e_d = \frac{21}{40} (P_c) \quad [51]$$

Donde:

$e_d =$ espesor del diente.

$P_c =$ paso circular.

$$e_d = \frac{21}{40} (15.7080)$$

$$e_d = 8.2467$$

2.9.11. RADIO DE ENTALLE.

$$r_d = \frac{P_D}{12} \quad [52]$$

Donde:

$r_e =$ radio de entalle.

$$r_d = \frac{15.7080}{12}$$

$$r_d = 1.309 \text{ mm}$$

2.9.12. ÁNGULO ENTRE DIENTES

$$e_d = \frac{360}{Z} \quad [53]$$

Donde:

Z = número de dientes.

$$e_d = \frac{360}{30}$$

$$e_d = 12^\circ$$

A continuación, se muestra en la Figura 12 el resultado de la caja reductora de velocidad conformada por el piñón y la corona previamente diseñadas.

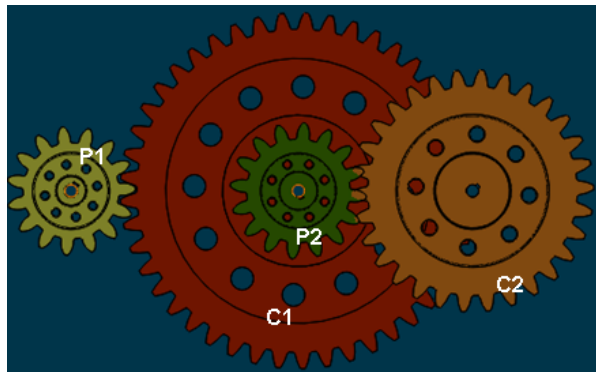


Figura 12. Ensamblaje Piñón – Corona, en base a diseño.

2.10. RELACIÓN DE VELOCIDAD DE LA CAJA REDUCTORA

A continuación, se presenta el cálculo de la velocidad de salida que, de la caja reductora, con esto se busca demostrar que la velocidad del proceso fue correcta.

La relación de velocidad en un juego de engranajes está definida por los diámetros de los mismos. La caja reductora se conformó por piñones y coronas como se muestra en la Figura 12 y se puede decir que esta es una caja reductora de dos etapas. Para empezar los cálculos, se analiza la relación de velocidad que existe entre el piñón 1 y la corona 1 como se muestra en la Figura 13.

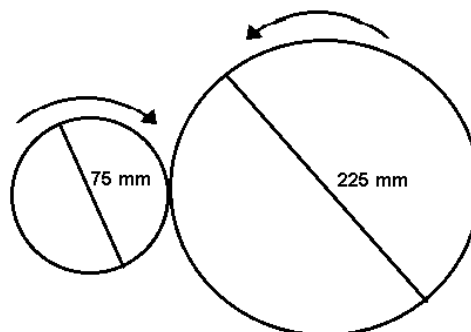


Figura 13. Representación de contacto piñón 1 y corona 1.

$$N_A D_A = N_B D_B \quad [54]$$

Donde:

$$N_A = \text{Velocidad angular piñón } 1500 \text{ rpm} = 157 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$D_A = \text{Diámetro piñón}$

$N_B = \text{Velocidad corona.}$

$D_B = \text{Diámetro corona.}$

$$157 \times 0.075 = N_B \times 0.225$$

$$N_B = \frac{157 \times 0.075}{0.225}$$

$$N_B = 52 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 500 \text{ rpm}$$

Como se puede apreciar en la primera interacción si existe reducción en la velocidad, pero aún esta velocidad es mucho mayor que la requerida por el proceso. Es por esta razón que fue necesario que se aumente otra etapa de engranes.

A continuación, en la Figura 14, se muestra la segunda relación, como dato de velocidad 3 se tiene la velocidad de la corona 1, debido a que el segundo engranaje conductor rota solidario con la corona como se muestra en la Figura 12.

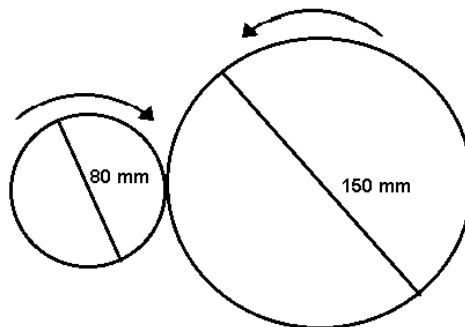


Figura 14. Representación contacto piñón 2 y corona 2

$$N_C D_C = N_D D_D \quad [55]$$

Donde:

$N_C = \text{Velocidad angular piñón } 500 \text{ rpm} = 52 \text{ rad/s}$

$D_C = \text{Diámetro piñón}$

$N_D = \text{Velocidad corona.}$

$D_D = \text{Diámetro corona.}$

$$52 \times 0.08 = N_D \times 0.150$$

$$N_D = \frac{52 \times 0.08}{0.150} N_D = 27.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 264 \text{ rpm}$$

En la segunda interacción el resultado se acercó mucho a la velocidad que requiere el proceso la cual es de 238.73 rpm.

La diferencia entre la velocidad requerida por el proceso y la velocidad que entrega la caja reductora es de 25.27 [rpm], sin embargo, esto no afectaría al proceso sino podría convertirse en una ventaja y ayudaría para que el tiempo de producción sea menor esto en teoría, pues es importante tener en cuenta que el trabajo de tesis que se presenta consiste en el diseño y simulación de la máquina por esta razón cualquier variación en el parámetro de velocidad en la simulación solo acortará el tiempo en el proceso.

2.11. CARGA TRANSMITIDA.

Para determinar la carga que va a transmitir el motor al inicio del sistema reductor, se debe considerar que la potencia que transmite el motor al piñón es la misma potencia que se transmite a la corona, por lo tanto, se dice que:

$$P_{motor} = P_{piñón} = P_{corona}$$

La potencia además está directamente relacionada a la velocidad angular y al momento torsor que se genera, por lo tanto:

$$P_{motor} = M_t * W \quad [56]$$

Donde:

$P_{motor} = \text{Potencia del motor}$

$M_t = \text{Momento torsor}$

$W = \text{Velocidad Angular}$

Y, si se considera que tanto la potencia en el piñón como la potencia en la corona, son las mismas se puede concluir que:

$$M_A * W_A = M_B * W_B \quad [57]$$

Donde:

$M_A = \text{Momento torsor en piñón}$

$M_B = \text{Momento torsor en corona}$

$W_A = \text{Velocidad angular en el piñón.}$

$W_B = \text{Velocidad angular en la corona,}$

$$(0.17) * (157) = M_B(52)$$

$$M_B = 0.51 \text{ [Nm]}$$

En la primera relación se obtiene que el momento torsor en el engranaje es de 0.51 [Nm], por lo tanto, la fuerza tangencial que se produce es de:

$$F_t = \frac{M_t}{R_p} \quad [58]$$

Donde:

$M_t = \text{Momento torsor.}$

$R_p = \text{Radio primitivo.}$

$$F_t = \frac{0.51}{0.0375}$$

$$F_t = 13.6 \text{ [N]}$$

Para la siguiente relación se consideró que, al estar girando solidario el piñón 2 junto con la corona 1 la potencia que transmite el piñón 2 a la corona 2 es la potencia de salida de la corona 1, por lo tanto, el momento torsor es el mismo en el piñón 2 que en la corona 1.

$$M_C * W_C = M_D * W_D \quad [59]$$

$$M_D = (0.51) * \frac{52}{27.7}$$

$$M_D = 0.92 [Nm]$$

La fuerza tangencial que se produce entre el piñón 2 y la corona 2 es de:

$$F_t = \frac{0.92}{0.075}$$

$$F_t = 12.26[N]$$

Finalmente, debido a que el requerimiento de torque por parte del proceso demandó que este sea de 0.0217 Nm, entonces el resultado obtenido a la salida de la caja reductora 0.92 [Nm] cumple con el requerimiento.

2.12. SELECCIÓN DEL MATERIAL

Teniendo en cuenta que el engranaje conductor 1 es el que va a transmitir el movimiento inicial entonces se concluyó que el material que se seleccione para este elemento puede ser el que se escoja para toda la caja reductora.

$$\sigma_t = \frac{w_t * P_d}{F * J} * k_s * k_o * k_m * k_v * k_b \quad [60]$$

Donde:

K_o = Factor de sobrecarga.

K_m = Factor de distribución de carga.

K_b = Factor de espesor.

K_v = Factor dinámico.

W_t = Carga transmitida.

P_d = Paso diametral.

F = Ancho de cara.

J = Factor de geometría.

Todos los factores que se muestran previamente se seleccionaron en tablas y gráficos, los mismo se extrajeron del libro de diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott.

2.12.1. DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE GEOMETRÍA

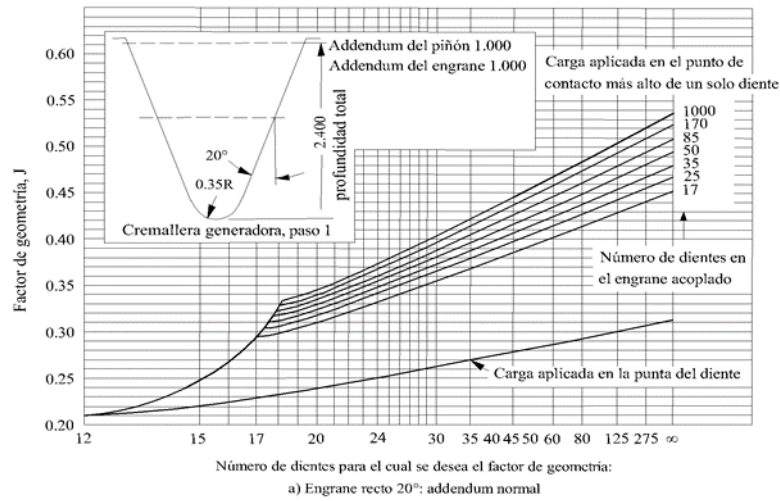


Figura 15 Selección de factor de geometría.

Los factores que se obtienen de la curva se muestran a continuación.

$$J_p = 0,25 \quad J_e = 0,31$$

2.12.2. DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE SOBRECARGA

Para seleccionar el factor de sobrecarga se debe considerar que tipo de máquina se está diseñando. Para la máquina grapadora se tienen las siguientes consideraciones, la fuente de potencia es uniforme debido a que esta es un motor eléctrico; y la máquina es de tipo impulsada, debido a que va a generar un trabajo continuo, y los choques son casi nulos por lo que se consideran uniformes, de tal manera el factor de sobre carga que se selecciona es 1. Como se muestra en la Tabla 13.

Tabla 13. Factores de sobrecarga

FACTORES DE SOBRECARGA SUGERIDOS, K_o				
Fuente de potencia	Máquina impulsada.			
	Uniforme	Choque Ligero	Choque Moderado	Choque Pesado
Uniforme	1	1,25	1,5	1,75
Choque Ligero	1,2	1,4	1,75	2,25
Choque moderado	1,3	1,7	2	2,75

2.12.3. DETERMINACIÓN DEL FACTORE DE TAMAÑO.

Para el cálculo del factor de tamaño se deben tener en cuenta datos previamente calculados como son el paso diametral, módulo métrico y el factor de tamaño. La Tabla 14 muestra el valor del factor de tamaño.

Tabla 14 Factor de tamaño.

Factores de tamaño sugeridos, Ks		
Paso diametral, Pd	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, Ks
>=5	<=5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.4

De acuerdo a los cálculos anteriores se tiene que el paso diametral es 0.2 mm y el módulo es de 5 por lo tanto el factor de tamaño es 1.4.

2.12.4. DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA.

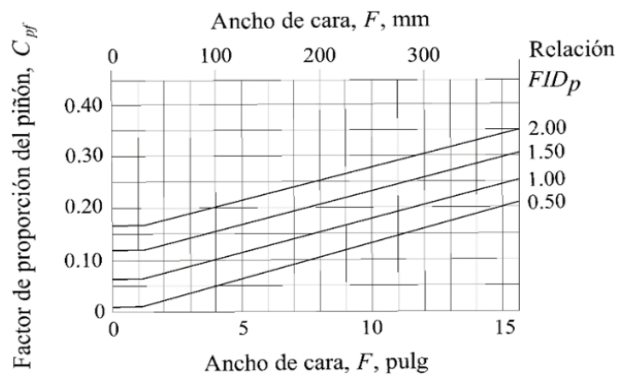


Figura 16 Factor de distribución de carga.

$$K_m = 1 + C_{pf} + C_{ma} \quad [61]$$

$$\frac{F}{D_p} = \frac{13\text{mm}}{75\text{mm}} = 0,1733 < 0,5 ; C_{pf} = 0$$

2.12.5. DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE PROPORCIÓN DEL PIÑÓN.

Diámetro del piñón:

Para $FID_p < 0.50$, maneje la curva

$$FID_p = 0.50$$

Cuando $F \leq 1.0$ pulg ($F \leq 25$ mm)

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.025$$

Cuando $1.0 \leq F < 15$

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125F$$

2.12.6. DETERMINACIÓN FACTOR POR ALINEAMIENTO DE ENGRANADO

Engranés abiertos:

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167F - 0.765 \times 10^{-4}F^2.$$

Unidades comerciales cerradas de engranes.

$$C_{ma} = 0.127 + 0.0158F - 1.093 \times 10^{-4}F^2$$

Unidades de precisión cerradas de engranes.

$$C_{ma} = 0.0675 + 0.0128F - 0.926 \times 10^{-4}F^2$$

Unidades de extra precisión cerradas.

$$C_{ma} = 0.0380 + 0.0102F - 0.822 \times 10^{-4}F^2$$

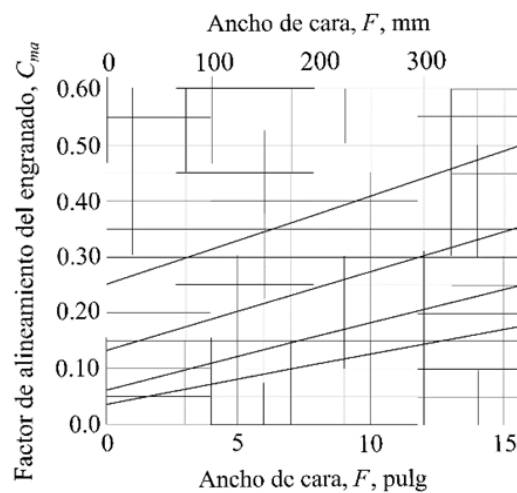


Figura 17 Factor de alineamiento de engrane.

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 * F - 1,093 * 10^{-4} * F^2$$

$$C_{ma} = 0,127 + 0,0158 * (13) - 1,093 * 10^{-4} * (13)^2$$

$$C_{ma} = 0,3139$$

$$km = 1 + 0 + 0,3139$$

$$km = 1,3139$$

2.12.7. CÁLCULO DEL FACTOR DE ESPESOR

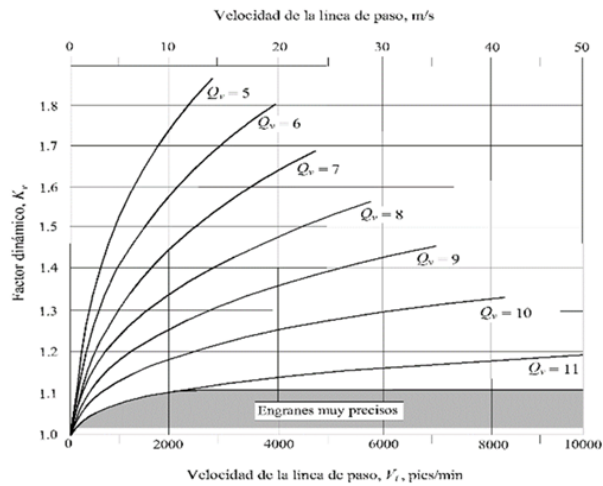


Figura 18 Factor de espesor de borde

$$mb = \frac{tr}{ht}$$

$$mb = \frac{5.8333 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} = 1.1666$$

$$Kb = 1,6 * \ln \left(\frac{2,242}{mb} \right)$$

$$Kb = 1,6 * \ln \left(\frac{2,242}{1,1666} \right) = 1.045$$

2.12.8. FACTOR DINÁMICO DEL ENGRANE

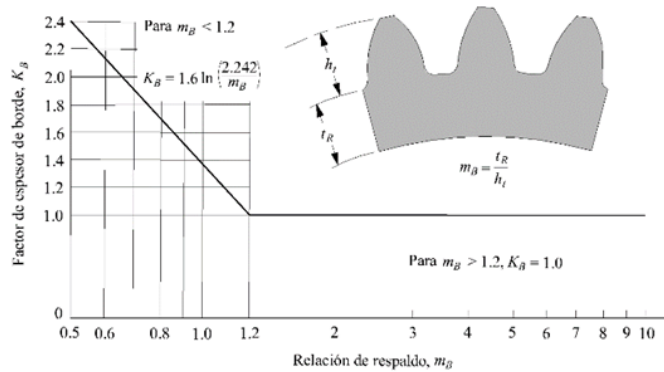


Figura 19. Factor dinámico.

$$w = 1500 \text{ rpm}$$

$$r = 37,5 \text{ mm}$$

$$Vt = w * r$$

$$V_t = 157.07 \text{ rad/s} * (0,0375\text{m})$$

$$V_t = 5.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}; K_v = 5.9$$

2.12.9. CÁLCULO DEL ESFUERZO FLEXIONANTE EN EL ENGRANE

$$\sigma_t = \frac{(0.92N) * (2 * 10^{-4}\text{m})}{(1,3 * 10^{-2}\text{m}) * 0,31} * (1,4) * (1) * (1,3139) * (5.9) * (1,045)$$

$$\sigma_t = 0,5178 \text{ Pa}$$

El esfuerzo que resulta es de 0.5178 [Pa], es vital para determinar el material en el que se van a maquinar estos elementos.

Un factor a considerar para el maquinado de los engranajes es el costo de maquinado, porque dependiendo la resistencia al maquinado que ofrece cada material el tiempo de maquinado puede aumentar y considerando que este costo depende directamente del tiempo que se usa la máquina, usar un material muy duro no resultaría conveniente.

Para el caso de la máquina se seleccionó un acero 1020 laminado en caliente. En la Tabla 15 resaltado en color verde se muestran las características del material seleccionado.

Tabla 15. Características mecánicas de los aceros.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje elongación en 2 pulgadas)	Dureza de brinell (HB)
		(KSI)	(Mpa)	(ksi)	(Mpa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en Frio	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estirado en Frio	80	552	71	490	12	60
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estirado en Frio	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321

2.13. EJES DE TRANSMISIÓN

El libro de Mott realiza ciertas recomendaciones para el diseño de ejes de transmisión, las mismas hacen referencia a que para diseñar de un eje se debe seleccionar un material cuya composición sea alta en carbono es así que se recomienda usar materiales como los AISI(1040, 4140, 4340, etc.)debido a que estos materiales tienen buena ductilidad y su porcentaje de elongación es superior al 12%. Es por ello que para los ejes de la máquina se ha seleccionado el acero al carbono AISI 1040, cuyas características son las siguientes

Tabla 16. Propiedades de los aceros al carbono

APENDICE 3 PROPIEDADES DE DISEÑO PARA LOS ACEROS AL CARBÓN Y ALEADOS						
Designación del material	Condición	Resistencia a la Tensión		Resistencia a la fluencia		Ductilidad (Porcentaje de elongación)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	%
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25
1020	Estirado en frío	61	420	5	352	15
1020	Recocido	60	414	43	296	38
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18
1040	Estirado en frío	80	552	71	490	12

- Resistencia a la fatiga

Para obtener la resistencia a la fatiga se acude a la curva de la f, el cual se extrajo del libro de Mott, y de donde se obtiene que para una resistencia a la tensión de 72 [ksi] y teniendo en cuenta que el material es laminado en caliente su respectiva resistencia a la fatiga es de 35 [ksi]

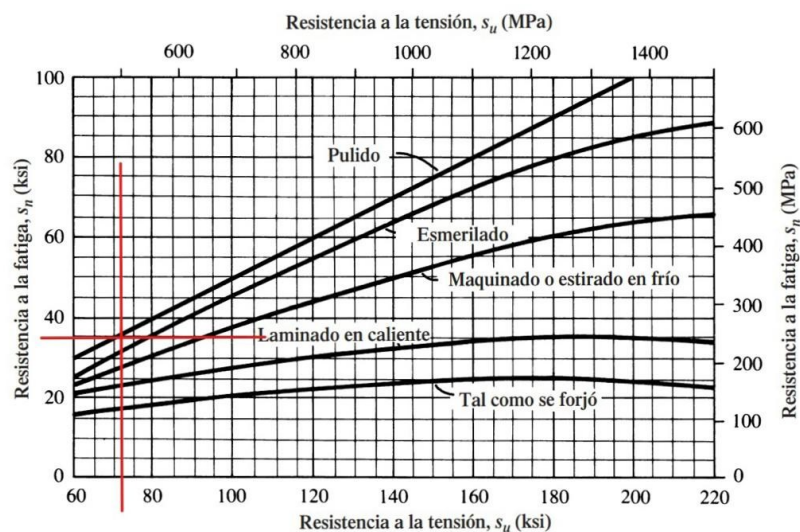


Figura 20. Curva para estimar la resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión.

2.13.1. FACTOR POR TAMAÑO.

Teniendo en cuenta que la potencia que va a transmitir el eje es relativamente pequeña puesto que el motor entrega 25 [W], se supone que el diámetro del eje no va a ser muy grande, la Figura 21 que se muestra a continuación permite estimar este factor, la gráfica se extrajo del libro de Mott.

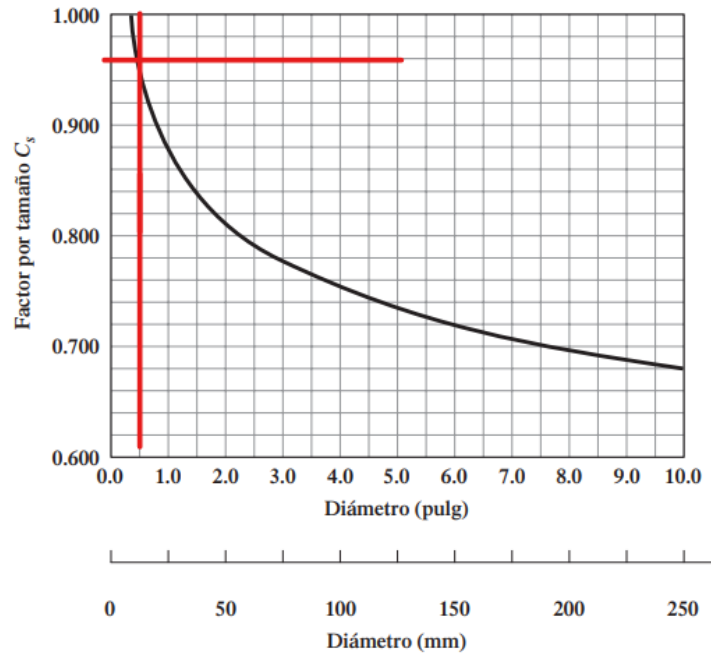


Figura 21. Gráfico para estimación del factor de tamaño.

Después de analizar la gráfica planteando un diámetro aproximado al necesario para los ejes se obtuvo que el factor de tamaño $C_s=0.96$

2.13.2. FACTOR DE CONFIABILIDAD.

El factor de confiabilidad que se consideró para el diseño de este eje es del 99% por lo tanto $C_R=0.81$.

2.13.3. RESISTENCIA A LA FATIGA MODIFICADA.

$$S'_n = S_n * C_s * C_R$$

Donde:

S'_n = Resistencia a la fatiga modificada.

S_n = Resistencia a la fatiga.

C_s = Factor de tamaño.

C_R = Factor de confiabilidad.

$$S'_n = 35000 * 0.96 * 0.81$$

$$S'_n = 27216 \text{ [ksi]}.$$

Además, también se tuvo en cuenta el factor de diseño, el cual se fijó en $N=2$ debido a que el eje no va a estar expuesto a choques inusuales.

2.13.4. VELOCIDAD DE LOS EJES.

La velocidad de los ejes se calculó en el apartado anterior y se presentan los resultados a continuación a manera de datos.

- Velocidad Eje A= 1500 [rpm]
- Velocidad Eje B = Eje C = 500 [rpm]
- Velocidad Eje D = 264 [rpm]

2.13.5. PAR DE TORSIÓN QUE DEBE TRANSMITIR EL EJE.

En la Figura 22 se puede apreciar como estaría dispuesta la caja reductora para la máquina, como se puede observar el eje que va a estar sometido a los mayores esfuerzos es el eje que sostiene a la corona B y que recibe toda la potencia del motor a través del piñón A y la distribuye al resto del sistema a través del piñón C el cual está montado sobre el mismo eje de la corona B y este a su vez transmite la potencia a la corona D.

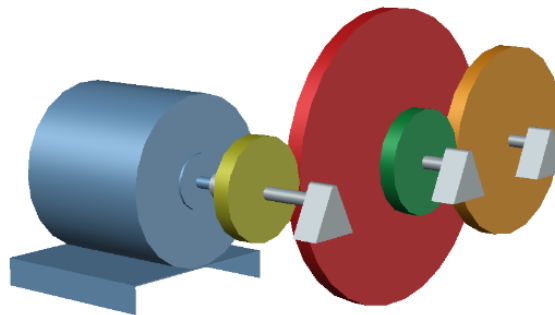


Figura 22. Disposición de rodamientos y apoyos para la caja reductora

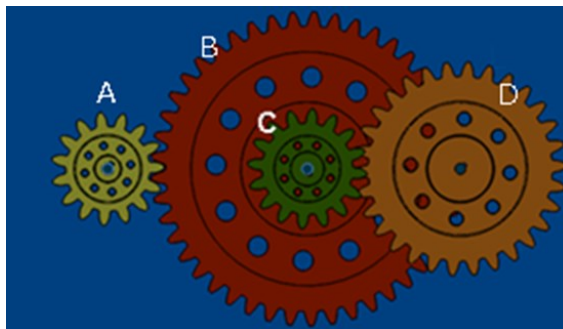


Figura 23. Esquema de la disposición de los ejes,

Para determinar el par de torsión que va a transmitir el sistema se procede a aplicar la siguiente fórmula, la cual requiere que todos sus datos estén en unidades del sistema inglés.

$$T_B = 63000 * \frac{P}{n} \quad [62]$$

Donde:

T_B = Par de torsión sobre la corona B.

P = Potencia transmitida en HP.

n = Velocidad angular en rpm.

$$T_B = 63000 * \frac{0.034}{1500}$$

$$T_B = 1.428 \text{ [lb. m]}$$

Ahora se procede a calcular la potencia que se transmite desde el piñón C hacia la corona D.

$$T_D = 63000 * \frac{P}{n} \quad [63]$$

Donde:

T_D = Par de torsión sobre la corona D.

P = Potencia transmitida en HP.

n = Velocidad angular en rpm.

$$T_D = 63000 * \frac{0.034}{500}$$

$$T_D = 4.28 \text{ [lb. m]}$$

2.13.6. FUERZAS TANGENCIALES.

La fuerza tangencial que se generó en B se determinó mediante la siguiente fórmula.

$$F_t = T_B * \frac{D}{2}$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial en B

T_B = Torque en B

D = Diámetro primitivo.

$$F_t = 1.428 * \frac{8.86}{2}$$

$$F_t = 6.32 \text{ [lb]}$$

Para determinar la fuerza tangencial en D se realizó lo mismo, pero con los datos de la corona D

$$F_t = T_D * \frac{D}{2}$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial en D

T_D = Torque en D

D = Diámetro primitivo.

$$F_t = 4.28 * \frac{5.90}{2}$$

$$F_t = 12.64 \text{ [lb]}$$

2.13.7. FUERZAS RADIALES.

Para determinar las fuerzas radiales presentes se aplicó la siguiente ecuación.

$$F_R = F_t * \tan \varphi$$

Donde:

F_R = Fuerza Radial en B.

F_t = Fuerza tangencial en B.

φ = Ángulo de presión.

$$F_R = 6.32 * \tan 20$$

$$F_R = 2.3 [lb]$$

Fuerza radial en D.

$$F_R = F_t * \tan \varphi$$

Donde:

$F_R =$ Fuerza Radial en D.

$F_t =$ Fuerza tangencial en D.

$\varphi =$ Ángulo de presión.

$$F_R = 12.64 * \tan 20$$

$$F_R = 4.6[lb]$$

$$\Sigma F_X = 0$$

Donde:

$F =$ Fuerza

$$-9.75 - E_x + F_x = 0$$

$$-F_x = 14.625 - 9.75$$

$$F_x = 4.875 [N]$$

2.13.8. REACCIONES EN LOS APOYOS.

Para determinar las reacciones en los apoyos se procede a analizar el eje como si este se encontrara en equilibrio.

$$\Sigma F_X = 0$$

$$-P_X + B_X - C_X + Q_X = 0$$

$$-P_X + Q_X = -2.3 + 4.875$$

$$P_X - Q_X = 2.576[lb]$$

$$\Sigma M_p = 0$$

$$-B_X(1.04) + C_X(1.89) - Q_X(2.93) = 0$$

$$-2.3(1.04) + 4.875(1.89) - Q_X(2.93) = 0$$

$$Q_x = 2.33[lb]$$

$$P_x - Q_x = 2.576[lb]$$

$$P_x - 2.33 = 2.576[lb]$$

$$P_x = 0.25 [lb]$$

Una vez encontrados los valores de las reacciones en el eje X se procede a determinar las reacciones en el eje Y.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-P_y + B_y - C_y + Q_y = 0$$

$$-P_y + Q_y = 6.32 - 12.64$$

$$P_y - Q_y = 6.32 [lb]$$

$$\Sigma M_p = 0$$

$$-B_y(1.04) + C_y(1.89) - Q_y(2.93) = 0$$

$$-6.32(1.04) + 12.64(1.89) - Q_y(2.93) = 0$$

$$Q_y = 5.9[lb]$$

$$P_y - Q_y = 6.32[lb]$$

$$P_y - 5.9 = 6.32[lb]$$

$$P_x = 12.22 [lb]$$

Una vez que se han determinado las reacciones en los ejes se procedió a dibujar los diagramas de momento. Para se usó el software MDSolid.

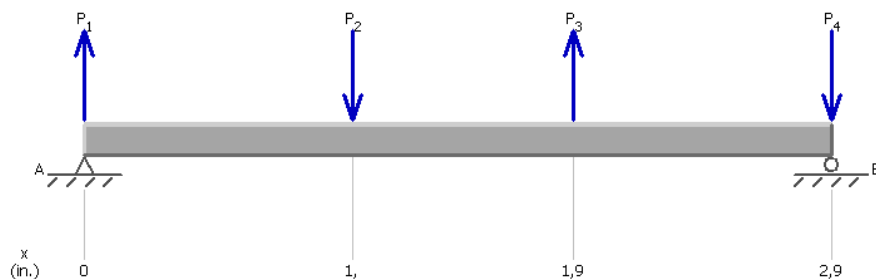


Figura 24. Diagrama de cargas eje (Y).

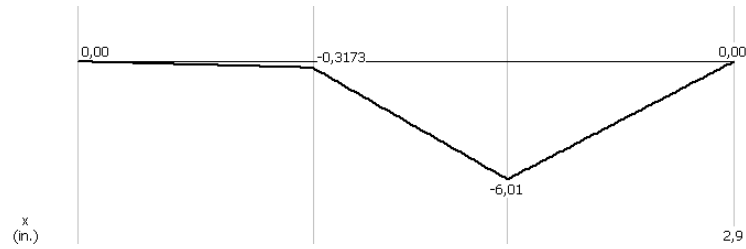


Figura 25. Diagrama de Esfuerzo cortante



Figura 26. Diagrama de momento flector.

2.13.9. DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE.

Para determinar el diámetro mínimo del eje se aplica la fórmula que sigue la cual fue extraída del libro de diseño de elementos de máquina de Mott.

$$D = \left(\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\frac{(K_t M)^2}{(S_N)^2} + \frac{3 (T)^2}{4 (S_y)^2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [64]$$

Donde:

D = diámetro

N = Factor de diseño

K_T = Factor de concentración de esfuerzo.

M = Momento flexionante

S_n = Resistencia a la Fatiga

T = Par torsional

S_y = Resistencia a la fluencia

$$D = \left(\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\frac{3 (T)^2}{4 (S_y)^2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Se descarta el primer término de la ecuación debido a que en el eje no existe flexión.

$$D = \left(\frac{32 (1)}{\pi} \sqrt{\frac{3 (4.28)^2}{4 (40 \times 10^3)}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 0,57 \text{ pulg}$$

$$D = 14.57 \text{ mm}$$

Para determinar el diámetro del eje en su cambio de sección se aplicó el siguiente concepto.

$$D = 1.5 d$$

[65]

Donde:

D = Diámetro cambio de sección.

d = Diámetro mínimo del eje.

$$D = 1.5x(0.57)$$

$$D = 0.86 \text{ pul}$$

$$D = 21.86 \text{ mm}$$

En el cálculo previo se determinó el diámetro mínimo del eje, a continuación, se determina el diámetro en la siguiente porción del eje en donde ya se encuentran otro tipo de elementos y otro tipo de esfuerzos.

La sección a donde se va a proceder con los cálculos se muestra resaltada de rojo en la Figura 27.

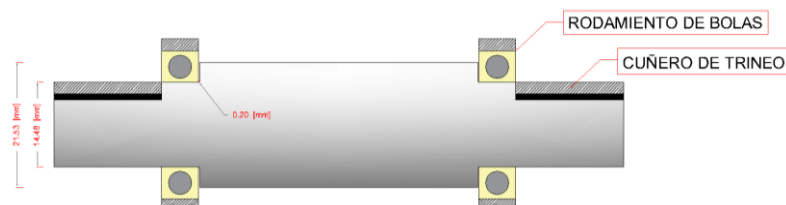


Figura 27.- Corte eje, salida caja reductora.

Determinación del diámetro del eje, para poder seguir con este cálculo es importante tener en cuenta los factores de concentración de esfuerzo, los cuales van relacionados a la forma del eje y a los elementos que este va a soportar, de esta manera los factores a tener en cuenta son:

Cuñero de trineo.

$$K_t = 1.6$$

Chaflanes agudos.

$$K_t = 2.5$$

Anillos de retención.

$$K_t = 1.6$$

$$K_t = 3$$

Factor de diseño el grado de incertidumbre sobre las fuerzas no es muy alto.

$$N = 3$$

Previo al cálculo del diámetro se procede con el cálculo del factor de concentración de esfuerzos.

$$K_t = (1.6) \times (2.5) \times (1.6) \times (3)$$

$$K_t = 19.2$$

A continuación, se procede con el cálculo del diámetro del eje, descartando el segundo término de la ecuación puesto que no hay flexión.

$$D = \left(\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\frac{(K_t M)^2}{(S_N)}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [66]$$

Donde:

$D =$ diámetro

$N =$ Factor de diseño

$K_T =$ Factor de concentración de esfuerzo.

$M =$ Momento flexionante

$S_n =$ Resistencia a la Fatiga

$T =$ Par torsional

$S_y =$ Resistencia a la fluencia

$$D = \left(\frac{32 \times (2)}{\pi} \sqrt{\frac{(19.2 * (4.875)^2)}{40 \times 10^3}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$D = 1.3 \text{ pulg}$$

$$D = 33 \text{ mm}$$

El cálculo nos muestra que el diámetro del eje en su sección más gruesa puede ser 33 mm, de tal manera que el tocho donde se maquine el eje debería ser de 1-1/2 [pulg].

Además, el hecho de que el eje sea simétrico entonces el diámetro se puede mantener a lo largo de toda la sección hasta llegar al siguiente rodamiento.

2.14. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Los rodamientos se deben seleccionar de acuerdo a la capacidad de carga radial a la que van a ser sometidos, para este caso se consideran cojinetes de bolas.

$$Cr = n * Fe \left(\frac{L_D}{L_R} * \frac{n_D}{n_R} \right)^{1/a} \quad [67]$$

Donde:

Cr = Capacidad de carga radial

L_R = Vida nominal = 3000 h

n_R = Velocidad = 355 rpm

n_D = Velocidad de diseño = 500 rpm

Fe = Fuerza radial equivalente

L_D = Vida nominal de diseño. = 30000 h

n = Factor de diseño = 3

a = Para cojinete de bolas 3

V = Factor de rotación (anillo interior rotatorio) = 1

Fr = Carga radial aplicada (se especifica en el cálculo de ejes) = 59.19 N ≈ 13.3 lbf

$$Fe = V * Fr = 1 * 4.6 \text{ lbf} = 4.6 \text{ lbf} \quad [68]$$

$$Cr = 3 * 4.6 * \left(\frac{30000}{3000} * \frac{500}{355} \right)^{\frac{1}{3}} = 33.32 [lbf] \approx 148.21 [N]$$

Se selecciona un rodamiento rígido de bolas marca SKF . (Rodamientos SKF, 2015, pág. 325)

da =33.1 mm ra=0.3 Da=40 mm

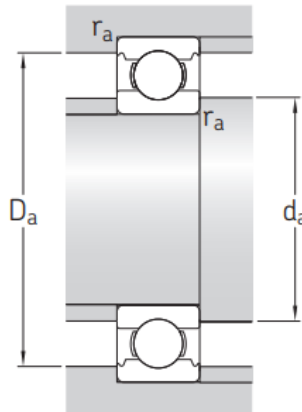


Figura 28. Esquema rodamiento(Rodamientos SKF, 2015, pág. 322)

2.15. CUÑAS

Se utilizan cuñas cuadradas como se indica en la Figura 26, por facilidad de fabricación para la sujeción de los engranes con el eje de transmisión. Para la selección de la misma se utiliza el diámetro interior de eje $d = 10$ mm.

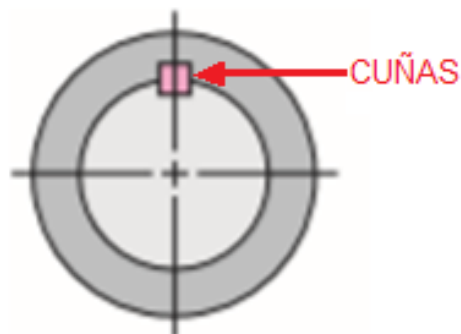


Figura 29. Cuña cuadrada

(BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 378)

La Tabla 17 indica las diferentes medidas de cuñas cercanas a la medida que se debe seleccionar.

Tabla 17. Dimensiones de cuñas cuadradas

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero (inch)
Más de	Hasta (inclusive)	W (inch)	h (inch)	
1-1/4"	1-3/8"	5/16"	5/16"	5/16"

2.16. ESPESOR DE PARED BANDEJAS

Para diseñar la carcasa de la máquina se tienen en cuenta cuales van a ser los factores en los que esta va a desempeñar su función. Es así que el cálculo del espesor de las paredes de la máquina se realiza mediante la siguiente expresión. (Báez & Pupiales, 2015, págs. 148,149)

$$h = a * \varphi * \sqrt{\frac{Q}{\sigma_{adm}}} \quad [67]$$

Donde:

$$a = b = 0.6 \text{ m Longitud de la placa}$$

$$\varphi = \frac{b}{a} = 0.5 \text{ Longitud numérica en base a la relación}$$

$$\sigma_{adm} = 250 \text{ MPa} = 250000000 \text{ Pa Anexo 15 (Dipac, 2018)}$$

$$W = 65 \text{ kg Peso total de la máquina}$$

$$Q = \text{Carga aplicada sobre la pared}$$

$$h = 0.6 \text{ m} * 0.5 * \sqrt{\frac{W * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\frac{a * b}{250}}} = 0.8 \text{ mm}$$

Se utiliza acero ASTM A 36 para las paredes de la máquina con un espesor de 2 mm.

2.17. ACTUADOR NEUMÁTICO

Para seleccionar el cilindro neumático debemos calcular la fuerza necesaria para perforar el papel. Se utiliza una grapa con un tamaño de 6/23 el cual permite grapar de 2 a 20 hojas. Se usa cartulina dúplex con un gramaje de 260 como se muestra en los datos de la Tabla 18 se extrajeron de la página web de la papelería cumbre.

Tabla 18. Características de las cartulinas a ser grapadas.

Cartulina DUPLEX peso por RESMA						
	70x100		76x112		82x112	
Gramaje	Peso x 500 hojas		Peso x 500 hojas		Peso x 500 hojas	
230	82,3	kilos	100	kilos	107,9	kilos
260	91	kilos	110,66	kilos	119,39	kilos

Se encuentra el peso generado por las 20 hojas, para ello se calcula su masa.

$$500 \text{ hojas} \longrightarrow 11 \text{ kg}$$

$$20 \text{ hojas} \longrightarrow m$$

$$m = 0.44 \text{ kg}$$

$$F = m * g = 0.44 * 9.8 \frac{m}{s^2} = 4.12 \text{ N}$$

Se obtiene el área de grapado que es igual al perímetro de las patas de la grapa con un grosor de 1.05 mm por la profundidad de las hojas a ser grapadas, donde para una hoja se tiene una profundidad de 0.34 mm.

$$A = 4.2 \times 10^{-3} m * 6.8 \times 10^{-3} m = 2.856 \times 10^{-5} m^2$$

En la Figura 30 se muestra el diagrama de cuerpo libre del actuador neumático y grapadoras del sistema, se necesita un cilindro neumático que tenga una fuerza mayor o igual para realizar el proceso de grapado.

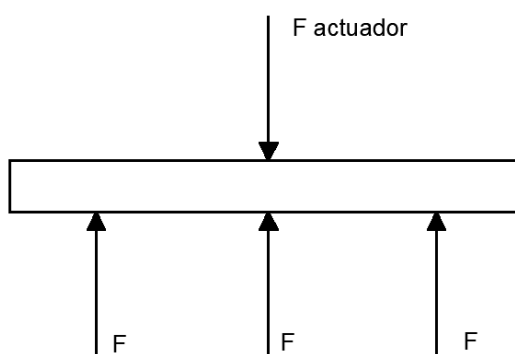


Figura 30. Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) actuador y grapas.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{actuador} - F_{grapadora} - F_{grapadora} - F_{grapadora} = 0$$

$$F_{actuador} = 3 * F = 3 * 4.12 N$$

$$F_{actuador} = 12.94 N$$

La resistencia de corte del papel se calcula mediante la siguiente expresión.

$$\tau = \frac{F_{total}}{A} \quad [68]$$

$$\tau = \frac{F_{total}}{A} = \frac{12.94 N}{2.856 \times 10^{-5} m^2} = 453081.24 Pa = 0.453 Mpa$$

Se necesita un actuador que genere una fuerza de 12.94 N para realizar el proceso de grapado, se selecciona un cilindro neumático CDC, ISO 21287, Clean Desing.

2.17.1. Validación fuerza del cilindro

Es importante validar la fuerza calculada para el cilindro ya que no solo se debe perforar el papel sino también deformar la grapa. La Tabla 19 que se muestra a continuación describe algunos tipos de grapas las cuales se encuentran clasificadas según su calibre.

Tabla 19 Tipos de grapas según su calibre.

Longitud de la grapa en (mm)	Tamaño de la grapa	Número de hojas que atraviesa
6	23/06	2 / 20 hojas
8	23/08	20/50 hojas
10	23/10	50/70 hojas
13	23/13	70/100 hojas

HIPPER-Office. Catálogo de grapas disponibles en el mercado. Recuperado de: (<https://www.hiperoffice.es/blog/tipos-y-tamanos-de-grapas/#:~:text=Adem%C3%A1s%2C%20esta%20medida%20se%20puede,grapa%20es%20%2C51%20mm>) [2019]

Como se puede observar en La Tabla 19, la fila que se encuentra marcada con color verde es la que indica que tipo de grapa se seleccionó para realizar el trabajo del grapado de calendarios.

La cantidad de hojas que se deberán perforar son seis hojas más una cartulina de espesor 1 mm lo cual se compara con cuatro hojas más y teniendo presente un factor de seguridad de 3 entonces cabe perfectamente en esta categoría.

La muestra las características de la grapa seleccionada y a partir de la cual se parte con los cálculos para determinar la fuerza que deberá tener el pistón para poder deformar la grapa y sujetar las hojas de papel.

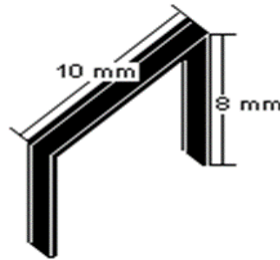


Figura 31. Grapa 23/8 capacidad de perforación hasta 50 hojas.

2.18. CÁLCULO FUERZA PARA DEFORMAR LA GRAPA.

La grapa por su forma puede ser diseñada como un par de columnas que deben pandearse para que cumplan su función, de esta manera se debe calcular la carga crítica.

Datos:

$$L = 8 \text{ [mm]}$$

$$K = 2$$

$$Pa = 12.94 \text{ [N]}$$

$$E = 209 \times 10^9 \text{ [Pa]}$$

$$S_y = 496 \times 10^6 \text{ [Pa]}$$

$$L_e = K * L \quad \text{[69]}$$

Donde:

L_e = Longitud efectiva de columna.

K = Constante de columna.

L = longitud de columna.

$$L_e = 2 * 8 \times 10^{-3}$$

$$L_e = 16 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$A = l^2$$

[70]

Donde:

$A = \text{Área.}$

$l = \text{Lado de la base de la grapa.}$

$$A = (1 \times 10^{-3})^2$$

$$A = 1 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Después de calcular el área, se procede a calcular el momento de inercia.

$$I = \frac{n * P_a * (k * l)^2}{\pi^2 E}$$

Donde:

$I = \text{Inercia.}$

$n = \text{Factor de diseño.}$

$P_a = \text{Carga admisible.}$

$K = \text{Constante de columna.}$

$l = \text{Longitud de columna.}$

$E = \text{Módulo de elasticidad.}$

$$I = \frac{3 * 12.94 * (2 * 8 * 10^{-3} * l)^2}{\pi^2 * 209 * 10^9}$$

$$I = 4.81780 * 10^{-15}$$

Se calcula a continuación el radio mínimo de giro.

$$R_{min} = \frac{I}{A}$$

[71]

Donde:

$R_{min} = \text{Radio mínimo de giro.}$

$I = \text{Momento de inercia.}$

$A = \text{Área de la sección}$

$$R_{min} = \frac{4.81780x 10^{-15}}{1x10^{-6}}$$
$$R_{mini} = 4.81780x10^{-9}$$

Después de calcular el radio mínimo se procede a calcular cual va a ser la constante de columna.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi * E}{S_y}} \quad [72]$$

Donde:

C_c = Constante de columna.

E = Constante de elasticidad.

S_y = Módulo de fluencia.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi * 209x10^9}{496x10^6}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{4.1254x10^{12}}{496x 10^6}}$$

$$C_c = 91.20$$

Después de calcular lo anterior se procede con el cálculo de la relación de esbeltez.

$$R_e = KL$$

Donde:

R_e = Relación de esbeltez.

K = Constante de columna.

L = Longitud.

$$R_e = \frac{KL}{r}$$

$$R_e = \frac{2 * 8x10^{-3}}{4.81780 * 10^{-9}} = 3.3210 * 10^6$$

Del cálculo anterior se puede concluir los siguiente:

$$\text{Si } R_e > C_c$$

Entonces la columna es larga caso contrario es corta, en nuestro caso la relación se cumple y por ese motivo se aplica la fórmula de Euler para determinar la carga crítica.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} \quad [73]$$

Donde:

P_{cr} =Carga crítica.

E = Constante de elasticidad.

A = Área de la sección.

K = Constante de columna.

L = Longitud.

R = Radio mínimo de giro.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 209x10^9 * 1x10^6}{\left(\frac{2 * 8x10^{-3}}{4.8178x10^{-9}}\right)^2}$$

$$P_{cr} = 0.188x10^{-3}$$

2.19. DISEÑO DEL RESORTE AMORTIGUADOR

Para el diseño del resorte se utiliza una masa total de 9.1 kg que corresponde al peso de la resma de 500 hojas, la placa base y los acoples del resorte. En la Figura 32 se ilustra el diagrama de cuerpo libre del resorte a compresión.

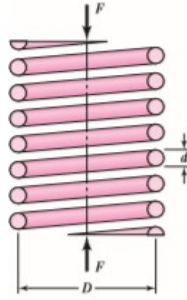


Figura 32. DCL resorte compresión (BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 500).

Se calcula los parámetros para el diseño del resorte.

$$S_{sy} = 0.45S_{ut} = \left(\frac{A}{d^m}\right)$$

Esfuerzo cortante torsional

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_B \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3} \quad [74]$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = K_B \frac{8F_{m\acute{a}x}D}{\pi d^3} = K_B \frac{8F_{m\acute{a}x}C}{\pi d^2}$$

Factor de Bergstraseer

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad [75]$$

Se divide la ecuación para el factor de diseño y se iguala a la ecuación.

$$\frac{0.45}{n} \left(\frac{A}{d^m}\right) = K_B \frac{8F_{m\acute{a}x}C}{\pi d^2} (10^{-3})$$

Como datos de diseño se utiliza un factor de seguridad de $n = 1.5$ y una fuerza de $F_{m\acute{a}x} = 24.25 \text{ lbf}$

$$d = \left(0.205 \frac{K_B C}{A}\right)^{1/(2-m)}$$

Si índice de resorte $C = 12$, entonces

$$K_B = \frac{4 * 12 + 2}{4 * 12 - 3} = 1.11$$

Se utiliza un alambre de bronce fosforado de la Tabla 20, donde $m=0$, $A = 145 \text{ kpsi pulg.}$

Tabla 20. Constantes A y Sut

Material	ASTM Número	Exponente m	Diámetro pulg	A, kpsi-pulg	Diámetro mm	A, MPa-mm	Costo relativo del alambre
Alambre de piano	A228	0,145	0,004-0,256	201	0,1-6,5	2211	2,6
Alambre TyR en aceite	A229	0,187	0,020-0,500	147	0,5-12,7	1855	1,3
Alambre de bronce reforzado	B159	0	0,004-0,022	145	0,1-0,6	100	8

(BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 503)

Se obtiene el diámetro del alambre de 0.137 pulgadas.

$$d = \left(0.205 \frac{1.11 * 11}{145} \right)^{1/(2)} = 0.137 \text{ pulg}$$

Se selecciona un alambre W&M de calibre 10 con diámetro de 0.135 pulgadas, como se muestra en la Tabla 21.

Tabla 21. Equivalentes decimales de calibres de alambres

Nombre del calibre	Amerkano/bown/shape	Birmingham o Stubs Iron Wire	Norma de estados unidos	Norma de fabricantes	Alambre de acero o Washburn & Moon	Alambre de plomo	Stubs steel wire	Broca Común
Uso principal	Lámina alambre y varilla ferrosas	Tubos, tira alambre plano ferrosos y acero para resortes	Lámina y placa ferrosas 480 lbf/ft	lámina de acero	Alambre ferroso, excepto para alambre de piano	Alambre de piano	Barrenas de Acero	Brocas Comunes y acero para brocas
3/0	0,409 6	0,425	0,375	-	0,362 5	0,007	-	-
2/0	0,364 8	0,38	0,343 75	-	,331 0	0,008	-	-
0	0,324 9	0,34	0,3125	-	0,306 5	0,009	-	-
1	0,289 3	0,3	0,281 25	-	0,283 0	0,01	0,227	0,228 0
2	0,257 6	0,284	0,265 625	-	0,262 5	0,011	0,219	0,221 0
3	0,229 4	0,259	0,25	0,239 1	0,243 7	0,012	0,212	0,213 0
4	0,204 3	0,238	0,234 375	0,224 2	0,225 3	0,013	0,207	0,209 0
5	0,181 9	0,22	0,218 75	0,206 2	0,207 0	0,014	0,204	0,205 5
6	0,162 0	0,203	0,203 125	0,194 3	0,192 0	0,016	0,201	0,204 0
7	0,144 3	0,18	0,187 5	0,179 3	0,177 0	0,018	0,199	0,201 0
8	0,128 5	0,165	0,171 875	0,164 4	0,162 0	0,02	0,197	0,199 0
9	0,114 4	0,148	0,156 25	0,149 5	0,148 3	0,022	0,194	0,196 0
10	0,101 9	0,134	0,140 625	0,134 5	0,135 0	0,024	0,191	0,193 5

(BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 1015)

Se comprueba el factor de seguridad de $n = 1.5$

$$n = \frac{0.45\pi A d^{2-m}}{8F_{\text{máx}} C K_B 10^{-3}}$$

$$n = \frac{0.45 * \pi * 140 \text{ kpsi} * 0.134^{2-0}}{8 * 24.25 * 11 * 10^{-3}} = 1.66$$

Se realiza una regla de tres simple para el cálculo de la constante del resorte para 100 hojas con un desplazamiento en el eje “Y” de 1.41 pulgadas y una fuerza de $F_{100 \text{ hojas}} = 4.85 \text{ lbf}$

Se calcula la constante k

$$k = \frac{F}{y} \quad [76]$$

$$k = \frac{4.85 \text{ lbf}}{1.41 \text{ pulg}} = 3.43 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}}$$

Se calcula el número de espiras (BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 498)

$$N_a = \frac{d^4 G}{8kD^3} = \frac{dG}{8kC^3} \quad [77]$$

$$N_a = \frac{0.135 \text{ pulg} \cdot 6 \times 10^6 \text{ psi}}{8 * 3.43 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}} * 12^3} = 17 \text{ vueltas}$$

De la constante del resorte se calcula el y_s

$$y_s = \frac{F_{\text{máx}}}{k} \quad [78]$$

$$y_s = \frac{24.25 \text{ lbf}}{3.43 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}}} = 7.06 \text{ pulg} = 17.95 \text{ cm}$$

Se calcula la longitud sólida (BUDYNAS & NISBETT, 2008, págs. 497,498)

$$L_s = d(N_t + 1) \quad [79]$$

$$L_s = 0.135(17 + 1) = 2.43 \text{ pulg} = 6.17 \text{ cm}$$

La longitud libre del resorte se determina con la formula [80].

$$L_0 = L_s + y_s \quad [80]$$

$$L_0 = L_s + y_s = 2.43 + 7.06 = 9.49 \text{ pulg} = 24.10 \text{ cm}$$

El diámetro libre del resorte es

$$D = C * d \quad [83]$$

$$D = C * d = 12 * 0.135 = 1.62 \text{ pulg} = 4.11 \text{ cm}$$

El diámetro externo de espira del resorte es

$$DE = D + d \quad [84]$$

$$DE = D + d = 1.62 + 0.135 = 1.75 \text{ pulg} = 4.45 \text{ cm}$$

Se calcula las condiciones usuales de los extremos mediante la siguiente expresión. (BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 500)

$$\alpha < 2.63 \frac{D}{L_0} \quad [85]$$

$$\alpha < 2.63 \frac{D}{L_0} = 2.63 \frac{1.62}{9} = 0.5$$

A partir de eso se verifica que exista una medida aproximada.

Tabla 22. Condiciones de los extremos

Condición de Extremo	Constante
Resorte apoyado entre superficies planas paralelas (extremos fijos)	0,5
Un extremo apoyado por una superficie plana perpendicular al eje del resorte (fijo); el otro extremo con pivote (articulado)	0,707
Ambos extremos con pivote (articulados)	1
Un extremo sujeto; el otro libre	2

(BUDYNAS & NISBETT, 2008, pág. 500)

El resorte debe ser apoyado entre superficies planas paralelas con extremos fijos, para ello se utiliza la Tabla 22.

Las dimensiones del resorte son:

- Tamaño del alambre W&M:
calibre 10, $d_{alambre} = 0.135 \text{ pulg}$
- Diámetro externo de espira:
 $DE = 1.75 \text{ pulg} = 4.45 \text{ cm}$
- Número total de espiras:
 - $N_a = 17 \text{ espiras}$ con extremos planos
- Longitud libre:
 $L_0 = 9.49 \text{ pulg} = 24.10 \text{ cm}$

2.20. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

A continuación, se muestra la **Figura 33** del diagrama de control, después de la figura se hará una descripción del proceso para que este más claro el proceso.

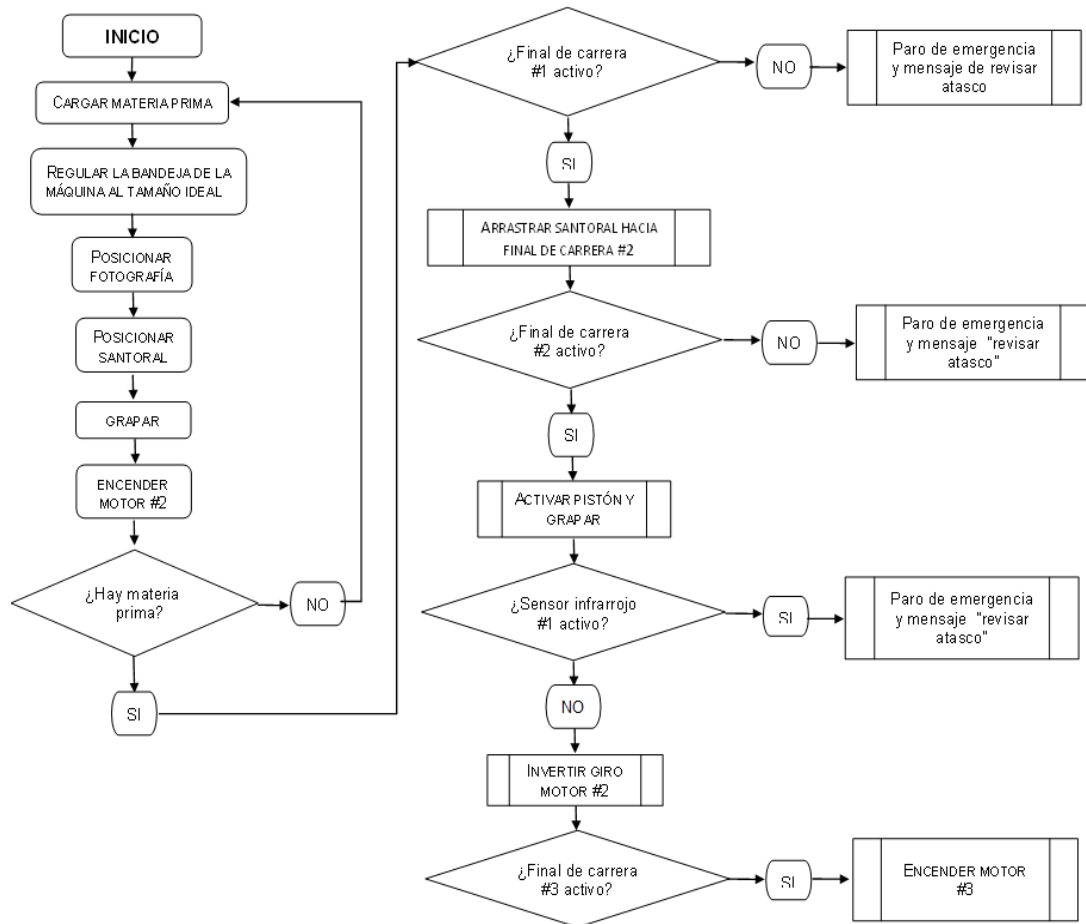


Figura 33. Diagrama de control.

La lógica de control se presenta en la Figura 33, este diagrama permite observar el proceso de producción y cómo se comportará la máquina según los diferentes escenarios que se pueden presentar.

El proceso comienza con la ubicación de la materia prima en las bandejas. A continuación, se procede con la regulación de la bandeja al tamaño del calendario para posteriormente encender la máquina.

A acción seguida la máquina empieza a movilizar la fotografía y posteriormente el santoral o faldilla, una vez que ambos elementos se han posicionado en la ubicación correcta entonces se procede al grapado.

En el eventual caso de que los elementos no se hayan situado correctamente, o a su vez, que en el grapado se presente algún error, entonces se dispara una alarma e inmediatamente se para el funcionamiento de la máquina.

Una vez normalizado el proceso, la máquina continuaría con el despacho del calendario grapado para lo cual se realiza una inversión de giro en los motores.

Si los motores en la fase de despacho presentan alguna anomalía, la máquina procederá de la misma manera que en el proceso anterior (señal de alarma y paro de emergencia).

Es importante mencionar que la máquina siempre podrá ser detenida en caso de emergencia por el usuario ya que cuenta con un paro de emergencia físico.

2.21. SELECCIÓN DEL CONTROLADOR DEL PROCESO.

Para seleccionar el controlador adecuado del proceso se procede a realizar un análisis del proceso para poder determinar cuáles son las entradas y las salidas que el proceso tiene. Lo cual se muestra en la Figura 34.

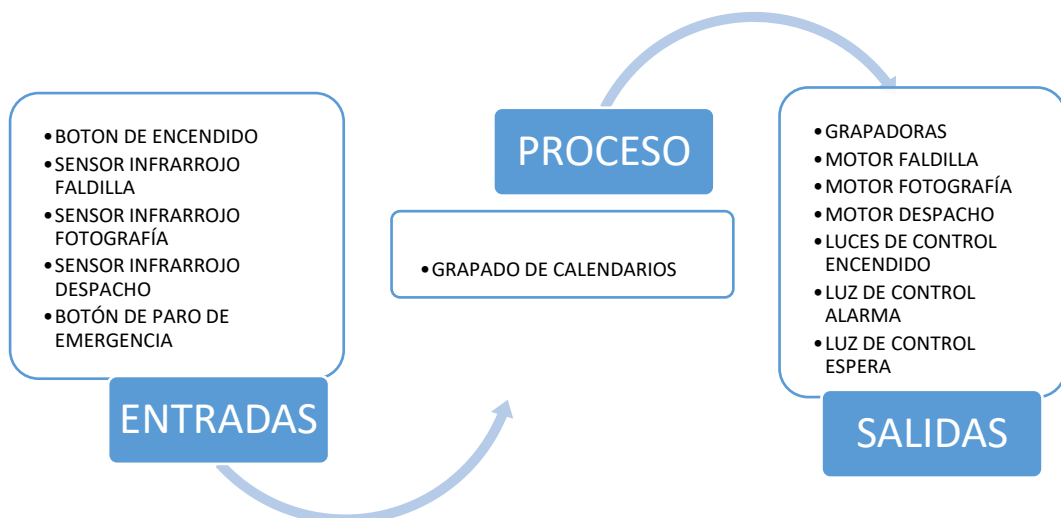


Figura 34. Diagrama de Entradas y Salidas en máquina de grapado de calendarios.

El diagrama anterior muestra la cantidad de entradas y salidas que requieren el controlador. De acuerdo a esto se selecciona un PLC Siemens S7 1200 características, que se describen en Tabla 23.

El criterio de selección principal del PLC, estuvo fundamentado a que los controladores son los más utilizados en la industria ecuatoriana, además se tomó en cuenta que estos controladores son parte de la formación de los alumnos de la UTE.

Tabla 23. Características de entradas digitales PLC S7-1200

ENTRADAS Y SALIDAS DIGITALES	
DATOS TÉCNICOS	CPU 1211C AC/DC relé, CPU 1211C DC/DC relé y CPU 1211C DC/DC/DC
Número de entradas	6
Tipo	Suministro/fuente (tipo 1 IEC sumidero)
Tensión nominal	24 VDC a 4 mA, nominal
Tensión continua admisible	30 VDC, max
Sobretensión transitoria	35 VDC, durante 0,5 s.

Tabla A-16 Entradas digitales, pág. 876 catálogo Siemens

Como se puede apreciar en la Tabla 23, el número de entradas que el PLC ofrece son seis, y el sistema requiere 5.

Se selecciona de todas maneras este PLC debido a que es un equipo modular esto significa que en caso de que se quiera implementar un control adicional en el futuro se puede agregar un módulo extra de entradas que permita se realice cualquier actualización.

A continuación, se muestra la tabla que muestra la cantidad de salidas digitales que ofrece el controlador.

Tabla 24 Salidas digitales PLC S7-1200.

ENTRADAS Y SALIDAS DIGITALES	
DATOS TÉCNICOS	CPU 1211C AC/DC relé, CPU 1211C DC/DC relé y CPU 1211C DC/DC/DC
Número de salidas	4
Tipo	Relé contacto seco.
Rango de tensión	5 – 24 VDC o 5 – 250 VAC
Tensión continua admisible.	30 VDC, max

Tabla A- 17 Salidas digitales, pág. 877 catálogo Siemens

2.21.1. Programación del controlador

La programación del controlador se la realizó en el software Tia Portal V15, las líneas de programación no se pueden exportar como un documento de texto así que se las podrán apreciar en el capítulo de anexos.

2.22. DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y NEUMÁTICO

El diseño del sistema neumático se dimensionó en función de la fuerza necesaria que se requiere para deformar una grapa. En la Figura 35 se puede apreciar cual será la disposición del cilindro en la máquina y también cuáles serán los componentes que ejecuten el grapado.

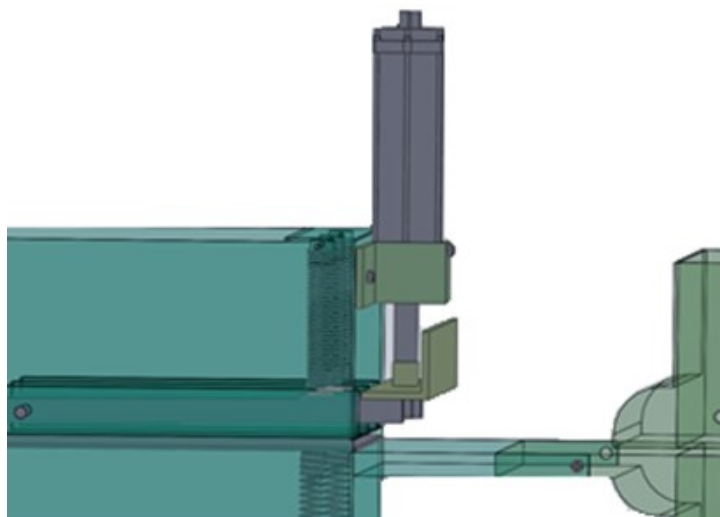


Figura 35 . Sistema de grapado impulsado por un cilindro neumático.

Fue preciso diseñar el sistema de control neumático para que el actuador responda y pueda acoplarse al funcionamiento de la máquina una vez que todos sus sistemas estén integrados, para lo cual se utilizó el software FluidSim ya que permite hacer la simulación del sistema neumático y su operación.

El esquema neumático de la Figura 36 está dotado de los elementos que permiten el funcionamiento del cilindro, además está compuesto de todas las seguridades puesto que, a pesar de estar diseñada como una máquina autónoma en un 90%, siempre va a ser necesaria la supervisión humana; es por ello que no se puede dejar al azar ningún parámetro de este tipo.

La Figura 36 muestra el diagrama neumático junto con el diagrama de control eléctrico, todos los componentes que se encuentran presentes en el diagrama existen en el mercado nacional lo cual es beneficioso en el caso de una eventual construcción de la máquina.

Es importante mencionar que tenemos un botón de inicio para esta secuencia neumática por temas didácticos, luego hay que tener en cuenta que si se llega a construir la máquina pues el inicio de la producción se hará con un botón ubicado en el HMI.

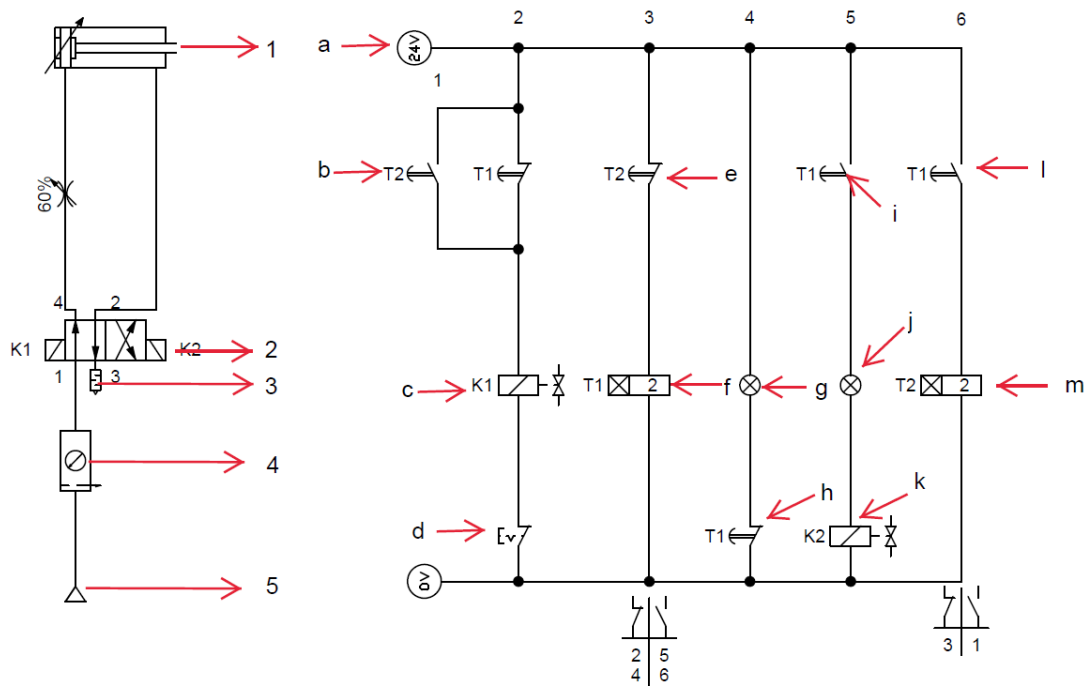


Figura 36. Diagrama neumático y de control eléctrico.

Los elementos que se utilizaron en los diagramas neumáticos de control que se muestran en la Figura 36 se detallan en la Tabla 25 y Tabla 26. Los números representan los componentes del sistema neumático y las letras los del sistema de control eléctrico.

Tabla 25. Tabla de descripción de elementos diagrama neumático.

DESCRIPCIÓN DE ELEMENTOS DIAGRAMA NEUMÁTICO		
ÍTEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	CILINDRO DE DOBLE EFECTO
2	1	VÁLVULA 4 VÍAS CON ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO BIESTABLE
3	1	SILENCIADOR
4	1	UNIDAD DE MANTENIMIENTO
5	1	FUENTE DE AIRE COMPRIMIDO

Para que se entienda mejor a continuación se describe la funcionalidad de cada elemento de la Tabla 25.

- Cilindro neumático. – Es el actuador encargado de ejercer la fuerza que permita deformar la grapa para unir los dos elementos del calendario.
- Válvula 4 vías con accionamiento eléctrico biestable. – Permite el paso del aire en dirección al colector del cilindro, su accionamiento es electrónico.

- Silenciador. – Es un elemento neumático que como su nombre lo indica, ayuda a reducir en gran parte el ruido que genera el aire comprimido.
- Unidad de mantenimiento. – Permite regular la presión de aire que ingresa al sistema, así como también permite eliminar el condensado en la línea mediante una llave de purga.
- Fuente de aire comprimido. – es la fuente de alimentación de aire comprimido del sistema.

La Tabla 26 contiene los elementos de control eléctrico que se han seleccionado para la máquina estos elementos se pueden apreciar en la Figura 36 con letras minúsculas. Los símbolos que presenta el diagrama son los que el software de simulación en este caso Fluidsim presenta.

Tabla 26. Tabla de descripción de elementos diagrama de control

DESCRIPCIÓN DE ELEMENTOS DIAGRAMA DE CONTROL ELÉCTRICO		
ÍTEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
a	1	Fuente de alimentación 24 VDC
b	1	Contacto auxiliar temporizado NA
c, k	2	Valvula solenoide
d	1	Interruptor con retenedor
e, h	3	Contacto auxiliar temporizado NC
f, m	1	Temporizador
g, j	2	Luces Piloto
i, l	2	Contacto auxiliar temporizado NA

El sistema de control que se desarrolló en el software FluidSim está compuesto por dos etapas la primera es la expulsión y regreso del pistón, el cual genera la acción de grapar, la segunda etapa hace que el proceso sea repetitivo.

La Figura 37 muestra la primera etapa de grapado de calendarios. Esta primera etapa ocurre cuando el actuador neumático recibe la señal que envía un sensor infrarrojo el cual indica que la posición de los elementos es la adecuada. A continuación, empieza el grapado mediante el accionamiento de una válvula solenoide que permite el paso del aire y de esta forma el vástago del pistón es expulsado, presionando las tres grapadoras que se encuentran bajo de si y juntando por medio de grapas los elementos de papel.

El proceso muestra una luz de color verde encendida que indica que la acción se ha generado con éxito.

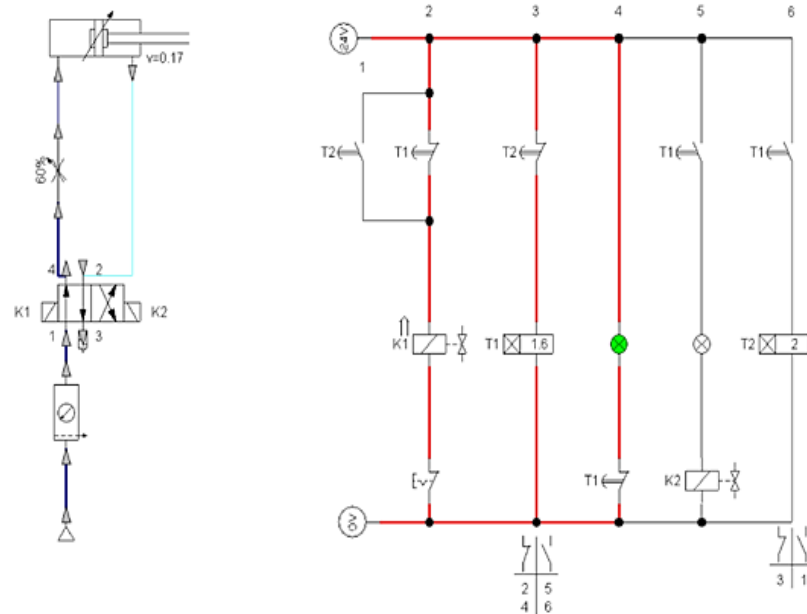


Figura 37. Primera etapa de control para proceso de grapado.

La etapa de automatización empieza a partir de la apertura de contacto normalmente cerrado, que permite el retroceso del cilindro neumático.

En esta etapa se enciende una luz piloto de color rojo que muestra que el cilindro no está actuando y que está a la espera que el sensor infrarrojo que marca el posicionamiento correcto de los elementos de papel vuelva a dar la señal de cierre al contacto, que permite se vuelva a desplegar el pistón. De esta manera se repite el proceso tantas veces como calendarios se quieran grapar.

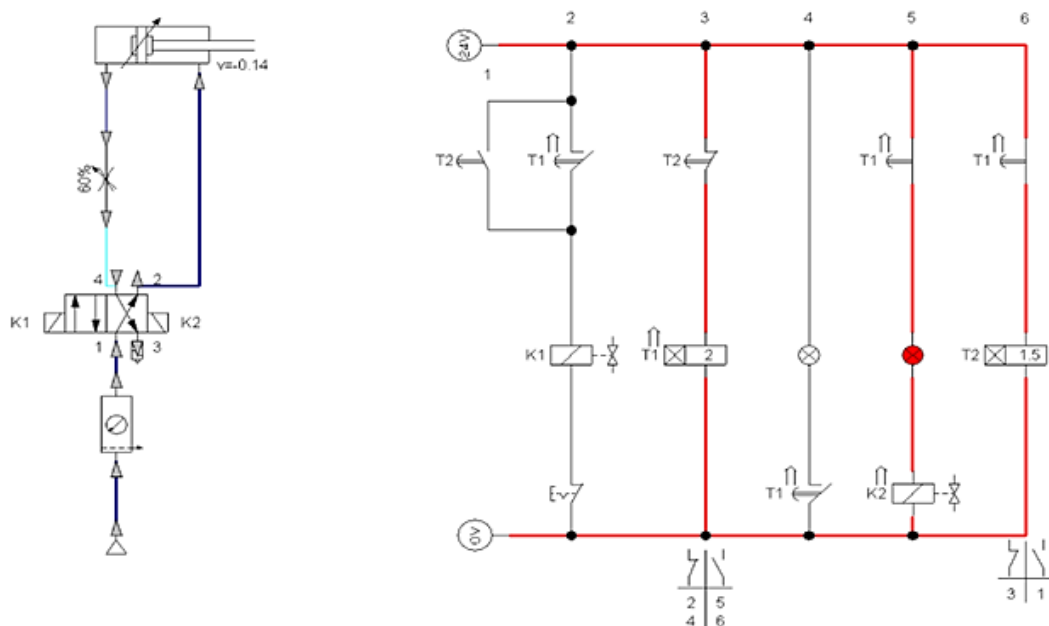


Figura 38 Etapa de automatización proceso de grapado.

Una vez explicado el sistema neumático y sus componentes a través del diagrama de control, se puede ver su funcionamiento y se procede con el dimensionamiento del sistema.

2.22.1. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE AIRE.

Es importante para empezar el cálculo, determinar cuál va a ser la demanda de los elementos neumáticos que van a estar incluidos en el circuito Tabla 27. la cual se extrajo de la página web de Mundo Compresor

Tabla 27. Cuadro de demanda de aire

DEMANDA DE AIRE					
Sección	Consumo de aire l/min	Número de unidades	Factor de utilización	Factor de simultaneidad	Flujo de aire requerido l/min
Válvula de 5 vías	20	1	70%	1	14
Actuador neumático de doble efecto	10	1	70%	1	7
Unidad de mantenimiento	15	1	70%	1	10.5
				Total, aire comprimido	31.5 l/min

La tabla anterior muestra el consumo ideal de aire por los equipos que estarían involucrados en el proceso, sin embargo, es importante hacer algunas consideraciones adicionales a las que se mostraron en la Tabla 27

Tabla 28. Cuadro de demanda de aire (Consideraciones adicionales)

DEMANDA DE AIRE AJUSTADO			
Factores de riesgo	Ponderación	Volumen requerido	Caudal total l/min
		l/min	
Pérdidas por fugas	5%	31.5	33.08
Coefficiente de error	5%	33.08	34.73
Reservas ampliación	35%	34.73	46.88
		TOTAL, AIRE COMPRIMIDO	114.7 l/min

<https://www.mundocompresor.com/articulos-tecnicos/cuatro-consejos-para-calculer-caudal-compresor> (Esta tabla se extrajo de la página web de Mundo Compresor)

2.22.2. SELECCIÓN DEL COMPRESOR

De acuerdo con los resultados obtenidos de la tabla anterior, se procede a dimensionar el compresor y el tanque acumulador que suministrará de aire a las instalaciones. Se debe tomar en cuenta que el compresor tiene que trabajar a 2850 [msnm].

Para la selección se sigue el siguiente método y se consideraron los siguientes datos:

- Condiciones del lugar de trabajo:
 - Elevación: 2850 msnm.
 - Temperatura mínima: 9 °C.
 - Temperatura máxima: 19 °C.
 - Humedad relativa: 40%.
 - Presión atmosférica: 0.72 Bar.

- Condiciones estándar / condiciones normales:
 - Presión a condición estándar: 14.5 PSI.
 - Temperatura condiciones estándar: 20 °C.
 - Humedad relativa: 0%.
 - Densidad del aire: 1.2256 kg/m³.
 - Presión del vapor: 2.34 KPa.

Dadas las condiciones anteriores se procedió a calcular el caudal real de aire comprimido para lo cual se usó la siguiente fórmula.

$$Q_w = \frac{Q_s \cdot T_w}{T_s} \left(\frac{P_s}{P_w - RWH \cdot \frac{PV}{100}} \right) \quad [86]$$

Donde:

$Q_w =$ Caudal real

$Q_s =$ Caudal estándar

$T_w =$ Temperatura

$P_s =$ Presión estándar

$P_w =$ Presión en sitio

$P_v =$ Presión vapor del agua a condiciones normales

RHW = Humedad relativa en el sitio.

$$Q_w = 31.5 \frac{L}{min} \left| \frac{60 min}{1 h} \right| \times \left[\frac{1 m^3}{1000 l} \right] = 1.89 \frac{m^3}{h}$$

$$T_w = (273 + 28) = 301 \text{ } ^\circ K$$

$$P_s = 99 \times 10^3 Pa \quad P_w = 72 \times 10^3 Pa$$

$$Q_w = \frac{1.89 \frac{m^3}{h} \cdot 301 \text{ } ^\circ K}{293 \text{ } ^\circ k} \left(\frac{99 \times 10^3 Pa}{72 \times 10^3 Pa - 40 \cdot \frac{2.34 \times 10^3 Pa}{100}} \right)$$

$$Q_w = 2.70 \frac{m^3}{h} \Leftrightarrow 0.75 \frac{l}{s}$$

De acuerdo con el resultado de los cálculos anteriores se pasa al catálogo de la marca Atlas Copco, para seleccionar el compresor más adecuado.

Tabla 29. Catálogo de compresores Atlas Copco

Modelo	Potencia instalada		Desplazamiento del pistón		Aire libre suministrado		Rpm	Cilindros	Etapas
	CV	KW	l/s	cfm	l/s	cfm			
AC 20E	2	1.5	3.8	8.1	2,2	4,7	1120	2	1

2.22.3. SELECCIÓN DEL TANQUE COLECTOR

El modelo de compresor seleccionado Tabla 29 incorpora tanques colectores que según el modelo oscila entre 27 y 200 [l], es así que con base en el cálculo de la demanda de aire se selecciona el compresor con el tanque colector horizontal de 200[l] como se muestra en la Figura 39



Figura 39. Compresor AC-20 E 90 H

Cabe mencionar que el compresor tiene una presión de operación cuyo rango es desde de 1 a 10 [Bar]

2.23. CARACTERÍSTICAS DE LA CONEXIÓN ELÉCTRICA AL COMPRESOR.

En la Tabla 29 se mostró el modelo de compresor a ser usado. Las características eléctricas se presentan a continuación en la Figura 40 y es ahí donde se solicita que la conexión eléctrica al compresor debe ser bifásica como se la conoce en nuestro país.

La Figura 40 muestra la representación del diagrama de conexión, posee protecciones eléctricas contra sobrecargas y sobre corrientes, un condensador para el arranque del compresor y un interruptor para el encendido y apagado. (Emerson, 2018)

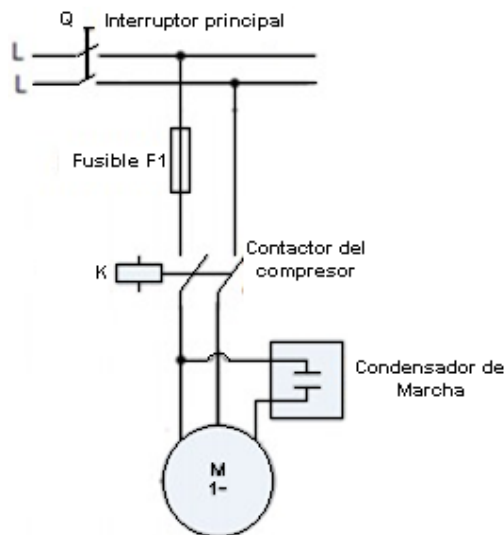


Figura 40. Instalación eléctrica de un compresor monofásico (Emerson, 2018)

2.23.1. SELECCIÓN DE PROTECCIONES ELÉCTRICAS.

$$P = I * V$$

[87]

Donde:

P = Potencia.

I = intensidad.

V = Voltaje. (medido en sitio)

$$I = \frac{P}{V}$$

$$I = \frac{2 * 746}{218}$$

$$I = 6.84 \text{ [A]}$$

Cuando se trabaja con motores se debe considerar una corriente de arranque para lo cual el factor de seguridad debe ser al menos de 1.5 veces la corriente nominal, de esta manera la corriente de arranque sería.

$$I = 6.84 * 1.5$$

$$I = 10.3 \text{ [A]}$$

El cálculo anterior arroja como resultado la capacidad del disyuntor de esta manera se selecciona un disyuntor bipolar de 20 [A]

El contactor adecuado para el sistema sería un contactor de 32[A] cuya bobina de disparo puede ser de 120 VAC o de 220 [VAC].

2.23.2. SELECCIÓN DEL CONDUCTOR.

Para la selección del conductor se acude a los catálogos los cuales son similares al que se muestra a continuación en la

CONDUCTOR			Espesor de Aislamiento (mm)	Espesor de Chaqueta (mm)	Diámetro Externo Aprox. (mm)	Peso total Aprox. (kg / km)	*Capacidad de Corriente (A)
CALIBRE (AWG o kcmil)	Sección Transversal (mm ²)	No. Hilos					
FORMACIÓN SÓLIDO Y CABLEADO CONCÉNTRICO							
14	2,08	1	0,38	0,10	2,59	22,56	25
12	3,31	1	0,38	0,10	3,01	34,32	30
10	5,261	1	0,51	0,10	3,81	54,74	40
8	8,367	1	0,76	0,13	5,04	89,55	55
8	8,367	7	0,76	0,13	5,48	94,93	55
6	13,3	7	0,76	0,13	6,44	144,57	75
4	21,15	7	1,02	0,15	8,22	231,68	95

Figura 41. Catálogo de cables de Electrocables.

El cable que se seleccionó es el que se muestra subrayado en verde el arreglo de la acometida sería 2x12+12T.

2.23.3. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Para seleccionar el cilindro neumático se debe tener en cuenta los cálculos donde se determinó cual debería ser la fuerza que debería generar el actuador

para deformar las grapas. En Tabla 30 se muestra la fuerza que ejerce el pistón del cilindro.

Tabla 30. Selección del cilindro en función de su fuerza.

Fuerzas[N] y energía de impacto							
Diámetro del émbolo (mm)	20	25	32	40	50	63	80
Fuerza teórica 6 bar en avance (S2)	188	295	483	754	1178	1870	3016
	141	247	415	686	1057	1750	2827
Fuerza teórica 6 bar en avance	141	247	415	686	1057	1750	2827
Energía de impacto en las posiciones finales [N/m] (S6)	0,2	0,3	0,4	0,7	1	1,3	1,8
	0,1	0,15	0,2	0,35	0,5	0,65	0,9

(FESTO, 2018, pág. 6)

2.23.4. SELECCIÓN DE TUBERÍAS NEUMÁTICAS

Para seleccionar las cañerías se utiliza el diagrama que se muestra en la Figura 42, para la utilización de este diagrama se trazan tres líneas rectas, la primera línea está compuesta por la unión de tres puntos y parte desde el eje denominado “longitud de las tuberías”, pasando por el eje denominado “caudal” para terminar cortando al eje denominado “eje 1”.

La segunda línea se forma mediante la unión de dos puntos partiendo desde el eje denominado “pérdidas de presión” hasta cortar con el eje denominado “presión de trabajo”

La tercera línea recta se forma a partir de la segunda tomando el punto de intersección de esta con el eje denominado “eje 2” y haciendo que el punto de destino sea la intersección de la línea 1 con el eje denominado “eje 1”. De esta forma se puede apreciar que el corte en el eje denominado “diámetro de tubería arroja el calibre de la misma en función de los datos de entrada.

Para la máquina grapadora de calendarios se fijaron los siguientes datos, mismos que están en función de la presión máxima que puede entregar el compresor y del caudal total requerido por el sistema.”

Presión de trabajo 10 [Bar],

Caudal: 2.7 [m³/h]

Caídas de presión en el sistema: 1[bar]

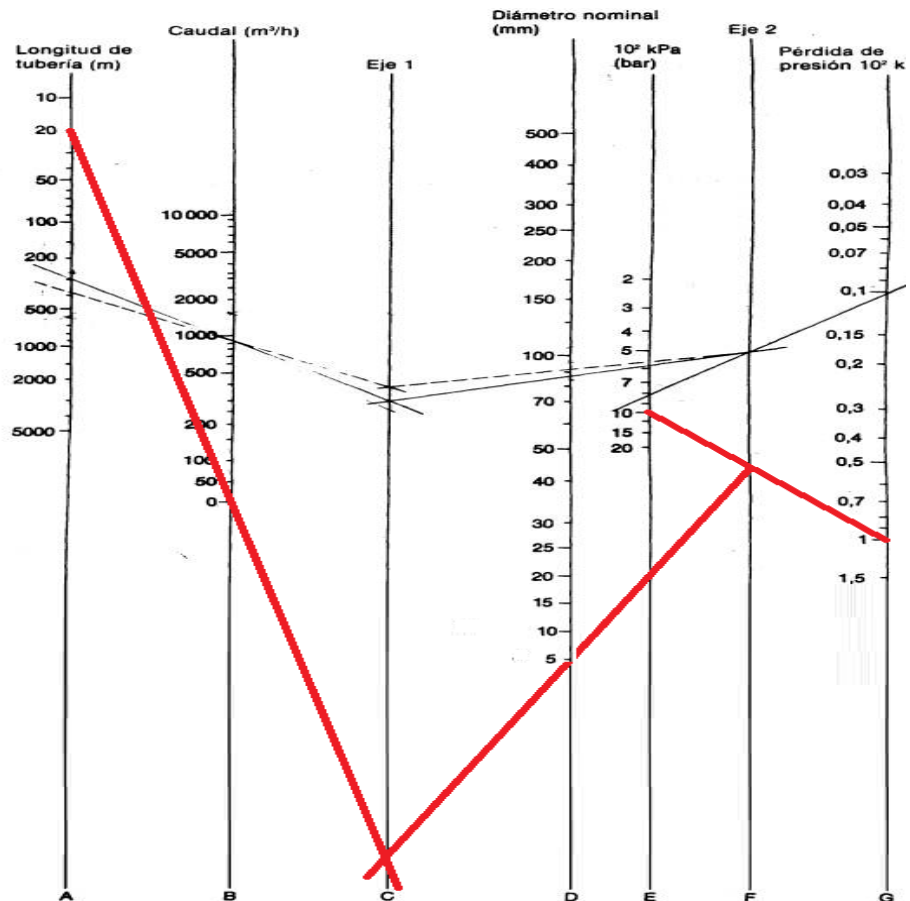


Figura 42. Nomógrafo para dimensionamiento de cañerías.

La Figura 43 se muestra en catálogo cuál es la tubería que se ajustaría comercialmente al diseño.



Figura 43. Estructura de una manguera para aire comprimido.

La Tabla 31 que se muestra a continuación corresponde al catálogo de tuberías de la marca Tecniman.

Tabla 31. Catálogo de mangueras neumáticas.

Φ Interior (mm)	Φ exterior (mm)	Presión Bar	Rollo (m)
6	13	20	100
8	16	20	100
10	17	20	100

Tecniman . Catálogo general mangueras industriales y racores hidráulica y neumática planchas de caucho Recuperaerado de (https://tecnicman.es/wp-content/uploads/2013/11/Tecnicman_Catalogo_LR_CD.pdf) [2019']

La fila marcada en color verde en la Tabla 31 muestra cuál es la manguera que se ha seleccionado para el sistema, teniendo en cuenta que según este fabricante 5 [mm] no es un diámetro existente se considera el inmediato superior.

2.24. DISEÑO DE LA INTERFAZ GRÁFICA DE LA GRAPADORA

A continuación, se muestra el diseño de la interfaz gráfica que complementa el control sobre la máquina grapadora de calendarios.

Las funciones que se incluyeron en la interfase corresponden a funciones de encendido, apagado, marcha y paro de emergencia.

De esta forma se procede inicialmente con la selección del equipo que serviría para este control.

2.24.1. SELECCIÓN DE HMI

Para la selección de la Interfaz Hombre Máquina o Human Machine Interphase por sus siglas en inglés (HMI), se consideraron parámetros como:

La capacidad del controlador PLC de poder enlazarse con este tipo de dispositivos. Esto hace mención directamente a qué tipo de protocolo de comunicación permite tanto el HMI como el controlador.

También se toma en cuenta que espacio para adaptar el HMI se tiene disponible para de esta manera determinar el tamaño de la misma.

Y finalmente se debe tener en cuenta qué tipo de aplicación y en qué tipo de ambiente se va a instalar el HMI ya que el costo puede variar en función de estos parámetros en función de que cualquier especificación adicional como el grado de aislamiento, humedad del ambiente si existe o no presencia de polvo, etc. La Tabla 32 muestra las características del lugar donde se va a instalar el HMI.

Tabla 32. Factores que influyen en selección de HMI.

ITEM	DESCRIPCIÓN	EXISTE PRESENCIA	
		SI	NO
1	HUMEDAD		X
2	POLVO		X
3	GASES INFLAMABLES		X
4	CALOR INTENSO		X
6	INTERFERENCIA ELECTROMAGNÉTICA		X
7	GRASA, ACEITE O COMBUSTIBLE		X

En la Tabla 32 anterior se describen cuáles son las características del lugar en donde se va a instalar el HMI. En la Figura 44 se muestra el HMI seleccionado para la aplicación en la máquina grapadora de calendarios.

Se seleccionó este equipo debido a que cumple con todos los requerimientos establecidos por el proceso, como sustento de peso para la selección de este equipo también se consideró que el objetivo del presente trabajo de titulación consiste en una simulación del funcionamiento de una máquina grapadora, de esta manera este equipo es ideal debido a que presenta una herramienta virtual en la cual se pudo programar las funciones necesarias requeridas por el proceso sin tener que adquirir el equipo.

General information	
Product type designation	KTP600 Basic color PN
Touch operation	
• Design as touch screen	Yes
Supply voltage	
Type of supply voltage	DC
Rated value (DC)	24 V
permissible range, lower limit (DC)	19.2 V
permissible range, upper limit (DC)	28.8 V
Industrial Ethernet	
• Industrial Ethernet status LED	2
Protocols (Ethernet)	
• TCP/IP	Yes
• DHCP	Yes
• SNMP	Yes
• DCP	Yes
• LLDP	Yes
Degree and class of protection	
IP (at the front)	IP65
IP (rear)	IP20
NEMA (front)	

Figura 44. HMI siemenes 6AV6647-0AD11-3AX0.

Como antes se mencionó el funcionamiento del HMI se realizó de forma virtual, utilizando el software de SIEMENS tia portal V15. El diseño de la interfaz gráfica se muestra a continuación, teniendo en cuenta que la máquina realiza un proceso

continuo de producción entonces se tomaron en cuenta los siguientes controles.

- Botón de encendido/apagado.
- Luz de estado de funcionamiento correcto.
- Luz de estado de error.
- Luz de estado de paro.
- Botón de paro de emergencia.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El presente capítulo detalla el desempeño de la máquina a través de estudios de deformación en sus elementos más importantes, así como también se incluyen análisis que demuestran la eficacia en la producción de la máquina, teniendo en cuenta que es una máquina que no se construyó entonces todos los estudios se fundamentan en los datos que arrojan los softwares utilizados.

Para el caso de los análisis de elementos finitos se utilizó el software SolidWorks 2016, mientras que para sustentar el análisis de producción se utilizó el software NX ya que de esta forma se puede tener tiempos, lo cual permite proyectar un volumen de producción.

3.1. COMPORTAMIENTO DE LOS ELEMENTOS SOMETIDOS A ANÁLISIS DE ELEMENTOS FÍNITOS

El análisis de elementos finitos se realiza sobre los elementos que van a estar sometidos a constante desgaste, de este modo este estudio se realiza sobre engranajes y ejes.

3.1.1. SIMULACIÓN ESTÁTICA DEL SISTEMA DE ENGRANAJES

Para el sistema de transmisión de potencia se realizó un diseño el cual será validado en el presente capítulo.

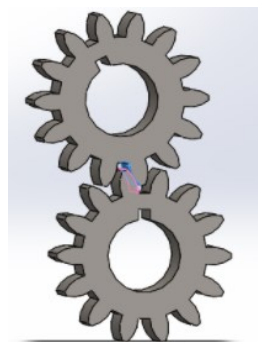


Figura 45. Sistema de engranes para máquina grapadora de calendarios.

La imagen que se muestra a continuación Figura 46 permite apreciar cuales fueron las caras de los engranajes que se incluyeron en la simulación estática.

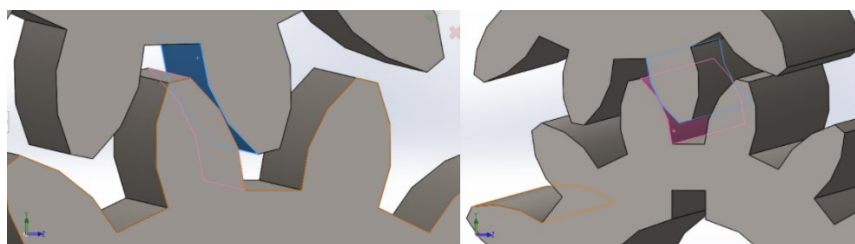


Figura 46. Superficies en contacto en los engranajes.

Una vez determinadas cuáles son las superficies en contacto se procede con la simulación para lo cual es importante insertar ciertos datos, los cuales se calcularon en el capítulo de diseño, los datos más relevantes que se incluyeron fueron la fuerza, el diámetro entre ejes y el módulo,

Es importante mencionar que el mallado que se realizó en estos elementos fue el predeterminado por el programa SolidWorks 2016.

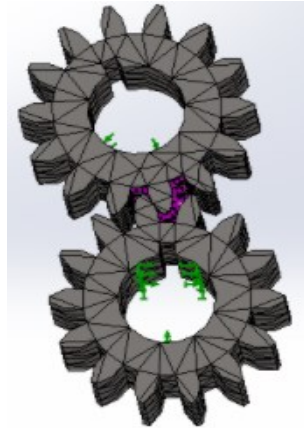


Figura 47. Mallado de engranajes.

Una vez que se ha generado el mallado el cual consiste en que un número infinito de variables desconocidas, sean sustituidas por un número limitado de elementos de comportamiento bien definido.

Esas divisiones pueden tener diferentes formas, tales como triangular, cuadrangular, entre otros, dependiendo del tipo y tamaño del problema. Como el número de elementos es limitado, son llamados de “elementos finitos” – palabra que da nombre al método.

Los elementos finitos están conectados entre sí por puntos, que se llaman nodos o puntos nodales. Al conjunto de todos estos ítems – elementos y nodos – se lo denomina malla.

Debido a las subdivisiones de la geometría, las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento físico no se resolverán de una manera exacta, sino aproximada por este método numérico.

La precisión del método de análisis por Elementos Finitos depende de la cantidad de nodos y elementos, del tamaño y del tipo de mallado que se emplee. Por lo tanto, cuanto menor sea el tamaño y mayor el número de elementos en una malla, más precisos serán los resultados del análisis.

De esta manera se procede a ejecutar el estudio, y los resultados que se obtienen fueron los siguientes.

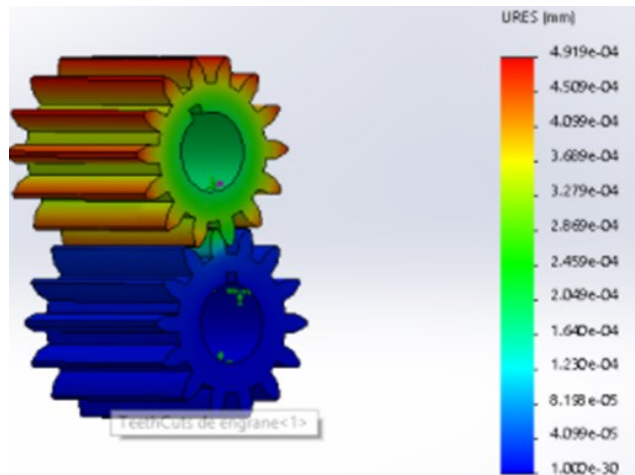


Figura 48. Análisis estático – tipo de resultado desplazamiento estático

No se presenta desplazamiento ni socavación en los dientes del engranaje, es así que el factor de seguridad utilizado cuyo valor fue 3 se afianza y resulta apropiado al momento de diseñar el juego de engranes. Tampoco se presenta deformación plástica.

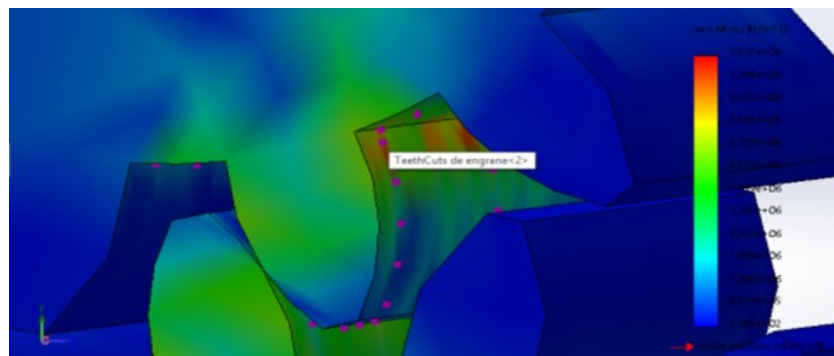


Figura 49. Tensión nodal en los dientes de los engranajes.

3.1.2. SIMULACIÓN ESTÁTICA EN EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El siguiente elemento a analizar y que está relacionado con los engranajes directamente son los ejes para lo cual se genera un análisis estático aplicando esfuerzos de torsión, de esta forma se tiene lo siguiente.

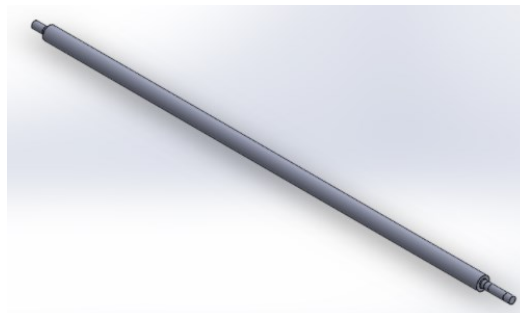


Figura 50. Eje de transmisión.

El eje que se muestra en la figura anterior se sometió al estudio de desplazamiento estático, con esfuerzo de torsión. Como lo muestra la siguiente Figura 51.

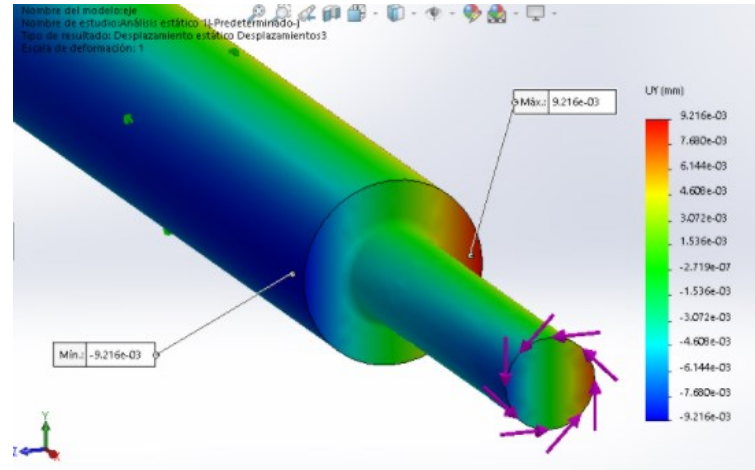


Figura 51. Estudio de desplazamiento estático en eje de transmisión.

De la figura anterior se puede apreciar que el eje no presenta deformación plástica lo cual indica que es apto para usarse en la máquina y que se puede acoplar al juego de engranajes diseñado previamente, adicional se plantea Von Mises la Figura 52 que sigue a continuación muestra los resultados de este estudio.

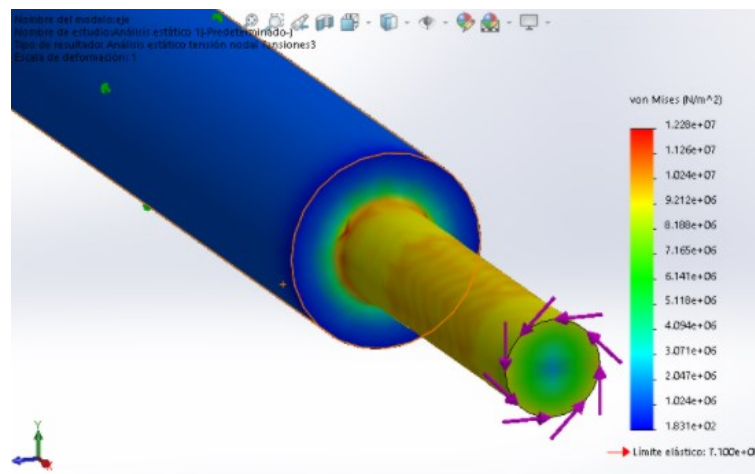


Figura 52. Análisis de Von Mises sobre eje de transmisión.

3.2. INTERFAZ HMI

A continuación, se muestra la apariencia de la pantalla HMI que será instalada en la máquina. Y se hace una breve descripción de la disposición de los controles.

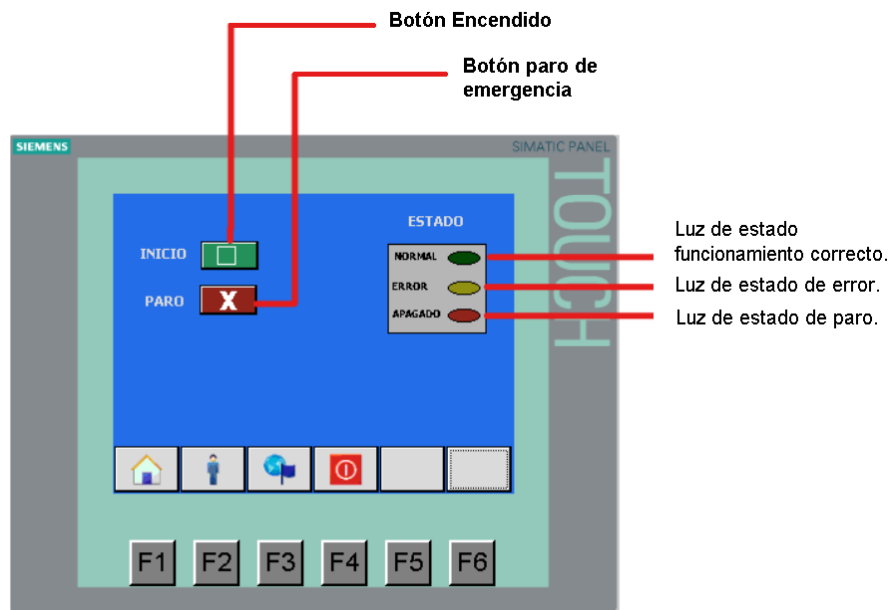


Figura 53 Apariencia pantalla HMI.

La pantalla HMI que se muestra Figura 53 ha sido configurada para entregar al usuario una forma moderna y fácil de operar y visualizar el estado de la máquina, más familiarizada a la realidad actual.

3.3. VELOCIDAD DE PRODUCCIÓN

Con respecto a la velocidad de producción, se mide el tiempo que tarda la máquina en grapar un calendario y se hará la comparación frente al tiempo que toma una persona en hacer el mismo trabajo. Es importante destacar que este tiempo es ideal ya que se toma de la simulación de movimiento que se realizó para demostrar el funcionamiento.

Para este análisis, se toma como base los resultados del experimento ilustrado en la Figura 1, en donde se busca demostrar que la máquina es más eficiente en el grapado y mucho más rápida en el proceso en general.

Se tomará el mejor resultado de esta prueba realizada, el cual es de una persona con 5 años de experiencia que logró grapar correctamente 15 calendarios en veinte minutos.

La máquina tarde 19 [s] en realizar el proceso de grapado y despacho del calendario, este tiempo se tomó directamente de la simulación realizada en NX.

Con el tiempo antes mencionado la capacidad productiva aumentaría con respecto a la generada por la mano de obra de un obrero, esto en cifras refleja un mejor volumen productivo como se puede apreciar en la Figura 54

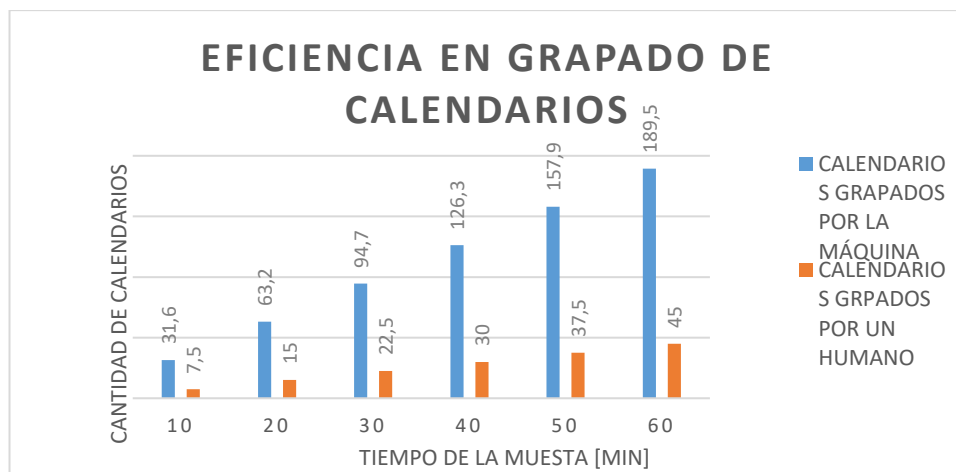


Figura 54. Tabulación experimento de grapado – máquina vs hombre.

3.4. DESPERDICIO

El desperdicio es otro factor clave que se debe tomar en cuenta al momento de evaluar los resultados.

Cuando una persona con experiencia grapa los calendarios el porcentaje de desperdicio se acerca al 3%, es decir en una muestra de 20 calendarios una persona está errando en promedio cerca 3 calendarios de los cuales al menos 1 son inutilizables, mientras que una persona sin experiencia está errando al menos en un 3.8% lo cual significa que en una muestra de 20 ejercicios se dañan al menos 5 calendarios y de los cuales 3 son inutilizables, lo cual supera por mucho el porcentaje admitido de desperdicio. Estos resultados se comparan en muestras de 100 calendarios.

La Figura 55 muestra tabulados los datos experimentales en lo que se refiere a desperdicio de calendarios por errores en la mano de obra.

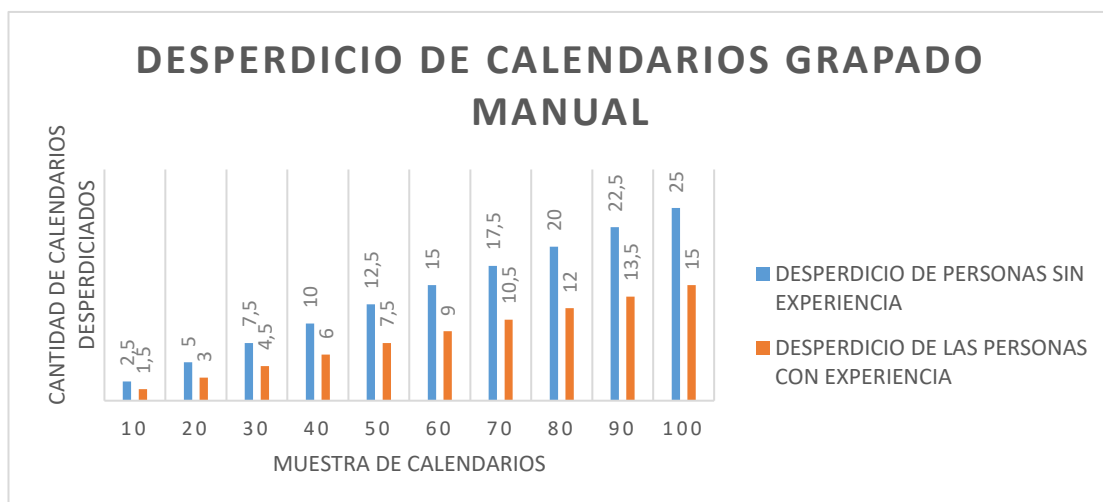


Figura 55. Tabulación datos experimentales - desperdicio

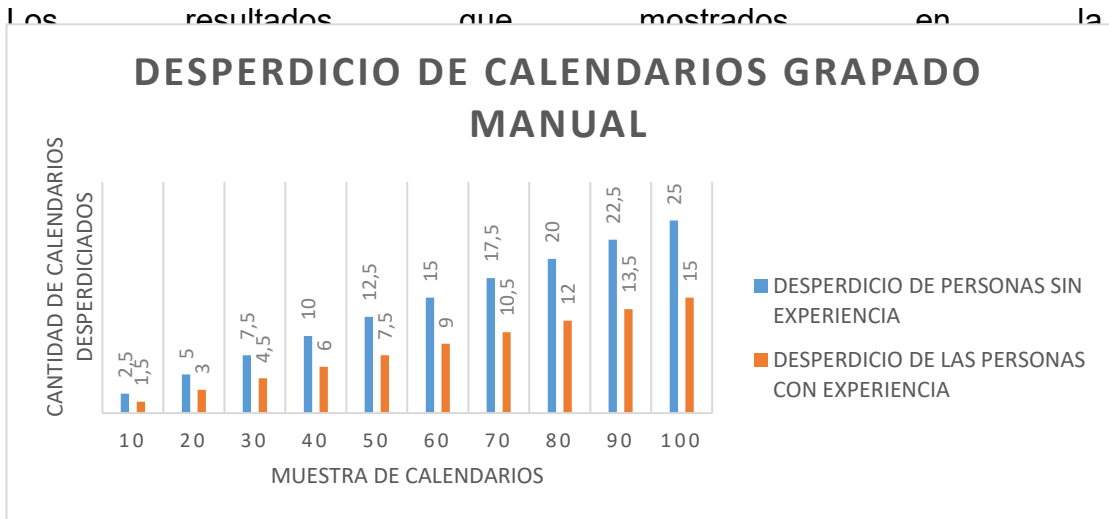
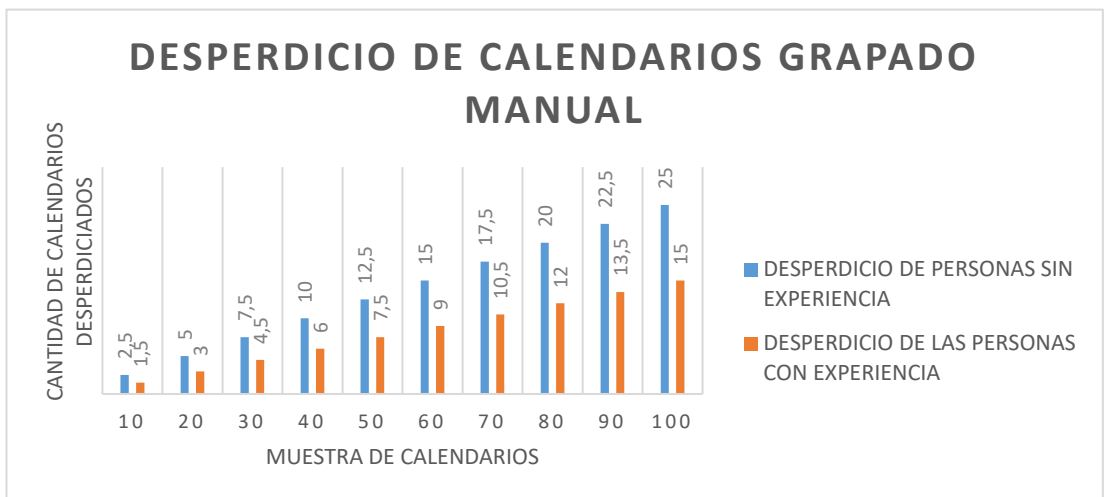


Figura 55 debido a que la máquina no fue construida no pueden ser contrastados de forma objetiva, pero se espera que con la implementación de la máquina el desperdicio no sea superior al 1%.



3.5. VOLUMEN DE PRODUCCIÓN

Para analizar cuál va a ser el volumen de producción final se puede comparar cual sería la producción al final de una jornada de trabajo ordinaria, es decir de ocho horas, para estimar el volumen de producción de la máquina en 8 horas se toman los datos mostrados en la Figura 54 para lo cual se tiene lo siguiente:

Si un humano grapa en una hora 45 calendarios ¿cuántos graparía en 8 horas?

$$1 \text{ hora} \rightarrow 45$$

$$8 \text{ horas} \rightarrow x = ?$$

$$x = \frac{8 * 45}{1} = 360 \text{ calendarios}$$

Mientras tanto si la máquina en una hora grapa 189 calendarios en 8 horas cuántos grapará

$$1 \text{ hora} \rightarrow 189$$

$$8 \text{ horas} \rightarrow x = ?$$

$$x = \frac{8 * 189}{1} = 1512 \text{ calendarios}$$

Es importante que se tome en cuenta que todos estos resultados se obtienen a partir de una simulación, por lo tanto son completamente ideales, de esta manera se pudo evidenciar que el volumen de producción es 400% más alto que el que se obtendría haciendo el mismo trabajo manualmente, sin embargo, si en un momento determinado se llega a construir la máquina entonces se podría medir realmente el volumen de producción, pero se puede afirmar que el aporte de la máquina a mejorar la productividad de la imprenta en esta tarea sería viable.

3.6. REDUCCIÓN DE LA MANO DE OBRA

La reducción de la mano es otra consecuencia de instalar la máquina en la imprenta debido a que, si se analiza el resultado del volumen de producción, se aprecia que para alcanzar la cifra de calendarios grapados por la máquina entonces se deberían contratar 4 personas para que en la misma jornada laboral ordinaria puedan grapar la misma cantidad que la máquina.

Tabla 33. Ahorro de mano de obra mensual

Cantidad de personal extra	Salario mensual	Ahorro mensual
4	\$ 424.72	\$1698.88

3.7. RETORNO DE LA INVERSIÓN

Para determinar si es factible o no la construcción de la máquina se realizó el presupuesto para determinar el costo de la inversión, los precios de los materiales que se incluyen hacen referencia a la fecha de cotización más cercana a la entrega del proyecto. El presupuesto de esta forma es referencial y los precios pueden variar sin previo aviso por lo que es de suma importancia que para la construcción estos valores se actualicen a la fecha de construcción del proyecto.

Tabla 34. Presupuesto construcción de la máquina.

PRESUPUESTO PARA CONSTRUCCIÓN DE LÁQUINA GRAPADORA DE CALENDARIOS					
ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT.	P. UNITARIO	P.TOTAL
PARA LA PARTE NEUMÁTICA					\$396,70
1	Cilindro de doble efecto con amortiguamiento neumático y accionamiento eléctrico	Unidad	1	\$170,00	\$170,00
2	Cañerías neumáticas de 8 mm	Metro	10	\$0,91	\$9,10
3	Racor codo 8 mm X 1/4"	Unidad	2	\$2,50	\$5,00
4	Racor acople rápido 8 mm	Unidad	7	\$1,80	\$12,60
5	Compresor neumático de aire 1 hp	Unidad	1	\$200,00	\$200,00
PARA LA CARCAZA					\$343,00
6	Tool galvanizado de 3 mm	Plancha	1	\$35,00	\$35,00
7	Mano de obra suelda de bastidor	Global	1	\$100,00	\$100,00
8	Engranajes en duralong	Unidad	6	\$25,00	\$150,00
9	Ejes galvanizados maquinados	Unidad	6	\$8,00	\$48,00
10	Pernos tornillos y material menudo	Unidad	1	\$10,00	\$10,00
PARA LA PARTE ELECTRICA Y DE CONTROL					\$228,70
11	Alimentador eléctrico bifásico 4A	Metro	10	\$1,52	\$15,20
12	Mano de obra y tendido de alimentador eléctrico	Global	1	\$30,00	\$30,00
13	Protección térmica 2PX16A	Unidad	1	\$9,50	\$9,50
14	PLC SIEMENS S7 1200	Unidad	1	\$150,00	\$150,00
15	Luces piloto y de estado	Unidad	3	\$8,00	\$24,00
PARA LA PARTE ELECTRICA Y DE CONTROL					\$450,00
16	Indirectos (movilización alimentación y materiales consumibles)	Global	1	\$100,00	\$100,00
16	Ensamblaje total de la maquina pruebas	Global	1	\$350,00	\$350,00
TOTAL					\$1.418,40

Si se toma en cuenta el resultado de la Tabla 33 y de la Tabla 34, se observa que la inversión se puede recuperar en un mes, y además teniendo en cuenta que el gasto en mano de obra es de \$1698.88, se observa que ya en el primer mes existiría un ahorro de \$280.48 dólares.

Sin embargo, es importante complementar este análisis con los costos indirectos que la instalación de la máquina generaría, por ejemplo, el consumo de luz para esta máquina actualmente con los equipos instalados

De esta manera se generó un estudio de carga el cual muestra en la Figura 56 aquí se indica cual fue el consumo eléctrico antes de la instalación de la máquina.


EMPRESA ELECTRICA QUITO S.A.				ESTUDIO DE CARGA Y DEMANDA		FECHA: <u>2018</u> <u>2</u> <u>19</u> aa mm dd																													
NOMBRE DEL PROYECTO:		Imprenta Visión Visual																																	
ACTIVIDAD:		Comercial																																	
LOCALIZACIÓN:		Quito																																	
NÚMERO DE USUARIOS:		1																																	
PLANILLA PARA LA DETERMINACION DE DEMANDAS UNITARIAS DE DISEÑO																																			
#	Aparatos y alumbrado			FFUn (%)	CIR (W)	FSn (%)	DMU (W)																												
	Descripción	Cantidad	Pn (W)																																
1	2	3	4	5	6	7	8																												
1	Salidas de iluminación led	10	20	100	200	70	140																												
2	Salidas de tomacorrientes 120 VAC	5	200	100	1000	30	300																												
3	Computadoras	3	250	100	750	50	375																												
4	Máquina de Corte Láser	1	3850	100	3850	30	1155																												
5	Plotter de corte	1	500	100	500	30	150																												
6	Copiadoras industriales	3	1400	100	4200	70	2940																												
7	Impresoras	3	540	100	1620	70	1134																												
8	Guillotina	3	700	100	2100	50	1050																												
9	Microondas	1	1100	100	1100	30	330																												
Totales					15320		7574																												
<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td>Factor de potencia</td> <td style="text-align: right;">0,92</td> <td>Factor de demanda</td> <td style="text-align: right;">0,49</td> </tr> <tr> <td>DMU (KVA)</td> <td style="text-align: right;">8,23</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Número de usuarios (N)</td> <td style="text-align: right;">1,00</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Factor de diversidad (FD)</td> <td style="text-align: right;">1,00</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>DEMANDA DE DISEÑO KVA</td> <td style="text-align: right;">8,23</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>POTENCIA KW</td> <td style="text-align: right;">7,57</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>CORRIENTE A</td> <td style="text-align: right;">22,87</td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Factor de potencia	0,92	Factor de demanda	0,49	DMU (KVA)	8,23			Número de usuarios (N)	1,00			Factor de diversidad (FD)	1,00			DEMANDA DE DISEÑO KVA	8,23			POTENCIA KW	7,57			CORRIENTE A	22,87								
Factor de potencia	0,92	Factor de demanda	0,49																																
DMU (KVA)	8,23																																		
Número de usuarios (N)	1,00																																		
Factor de diversidad (FD)	1,00																																		
DEMANDA DE DISEÑO KVA	8,23																																		
POTENCIA KW	7,57																																		
CORRIENTE A	22,87																																		

Figura 56 Estudio de carga y demanda imprenta Visión Visual.

Según el Directorio de la Agencia de Regulación y Control de Energía y Recursos Naturales No Renovables (ARCERNNR), mediante resolución ARCERNNR-009/2022 del 14 de abril, determinó que la tarifa nacional promedio del servicio eléctrico se mantenga en 9, 2 centavos de dólar por cada Kilovatio-hora (¢USD/kWh).

Teniendo en cuenta el costo del [KWh] se procede a determinar el valor de la planilla eléctrica de la imprenta. Esto a su vez se va a contrastar con una planilla generada por la empresa distribuidora y así verificar el cálculo.

$$CEED = C * PC \quad [88]$$

Donde:

$CEED =$ Costo Energía Eléctrica Diario

$C =$ Costo KWh

$PC =$ Potencia Consumida por el sistema

$$CEED = 0.092 * 7.57 = \$ 0.696$$

Para determinar el costo mensual de la energía eléctrica se procede a multiplicar el costo de energía eléctrica diario por el número de días que opera la imprenta.

$$CEEM = CEED * DM \quad [89]$$

Donde:

$CEEM = \text{Costo Energía Eléctrica Mensual}$

$CEED = \text{Costo Energía Eléctrica Diario}$

$DM = \text{Días laborables en el mes}$

$$CEEM = \$ 0.696 * 26 = \$18.01$$

Este es el costo teórico del consumo eléctrico de la imprenta a continuación en la Figura 57 que sigue se muestra una planilla eléctrica de la imprenta en la cual se puede evidenciar el valor de pago real, mismo que es de \$ 16.62, valor que comparado con el análisis previo es muy similar.

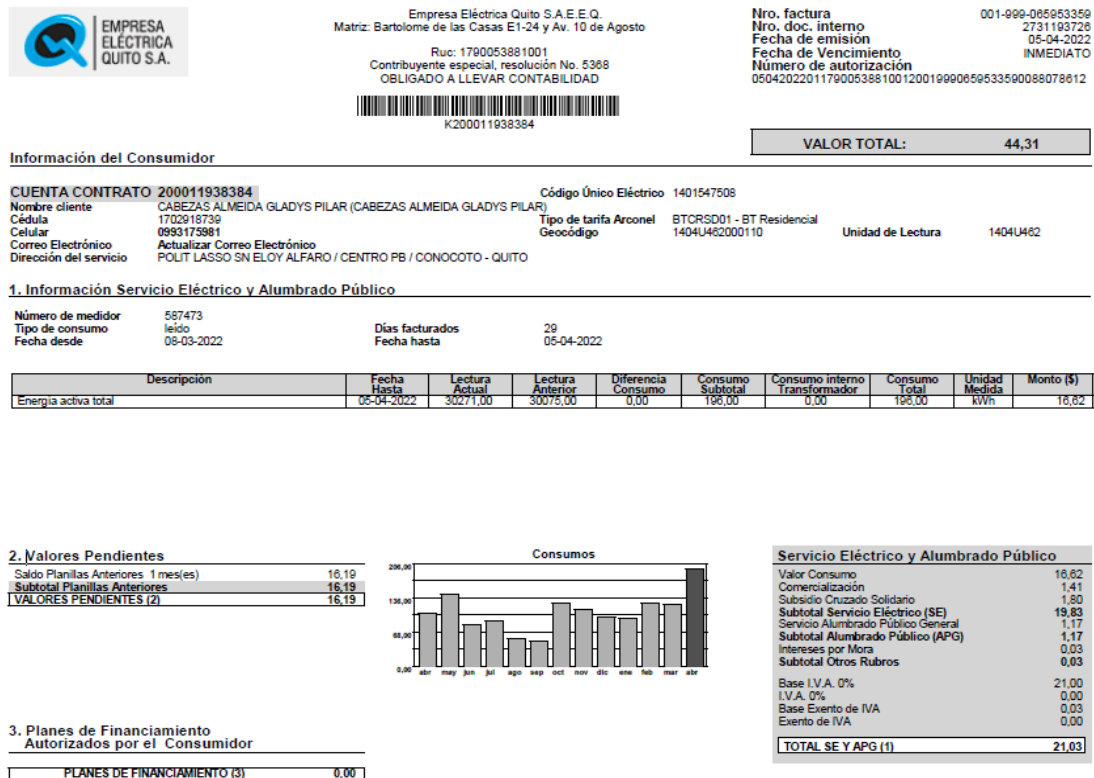


Figura 57 Planilla eléctrica local imprenta visión visual.

El propósito de haber realizado el análisis que precede ecuación [88] y ecuación [89] tiene que ver con la estimación de del consumo eléctrico futuro de la imprenta en el caso que la máquina llegara a implementarse. Para el siguiente estudio de carga el cuál se muestra en la Figura 58 se considera un mes en el cual la máquina vaya a trabajar al 100% de su capacidad, como puede ser noviembre o diciembre.

EMPRESA ELECTRICA QUITO S.A.		ESTUDIO DE CARGA Y DEMANDA		FECHA: 2018 2 19 aa mm dd			
NOMBRE DEL PROYECTO:		Imprenta Visión Visual					
ACTIVIDAD:		Comercial					
LOCALIZACIÓN:		Quito					
NÚMERO DE USUARIOS:		1					
PLANILLA PARA LA DETERMINACION DE DEMANDAS UNITARIAS DE DISEÑO							
#	Aparatos y alumbrado			FFUn (%)	CIR (W)	FSn (%)	DMU (W)
	Descripción	Cantidad	Pn (W)				
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Salidas de iluminación led	10	20	100	200	70	140
2	Salidas de tomacorrientss 120 VAC	5	200	100	1000	30	300
3	Computadoras	3	250	100	750	50	375
4	Máquina de Corte Láser	1	3850	100	3850	30	1155
5	Ploter de corte	1	500	100	500	30	150
6	Copiadoras industriales	3	1400	100	4200	70	2940
7	Impresoras	3	540	100	1620	70	1134
8	Guillotina	3	700	100	2100	50	1050
9	Microondas	1	1100	100	1100	30	330
10	Máquina grapadora (compresor, HMI)	1	1560	100	1560	100	1560
Totales					16880		9134
Factor de potencia		0,92		Factor de demanda		0,54	
DMU (KVA)		9,93					
Número de usuarios (N)		1,00					
Factor de diversidad (FD)		1,00					
DEMANDA DE DISEÑO KVA		9,93					
POTENCIA KW		9,13					
CORRIENTE A		27,58					

Figura 58.- Estudio de carga proyectado con la máquina grapadora instalada.

Como se puede apreciar en la

$$CEED = C * PC \quad [88]$$

Donde:

$CEED = \text{Costo Energía Eléctrica Diario}$

$C = \text{Costo KWh}$

$PC = \text{Potencia Consumida por el sistema}$

$$CEED = 0.092 * 9.13 = \$ 0.84$$

Para determinar el costo mensual de la energía eléctrica se procede a multiplicar el costo de energía eléctrica diario por el número de días que opera la imprenta.

$$CEEM = CEED * DM \quad [89]$$

Donde:

CEEM = Costo Energía Eléctrica Mensual

CEED = Costo Energía Eléctrica Diario

DM = Días laborables en el mes

$$CEEM = \$ 0.84 * 26 = \$21.84$$

El cálculo anterior nos muestra cual sería el posible pago de energía eléctrica que tendría que realizar la imprenta en el eventual caso de implementarse la máquina. El incremento de energía eléctrica es de un 17.5% valor que se debe tener en cuenta y que se debería restar de la utilidad mensual bruta que se indicó en el apartado 3.7.

3.8. FORMA FINAL DE LA MÁQUINA

La figura que sigue muestra la forma final de la máquina grapadora de calendarios que se diseñó.

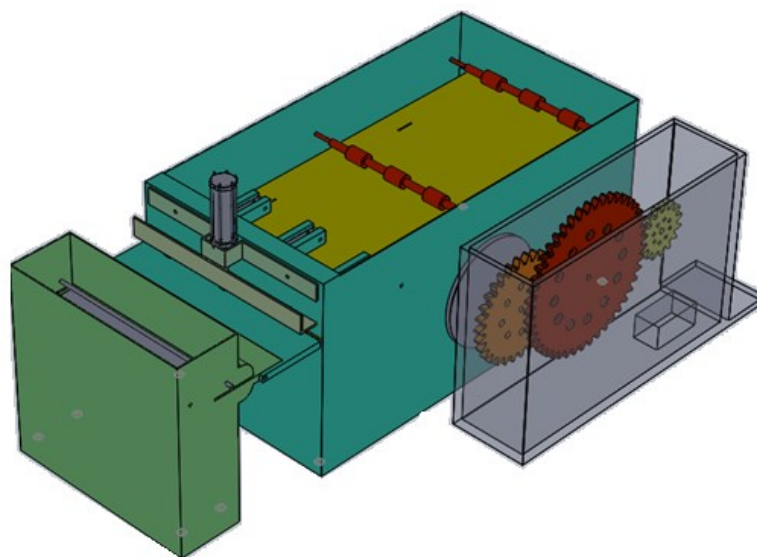


Figura 59. Forma final de la máquina con todos sus elementos motrices

4.CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES

- El diseño y la simulación de la máquina grapadora de calendarios se completa con éxito y permitiendo a su vez apreciar resultados ideales que permitirían materializar el proyecto, estos resultados se ven reflejados en los niveles de productividad que podría ofrecer la máquina, así como en la reducción del costo de mano de obra.
- El diseño eléctrico y de control de la máquina siempre y cuando las características energéticas como el nivel de voltaje el cual debe ser bifásico se ajusta a las necesidades de autonomía que demanda el proceso, disminuir la cantidad del recurso humano que se ocupa de esta tarea es parte del problema que se pretendió resolver.
- El ahorro monetario mensual teórico corresponde a \$1698.00 dólares americanos y se proyecta un incremento del 17.5% (\$ 3.83) en el valor de la planilla eléctrica, a pesar de este incremento el retorno de la inversión que se realice en la construcción de la máquina sería inmediato.
- El diseño mecánico de la máquina se ajustó para que los elementos que sean posibles de conseguir en el mercado local, de esta manera la construcción de la máquina puede ser una realidad.
- La selección de un sistema neumático como ejecutor de la tarea de grapado es un factor que garantiza un sistema seguro, tanto para los operadores como para la materia prima, puesto que en caso de presentarse una fuga el fluido no es dañino.
- La máquina contribuye además a reducir los desechos de papel que genera la empresa factores que actualmente oscilan entre el 3% y 4% de acuerdo a las pruebas de campo que se realizaron, la máquina si se llegase a construir pretende reducir este factor al 1%.

4.2. RECOMENDACIONES

- Construir la máquina en caso que la empresa cuente con los recursos económicos.
- Implementar un contador, que permita saber cuántos elementos han sido procesados
- Implementar un sistema que controle la cantidad de materia prima a usarse sin que el operador deba contarla previamente puede significar más ahorro de tiempo en el proceso productivo.
- Encabinar el compresor puede ayudar a que el sistema sea aún más silencioso.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

- Alciatore, D. G. (2008). *Introducción a la mecatónica y los sistemas de medición, Tercera edición*. México: McGraw-Hill.
- Báez, J., & Pupiales, L. (2015). *Diseño y construcción de prototipo de despulpadora de café*. Quito.
- Ballarín, M. J. (15 de Septiembre de 2011). El origen de la imprenta. *Claseshistoria*, 6. Recuperado el 5 de Marzo de 2018
- Ballarín, M. J. (15 de Septiembre de 2011). El origen de la imprenta. *Claseshistoria*, 3. Recuperado el 5 de Marzo de 2018
- Blog Esss. (s.f.). *Método de los elementos finitos: ¿qué es?* Obtenido de <https://www.esss.co/es/blog/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/#:~:text=Como%20el%20n%C3%BAmero%20de%20elementos,no%20%E2%80%93%20se%20lo%20denomina%20malla>.
- Bolton, W. (2006). Mecatrónica. . En *Sistemas de control Electrónico en la Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Tercera edición*. México: Pearson Education Limited. .
- Boylestad, N. (2003). *Electrónica: Teoría de circuitos y dispositivos electrónicos, octava edición*. . México: Pearson Prentice Hall.
- Budynas, R. G., & NISBETT, K. J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed.). México D.F.: Mc Graw Hill.
- Canto, C. (14 de Diciembre de 2006). Sensores y Actuadores Retrieved . Galia: APUNTES CURSO CAPITUL 8.
- Correa, J. (Enero de 2014). *Sistemas automáticos*. Obtenido de www.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/procesos/transparencia/Sensores.pdf
- Dipac. (03 de 2018). *Planchas de acero en caliente*. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/planchas-de-acero/planchas-laminadas-en-caliente>
- Emerson. (2018). *Instrucciones de montaje para compresores Copeland Scroll*. Obtenido de <http://climate.emerson.com/documents/safety-assembly-instructions-for-copeland-scroll-compressors-es-es-4212148.pdf>
- Festo. (04 de 2018). *Cilindros compactos CDC, ISO 21287, Clean Design*. Obtenido de https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ES/PDF/ES/CDC_ES.PDF
- Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de Materiales octava edición*. México: Pearson Prentice Hall.
- Las revoluciones tecnológicas*. (04 de 2018). Obtenido de La historia de la imprenta: <http://ict.edu.ar/renovacion/wp-content/uploads/2015/03/las-revoluciones-tecnologicas.pdf>

- Marrufo, E. I. (2010). *Instalaciones Eléctricas Básicas Grado Medio*. Madrid: McGraw-Hil.
- Materialescolar*. (2018). Obtenido de <https://www.materialescolar.es/grapadoras-grapas-y-extraegrapas/grapadora-petrus-226-azul-perla-71838.html>
- Mercadolibre. (2018). *Compresor*. Obtenido de https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-416533142-compresor-14-hp-marca-thomas-usair-_JM
- Mott, R. L., & Hall., P. P. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta Edición. México.
- Muy historia*. (03 de 2018). Obtenido de Quién invento la grapadora: <https://www.muyhistoria.es/curiosidades/preguntas-respuestas/quien-invento-la-grapadora-851410423233>
- Papelera Cumbre* . (03 de 2018). Obtenido de <http://papelera.syntecom.net/productos/duplex-triplex/>
- Proyecto salón hogar*. (04 de 2018). Obtenido de La historia de la imprenta: http://www.proyectosalohogar.com/tecnologia/la_imprenta.htm
- RIBA, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Departamento de Ingeniería Mecánica ETSEIB - UPC.
- Robert, M. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). México: Pearson Education.
- Rodamientos SKF*. (2015). Obtenido de http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf
- Tecmikro. (27 de 03 de 2018). *Sistemas microcontrolados*. Obtenido de <http://tecmikro.com/servomotores-motorreductores-motores-dc-pap/441-motor-paso-a-paso-pap-nema-23.html>
- Tecnología, B. (26 de Octubre de 2015). *Blog Tecnología*. Recuperado el 5 de Marzo de 2018, de Blog Tecnología: <http://blogtecnologia.info/la-grapadora-a-lo-largo-de-la-historia>
- Velasteguí, T. (2013). *Elementos de máquinas*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Viñolas, J., Egaña, J., & Carrera, X. (2002). *Elementos de máquinas*. España: Universidad de Navarra.