



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DPTO. DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN**



**“REDISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE DE PISTONES EN UNA
EMPRESA MANUFACTURERA”**

**ZAMBRANO OSCAR
ZAMORA JOSÉ L.**

Febrero, 2008



**UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DPTO. DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN**



**“REDISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE DE PISTONES EN UNA
EMPRESA MANUFACTURERA”**

**Trabajo Especial de Grado Presentado ante la Ilustre Universidad de Carabobo
para Optar al Título de Ingeniero Mecánico**

**ZAMBRANO OSCAR
ZAMORA JOSÉ L.**

Febrero, 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
DPTO. DE DISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado “**Rediseño del Sistema de Corte de Pistones en una Empresa Manufacturera**”, realizado por los bachilleres Zambrano Oscar, cédula de identidad 9.673.364 y Zamora José L., cédula de identidad 10.939.488, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Carlos Morales
Tutor

Prof. Oswaldo Urbano
Jurado

Prof. Luís Escalona
Jurado

Febrero, 2008



AGRADECIMIENTOS

Agradecemos y honramos a nuestra gran casa de estudios la *Universidad de Carabobo*, por habernos brindado sus espacios para formar parte de ella y de habernos impartido conocimientos a través de sus profesores y formarnos como Ingenieros Mecánicos.

Nuestro agradecimiento a nuestro *Tutor Prof. Carlos Morales*, por habernos orientado en la realización de este trabajo.

Y a todos los profesores que durante nuestra carrera contribuyeron con sus conocimientos en nuestra formación profesional.

Gracias al *Ing. Alfonso Herrera*, quien nos brindo la ayuda necesaria en la empresa Perfect Circle Piston para la culminación de este proyecto.

A todos gracias...



DEDICATORIAS

Una vez fue un sueño, hoy en día es una realidad, por eso le dedico especialmente:

A *Dios todopoderoso*, por darme la oportunidad de alcanzar una de mis metas trazadas en la vida.

A mis queridos Padres *Evelia y José*, por el apoyo brindado, la paciencia durante mi formación y el entusiasmo que siempre me ofrecieron. Gracias los quiero mucho.

A todos mis hermanos especialmente a *José y Robert*, por el ejemplo y el apoyo que ustedes me dieron y que nunca me abandonaron a lo largo de la carrera, siempre siguieron de cerca mi desempeño. Gracias.

A mi esposa *Beatriz*, fuiste la persona que me acompañó y me impulso de muchas formas y maneras para lograr este sueño, de verdad gracias mi gordita.

A mi sobrina *Kimberly*, que en tu desempeño como estudiante logres alcanzar todas las metas trazadas. Espero sigas este ejemplo.

A todos mis compañeros, amigos y demás familiares que de una u otra forma contribuyeron con la realización de este proyecto.

Oscar A. Zambrano



Dedico mi triunfo muy especialmente:

A *Dios* por permitirme alcanzar una de mis metas en la vida.

A mis adorados Padres *Carmen* y *José Luís*, por ustedes este triunfo. Gracias por su comprensión, confianza y apoyo los quiero mucho.

A mis hermanos *Nino*, *Alex*, *Mari* y *Carlos* gracias por su incondicional apoyo.

A mi hija *Andrea* y mis sobrinos *Maricarmen*, *Arsenys*, *José V.* y *Alejandra* espero les sirva de ejemplo a seguir.

A mi querido viejo *Juan Vicente Zamora* quien fue en vida mi ejemplo de trabajo, optimismo y perseverancia para alcanzar mis metas a él le dedico mi triunfo.

A *Karined* por estar conmigo en todo momento gracias mi reina.

Y a todos mis compadres, compañeros y amigos que de una u otra manera contribuyeron con la realización de este proyecto.

José L. Zamora

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

FORMATO TG-5

SOLICITUD DE JURADO

Valencia, 2 de Agosto del 2007

Ciudadano
Director-Presidente y demás Miembros
Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica
Presentes.-

De acuerdo a lo establecido en el Art. 24 del reglamento de Trabajo Especial de Grado, me dirijo a ustedes con la finalidad de solicitar se sirvan nombrar al Jurado Examinador del Trabajo Especial de Grado Titulado: “REDISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE DE PISTONES EN UNA EMPRESA MANUFACTURERA”
Realizado por los Bachilleres Zamora José L. y Zambrano Oscar
y del cual fui Profesor Guía. Se consignan tres (3) copias provisionales de la Monografía de acuerdo a lo establecido en el Art. 25 del mencionado reglamento.

Firma del Profesor Guía

FORMATO TG 5-A

DESIGNACION DEL JURADO

De acuerdo a lo establecido en el Art. 24 del Reglamento Especial de Grado, este consejo designa a los Profesores:

_____ (Presidente)
_____ (Miembro del jurado)
_____ (Miembro del Jurado)

Jurado examinador de la Tesis de Grado Propuesta.

Valencia,

Director-Presidente Consejo de Escuela de
Ingeniería Mecánica.



REDISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE DE PISTONES EN UNA EMPRESA MANUFACTURERA

RESUMEN

En el presente trabajo especial de grado, se realizó el rediseño del sistema de corte de pistones en la empresa Perfect Circle Pistons. El modelo de investigación utilizado para este rediseño es el de un proyecto factible, es decir, la elaboración de una propuesta de un modelo operativo viable. Dicha propuesta se enfoca en el diseño de un sistema automático, cuya función es garantizar el posicionamiento en las estaciones de corte del plato giratorio, el cual está compuesto por cuatro soportes dispuestos a 90°, donde se ubicarán los pistones que van hacer cortados, esto con el objeto de minimizar el reproceso de piezas dañadas por corte además de aumentar la producción. Este trabajo incluye la determinación de las variables fundamentales como lo son: los materiales de fabricación (Fundición gris, AISI 1045 y Bronce al Níquel), las fuerzas aplicadas en el momento del corte y la velocidad de giro de la sierra circular. Con la determinación de estas variables se logró diseñar un plato giratorio de cuatro estaciones, el cual portará un soporte para pistones por cada estación. El diseño cuenta con un engranaje sin fin autobloqueante, el cual transmitirá el movimiento al sistema rotativo. Por otra parte se propusieron dos sistemas de control buscando la alternativa que garantice mayor precisión en las paradas del plato giratorio en cada estación de corte. Además se seleccionó un módulo programable (PLC) marca Fatek de 14 entradas/10 salidas el cual se encargará de sincronizar la marcha y parada del motor con freno del plato giratorio y la sincronización de los demás elementos de control. Finalmente se determinó la factibilidad económica, concluyéndose que el proyecto será rentable ya que se aumentará la producción de 250 piezas/hora a 1440 piezas/hora con una baja inversión inicial.



ÍNDICE DE GRÁFICAS Y FIGURAS

	Pág.
Grafica 4.1 Curva de calibración de carga experimental.	47
Grafica 4.2. Gráfica de movimiento del motor para 90°.	74
Figura 1.1. Pistón después de realizada la colada.	5
Figura 1.2. Vista del sistema actual.	6
Figura 1.3. Vista frontal del sistema actual.	6
Figura 2.1. Mazarota central.	13
Figura 2.2. Vista de pistón.	14
Figura 2.3. Ángulo de incidencia en sierras.	17
Figura 2.4. Paso de Disco.	18
Figura 2.5. Dientes EAM.	19
Figura 2.6. Engrane sin fin de un inicio.	21
Figura 2.7. Rodamiento tipo “Y”.	22
Figura 2.8. Soporte de brida de fundición gris.	23
Figura 2.9. Soporte de brida de fundición cuadrado.	23
Figura 2.10. Soporte de pie de fundición gris.	24
Figura 4.1. Sistema de corte de pistones por revolver.	32
Figura 4.2. Sistema de corte de pistones por cadena.	33
Figura 4.3. Sistema de corte de pistones por disco horizontal.	33
Figura 4.4 Dispositivo a diseñar.	39
Figura 4.5. Plato giratorio.	42
Figura 4.6. Representación de las fuerzas aplicadas sobre pistón y el soporte.	43
Figura 4.7 Viga en voladizo o cantiliver: Paleta del plato giratorio, Modelo en cantiliver.	43
Figura 4. 8. Elementos que actúan en el plato giratorio, Fuerzas presentes.	44



Figura 4. 9. Representación de las fuerzas presentes	45
Figura 4.10 Soporte, celda galvánica e Indicador de señal eléctrica.	47
Figura 4.11. Ensayo de corte.	48
Figura 4.12. Descomposición de las fuerzas experimentales.	49
Figura 4.13. Soporte de pistones, secciones del soporte.	52
Figura 4.14. Representación de fuerzas y momentos presentes: Modelo utilizado, Traslación de fuerzas al eje de referencia de la paleta.	54
Figura 4.15. Cargas y momentos que actúan sobre la paleta.	56
Figura 4.16. Diagramas de corte, momento y curva elástica de cada paleta en el plato giratorio.	58
Figura 4.17. Vista de la fibra de la paleta.	59
Figura 4.18. Diagrama de esfuerzos repetidos.	62
Figura 4.19. Diagrama $S-N$ y línea de esfuerzo alternante σ_a para la paleta.	63
Figura 4.20. Longitud y avance del tornillo sin fin.	67
Figura 4.21. Ubicación de los ejes de inercia.	76
Figura 4.22. Descripción de cargas en el eje.	81
Figura 4.23. Representación de las fuerzas sobre el eje.	83
Figura 4.24. Diagrama de corte y momento y deflexión del eje.	85
Figura 4.25. Diámetros del eje.	97
Figura 4.26. Detalle de Cuñas: Punto C del eje, Punto D del eje.	99
Figura 4.27. Ubicación de los rodamientos en el eje.	101
Figura 4.28. Esquema de montaje del soporte en cada paleta.	105
Figura 4.29. Ménsula del motor (perfil UPN-180).	112
Figura 4.30. Ménsula del soporte de pie (perfil UPN-80).	114
Figura 4.31. Soldadura en la ménsula del motor.	117
Figura 4.32. Ubicación de los sensores en el sistema.	122
Figura 4.33. Diagrama oleohidráulico y neumático.	124
Figura 4.34. Diagrama de fuerza.	125



Figura 4.35. Diagrama eléctrico de conexiones de las bobinas energizadas por PLC a los contactores.	125
Figura 4.36. Diagrama del ciclo automático.	126
Figura 4.37. Diagrama de conexiones de entradas/salidas.	127
Figura 4.38. Simbología del diagrama escalera.	128
Figura 4.39. Diagrama en Escalera del PLC para la solución # 1: Esquema de entradas y salidas.	129
Figura 4.40. Diagrama en Escalera del PLC para la solución # 2: Esquema de entradas y salidas.	130
Figura 4.41. Flujos monetarios de la situación actual.	139
Figura 4.42. Flujos monetarios de la situación futura.	140
Figura 4.43. Flujos extras.	140
Figura 4.44. Escala de tiempo de pago.	142



ÍNDICE DE TABLAS Y CUADROS

	Pág.
Tablas	
Tabla 2.1. Aplicación de los tipos de sierra de metal duro.	19
Tabla 2.2. Factores de alimentación/diente.	20
Tabla 4.1. Selección de las posibles soluciones que cumplan con las restricciones.	35
Tabla 4.2. Ponderación criterios.	36
Tabla 4.3. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C1.	37
Tabla 4.4. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C2.	37
Tabla 4.5. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C3.	37
Tabla 4.6. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C4.	37
Tabla 4.7. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C5.	38
Tabla 4.8. Ponderación final de las posibles soluciones.	38
Tabla 4.9. Base de datos fuerza de corte experimental.	46
Tabla 4.10. Resultados experimentales.	48
Tabla 4.11. Módulos normalizados de engranajes	68
Tabla 4.12. Fuerzas cortantes y momentos actuantes en el eje.	89
Tabla 4.13. Concentradores de esfuerzos	93
Tabla 4.14. Concentradores de esfuerzos para cuñeros.	95
Tabla 4.15. Diámetros mínimos y comerciales del eje.	96
Tabla 4.16. Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar para ejes.	98
Tabla 4.17. Rodamientos y soportes seleccionados.	104
Tabla 4.18. Tabla de selección de pernos y tornillos.	111
Tabla 4.19. Tabla de direcciones.	128
Tabla 4.20. Listado de componentes	134
Tabla 4.21. Flujos monetarios de la situación actual	139
Tabla 4.22. Flujos monetarios de la situación futura	140
Tabla 4.23. Flujos extras entre las dos alternativas de solución	141





ÍNDICE GENERAL

	Pág.
INTRODUCCIÓN.	1
CAPITULO I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.	
1.1. Título del Trabajo.	4
1.2. El Problema.	4
1.2.1. Situación actual.	4
1.2.2. Situación Problemática.	5
1.3. Objetivos.	7
1.3.1. Objetivo General.	7
1.3.2. Objetivos Específicos.	7
1.4. Limitaciones.	7
1.5. Delimitaciones o Alcance.	7
CAPITULO II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.	
2.1. Revisión de Antecedentes.	10
2.2. Marco Teórico.	12
2.2.1. El Aluminio.	12
2.2.1.1. Características del aluminio.	12
2.2.2. La Mazarota.	13
2.2.3. El Pistón.	13
2.2.4. Mecanizado.	14
2.2.5. Formación de viruta.	14
2.2.6. Vida útil de la herramienta de corte.	15
2.2.7. Velocidad de corte.	15
2.2.8. Fluidos de corte.	15
2.2.8.1. Características de los fluidos para corte.	16



2.2.9. Disco de corte o Sierra circular.	16
2.2.10. Ángulos de incidencia.	17
2.2.11. Tipos de dientes.	17
2.2.12. Dientes por pulgada (Paso).	18
2.2.13. Diseño de sierras de corte.	18
2.2.14. Metal duro.	18
2.2.15. Velocidad de corte en sierras de metal duro.	20
2.2.16. Alimentación por diente Sz.	20
2.2.17. Velocidad de alimentación.	21
2.2.18. Engranajes Sin fin.	21
2.2.19. Automatización industrial.	21
2.2.20. Rodamientos tipo “Y”.	22
2.2.21. Soporte de brida con rodamiento “Y”.	23
2.2.22. Soporte de brida de fundición con rodamiento “Y”.	23
2.2.23. Soporte de pie con rodamiento “Y”.	24

CAPITULO III. MARCO METODOLÓGICO.

3.1. Nivel de la Investigación.	26
3.2. Diseño de la Investigación.	26
3.3. Revisión Bibliográfica.	28

CAPITULO IV. CÁLCULOS Y RESULTADOS.

4.1 Diagnóstico del sistema actual de corte.	30
4.2 Variables del sistema de corte de mazarota central.	30
4.3. Propuestas del Rediseño del Sistema de Corte de Pistones.	31
4.3.1. Evaluación y selección de la posible solución.	34
4.3.2. Aplicación de restricciones.	34
4.3.3. Restricciones.	34
4.3.4. Evaluación de soluciones y restricciones.	35



4.3.5. Evaluación de criterios.	35
4.3.6. Evaluación de las posibles soluciones según los criterios.	36
4.3.7. Selección de la mejor solución.	38
4.4. Cálculos Realizados.	39
4.4.1. Cálculos Preliminares.	40
4.4.1.1. Velocidad de corte.	40
4.4.2. Cálculo del Plato Giratorio.	42
4.4.2.1. Cálculo de la fuerza de corte.	46
4.4.2.1.1. Fuerza de corte experimental.	46
4.4.2.1.2. Fuerza de corte teórica.	50
4.4.2.2. Cálculo del peso del pistón. (W_1)	51
4.4.2.3. Cálculo del peso del soporte. (W_2)	52
4.4.2.4. Cálculo de la fuerza sobre el pistón por efecto del Clamp. (F_{pn})	53
4.4.2.5. Cálculo de la fuerza en el eje “X”. (F_X)	53
4.4.2.6. Cálculo del momento generado por la fuerza en “X”. (M_0)	54
4.4.2.7. Cálculo de la Fuerza en el eje “Y”. (F_Y)	55
4.4.2.8. Carga distribuida sobre la paleta del plato giratorio. (W_t)	55
4.4.2.9. Método de funciones de singularidad.	55
4.4.2.10. Cálculo del esfuerzo máximo a la deflexión. (σ)	59
4.4.2.11. Cálculo de la fatiga para el plato giratorio.	60
4.4.3. Cálculos del tornillo Sin Fín.	64
4.4.3.1. Relación de Transmisión. (R_t)	65
4.4.3.2. Diámetro primitivo del tornillo sin fin. (d_w)	66
4.4.3.3. Diámetro primitivo de la rueda helicoidal. (d_g)	66
4.4.3.4. Cálculo del avance. (P_{sf})	67
4.4.3.5. Longitud del tornillo sin fin. (L)	67



4.4.3.6. Ángulo de avance. (λ)	68
4.4.3.7. Paso diametral. (P_d)	68
4.4.3.8. Ancho de cara de la Rueda Helicoidal. ($F_{máx}$)	69
4.4.3.9. Velocidad tangencial (V_{tg}), en el diámetro de pasos del tornillo sin fin.	69
4.4.3.10. Carga tangencial (W_{tg}) sobre la rueda helicoidal.	69
4.4.3.11. Fuerza de fricción (W_f) sobre la rueda helicoidal.	70
4.4.3.12. Potencia nominal de salida. (P_N)	71
4.4.2.13. Potencia perdida por la fricción. (P_f)	72
4.4.3.14. Par torsor nominal de salida. (T_g)	72
4.4.4. Cálculo de la Potencia requerida por el Plato Giratorio.	73
4.4.4.1. Cálculo del tiempo de giro del plato giratorio para posicionarse a 90° .	73
4.4.4.2. Cálculo de la aceleración angular para realizar el giro de 90° .	74
4.4.4.3. Potencia requerida por el sistema rotativo de corte.	75
(Pot_D)	
4.4.4.4. Momento torsor.	75
4.4.4.5. Selección del motor eléctrico.	79
4.4.5. Cálculos para el Diseño del Eje.	80
4.4.5.1. Momento total en el eje. (M_{total})	82
4.4.5.2. Fuerza axial aplicada al eje. (F_{axial}).	82
4.4.5.3. Fuerza radial aplicada al eje en la sección C. (F_{radial})	82
4.4.5.4. Fuerza tangencial ($F_{tg(D)}$) generada por la rueda helicoidal	83
4.4.5.5. Fuerza radial ($F_{R(D)}$) generada por la rueda helicoidal.	84
4.4.5.6. Diagrama de Corte y Momento.	84
4.4.5.7. Cálculo de los diámetros mínimos de diseño del eje.	86



4.2.5.7.1. Diseño por torsión.	86
4.2.5.7.2. Diseño por deflexión.	87
4.4.5.7.3. Diseño por fatiga.	88
4.4.6. Selección y diseño de las cuñas.	98
4.4.7. Selección de Rodamientos y Soportes.	101
4.4.7.1. Cálculo de la carga dinámica equivalente. (P)	102
4.4.7.2. Cálculo de la duración nominal y la carga estática de diseño.	102
4.4.8. Selección de Pernos y Tornillos.	105
4.4.8.1. Selección de tornillos para ensamblar el plato giratorio y los soportes.	105
4.4.8.1.1. Cálculo de la precarga para conexiones reutilizables. (F_i)	106
4.4.8.1.2. Longitud de rosca. (l_r)	106
4.4.8.1.3. Longitud del vástago. (l_v) ^l	106
4.4.8.1.4. Longitud de la rosca en la zona de sujeción. (l_t)	106
4.4.8.1.5. Rigidez del tornillo. (K_b)	107
4.4.8.1.6. Constante de rigidez del material. (K_m)	107
4.4.8.1.7. Factor de rigidez de la unión. (C_b)	108
4.4.8.1.8. Porción de la carga aplicada P que actúa en el tornillo y el material. (P_b) y (P_m)	108
4.4.8.1.9. Cargas resultantes tanto en el tornillo como en el material. (F_b) y (F_m)	108
4.4.8.1.10. Esfuerzo Máximo a la Tensión. (σ_b)	109
4.4.8.1.11. Cálculo del esfuerzo por corte (σ_{corte})	109
4.4.8.2. Selección de pernos para fijar los Soportes de Pie y de Brida.	110
4.4.8.3. Selección de pernos para fijar el motor con freno a la	



ménsula.	110
4.4.9. Cálculo de la ménsula para el motor.	112
4.4.9.1. Carga distribuida.	113
4.4.9.2. Reacción en la ménsula.	113
4.4.9.3. Momento flector en el soporte.	113
4.4.9.4. Máxima deflexión en el soporte.	113
4.4.9.5. Esfuerzo admisible en el soporte.	113
4.4.9.6. Módulo de sección de la viga.	114
4.4.9.7. Carga aplicada.	115
4.4.9.8. Reacción en la ménsula del soporte de pie.	115
4.4.9.9. Momento flector en la ménsula.	115
4.4.9.10. Máxima deflexión.	115
4.4.10. Cálculo de soldadura para la ménsula del motor.	117
4.4.10.1. Esfuerzo cortante en la soldadura. (τ)	118
4.4.10.2. Momento actuante en la junta soldada.	118
4.4.10.3. Cálculo del segundo momento de área unitario. (I_U)	119
4.4.10.4. Cálculo del esfuerzo resultante. (τ_R)	119
4.4.11. Diseño del Sistema de Control.	121
4.4.11.1. Memoria descriptiva del sistema.	122
4.4.11.2. Descripción del ciclo automático.	126
4.4.11.3. Esquema de conexiones entradas/salidas del PLC.	127
4.4.11.4. Lista de direcciones.	128
4.4.11.5. Diagrama en escalera de la solución #1.	129
4.4.11.6. Diagrama en escalera de la solución # 2.	130
4.4.11.7. Selección de componentes del sistema.	131
4.4.12. Factibilidad Económica del Sistema de Corte.	134
4.4.12.1. Cálculo del costo por inversión.	134
4.4.12.2. Cálculo del costo anual por operación implementado en	



el nuevo proyecto.	136
4.4.12.3. Cálculo de costos anuales actuales por operación.	138
4.4.12.4. Cálculo de la rentabilidad del proyecto.	138
CONCLUSIONES.	143
RECOMENDACIONES.	144
BIBLIOGRAFIA.	145
ANEXOS.	148

CAPÍTULO I



CAPÍTULO II



CAPÍTULO III



CAPÍTULO IV



ANEXO A



ANEXO B



ANEXO C



ANEXO D



ANEXO E



ANEXO F



ANEXO G



ANEXO H



ANEXO I



PLANOS





INTRODUCCIÓN

Existen muchas empresas que requieren modificar en sus procesos el tipo de tecnología aplicada para lograr ser competitivas, ya sea a nivel nacional e internacional. Esta competitividad se logra manteniendo un alto nivel de producción en pro de la demanda, un mínimo en los gastos por costos de operación y ofrecer un producto de alta calidad.

En este trabajo de grado se presenta el desarrollo del rediseño de una máquina cortadora de pistones en la empresa Perfect Circle Pistones. El problema principal se debe al reproceso de piezas dañadas por corte en el área de matricería, lo cual disminuye la producción de pistones.

Este proyecto tiene como finalidad diseñar un sistema rotativo automático capaz de minimizar el número de piezas dañadas para lograr un aumento de la producción en un menor tiempo.

El modelo de investigación utilizado para este rediseño es el de proyecto factible, es decir, la elaboración de una propuesta de un modelo operativo viable. Dicha propuesta se enfoca en el diseño de un sistema automático, cuya función es garantizar el posicionamiento en las estaciones de corte del plato giratorio.

Este trabajo de grado está conformado por cuatro capítulos donde el capítulo I (planteamiento del problema) especifica la situación problemática de la empresa, objetivo general y específicos, limitaciones y delimitaciones; en el capítulo II (marco teórico) contiene de manera sintetizada los antecedentes del trabajo de investigación, conceptos básicos sobre aleación de aluminio F-132, mazarota, sierras circulares, fluidos de corte, tornillos sin fin, entre otros.



En el capítulo III (marco metodológico) se detalla el nivel, tipo y diseño de la investigación que se llevó a cabo para hacer posible el rediseño del sistema de corte; el capítulo IV (cálculos y resultados) está compuesto por los cálculos fundamentales para el diseño de un plato giratorio, tornillo sin fin y eje, elementos mecánicos necesario en el rediseño, además de un sistema de control, factibilidad económica, conclusiones y recomendaciones importantes para la ejecución de este proyecto.



CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. TITULO DEL TRABAJO

“Rediseño del Sistema de Corte de Pistones en una Empresa Manufacturera”

1.2. EL PROBLEMA

1.2.1. Situación Actual.

La empresa Dana Corporation, es el principal productor de auto partes para vehículos de producción nacional y uno de los fabricantes de mayor importancia a nivel mundial.

Danaven división *Perfect Circle Pistones* pertenece al sector manufacturero metalmecánico. Se encuentra ubicada en la Urbanización Agroindustrial El Recreo, Flor Amarillo Edo. Carabobo. Esta empresa produce, para vehículos, pistones de aluminio de distintos diámetros según sean las especificaciones del fabricante.

En el área de matriceria el proceso de elaboración de pistones se inicia con la operación de fundición del aluminio, donde se funde la materia prima junto con los desperdicios resultantes de todos los procesos. Posteriormente se procede a vaciar el aluminio fundido en las matrices.

Después los pistones son llevados al área de corte en donde se cortan las rebabas y la mazarota. Esta mazarota es el conducto formado por el vaciado del aluminio



fundido en las matrices, el cual está ubicado en la parte superior del pistón. (Ver figura 1.1).

La operación actual de corte de la mazarota comienza cuando el operario monta el pistón en el disco giratorio de la máquina de corte, luego asegura el disco y lo gira para colocarlo en posición de corte. Luego enciende la máquina por medio de un pulsador que acciona un cilindro hidráulico que permite el descenso de una sierra giratoria. Al finalizar el corte, el operario desmonta el pistón y realiza el proceso nuevamente.



Figura 1.1. Pistón después de Realizada la Colada.

1.2.2. Situación Problemática

Actualmente la máquina de corte de mazarota central presenta problemas en la base giratoria donde se monta el pistón (Fig. 1.2 y 1.3), como son balanceo, desgaste en el eje central y acumulación de virutas, así como también fugas del fluido de corte. Estos problemas causan que se generen piezas defectuosas y retrasos en el proceso. Por tal motivo la empresa desea solventar estos problemas con el fin de aumentar la



productividad, disminuir desperdicios y el reproceso, a partir del rediseño y automatización el sistema de corte de dicha máquina.

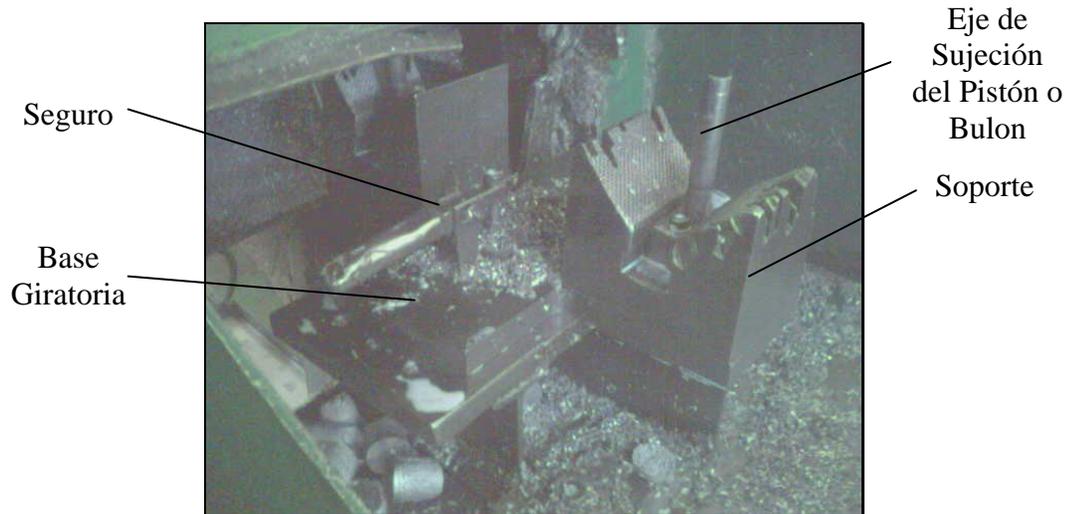


Figura 1.2. Vista lateral izquierda del Sistema Actual.



Figura 1.3. Vista Frontal del Sistema Actual.
(Vista lateral frontal)



1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo General

“Rediseñar el Sistema de Corte de Pistones en Danaven División Perfect Circle Pistones con la Finalidad de Minimizar el Número de Piezas Defectuosas por Corte “

1.3.2. Objetivos Específicos

- Diagnosticar el estado actual del equipo de corte en el área de matricería de la empresa.
- Identificar las variables del proceso y las condiciones de operación susceptibles a ser mejoradas.
- Diseñar el sistema mecánico de corte.
- Diseñar el sistema de control.
- Realizar el estudio de factibilidad económica.

1.4. LIMITACIONES

Poca información, así como falta de parámetros debido a la no existencia de planos, manuales y catálogos.

1.5. DELIMITACIONES O ALCANCE

Este proyecto tiene como finalidad diseñar un sistema para el proceso de corte de pistones en una empresa manufacturera que permita el aumento en la producción y disminuir el porcentaje de piezas dañadas. Dentro de los aspectos que definen este proyecto se encuentran:



- El montaje de los pistones debe ser manual.
- Permitir realizar la operación de corte de una manera eficiente.
- Proveer al diseño un sistema de seguridad para el operador.
- Adaptar el proceso de corte para diferentes tipos de pistones.
- La operación de corte debe ser automática una vez que el operario haya montado todos los pistones y accionado un pulsador.
- Sólo se realizará el diseño de los sistemas, no incluye la construcción de ninguno de los elementos.
- Automatización del sistema de corte y realizar la factibilidad económica del diseño elaborado.



CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. REVISIÓN DE ANTECEDENTES

- Antecedente # 1.^[13]

Título: Diseño de un sistema centralizado para recuperar y reciclar la taladrina y la viruta de aluminio en una fabrica de pistones.

Autores: Pérez, Jony; Volcán, Janette. Año: 1999.

Este trabajo se realizó con la finalidad de implementar un sistema que permita un mejor aprovechamiento de los recursos, materiales y procesos de la empresa. De manera que se deja la viruta lista para su recuperación e incorporación al proceso de producción de pistones. Además la centralización del sistema de suministro y recolección de taladrina, el cual incorpora un proceso de tratamiento al fluido de corte, permitiendo un aumento de la vida útil del mismo; este trabajo aportaría la complementación de las bases teóricas de la investigación.

- Antecedente # 2.^[14]

Título: Rediseño de la línea de fabricación de travesaños para chasis en la industria automotriz.

Autores: Silva H, Robinsón; Valera G, Mervin. Año: 2005.

Este trabajo se realizó con la finalidad de implementar un sistema capaz de optimizar la eficiencia en la línea de producción de travesaños para chasis, el cual revela una disminución considerable en el tiempo de ciclo, en comparación con el tiempo ciclo del sistema actual, esto representa una excelente oportunidad para optimizar el proceso, ya que permite elevar el nivel de producción. Este trabajo aporta



un modelo para el diseño de un Sistema Automático capaz de incrementar la eficiencia y reducir los costos de operaciones e incrementando el nivel tecnológico de la Empresa.

- *Antecedente # 3.*^[15]

Titulo: Rediseño de la línea de fabricación de tapas diferenciales para la industria automotriz.

Autor: Giambalvo T, Arnold. Año: 2000.

En este trabajo el sistema rediseñado para la fabricación de tapas diferenciales automotrices consta de dos líneas de producción. En cada una de estas se realizan las operaciones de avellanados, punzonado, roscados y colocación de imán; funcionando bajo un esquema automatizado con Control Lógico Programable (PLC). Este trabajo aporta un esquema para la disminución del porcentaje de desperdicio, y la optimización de la mano de obra.



2.2. MARCO TEÓRICO

2.2.1. El Aluminio. ^[1]

El Aluminio es elemento número 13 de la tabla periódica, es un metal de color blanco argentino que se funde a 660 °C y hierve a 2467 °C. Su densidad es de 2,70g/cm³. Sus múltiples aplicaciones se deben a su baja densidad y a la resistencia mecánica relativamente elevada de sus aleaciones; aunque otros usos dependen de su resistencia a la corrosión, buenas propiedades para ser moldeado, propiedades eléctricas, térmicas, conductividad y reflexibilidad.

El Aluminio F-132 es una aleación que contiene en su composición química silicio, cobre, magnesio, hierro, cinc, níquel, manganeso, titanio y otros elementos. En la división “Perfect Circle Pistones”, la fabricación de los pistones para motores se realiza con esta aleación.

2.2.1.1. Características del aluminio. ^[1]

Las aleaciones de Aluminio F-132 poseen buenas características para ser fundidas y maquinadas, como también buenas propiedades mecánicas; por lo tanto, son utilizadas mayormente que el metal sin alear. Es por ello el empleo de la fundición en moldes permanentes para la fabricación de émbolos (Pistones) para motores de combustión interna, ya que es conveniente que sean ligeros, de baja dilatación térmica y de buenas propiedades a temperaturas elevadas.

Según su forma de producción, las aleaciones de aluminio se dividen en dos clases: forjadas y vaciadas (coladas). Las aleaciones forjadas son ampliamente utilizadas, ya que el aluminio se conforma casi por cualquier proceso como por ejemplo laminado, extrusión, embutido, forjado y otros procesos especiales.



Las aleaciones coladas son las que se vierten en estado fundido en un molde de arena o acero y se dejan solidificar para reproducir la forma deseada. Este proceso es el utilizado en la división perfit circle ya que las dos clases difieren en que las de forjas deben ser dúctiles, mientras que las coladas deben ser fluidas.

2.2.2. La Mazarota. ^[21]

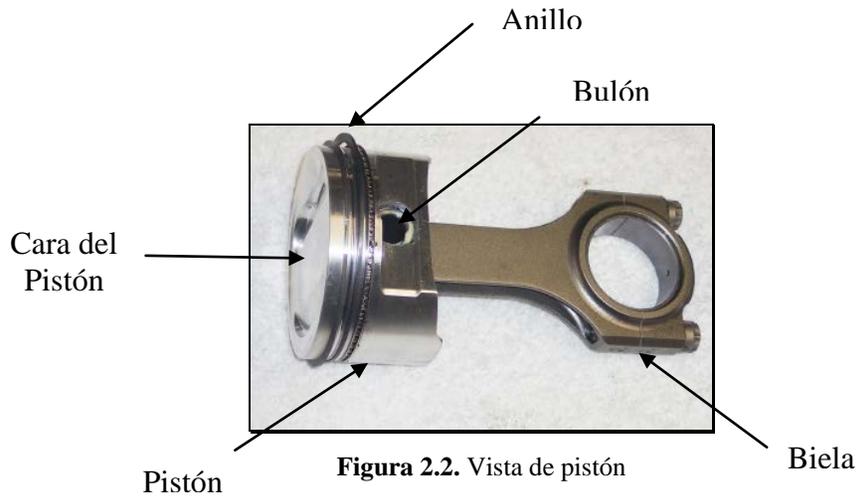
La mazarota es una reserva en el molde que sirve como fuente de metal líquido para compensar la contracción de la fundición durante la solidificación. A fin de que la mazarota cumpla adecuadamente con su función, se diseñan de tal forma que solidifique después de la fundición principal.



Figura 2.1. Mazarota central

2.2.3. Pistón. ^[21]

Es un dispositivo cilíndrico en forma de copa invertida. En la parte superior tiene ranuras donde se alojan los anillos o segmentos y en la central tiene un orificio pasante, que le sirve para unirlo a la biela por medio de un bulón. Su proceso de fabricación es de colada por gravedad o por inyección. (Ver figura 2.2)



2.2.4. Mecanizado. ^[22]

Es el proceso que se ejecuta a una pieza metálica, modelada por el arranque continuo o no de parte del material por efecto del filo de una herramienta, elaborada de material de mayor dureza, el material arrancado se desprende en forma de cinta o partículas llamadas virutas.

2.2.5. Formación de viruta. ^[22]

La formación de viruta depende de los materiales que se van a mecanizar. Pueden ser discontinuas para materiales quebradizos; o segmentos de diferentes longitudes que se mantiene juntos, para materiales dúctiles.

En cualquier tipo de maquinado se producen cuatro tipos básicos de viruta o combinaciones de ellos:

- Las virutas continuas: se producen al cortar materiales dúctiles a altas velocidades.
- Las virutas discontinuas: Se forman al maquinar materiales quebradizos y materiales dúctiles a velocidades muy bajas y avances fuertes o con ángulos de inclinación pequeños.



- Las virutas no homogéneas (de borde dentado): son características en los metales de baja conductividad térmica y se producen en segmentos grandes y pequeños.
- Las virutas de borde acumulado: se adhieren a la cara de la herramienta y se encuentran en las operaciones de maquinado a bajas velocidades y se relaciona con la alta fricción entre la viruta y la herramienta.

2.2.6. Vida útil de la herramienta de corte. ^[22]

Es el tiempo de corte en el cual la herramienta trabaja eficientemente, realizando su función sin alterar las especificaciones de la pieza, o sin variar las condiciones de consumo de energía en el sistema de corte.

2.2.7. Velocidad de corte. ^[22]

Es la velocidad del movimiento que provoca el desprendimiento de la viruta. Si el movimiento es rectilíneo, la velocidad de corte coincide con la velocidad de traslación de la herramienta, Si el movimiento es giratorio, la velocidad de corte coincide con la velocidad periférica de la pieza.

2.2.8. Fluidos de corte. ^[23]

Durante el proceso de maquinado se genera fricción y con ello calor, lo que puede dañar a los materiales de las herramientas de corte. Por lo antes expuesto es recomendable utilizar fluidos que disminuyan la temperatura de las herramientas. Con la aplicación adecuada de los fluidos de corte se disminuye la fricción y la temperatura de corte con lo que se logran las siguientes ventajas económicas:

- Reducción de costos.
- Aumento de velocidad de producción.



- Reducción de costos de mano de obra.
- Reducción de costos de potencia y energía.
- Aumento en la calidad de acabado de las piezas producidas.

2.2.8.1. Características de los fluidos para corte. ^[23]

- Buena capacidad de enfriamiento.
- Buena capacidad lubricante.
- Resistencia a la herrumbre.
- Estabilidad (larga duración sin descomponerse).
- No se degrada fácilmente.
- No tóxico.
- Viscosidad relativa baja (permite que los cuerpos extraños la sedimentación).
- No inflamable.

2.2.9. Disco de corte o Sierra circular. ^[12]

Una sierra **DH** (metal duro de alta resistencia a la corrosión y gran dureza), es un instrumento de precisión que se utiliza para trabajos de corte de materiales, que requieren cuidados especiales para durar mucho tiempo.

Las sierras deben ser afiladas cuando la superficie cortada no es aceptable, cuando la fase de desgaste es superior a 0,1 mm o cuando hay desprendimientos de los filos. Normalmente una sierra de metal duro se puede afilar unas 20-30 veces dependiendo del tamaño del diente. La codificación de una sierra de metal duro indica: el ángulo de incidencia, el tipo de dientes, dientes por pulgadas (paso) y diseño.



2.2.10. Ángulos de incidencia. ^[12]

El ángulo de incidencia (Fig. 2.3) varía con el material, el tipo de trabajo y en ciertos casos el tipo de máquina. A continuación se indican los ángulos de incidencia correspondientes para distintos materiales y tipos de trabajo.

- Aserrado basculante, múltiple y de bordes de madera ($5^{\circ} - 10^{\circ}$) negativo.
- Aserrado de metales no férricos con alimentación manual (5°) negativo. Aluminio y Plásticos Laminados.
- Aserrado de plásticos duros, tableros revestidos, hojas laminadas, aserrado transversal de maderas y metales no férricos con alimentación mecánica ($5^{\circ} - 7^{\circ}$).
- Corte de madera y contorneado de tableros de fibra, escayola, aglomerado, tableros recubiertos y contrachapado ($10^{\circ} - 15^{\circ}$).
- Tronzado de madera seca y verde (20°).
- Tronzado y bordeado de madera verde ($25^{\circ} - 30^{\circ}$).

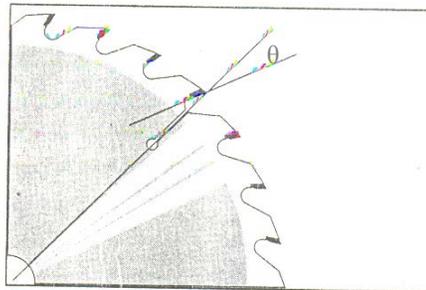


Figura 2.3. Angulo de incidencia en sierras

2.2.11. Tipos de dientes. ^[12]

Las sierras de metal duro se deben escoger según sea su uso. En el caso de corte de aluminio debe ser una sierra con dientes de corte y terminación (EAM). En este tipo



de sierra un diente debe ser trapezoidal y el otro recto para la división de la viruta en tres partes, con el fin de disminuir el desgaste en la herramienta de corte. (Ver anexo A).

2.2.12. Dientes por pulgada (Paso).^[12]

Este factor es muy importante al seleccionar una sierra para determinado tipo de trabajo e indica la distancia entre los bordes de ataque de los dientes.

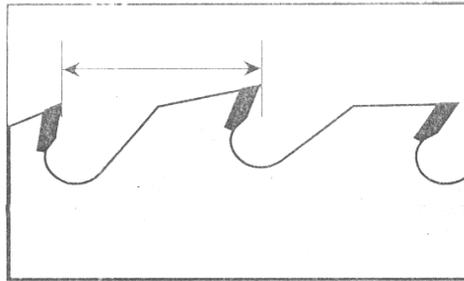


Figura 2.4. Paso de disco

2.2.13. Diseño de sierras de corte.^[12]

Para distintos tipos de aplicaciones se fabrican sierras con diseño especial que se indica con las denominaciones que siguen según los dientes por pulgada (paso) del código. (Ver anexo A).

2.2.14. Metal duro.^[12]

El metal duro es un material metálico cuyo componente principal es una sustancia endurecedora, carburo, encapsulada en un aglomerante.

El carburo más común es el carburo de tungsteno (WC) y el aglomerante más común es el cobalto (Co). Para aumentar la dureza, el aglomerante está frecuentemente aleado con otras sustancias metálicas. Las sustancias duras están



compuestas por granos muy pequeños y son uniones químicas de uno o varios metales. El tamaño de grano varía entre 0,5 y 7 micras (1 micra = 0,001 mm).

En general rige que granos pequeños y poco aglomerantes producen gran dureza (fragilidad) y mucha resistencia al desgaste (antiabrasivo); y granos grandes y mucho aglomerante producen dureza con más resistencia a los golpes (menos fragilidad) y menor resistencia al desgaste. El tipo de metal duro se elige según el área de aplicación.

Tabla 2.1. Aplicación de los tipos de sierra de metal duro.

Tipos	Área de Aplicación
M 2000	Aserrado de paneles abrasivos.
H 10	Aserrado de madera maciza, plásticos y metales no férricos.
H 20	Tronzado y bordeado de madera maciza.
H 30	Tronzado y bordeado de madera maciza congelada.
DH	Bordeado de madera maciza.
STELLITE	Tronzado y bordeado de madera maciza en verano e invierno.
M 30	Aserrado de metales férricos.

Fuente: Catálogo de Sierras Circulares Sanvik Steel

Para el corte de metales no férricos se deben utilizar sierras del tipo H 10 con ángulo de incidencia positivo y dientes de terminación EAM. Figura 2.5.

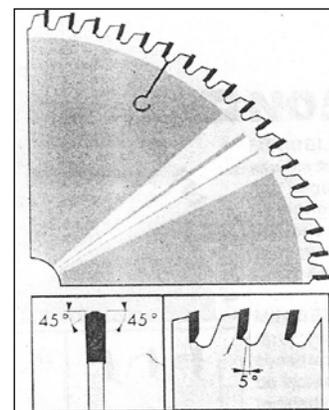


Figura 2.5. Dientes EAM



2.2.15. Velocidad de corte en sierras de metal duro.^[12]

En las sierras de corte se elige una con el menor diámetro posible para aumentar la estabilidad y disminuir el ancho de corte. Al mismo tiempo, el diámetro debe adaptarse al régimen de revoluciones de la máquina para que la sierra tenga una velocidad de corte óptima.

Las sierras de metal duro (DH), requieren velocidades de corte relativamente altas. La velocidad de corte recomendada para trabajar con materiales de madera, es de 65-75 m/s y para metales no férricos 50-75 m/s. En el anexo A se muestra la relación entre el diámetro de la sierra, la velocidad del perímetro y el régimen de revoluciones.

2.2.16. Alimentación por diente S_z .^[12]

Para optimizar la vida útil y el resultado del corte, es necesario elegir una relación alimentación/diente correcta. Una alimentación demasiado lenta produce un desgaste rápido de los filos y una alimentación muy rápida puede significar que el vaciado entre los dientes no alcance para desalojar la viruta produciendo en consecuencia la ruptura de dientes.

Tabla 2.2. Factores de alimentación/diente

Madera maciza	
Aserrado	0,10 – 0,35
Tronzado seca	0,10 – 0,20
Tronzado verde	0,20 – 0,80
Aserradero	0,70 – 1,50
Plásticos	0,04 – 0,08
Aluminio puro	0,06 – 0,12
Aleaciones de Al	0,03 – 0,08
Aleaciones de Mg	0,03 – 0,08
Aleaciones de Cu	0,03 – 0,08
Paneles de aglomerado	0,08 – 0,25
Contraenchapado	0,08 – 0,25
Paneles MDF	0,08 – 0,12
Paneles de fibra dura	0,08 – 0,12
Paneles recubiertos	0,08 – 0,12
Paneles laminados	0,08 – 0,12

Fuente: Catálogo de Sierras Circulares Sanvik Steel



2.2.17. Velocidad de alimentación.^[12]

La velocidad de alimentación (S) depende del régimen de revoluciones de la sierra, el número de dientes y la relación alimentación/diente.

2.2.18. Engranajes Sin fin.^[3]

Un engrane sin fin está formado por un tornillo sin fin y una rueda helicoidal como se muestra en la figura 2.6. Estos engranajes unen flechas o ejes que no son paralelos y que no se cruzan, por lo común en ángulo recto una con la otra.

El tornillo sin fin es un engrane helicoidal, con un ángulo de hélice tan grande que un solo diente se enrolla de manera continua alrededor de una circunferencia, debido a esto es posible crear relaciones de transmisión tan grandes como el número de dientes de la rueda respectiva.

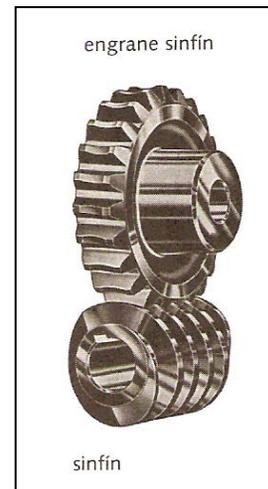


Figura 2.6. Engrane sin fin de un inicio

2.2.19. Automatización industrial.^[24]

La automatización como una disciplina de la ingeniería es más amplia que un mero sistema de control, abarca la instrumentación industrial, que incluye los sensores y transmisores de campo, los sistemas de control y supervisión, los sistemas de transmisión y recolección de datos y las aplicaciones de software en tiempo real para supervisar y controlar las operaciones de plantas o procesos industriales.

Es por ello que muchas empresas han aumentado la implementación de equipos, automatizando sus procesos lo cual ha generado que los mismos sean cada día más eficientes, económicos, ergonómicos y precisos, haciendo a las empresas más productivas.



Por lo tanto la automatización de un proceso trae como resultados:

- Solución de sistemas complejos.
- Mayor precisión en sus procesos.
- Realizar trabajos que son imposibles manualmente.
- Uso más eficiente de los materiales y de la energía.
- Aumento de la seguridad e higiene industrial.

2.2.20. Rodamientos tipo “Y”.^[25]

También llamados rodamientos de inserción, son básicamente rodamientos rígidos de bolas obturados, con un diámetro exterior esférico convexo. Estos rodamientos se suministran con un aro interior estándar, o con un aro interior prolongado a uno o a ambos lados.

Las distintas series de rodamientos se diferencian en el método de fijación del rodamiento en el eje.

Los rodamientos “Y” montados en los soportes adecuados para formar unidades de rodamientos “Y” pueden soportar una desalineación inicial moderada pero normalmente no permiten el desplazamiento axial. Utilizando estas unidades se pueden crear disposiciones de rodamientos sencillas y económicas. Debido a su versatilidad y rentabilidad, las

unidades de rodamientos “Y” se utilizan en maquinarias agrícolas, equipos para la construcción, transportadores, máquinas textiles y ventiladores, así como en máquinas dedicadas al procesamiento y envase de alimentos y bebidas.

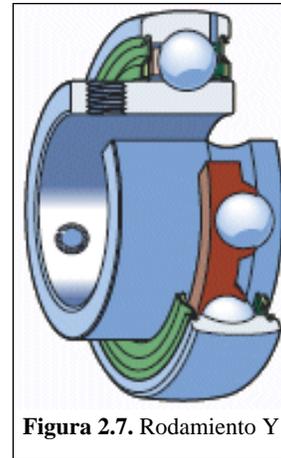


Figura 2.7. Rodamiento Y



2.2.21. Soporte de brida con rodamiento “Y”. [25]

Los soportes de brida con rodamientos “Y” están disponibles de forma estándar, en varios diseños y materiales diferentes.

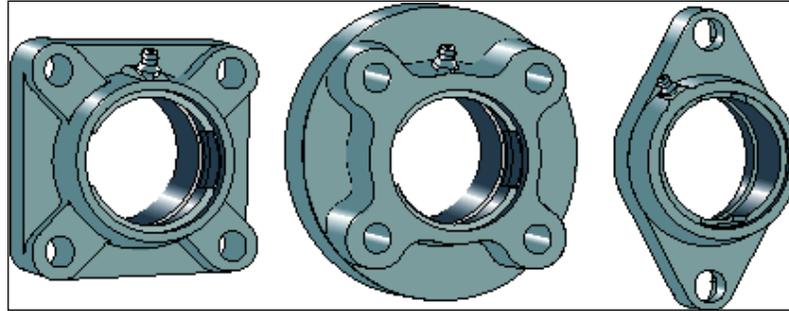


Figura 2.8. Soporte de brida de fundición gris.

2.2.22. Soporte de brida de fundición con rodamiento “Y”. [25]

Son soportes enterizos de fundición gris, que pueden ser relubricados a través de una boquilla engrasadora situada en el soporte. Esto los hace particularmente adecuados para las disposiciones de rodamientos que deben funcionar en entornos difíciles, a altas velocidades o a temperaturas elevadas, o bajo cargas relativamente elevadas.



Figura 2.9. Soporte de brida de fundición cuadrado.



2.2.23 Soporte de pie con rodamiento “Y” ^[25]

Los soportes de pie para los rodamientos “Y” son soportes enterizos de fundición gris, que vienen listos para montar, engrasados y obturados que permiten la compensación de la desalineación inicial. Estos soportes se pueden relubricar a través de una boquilla engrasadora situada en el.



Figura 2.10. Soporte de pie de fundición gris.



CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Nivel de la Investigación ^[19]

Este proyecto es de nivel explicativo como lo contempla Hernández Sampieri (1998), este estudio va más allá de la descripción de conceptos o fenómenos, o del establecimiento de relaciones entre conceptos y está dirigido a responder las causas de los eventos físicos, su interés se centra en explicar porque ocurre el fenómeno y en que condiciones se da. Estos son más estructurados que las demás clases de estudios y de hecho implican los propósitos de ellos, además de que proporcionan un sentido de entendimiento del fenómeno a que hacen referencia.

El propósito de este proyecto se centra específicamente en corregir el problema que se presenta en la máquina de corte de pistones en la empresa Danaven en su división Perfect Circle Pistones.

Es por ello que la investigación planteada se encuentra centrada en un modelo de un Proyecto Factible según Balestrini (1998), es decir, la elaboración de una propuesta de un modelo operativo viable o una posible solución a un problema. Puesto que el mismo se somete a estudio dentro de una empresa, el cual busca como objetivo final plantear una posible solución que permita mejorar el proceso de corte de pistones y aumentar la producción del mismo.

3.2. Diseño de la Investigación. ^[19]

En el diseño de la investigación se deben especificar los pasos que habrán de tomarse para controlar las variables extrañas y señalar cuándo en relación con otros acontecimientos se van a recabar los datos, se debe precisar el ambiente en que



se realizará el estudio. Esto quiere decir que el investigador debe decir dónde habrán de llevarse a cabo las intervenciones y la recolección de datos, esta puede ser en un ambiente natural (como el hogar, el centro laboral de los sujetos o alguna organización).

Para resolver la situación planteada, se realizará un trabajo de campo en el cual se deben cumplir los siguiente lineamientos:

1. Focalizar o Realizar revisiones bibliográficas acerca de:
 - Características del material a trabajar.
 - Especificaciones del proceso de corte.
 - Aprendizaje del manejo y uso de los equipos de la Empresa.
 - Recopilación de datos en la Empresa.

2. Analizar:
 - Revisión y Determinación de las fallas del sistema.
 - Evaluar los dispositivos existentes para ver la posibilidad de reutilizarlo.
 - Evaluación de los elementos de máquina a diseñar y los elementos de control a utilizar, partiendo de los que actualmente existen el sistema.

3. Desarrollar:
 - Determinar el comportamiento los elementos de máquinas del sistema a diseñar mediante cálculos, así como también los elementos de control.
 - Realizar el estudio de factibilidad económica del proyecto.



3.3. Revisión Bibliográfica

Consistió en la recopilación y estudio de todo el material bibliográfico que estuvo al alcance, a las recomendaciones de los ingenieros de planta y proyectos de la empresa para conocer y comprender el funcionamiento del sistema de corte en dicha empresa, el cual se ha sometido a estudio, así como las condiciones operativas a las cuales opera este sistema.



CAPÍTULO IV

CÁLCULOS Y RESULTADOS

4.1. Diagnóstico del sistema actual de corte.

La máquina de corte de mazarota central actualmente presenta una serie de fallas como son:

- Desgaste en el eje central de la base giratoria, esto causa un alto porcentaje de piezas dañadas que ocasionan retrasos en la producción.
- Acumulación de viruta, esto causa desgaste en las partes móviles del sistema.
- Fugas del fluido de corte, esto trae como consecuencia el aumento de temperatura en el disco de corte, disminuyendo así la vida útil de la herramienta.

4.2. Variables del sistema de corte de mazarota central.

A continuación se identifican las variables relacionadas con el proceso para mejorar el sistema actual.

- Velocidad de corte.
- Fuerza de corte.



4.3. Propuestas de Rediseño del Sistema de Corte de Pistones.

En la búsqueda de una solución al planteamiento del problema surgieron tres alternativas:

- Alternativa # 1: “Sistema de Corte tipo Revolver”.

Esta alternativa para el corte de pistones está basada en el principio de funcionamiento de un torno tipo revolver. Su objetivo principal es posicionar el pistón en la zona de corte. El proceso de corte de pistones se realiza después que el operario carga el plato giratorio, el cual está conformado por cuatro soportes dispuestos a 90°, donde se ubicarán los pistones que van hacer cortados hasta completar la capacidad del mismo. (Fig.4.1).

El proceso de carga de pistones del plato giratorio debe ser manual, de acuerdo a lo sugerido por la empresa. Una vez cargado el plato giratorio, el operario activa un pulsador de encendido del sistema para que gire a la posición inicial de corte. En esta posición se activa un sensor “limit switch”, el cual envía una señal al sistema de control el cual activa un actuador neumático (Clamp) el cual imprimirá una fuerza sobre el pistón que va a ser cortado para inmovilizar al mismo.

Simultáneamente el Clamp acciona otro sensor, el cual envía una señal al controlador para accionar un actuador oleohidráulico que controla el movimiento del disco de corte.

Una vez completado el corte, se retrae el actuador oleohidráulico a su posición inicial, a la vez este acciona otro sensor para que retorne el clamp a su posición inicial liberando así el pistón que a sido cortado, una vez realizada la liberación el plato giratorio rota 90°, activando así el sensor inicial para que se reanude el ciclo.

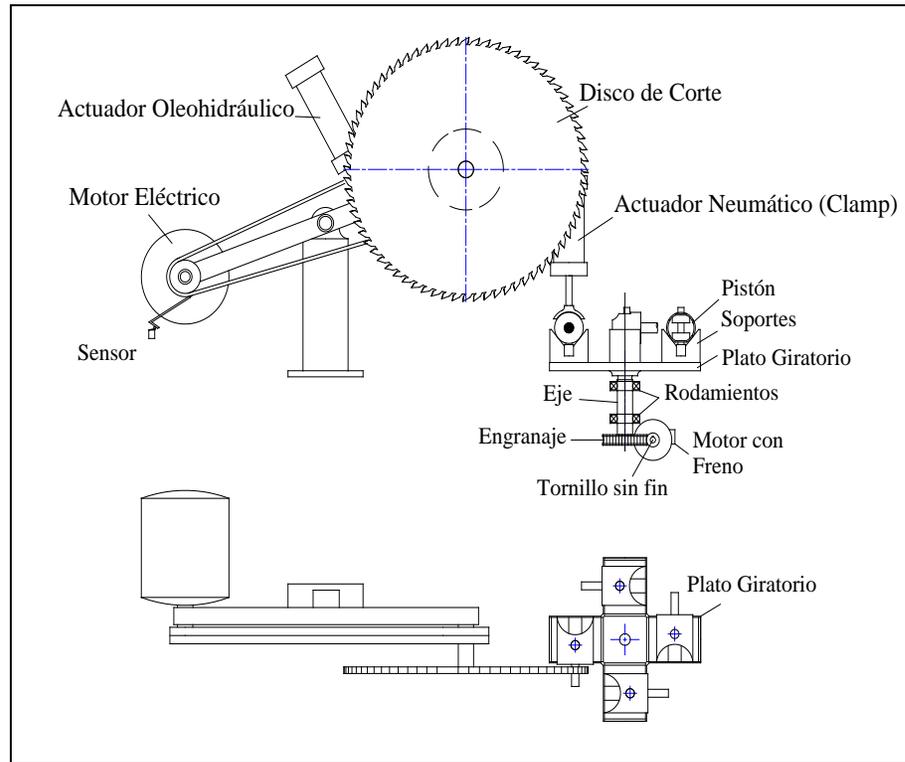


Figura 4.1. Sistema de corte de pistones por revolver.

- Alternativa # 2: “Sistema de Corte por Cadena”.

Esta solución está basada en un sistema de transporte por cadena (Fig. 4.2). Tiene como objetivo principal trasladar los pistones hacia el punto de corte para luego ser depositados en una cesta.

En este sistema los pistones son trasladados por medio de una cadena la cual es impulsada por un motor acoplado a una caja reductora. La cadena está soportada por cuatro ruedas dentadas no motrices, colocadas equidistantemente. La cadena cuenta con ocho soportes donde se montan los pistones para ser transportados.

En el traslado, los pistones pasan en una lámina ranurada que sirve de guía para que estos no se muevan en el momento del corte. Al finalizar el corte, los pistones son descargados en una cesta para ser transportados al área de mecanizado.

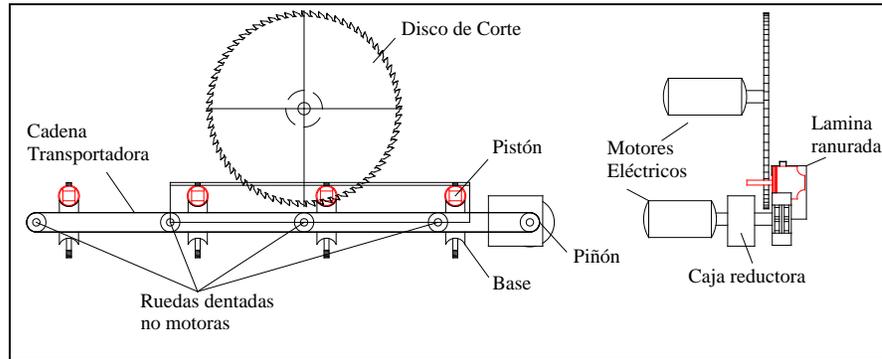


Figura 4.2. Sistema de corte de pistones por cadena.

- Alternativa # 3: “Sistema de Corte por Disco Horizontal”.

En esta solución el disco de corte está posicionado de manera horizontal sin movimiento de traslación (Fig. 4.3). Cuenta con un soporte circular con cuatro (4) pistones posicionados a 90° , el cual gira por medio de un motor. En este soporte los pistones son sujetados por mordazas activadas por actuadores neumáticos con el fin de eliminar los posibles movimientos al momento de realizar el corte.

Al posicionar los pistones y activar el sistema, el motor gira realizando el corte de cada uno de los pistones. Luego el operario desactiva el sistema para retirar los pistones y volver a cargar el soporte giratorio para volver a realizar la operación.

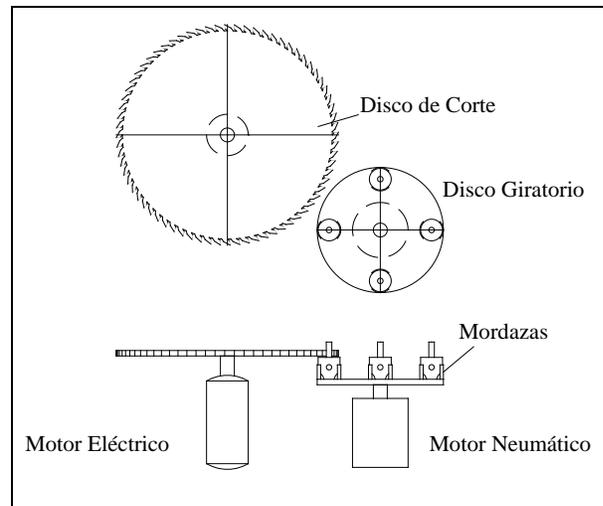


Figura 4.3. Sistema de corte de pistones por disco horizontal.



4.3.1. Evaluación y selección de la posible solución. ^[16]

La selección de la mejor solución se hará a través del método de ponderación de criterios y soluciones, el cual permite obtener la solución que satisface todas las necesidades y exigencias técnicas de la empresa.

Este método consta de tres etapas:

1. Se estudian las probables soluciones generadas durante la etapa de búsqueda.
2. Se aplican las restricciones a todas las probables soluciones.
3. Se aplican los criterios a las soluciones. Esta etapa consta de tres pasos:
 - a. Ponderación de criterios.
 - b. Ponderación de soluciones de acuerdo a cada uno de los criterios.
 - c. Ponderación final de soluciones.

4.3.2. Aplicación de restricciones.

1. Las restricciones permiten eliminar probables soluciones, sin necesidad de compararlas entre si.
2. Para que una probable solución se convierta en solución es necesario que cumpla con todas las restricciones del problema.

4.3.3. Restricciones.

- El montaje de los pistones debe ser manual. Este fue uno de los parámetros sugeridos por la empresa.
- El corte debe ser automático (montaje manual y el corte automático).
- Reutilización de componentes actuales como: Motor eléctrico del disco de corte, Actuador Oleohidráulico y Neumático.
- La herramienta de corte a utilizar debe ser similar al disco de corte actual.



4.3.4. Evaluación de soluciones y restricciones

Con las alternativas de solución antes expuestas se procederá a utilizar tablas de restricciones y soluciones para así ponderar cada uno de ellos.

- Alternativas de solución
S1: Alternativa 1. “Sistema de Corte por Revolver”.
S2: Alternativa 2. “Sistema de Corte por Cadena”.
S3: Alternativa 3. “Sistema de Corte por Disco Horizontal”.

Tabla 4.1. Selección de las posibles soluciones que cumplan con las restricciones

	S1	S2	S3
R1	Si	Si	Si
R2	Si	Si	Si
R3	Si	Si	Si
R4	Si	Si	Si

Debido a que todas las posibles soluciones cumplen con las restricciones seleccionadas, se procede aplicarle a cada una los criterios de diseño seleccionados.

4.3.5. Evaluación de criterios

La evaluación de los criterios se realiza según el orden de importancia relativa entre ellos. Dentro de una escala numérica, previamente establecida, se asigna un valor a cada uno de los criterios. El mayor valor corresponderá al criterio más relevante.



Tabla 4.2. Ponderación criterios

Criterios Nº	Tipo de Criterios	Ponderación a cada Criterio	Orden de Importancia de Criterio
C1	Menor Mantenimiento	3	3 ^{ero}
C2	Mayor Seguridad del Operario	5	1 ^{ero}
C3	Menor Costo de Fabricación	1	5 ^{to}
C4	Mayor Facilidad de Instalación	2	4 ^{to}
C5	Mayor Productividad	4	2 ^{do}

C1: Menor mantenimiento, debido a la alta acumulación de viruta en el sistema.

C2: Seguridad del operario, debido a que la carga de los pistones es manual.

C3: Costo de Fabricación, esto se debe a que se están reutilizando partes del sistema existente.

C4: Facilidad de instalación, se refiere a la disponibilidad de tiempo en el mantenimiento por parte de la empresa.

C5: Productividad, esto se debe a que se procesarán mayor cantidad de piezas en menor tiempo.

4.3.6. Evaluación de las posibles soluciones según los criterios

Considerando que todas las alternativas cumplen con las restricciones, se procede entonces a ponderar estas soluciones de acuerdo al grado de aceptación de los criterios.

Dentro de una escala numérica establecida en el punto 4.3.5. Se asigna un valor a cada una de las soluciones. El mayor valor corresponderá a la mejor solución respecto al criterio. Se repite el paso anterior para cada criterio a evaluar.



Tabla 4.3. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C1.

C1	S1	S2	S3	Ponderación de solución	Orden de importancia de soluciones
S1	-	-	-	3	1 ^{ro}
S2	S1	-	-	1	3 ^{ro}
S3	S1	S3	-	2	2 ^{do}

Tabla 4.4. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C2.

C2	S1	S2	S3	Ponderación de solución	Orden de importancia de soluciones
S1	-	-	-	3	1 ^{ro}
S2	S1	-	-	2	2 ^{do}
S3	S1	S2	-	1	3 ^{ro}

Tabla 4.5. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C3.

C3	S1	S2	S3	Ponderación de solución	Orden de importancia de soluciones
S1	-	-	-	3	1 ^{ro}
S2	S1	-	-	1	2 ^{do}
S3	S1	S3	-	2	3 ^{ro}

Tabla 4.6. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C4.

C4	S1	S2	S3	Ponderación de solución	Orden de importancia de soluciones
S1	-	-	-	3	1 ^{ro}
S2	S1	-	-	1	3 ^{ro}
S2	S1	S3	-	2	2 ^{do}



Tabla 4.7. Ponderación de las soluciones respecto al criterio C5.

C5	S1	S2	S3	Ponderación de solución	Orden de importancia de soluciones
S1	-	-	-	2	2 ^{do}
S2	S2	-	-	3	1 ^{ro}
S3	S1	S2	-	1	3 ^{ro}

La ponderación final de soluciones es una forma de comparar todas las soluciones entre sí, de acuerdo a la totalidad de los criterios.

Tabla 4.8. Ponderación final de las posibles soluciones.

Ponderación de Criterio	P(1x)	Pond. Cx * P1x	P2x	Pond. Cx * P2x	P3x	Pond. Cx * P3x
Pond. C1 = 2	3	2 * 3 = 6	1	2 * 1 = 2	2	2 * 2 = 4
Pond. C2 = 5	3	5 * 3 = 15	2	5 * 2 = 10	1	5 * 1 = 5
Pond. C3 = 1	3	1 * 3 = 3	1	1 * 1 = 1	2	1 * 2 = 2
Pond. C4 = 3	3	3 * 3 = 9	1	3 * 1 = 3	2	3 * 2 = 6
Pond. C5 = 4	2	4 * 2 = 8	3	4 * 3 = 12	1	4 * 1 = 4
Sumatoria Σ	-	41	-	28	-	21

Como puede observarse en la Tabla 4.8, la solución más factible es la número uno (Sistema de Corte de pistones por Revolver), debido a que obtuvo la mayor ponderación con relación a las otras soluciones en la evaluación de los criterios.

4.3.7. Selección de la mejor solución

Para establecer la mejor solución, se realiza un análisis de las posibles soluciones para determinar cual cumple con la mayor cantidad de criterios seleccionados y la que más se adapta a las necesidades del sistema a diseñar.



De acuerdo a la evaluación realizada anteriormente puede decirse que la mejor solución es la número uno. (Fig.4.1), debido a que cumple con la mayoría de los criterios mencionados (Tabla 4.2). Es por ello que en la ponderación final esta solución adquiere una ponderación más alta que las otras dos soluciones.

4.4. Cálculos Realizados

La Figura 4.4, muestra la representación del sistema completo, sus componentes principales, y el sistema a diseñar en este proyecto.

El sistema de corte existente está compuesto por un motor eléctrico acoplado a un sistema basculante, un actuador oleohidráulico, un actuador neumático (Clamp) y un disco de corte.

Por otra parte el sistema a diseñar (fig.4.4), estará constituido por un plato giratorio, un eje, cuatro soportes, dos rodamientos, un tornillo sin fin con su rueda helicoidal y un motor con freno.

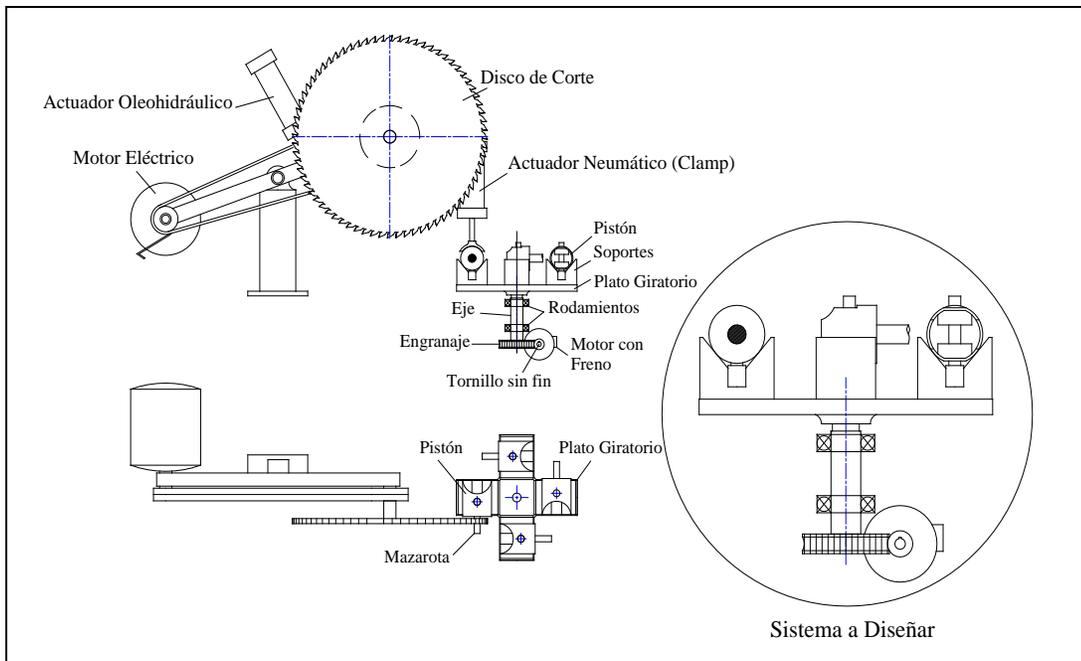


Figura 4.4 Dispositivo a diseñar.



A continuación se presentan algunos parámetros obtenidos del sistema de corte existente en la empresa.

Especificación del sistema de corte actual.

- Velocidad del Disco de Corte: 1953 rpm
 - Velocidad del Motor: 3500 rpm, 10 hp
 - Diámetro de las poleas: $\varnothing_{\text{disco}}$: 130 mm, $\varnothing_{\text{motor}}$: 70 mm
 - Avance del actuador Oleohidráulico: 2 mm/rev
 - Especificaciones del Disco de Corte Actual:
 - Diámetro (Dd) = 400 mm
 - Espesor (e_{dc}) = 4,2 mm
 - Diámetro del Cubo (Dc) = 40 mm
 - Número de Dientes (Z) = 72
- Sierra tipo EAM para metales no férricos, según catálogo de sierras circulares de Sanvik Steel. (Anexo B)

Especificación de los pistones

- Diámetro del Pistón (Dp): pistón máx. 115 mm – pistón mín. 70 mm
 - Peso del pistón: 300 – 800 g.
 - Especificaciones de la Mazarota: Longitud (Lm) = 75 mm,
Diámetro Máximo (DM) = 50 mm, Diámetro Mínimo (Dm) = 24 mm
- Anexo A

4.4.1. Cálculos Preliminares.

A continuación se presentan los procedimientos analíticos que permiten desarrollar los cálculos para rediseñar el sistema de corte de pistones.

4.4.1.1. Velocidad de corte (Vc)

Con los datos suministrados por Danaven, se realiza el cálculo de la velocidad de corte actual de la sierra en la empresa. Una vez obtenida dicha velocidad, se compara el valor actual con la velocidad que recomienda el catálogo de Sierra Sanvik Steel.^[12]



Cálculo de la velocidad de corte actual

$$V_c = \frac{D_d \times \pi \times N}{60} \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Donde:

Velocidad de Corte: V_c [m/s]

Diámetro del disco de corte: $D_d = 0,4 \text{ m}$

Velocidad actual: $N = 1953 \text{ rpm}$

Sustituyendo los valores en la ecuación. 4.1, se obtiene

$$V_c = 41 \text{ m/s}$$

El catálogo de sierras circulares Sanvik Steel establece que para materiales no ferrosos el intervalo de velocidad debe estar entre $50 \text{ m/s} - 75 \text{ m/s}$. La velocidad de corte con la que actualmente opera la máquina (41 m/s), no es la adecuada, ya que no se encuentra dentro del intervalo establecido.^[12]

Para lograr una velocidad de corte que esté dentro del intervalo recomendado se propone una velocidad angular de 2800 rpm . En el Anexo B, se muestra la tabla de velocidades de poleas impulsadas y la tabla de velocidad de corte para sierras circulares.

$$\text{Para } 2800 \text{ rpm} \begin{cases} D_{\text{polea impulsora}} = 3,25 \text{ pulg } (83 \text{ mm}) \\ D_{\text{polea impulsada}} = 4 \text{ pulg } (102 \text{ mm}) \end{cases}$$

Con la velocidad angular asumida y el diámetro del disco de corte (400 mm), se entra en la tabla de velocidad de corte para sierra y se obtiene una velocidad de 59 m/s , la cual está dentro del intervalo recomendado.



4.4.2. Cálculos del Plato Giratorio.

I. Descripción del sistema a evaluar.

En esta sección se diseñará el plato giratorio. Para este diseño se deben calcular las fuerzas y momentos que actúan sobre él.

El plato giratorio está compuesto por cuatro bases o paletas en las que se apoyan los soportes para los pistones, provistos por Danaven. En los soportes se colocan los pistones con el fin de cortar la mazarota. El material de fabricación del plato giratorio será fundición gris.

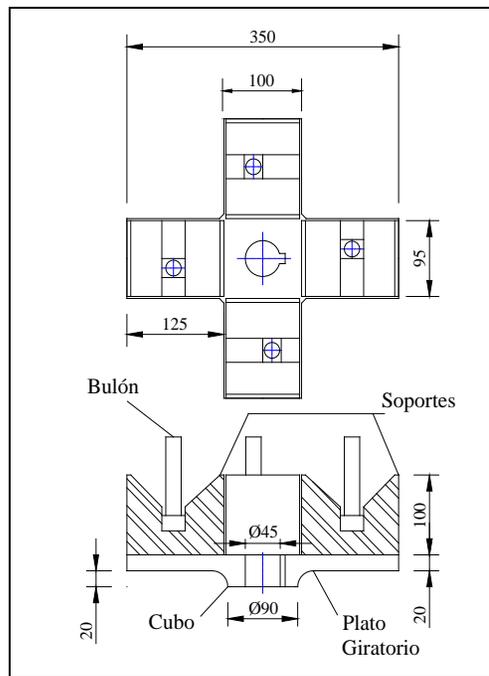


Figura 4.5. Plato giratorio

II. Premisas

- Se consideran los soportes para pistones como elementos rígidos que permiten distribuir uniformemente a lo largo de su base las fuerzas que actúan sobre él.

- Las fuerzas actuantes sobre la paleta del plato giratorio son: peso del soporte, peso del pistón, fuerza del “Clamp” y la fuerza de corte. (Ver Fig.4.6)
- El diámetro del cubo del plato giratorio será dos veces el diámetro del eje y se proyectará a 20 mm del plato para brindarle mayor estabilidad al conjunto.^[8] (Ver Fig. 4.5)

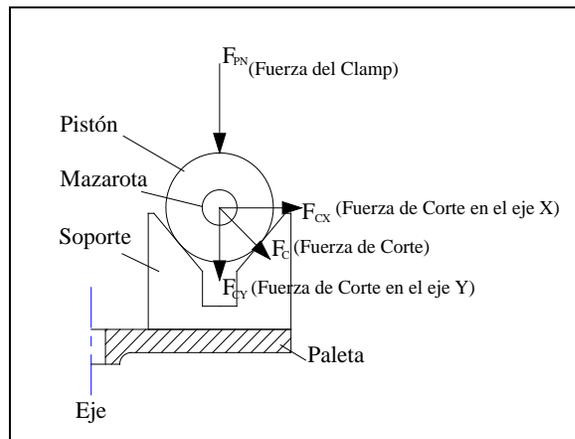


Figura 4.6. Representación de las fuerzas aplicadas sobre el pistón, el soporte y la paleta del plato giratorio.

- Se utiliza como modelo para la evaluación del plato giratorio una sección en cantiliver o voladizo de sección constante.

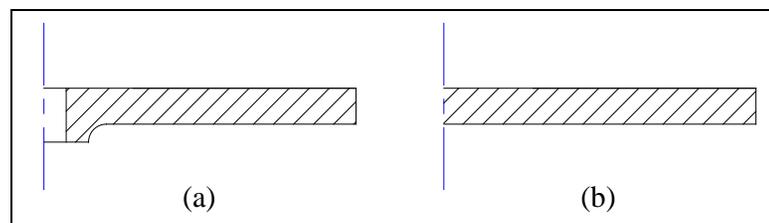


Figura 4.7 Viga en voladizo o cantiliver

(a) Paleta del plato giratorio, (b) Modelo en cantiliver

- Se desprecia el efecto del peso del plato giratorio.
- Se consideran las fuerzas del disco de corte como una carga estática, debido que se puede asumir que esta carga tiene una magnitud, dirección y punto de aplicación constante.



III. Material

Se emplea como material para el diseño del plato giratorio *fundición gris* por ser más económico, comercial y por sus propiedades de maquinabilidad y resistencia mecánica.

Propiedades de la fundición gris:

- Módulo de Elasticidad..... 103,4 *GPa*
- Módulo de Rigidez..... 40,7 *GPa*
- Resistencia última a la tensión..... 359 *MPa*
- Densidad..... 7198 *Kg / m³*

Fuente: Guía de Elemento de Máquinas I, Prof. Brizeida Gámez.^[17]

IV. Descripción de Cargas

Partiendo de los elementos que actúan en el sistema de corte, pueden observarse los sentidos y dirección de las distintas fuerzas presentes.

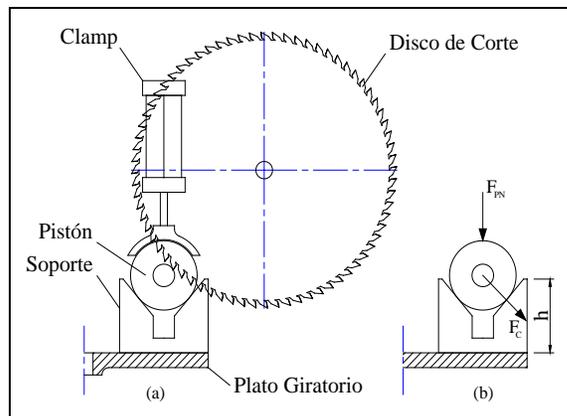


Figura 4. 8. (a) Elementos que actúan en el plato giratorio, (b) Fuerzas presentes

V. Diagramas de Cuerpo Libre (D.C.L)

A continuación se describen los diagramas de cuerpo libre del sistema a diseñar, mostrado en la Fig. 4.9.

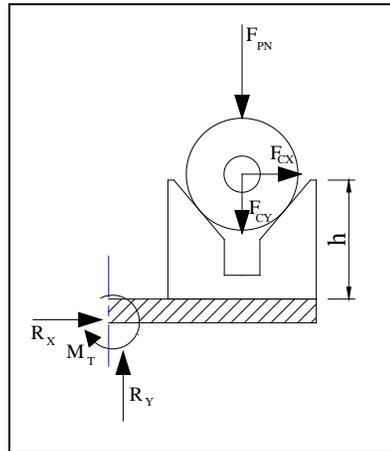


Figura 4. 9. Representación de las fuerzas presentes.

- Momento de Reacción en la dirección “Z”: M_t [N.m]
- Fuerza de Reacción en la dirección “Y”: R_y [N]
- Fuerza de Reacción en la dirección “X”: R_x [N]
- Fuerza de Corte en la dirección “Y”: F_{cy} [N]
- Fuerza de Corte en la dirección “X”: F_{cx} [N]
- Fuerza del Pistón por efecto del Actuador Neumático: F_{pn} [N]

VI. Cálculos

Con los datos suministrados por Danaven y las ecuaciones, comenzamos el procedimiento analítico que nos va permitir calcular los parámetros del sistema de corte.

- Características de los Actuadores:

Actuador Neumático: Diámetro de émbolo (ϕ) = 0,05 m

Presión Manométrica (P_{man}) = 1,2 MPa

(Presión utilizada en la red interna de la empresa).

Actuador Oleohidráulico: Diámetro de émbolo (ϕ) = 0,05 m

Presión Manométrica (P_{man}) = 2,07 MPa

(Presión de la unidad oleohidráulica).



4.4.2.1. Cálculo de las fuerzas de corte.

4.4.2.1.1. Fuerza de Corte Experimental.

Para obtener la fuerza del disco de corte sobre la mazarota fue necesario utilizar un procedimiento experimental, debido a que no se encontraron ecuaciones teóricas para este tipo de proceso.

I. Calibración de la celda galvánica

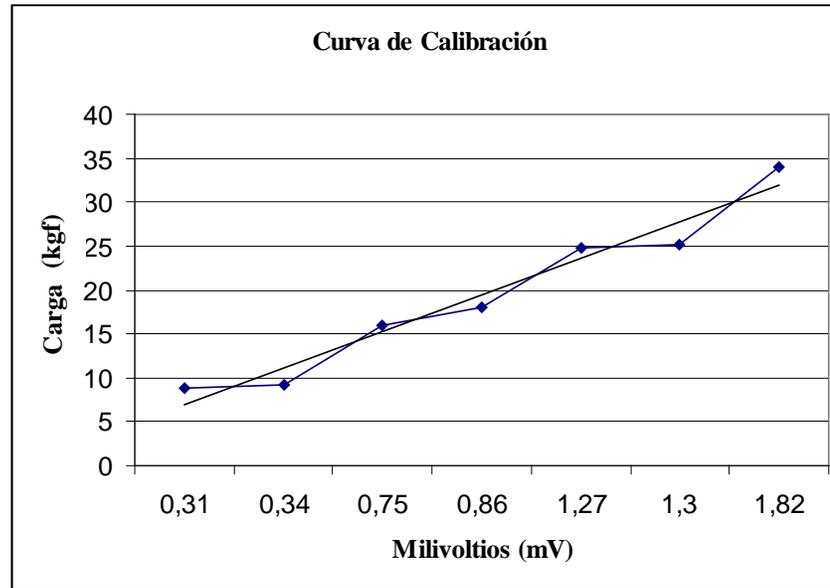
El método utilizado fue la elaboración de una curva de calibración de celdas de cargas, partiendo de tres pesos distintos y un sistema de medición de carga a partir de una celda galvánica.

Se combinaron tres masas para formar siete (7) cargas distintas las cuales se colocaron en la celda galvánica para obtener una señal de tensión eléctrica (Te), como se puede observar en la tabla 4.9.

Tabla 4.9. Base de datos

Nº	Carga (Kg)	Te (mV)	(Te) menos la Precarga
0	Precarga	-0,10	---
1	8,760	0,41	0,31
2	9,175	0,44	0,34
3	16,050	0,85	0,75
4	17,935	0,96	0,86
5	24,810	1,37	1,27
6	25,225	1,40	1,30
7	33,985	1,92	1,82

Con los datos experimentales obtenidos en la tabla 4.9, se construye la curva de calibración de la celda.



Gráfica 4.1 Curva de calibración de carga experimental

Una vez elaborada la curva, se establece la recta de calibración como se muestra en la gráfica. 4.1

II. Ensayo de corte.

En el laboratorio de proceso metalmecánica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo se realizó una de serie de cortes a unas muestras de mazarotas suministradas por la División Perfect Circle Pistones. Para las pruebas se utilizó una cortadora de metales provista de un disco de corte para aluminio y un soporte, donde se fijó la celda galvánica y la muestra. (Ver Fig. 4.10)

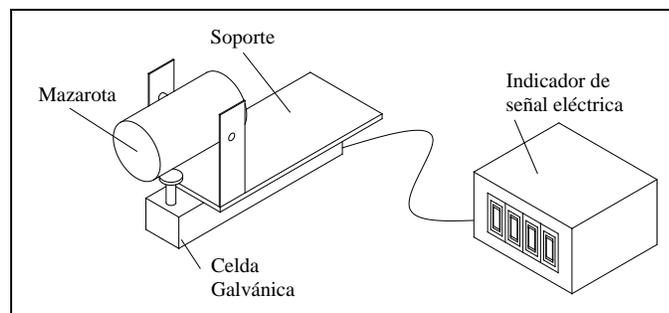


Figura 4.10. Soporte, celda galvánica e Indicador de señal eléctrica

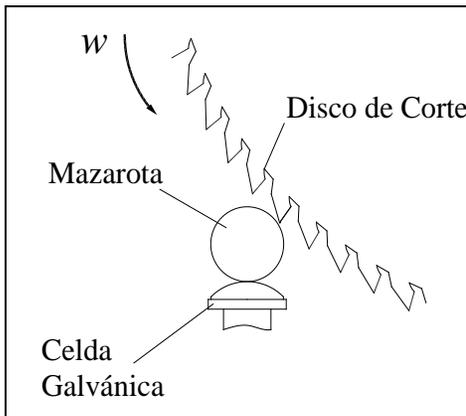


Figura 4.11. Ensayo de corte

Tabla 4.10. Resultados experimentales.

Ensayo	1	2	3	4	5	6
Te (mV)	0,18	0,27	0,16	0,26	0,15	0,25

Con los datos de los ensayos realizados se obtiene un promedio \overline{Te} (mV). Con este valor se entra a la curva de calibración (Gráfica 4.1), y se obtiene una carga promedio (\overline{q}). Esta carga se va a comparar con la fuerza de corte teórica.

$$\overline{Te} = \frac{\sum \overline{Te}}{\text{Ensayos}} \quad \text{siendo } \overline{Te}: \text{ la señal eléctrica. (Tabla 4.10)}$$

$$\overline{Te} = 0,205 \text{ mV}$$

Con \overline{Te} vamos a la gráfica y obtenemos una carga promedio \overline{q} .

$$\overline{Te} = 0,205 \text{ mV} \Rightarrow \overline{q} = 8 \text{ kg}$$

Una vez obtenido la carga promedio, se multiplica por la gravedad para obtener la fuerza de corte experimental en el eje vertical. (Ver figura 4.12).

$$F_{CY} = \overline{q} \times g \quad (\text{Ec. 4.2})$$



Donde:

$$\text{Carga promedio: } \bar{q} = 8 \text{ kg}$$

$$\text{Gravedad: } g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Sustituyendo

$$F_{CY} = 79 \text{ N}$$

Con la fuerza de corte en “Y” y el ángulo de entrada del disco de corte se descomponen las fuerzas que actúan sobre la mazarota y se halla la fuerza de corte experimental.

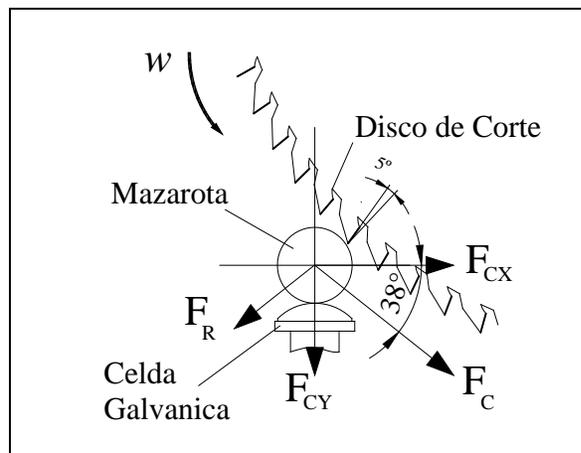


Figura 4.12. Descomposición de las fuerzas experimentales.

$$F_C = \begin{cases} F_{CX} = F_c \times \cos \alpha \\ F_{CY} = F_c \times \text{sen} \alpha \end{cases} \quad (\text{Ec. 4.3})$$

Donde $F_C = \frac{F_{CY}}{\text{sen} \alpha} \rightarrow F_C = 128 \text{ N}$

$$F_{CX} = F_C \cdot \cos \alpha \rightarrow F_{CX} = 101 \text{ N}$$



De acuerdo a los resultados obtenidos se puede apreciar que la fuerza de corte experimental es mayor a la fuerza reflejada por la celda galvánica, esto se debe al ángulo de entrada del disco de corte ($\alpha=38^\circ$). El ángulo de incidencia del disco de corte (5°), es el indicado para el corte de aluminio. (Ver sección 2.2.10.)

La fuerza de corte F_C , en la dirección de giro del disco, determina la cantidad de trabajo que se efectúa en el corte. La fuerza de empuje o radial F_R no trabaja sino que, junto con F_C , ocasiona deflexiones en el disco de corte. [6, PP.13-56]

4.4.2.1.2. Fuerza de Corte Teórica.

Esta fuerza se determina utilizando la ecuación de fuerza de corte de una fresa, dado que el disco de corte se puede considerar como una fresa de poco grosor, en relación de su diámetro. [9, Cáp. 9]

$$F_C = k \times \frac{2 \times S \times bv \times \pi \times \sqrt{d(D_d - d)}}{1000 \times V_C \times Z} \quad (\text{Ec. 4.4})$$

Donde:

Fuerza de Corte: F_C [N]

Presión Específica de Corte: $K = 0,9 \text{ kg/mm}^2$

Velocidad de Alimentación: $S = 8 \text{ m/diente}$ (8000 mm/diente)

Ancho de Viruta: $bv = 4,2 \text{ mm}$

Profundidad de Corte: $d = 50 \text{ mm}$

Diámetro del Disco de Corte: $D_d = 400 \text{ mm}$

Velocidad de Corte: $V_C = 41 \text{ m/s}$ (2460 m/min)

Número de Dientes en contacto al momento del corte: $Z = 8$ dientes

Fuente: Problemario de Mecanizado, Ing. Carmelo Torres. [7]

Sustituyendo en la ecuación 4.5, se tiene:

$$F_C = 1,23 \text{ kg} = 12 \text{ N}$$



Al comparar los resultados de las dos fuerzas anteriormente calculadas (Teórica y Experimental) se observa que la experimental es mayor, debido a que el proceso de corte se realizó en el laboratorio de proceso metalmeccanico de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo con una sierra circular para aleaciones de aluminio. Mientras que la fuerzas teórica se cálculo asumiendo la fuerza de corte para una fresa (Ec. 4.4).

La ecuación de fuerza de corte para una fresa está compuesta de una serie de variables, las cuales funcionan para ésta. Estas variables no son posible aplicarlas en el proceso de corte de una sierra circular puesto que hasta el momento no existe una ecuación que mida dicha fuerza de corte.

Por lo tanto para el diseño de este proyecto se va a considerar la fuerza experimental. ($F_C = 128 N$)

4.4.2.2. Cálculo del peso del pistón ($W1$)

La masa máxima del pistón, de acuerdo con la información suministrada por la empresa, es de 800g (Anexo A).

$$W1 = Mp \times g ;$$

Donde:

$$\text{Masa del Pistón: } Mp = 0,8 \text{ kg}$$

$$\text{Gravedad: } g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

Sustituyendo

$$W1 = 8 N$$



4.4.2.3. Cálculo del peso del soporte (W2)

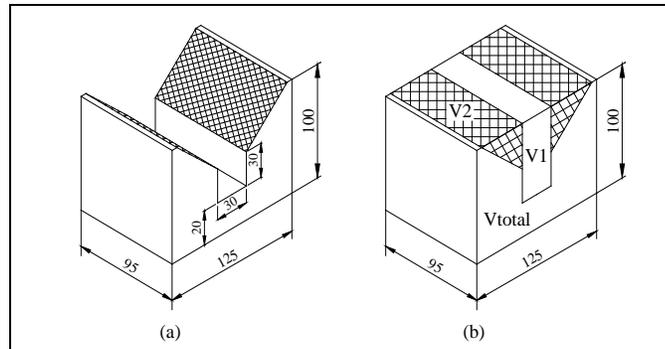


Figura 4.13. (a) Soporte de pistones. (b) Secciones del soporte

$$\text{Volumen de cada soporte: } V_{c/\text{Soporte}} = V_{\text{Total}} - (V_1 + V_2) \quad (\text{Ec. 4.5})$$

$$V_{\text{Total}} = A \times L \times H_T$$

Donde L : Ancho = 95 mm

A : Largo = 125 mm

H_T : Alto = 100 mm

$$V_{\text{total}} = 1,19 \times 10^6 \text{ mm}^3 \rightarrow V_{\text{total}} = 1,19 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Ahora se calcula V_1 y V_2 . (Fig. 4.13.b)

$$V_1 = a \times L \times h_1$$

Donde: $a = 30 \text{ mm}$

$$h_1 = H_T - 20 = 80 \text{ mm}$$

$$L = 95 \text{ mm}$$

$$V_1 = 2,28 \times 10^5 \text{ mm}^3 \rightarrow V_1 = 2,28 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_2 = 2 \left(\frac{b \times h_2}{2} \right) \times L$$

$$\text{Donde } b = \frac{A - 30}{2} = 47,5 \text{ mm}$$

$$L = 95 \text{ mm}$$

$$h_2 = H_T - 50 = 50 \text{ mm}$$



$$V_2 = 2,26 \times 10^5 \text{ mm}^3 \rightarrow V_2 = 2,26 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en la ecuación 4.5

$$V_{c/Soporte} = V_{total} - (V_1 + V_2) \rightarrow V_{c/Soporte} = 7,36 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Luego se calcula el peso del soporte (W_2).

$$W_2 = V_{c/Soporte} \times \rho \times g \quad (\text{Ec.4.6})$$

Donde Densidad: $\rho = 7198 \text{ kg/m}^3$

Gravedad: $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Sustituyendo se tiene:

$$W_2 = V_{c/Soporte} \times \rho \times g \rightarrow W_2 = 52 \text{ N}$$

4.4.2.4. Cálculo de la Fuerza sobre el Pistón por efecto del Clamp (F_{pn})

Para calcular esta fuerza se utilizan los datos del actuador neumático.

$$P = \frac{F_{pn}}{A} \rightarrow F_{pn} = P \times A \quad (\text{Ec.4.7})$$

Donde:

P : presión de planta = 1.2 MPa

A : Area del émbolo [m^2]

D : Diámetro del émbolo = 0,05 m

Sustituyendo en la ecuación

$$F_{pn} = P \times \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow F_{pn} = 2352 \text{ N}$$

4.4.2.5. Cálculo de la fuerza sobre el soporte del pistón en el eje "X". (F_X)

En el eje X la componente de la fuerza de corte F_{CX} es la única carga aplicada, por tanto la fuerza aplicada es:



$$F_x = F_{Cx} = 101 \text{ N} \quad (4.4.2.1.1) \quad (\text{Ec. 4.8})$$

Con base a los resultados obtenidos, se puede observar que existe una fuerza horizontal en la parte superior del soporte, como se muestra en la Fig. 4.14 (a).

Ésta fuerza es capaz de generar un momento resultante (M_0) al ser trasladada al eje de referencia de la paleta, como se muestra en la Fig.4.14 (b).

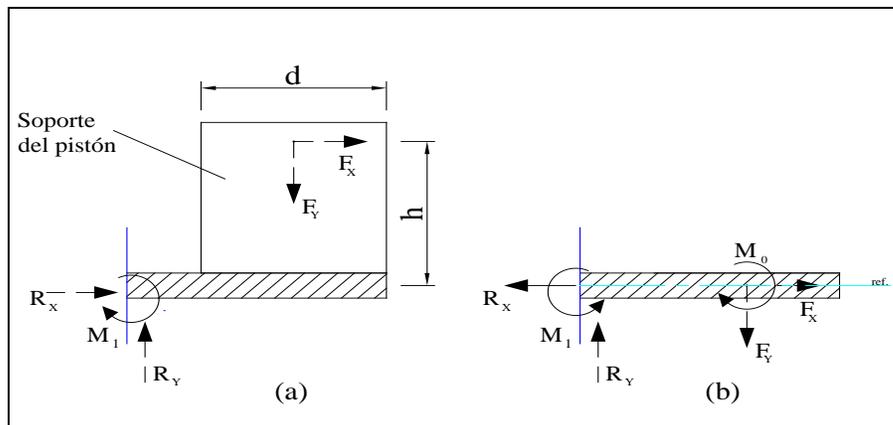


Figura 4.14. Representación de fuerzas y momentos presentes.
(a). Modelo utilizado (b). Traslación de fuerzas al eje de referencia de la paleta

4.4.2.6. Cálculo del momento generado por la fuerza total en “X”. (M_0)

$$M_0 = F_x \times h \quad (\text{Ec. 4.9})$$

Donde:

M_0 : Momento generado por la F_x . [N.m]

Fuerza Total en el eje “X”: $F_x = 101 \text{ N}$

Altura del punto de aplicación de dicha fuerza: $h = 0,1 \text{ m}$

Sustituyendo en la ecuación 4.9.

$$M_0 = 10 \text{ N.m}$$



4.4.2.7. Cálculo de la Fuerza en la base del pistón en el eje “Y”. (F_Y)

Aplicando sumatoria de fuerzas se puede calcular la fuerza en la base del pistón en el eje “Y”.

$$F_Y = -W_1 - W_2 - F_{pn} - F_{CY} = 0 \quad (\text{Ec. 4.10})$$

Donde

F_Y : Fuerza total en “Y” [N]

Fuerza sobre el Pistón por efecto del Clamp: $F_{pn} = 2352 \text{ N}$ (4.4.2.4)

Fuerza de corte en el eje “Y”: $F_{CY} = 79 \text{ N}$ (4.4.2.1.1)

Peso del pistón: $W_1 = 8 \text{ N}$ (4.4.2.2)

Peso del soporte: $W_2 = 52 \text{ N}$ (4.4.2.3)

Sustituyendo

$$F_Y = -2491 \text{ N}$$

4.4.2.8. Carga distribuida sobre la paleta del plato giratorio. (W_t)

Dividiendo la fuerza F_Y que actúa sobre la base del pistón entre la distancia de la sección en la cual actúa ésta sobre la paleta, se obtiene la carga distribuida en la paleta del plato giratorio.

$$W_t = \frac{F_Y}{d} \quad (\text{Ec. 4.11})$$

Donde:

W_t : Carga distribuida [N/m]

Distancia donde se va a distribuir la carga sobre la paleta: $d = 0,125 \text{ m}$

Sustituyendo

$$W_t = -19928 \text{ N/m}$$



4.4.2.9. Cálculo por el método de funciones de Singularidad ^[3]

La aplicación del método de funciones de Singularidad permite determinar las magnitudes de las fuerzas de corte, momento flexionante, pendiente y deflexión presentes en la paleta. (Ver Fig 4.15.)

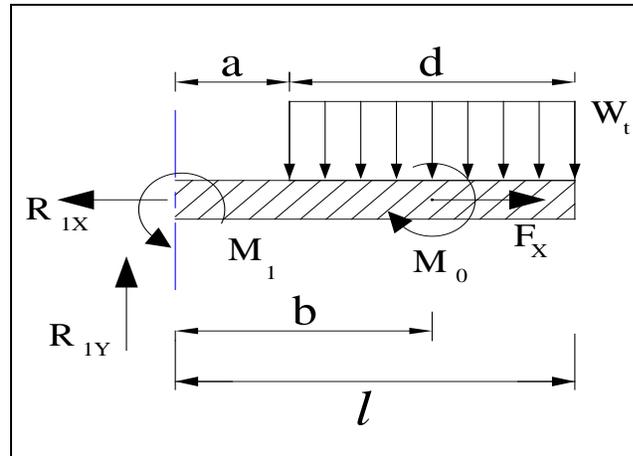


Figura 4.15. Cargas y momentos que actúan sobre la paleta.

$$q = -M_1 \langle x \rangle^{-2} + R_Y \langle x \rangle^{-1} - W_t \langle x - a \rangle^0 + M_0 \langle x - b \rangle^{-2} \quad (\text{Ec. 4.12-a})$$

$$V = \int q dx = -M_1 \langle x \rangle^{-1} + R_Y \langle x \rangle^0 - W_t \langle x - a \rangle^1 + M_0 \langle x - b \rangle^{-1} + C_1 \quad (\text{b})$$

$$M = \int q dx = -M_1 \langle x \rangle^0 + R_Y \langle x \rangle^1 - \frac{W_t}{2} \langle x - a \rangle^2 + M_0 \langle x - b \rangle^0 + C_1 \langle x \rangle + C_2 \quad (\text{c})$$

$$EI\theta = \int q dx = -M_1 \langle x \rangle^1 + \frac{R_Y}{2} \langle x \rangle^2 - \frac{W_t}{6} \langle x - a \rangle^3 + M_0 \langle x - b \rangle^1 + \frac{C_1}{2} \langle x \rangle^2 + C_2 \langle x \rangle + C_3 \quad (\text{d})$$

$$EIY = \int q dx = \frac{-M_1}{2} \langle x \rangle^2 + \frac{R_{1Y}}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{W_t}{24} \langle x - a \rangle^4 + \frac{M_0}{2} \langle x - b \rangle^2 + \frac{C_1}{6} \langle x \rangle^3 + \frac{C_2}{2} \langle x \rangle^2 + C_3 \langle x \rangle + C_4 \quad (\text{e})$$

Donde:

M_1 : Momento generado en el empotramiento. [N]

R_1 : Reacción en el eje Y presente en el empotramiento. [N]

Momento generado por F_X : $M_0 = 10 \text{ N.m}$ (4.4.2.6)

Carga distribuida sobre la paleta: $W_t = 19928 \text{ N/m}$ (4.4.2.8)



Límite elástico de la fundición gris: $E = 103,4 \text{ GPa}$

Longitud de la paleta: $l = 0,175 \text{ m}$

$a = 0,05 \text{ m}$

$b = 0,1125 \text{ m}$

(Ver Fig.4.15)

Condiciones de borde:

$$1^{\text{a}} \text{ condición: } x = 0 \rightarrow \begin{cases} \theta = 0 \\ Y = 0 \end{cases}$$

Al evaluar con esta condición en la ecuación 4.12 (d) y (e), se tiene que $C_3 = C_4 = 0$.

$$2^{\text{a}} \text{ condición: } x = 0 \rightarrow \begin{cases} V_{\text{máx}} = R_1 = W_t (l - a) = 2491 \text{ N} \\ M_{\text{máx}} = M_1 = \frac{W_t}{2} (l^2 - a^2) + M_0 = 291 \text{ N.m} \end{cases}$$

Sustituyendo estas condiciones de borde en la ecuación 4.13 (d) y (e), se hallan los valores de $C_1 = 189$ y $C_2 = -8,50$.

Una vez calculado los valores de las constantes C_1 , C_2 , C_3 y C_4 se calcula la pendiente (θ) y la deflexión (Y) de la paleta con las ecuaciones 4.12 (d) y (e).

$$\theta = -1,23 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

$$Y = -1,60 \times 10^{-6} \text{ m}$$

De acuerdo a los resultados obtenidos la pendiente y la deflexión en la paleta son muy pequeñas cuando están bajo cargas flexionantes. Por lo tanto se puede decir que no existen deformaciones en su límite elástico. ^[3.P 200]

En la figura 4.16 se muestra el diagrama de corte, momento, pendiente y deflexión en la paleta.

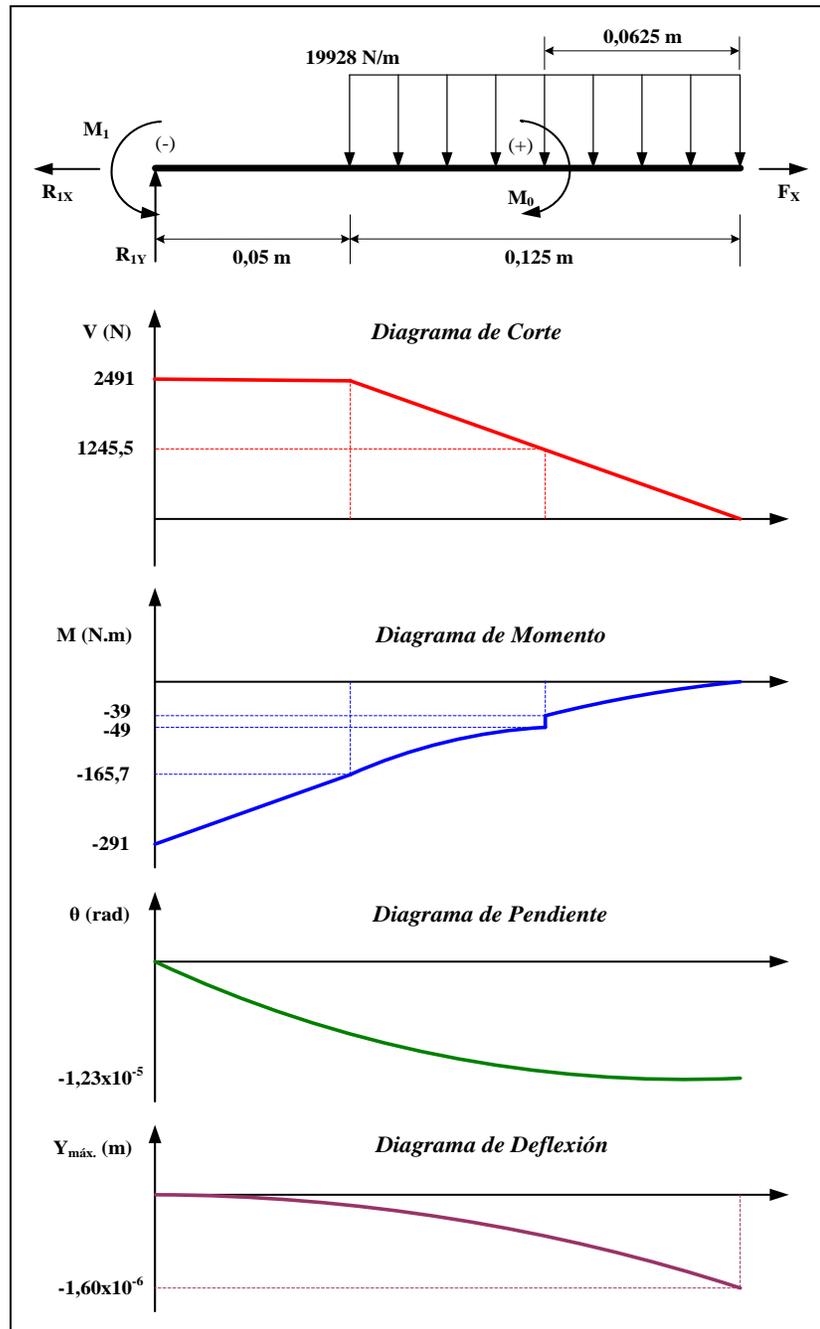


Figura 4.16. Diagramas de corte, momento, pendiente y deflexión de cada paleta del plato giratorio.

En la figura 4.16, se puede apreciar que los valores máximos de las funciones de corte y de momento flexionante, además de la máxima deflexión que ocurre en la viga.



La fuerza de corte y el momento flexionante son máximos en:

$$R_{1Y} = 2491 \text{ N}$$

$$V_{máx} = 2491 \text{ N}$$

$$M_{máx} = 291 \text{ N.m}$$

$$\theta_{máx} = -1,23 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

$$Y_{máx} = -1,60 \times 10^{-6} \text{ m}$$

4.4.2.10. Cálculo del esfuerzo máximo a la deflexión (σ)

Este esfuerzo es directamente proporcional a la distancia del eje neutro y el momento flexionante (M_f).

$$\sigma = \frac{M_f \times C'}{I} + \frac{F_x}{A} \quad (\text{Ec.4.13})$$

Donde:

Esfuerzo máximo a la deflexión: σ [Pa]

Momento flexionante: $M_f = 291 \text{ N.m}$

Distancia del eje neutro a la flexión: $C' = 0,05 \text{ m}$

Momento de Inercia: I [m^4]

Fuerza axial directa: $F_x = 101 \text{ N}$

Área de la sección transversal: $A = 3,5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

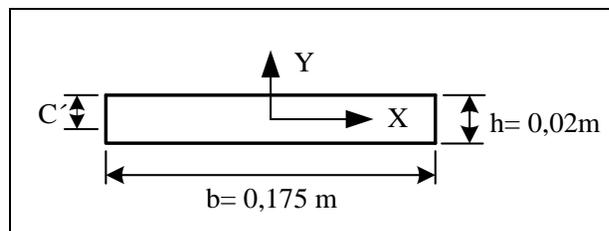


Figura 4.17. Vista de la fibra de la paleta

Momento de inercia de la fibra de la paleta:

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

Donde: $b = 0,175 \text{ m}$

$h = 0,02 \text{ m}$



Por lo tanto, la inercia de la paleta

$$I = 1,16 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Sustituyendo en la ecuación 4.13 se tiene:

$$\sigma = 25 \text{ MPa}$$

Comparando los resultados obtenidos entre el esfuerzo flexionante (σ) y la resistencia última a la tensión (S_{ut}), se puede decir que la deflexión que ocurre en la paleta del plato giratorio por las cargas aplicadas en el momento del corte de la mazarota es muy pequeña y se puede despreciar.

$$\sigma = 25 \text{ MPa} < S_{ut} = 359 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el material es resistente y no fallará por deflexión.

4.4.2.11. Cálculo de la fatiga para el plato giratorio. ^[3]

Para realizar el estudio por fatiga del plato giratorio se requiere establecer una vida infinita por ser una máquina rotativa, para este estudio se utilizará el modelo vida-esfuerzo ($S-N$) ya que normalmente la vida requerida está dentro del rango de fatiga de alto ciclaje (HCF).

- Límite de resistencia a la fatiga (S_e). ^[3. P373]

Para hierros forjados y fundidos

$$S_e \cong 0,4 S_{ut} \rightarrow \text{para } S_{ut} < 1400 \text{ MPa (200 kpsi)} \quad (\text{Ec. 4.14})$$

En el caso de la fundición gris $S_{ut} = 359 \text{ MPa (52 kpsi)}$

Por lo tanto

$$S_e = 144 \text{ MPa}$$

- Límite de resistencia a la fatiga corregido (S_e) ^[3. P376]

$$S_e = C_{carga} \times C_{tamaño} \times C_{superficie} \times C_{temperatura} \times C_{confiabilidad} \times S_e \quad (\text{Ec. 4.15})$$



La carga aplicada es a flexión:

$$C_{carga} = 1$$

La pieza no es redonda, por lo tanto se determina un diámetro equivalente con base en 95% de su área esforzada y esta servirá para determinar el factor de tamaño.

$$A_{95\%} = b \times h \rightarrow A_{95\%} = 17500 \text{ mm}^2$$

$$d_{equiv.} = \sqrt{\frac{A_{95\%}}{0,0766}} \rightarrow d_{equiv.} = 478 \text{ mm}$$

Para diámetros mayores de 250 mm se utiliza un factor de tamaño ($C_{tamaño}$) de 0,6.

Para determinar el factor superficial ($C_{superficial}$), con un acabado superficial rectificado se parte de la ecuación:

$$C_{superficial} = ASut^b$$

Donde

$$\begin{cases} A = 1,58 \\ b = -0,085 \end{cases} \rightarrow \text{Coeficientes para la ecuación de factor superficial}^{[3. P378]}$$

Sustituyendo

$$C_{superficial} = 0,95$$

El factor de temperatura ($C_{temperatura}$) es igual a 1, para temperaturas de trabajo menores a 450 °C.

De igual manera para una confiabilidad de 99,9% el factor ($C_{confiabilidad}$) es igual a 0,753. (Ver tabla 6.4, ref. 3).

Sustituyendo todos los factores en la ecuación 4.15 se tiene:

$$Se = 62 \text{ MPa}$$

Para crear el diagrama $S-N$ se requirió de una cifra para la resistencia estimada Sm a 10^3 ciclos, para cargas a flexión.

$$Sm = 0,9Sut \rightarrow Sm = 323 \text{ MPa}$$



Luego con la ecuación de resistencia a la fatiga a cualquier número de ciclos S_n , se determinó el número de ciclos, se supone que el límite de resistencia a la fatiga corregido S_e , empieza a 10^6 ciclos.

$$S_n = aN^b \tag{Ec. 4.16}$$

Donde:

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{S_m}{S_e}\right) \rightarrow b = -0,239$$

$$\log(a) = \log(S_m) - 3b \rightarrow a = 1693,23$$

Sustituyendo se tiene

$$S_n = aN^b = 1693,23N^{0,239} MPa \rightarrow 10^3 \leq N \leq 10^6$$

Ahora se calcula el esfuerzo alternante para la paleta (Fig. 4.18)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \tag{Ec. 4.17}$$

Donde

σ_a : Esfuerzo alternante [MPa]

Esfuerzo máximo a la deflexión: $\sigma_{m\acute{a}x} = 1 MPa$

Esfuerzo mínimo a la deflexión: $\sigma_{m\acute{i}n} = 0$

Sustituyendo

$$\sigma_a = 0,50 MPa$$

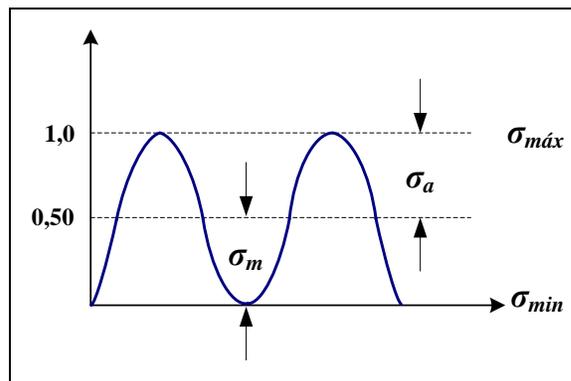


Figura 4.18. Diagrama de esfuerzos repetidos

Igualando σ_a con S_n en la ecuación 4.16, se calculó el número de ciclos para cualquier nivel de esfuerzo alternante. (Fig. 4.19)

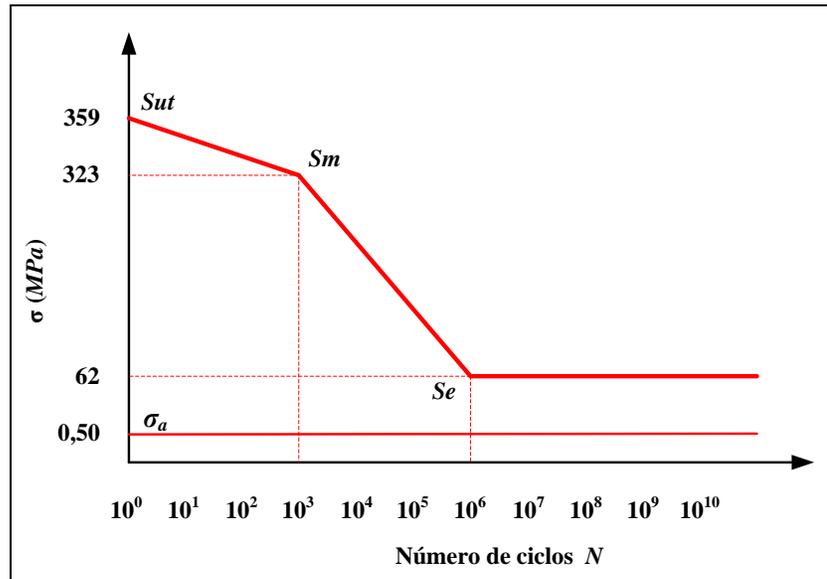


Figura 4.19. Diagrama S-N y línea de esfuerzo alternante σ_a para la paleta.

Sustituyendo en la ecuación 4.16 se tiene:

$$S_n = aN^b = 1693,23N^{0,239} \text{ MPa}$$

$$0,50 = 1693,23N^{0,239} \rightarrow N = 7 \times 10^{14} \text{ ciclos}$$

La paleta resistirá 7×10^{14} ciclos, lo cual indica que tendrá una vida infinita.

Resumen:

En esta etapa del proyecto se diseñó el plato giratorio por fatiga ya que está sometido a esfuerzos alternantes repetitivos. Con este estudio se verificó que el plato tendrá vida infinita ya que se encuentra en el régimen de fatiga de alto ciclaje (Ver fig 4.19). Por lo tanto se puede decir que el material es resistente a las fuerzas aplicadas en el momento del corte de la mazarota.



4.4.3. Cálculos del Tornillo Sin Fin.

I. Descripción del Sistema.

El sistema de transmisión de potencia está compuesto por un tornillo sin fin y un engranaje helicoidal, los cuales se encargan de transmitir la potencia generada por el motor eléctrico al Plato Giratorio.

II. Premisas.

- El engranaje sin fin debe ser autobloqueante para evitar giros de reversa, es decir, que un par de torsión aplicado a la rueda no hará girar al sin fin.
- Para el autobloqueo se utilizará un ángulo de avance inferior a 6° .^[3]
- El tornillo sin fin debe ser de un sólo inicio o filete, para lograr la relación de transmisión requerida.
- En el cálculo se supone una distancia entre ejes de 89 mm ($3,5''$) y un ángulo de presión estándar de 20° .
- El sin fin será accionado por un motor eléctrico con freno electromagnético que gira a 830 rpm .

III. Material.

Se empleará como material para la construcción del tornillo sin fin Acero AISI 1045 cementado, ya que será el elemento más esforzado y requiere de un acero endurecido. Para la rueda helicoidal se utilizará Bronce al níquel enfriado al aire por ser un material blando y elástico. Esta combinación de materiales se debe a que el bronce es un material blando se asienta y se conforma con el tornillo sin fin duro bajo condiciones de alto deslizamiento.^[3] Estos materiales son los más utilizados en la fabricación de engranajes sin fin por ser los más comerciales. Esta recomendación fue hecha por un fabricante de engranajes.

Fuente: Taller El Engranaje, Zona Industrial Municipal Norte. Valencia, Edo. Carabobo



IV. Propiedades Mecánicas

Acero AISI 1045 Cementado

- Límite elástico a la tensión..... 531 MPa
- Resistencia máxima a la tensión..... 627 MPa
- Esfuerzo permisible de flexión..... 430 MPa
- Esfuerzo permisible de contacto..... 1475 MPa
- Elongación en 2 pulgadas..... 12 %
- Dureza superficial..... 60 HRC

Bronce al Níquel

- Límite elástico a la tensión..... 138 MPa
- Resistencia máxima a la tensión..... 345 MPa
- Esfuerzo permisible de flexión..... 160 MPa
- Esfuerzo permisible de contacto..... 450 MPa
- Elongación en 2 pulgadas..... 40 %
- Dureza superficial..... 180 HB

Fuentes: Manual del Ing. Mecánico, Avallone y Baumeister. (Tabla 8.3.14 y 8.3.15)
 Diseño de Máquinas, Robert Norton. Apéndice C (Tabla C-2 y C-9)

V. Cálculos

A continuación se realizará el cálculo del engranaje sin fin partiendo de los cálculos preliminares y las premisas antes mencionadas.

4.4.3.1. Relación de Transmisión (R_t).^[3]

$$R_t = \frac{W_{entrada}}{W_{salida}} \quad (\text{Ec. 4.18})$$

Velocidad angular de salida: 15 rpm

Velocidad angular de entrada: 830 rpm (Velocidad del motor preseleccionado).



$R_t = 56$, por ser $R_t < 100$ se infiere que esta relación se puede alcanzar con un solo inicio del tornillo sin fin.

Una vez obtenida la relación y establecido en las premisas un tornillo sin fin con un solo inicio se determina el número de dientes de la rueda N_g . Es por ello que:

$$N_w = 1 \rightarrow (\text{Número de inicios o filetes en el Sin Fin})$$

$$N_g = 56 \rightarrow (\text{Número de dientes Rueda Helicoidal})$$

4.4.3.2. Diámetro primitivo del tornillo sin fin (d_w).^[3]

Para el cálculo del diámetro de paso del tornillo sin fin AGMA (*American Gear Manufacturers Association*) recomienda valores mínimos y máximos, como:

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq d_w \leq \frac{C^{0,875}}{1,6} \quad (\text{Ec. 4.19})$$

Donde C es la distancia entre centros en pulgadas.

A su vez AGMA recomienda el uso del promedio de sus valores establecidos con la ecuación:

$$d_w \cong \frac{C^{0,875}}{2,2} \quad (\text{Ec. 4.20})$$

Con $C = 3,5 \text{ pu lg}$ (89 mm) y la Ec. 4.20 obtenemos

$$d_w = 1,36 \text{ pu lg} \Rightarrow d_w = 35 \text{ mm}$$

4.4.3.3. Diámetro primitivo de la rueda helicoidal (d_g).^[3]

$$d_g = 2C - d_w \quad (\text{Ec. 4.21})$$

$$d_g = 5,64 \text{ pu lg} \Rightarrow d_g = 144 \text{ mm}$$



4.4.3.4. Cálculo del avance (P_{sf}).^[3]

Es la distancia que un punto sobre el engrane acoplado se mueve axialmente en una revolución del tornillo sin fin. (Figura 4.20).

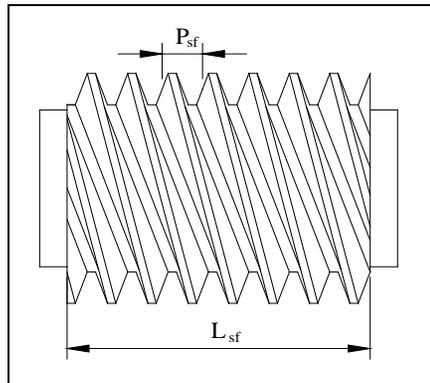


Figura 4.20. Longitud y avance del tornillo sin fin

$$P_{sf} = \pi d_g \frac{N_w}{N_g} \quad (\text{Ec. 4.22})$$

Donde

Diámetro de la rueda helicoidal: $D_g = 144 \text{ mm}$

Número inicios del sin fin: $N_w = 1$

Número de dientes de la rueda: $N_g = 56$

Sustituyendo

$$P_{sf} = 8 \text{ mm}$$

4.4.3.5. Longitud del tornillo sin fin (L_{sf}).^[8]

$$L_{sf} = (0,02N_g + 4,5)P \quad (\text{Ec. 4.23})$$

Donde

Número de dientes en la rueda: $N_g = 56$

Avance: $P_{sf} = 8 \text{ mm}$ (0,315 pulg)



Sustituyendo

$$L_{sf} = 1,77 \text{ pulg} \Rightarrow L_{sf} = 45 \text{ mm}$$

4.4.3.6. Ángulo de avance (λ).^[3]

$$\lambda = \text{tg}^{-1} \frac{P}{\pi d_w} \quad (\text{Ec. 4.24})$$

$\lambda = 5^\circ$, el engranaje del sin fin es autobloqueante porque el ángulo de avance es menor a 6° , como se indicó en las premisas.

4.4.3.7. Paso diametral (P_d).^[3]

$$P_d = \frac{N_g}{d_g} \quad (\text{Ec. 4.25})$$

Donde:

Número de dientes en la rueda: $N_g = 56$

Diámetro de rueda en pulg.: $d_g = 5,64 \text{ pulg}$

Sustituyendo

$$P_d = \frac{N_g}{d_g} = 9,93 \text{ pulg}$$

Con este valor de paso diametral entramos en la tabla C-1 del anexo C, donde se reflejan los valores normalizados para el módulo, el paso circular, el espesor del arco de los dientes y el addendum. (tabla 4.11)

Tabla. 4.11. Módulos normalizados de engranajes

	P_d	Módulo	Paso circular (mm)	Espesor del arco de los dientes. (mm)	Adendum (mm)
Rueda Helicoidal	10,16	2,50	7,854	3,9268	2,50

Fuentes: Manual del Ing. Mecánico, Avallone y Baumeister.^[6]



4.4.3.8. Ancho de cara de la Rueda Helicoidal ($F_{m\acute{a}x}$).^[3]

Está limitado por el diámetro del tornillo sin fin. AGMA recomienda un valor máximo para el ancho de cara F como:

$$F_{m\acute{a}x} \leq 0,67d_w \quad (\text{Ec. 4.26})$$

Por lo tanto

$$F_{m\acute{a}x} = 24 \text{ mm}$$

4.4.3.9. Velocidad tangencial (V_{tg}), en el diámetro de primitivo del tonillo sin fin.^[3]

$$V_{tg} = \frac{\pi w_{ent} d_w}{1000 \cos \lambda} \quad (\text{Ec. 4.27})$$

Donde:

V_{tg} : Velocidad tangencial [m/min]

Velocidad angular de entrada: $w_{ent} = 830 \text{ rpm}$

Diámetro del tornillo sin fin: $d_w = 35 \text{ mm}$

Ángulo de avance: $\lambda = 5^\circ$

Sustituyendo:

$$V_{tg} = 92 \text{ m/min} \quad (V_{tg} = 302 \text{ pie/min})$$

4.4.3.10. Carga tangencial (W_{tg}) sobre la rueda helicoidal.^[3]

$$W_{tg} = \frac{C_s C_m C_v d_g^{0,8} F_{m\acute{a}x}}{75,948} \quad (\text{Ec. 4.28})$$

- Factor de seguridad (C_v) se selecciona a partir de la velocidad tangencial definido por AGMA.

$$\begin{aligned} \text{si } 0 < V_{tg} \leq 700 \text{ pie/min} &\Rightarrow C_v = 0,659e^{-0,0011V_{tg}} \\ \text{si } 700 < V_{tg} \leq 3000 \text{ pie/min} &\Rightarrow C_v = 13,31V_{tg}^{-0,571} \\ \text{si } 3000 < V_{tg} \text{ pie/min} &\Rightarrow C_v = 65,52V_{tg}^{-0,774} \end{aligned} \quad (\text{Ec.4.29})$$

Para una velocidad tangencial de 302 pie/min , la ecuación apropiada es la primera

$$C_v = 0,659e^{-0,0011V_{tg}} \Rightarrow C_v = 0,47$$



- Factor del material C_s definido por AGMA para el Bronce fundido enfriado al aire.

$$\begin{aligned} \text{si } C < 203 \text{ mm} &\Rightarrow C_s = 1000 \\ \text{si } C \geq 203 \text{ mm} &\Rightarrow C_s = 1411,6518 - 455,8259 \log_{10} d_g \end{aligned} \quad (\text{Ec. 4.30})$$

Ya que C (distancia entre centros) es de 89 mm , $C_s = 1000$

- Factor de corrección de la relación de transmisión (C_m) definido por AGMA.

$$\begin{aligned} \text{si } 3 < R_t \leq 20 &\Rightarrow C_m = 0,0200 \sqrt{-R_t^2 + 40R_t - 76} + 0,46 \\ \text{si } 20 < R_t \leq 76 &\Rightarrow C_m = 0,0107 \sqrt{-R_t^2 + 56R_t + 5145} \\ \text{si } 76 < R_t &\Rightarrow C_m = 1,1483 - 0,00658R_t \end{aligned} \quad (\text{Ec. 4.31})$$

$$\text{Como } R_t = 56 \Rightarrow C_m = 0,0107 \sqrt{-R_t^2 + 56R_t + 5145} \Rightarrow C_m = 0,77$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.28 se obtiene la Carga tangencial (W_{tg}) sobre la rueda helicoidal.

$$W_{tg} = \frac{C_s C_m C_v d_g^{0,8} F_{m\acute{a}x}}{75,948} \Rightarrow W_{tg} = 6095 \text{ N} \approx 6,1 \text{ kN}$$

Donde

W_{tg} : Carga tangencial sobre la rueda [N]

Diámetro de la rueda helicoidal: $d_g = 144 \text{ mm}$ (4.4.3.3)

Ancho de cara de la rueda helicoidal $F_{m\acute{a}x} = 24 \text{ mm}$ (4.2.3.8)

4.4.3.11. Fuerza de fricción (W_f) sobre la rueda helicoidal. ^[3]

$$W_f = \frac{\mu W_{tg}}{\cos \lambda \cos \phi} \quad (\text{Ec. 4.32})$$

- Coeficiente de fricción (μ).^[3]

El coeficiente de fricción en un acoplamiento de un engranaje de sin fin no es constante ya que es función de la velocidad es por ello que AGMA propone la siguiente relación (Ver Ec. 4.33.).



$$\begin{aligned} \text{si } V_{tg} = 0 \text{ pie/min} &\Rightarrow \mu = 0,15 \\ \text{si } 0 < V_{tg} \leq 10 \text{ pie/min} &\Rightarrow \mu = 0,124e^{(-0,074V_{tg}^{0,645})} \\ \text{si } 10 < V_{tg} \text{ pie/min} &\Rightarrow \mu = 0,103e^{(-0,110V_{tg}^{0,450})} + 0,012 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 4.33})$$

Partiendo de la tercera expresión para una velocidad de 302 *pie/min*.

$$\mu = 0,103e^{(-0,110V_{tg}^{0,450})} + 0,012 \Rightarrow \mu = 0,036$$

Sustituyendo los valores calculados en la ecuación 4.32 se tiene

$$W_f = \frac{\mu W_{tg}}{\cos \lambda \cos \phi} \Rightarrow W_f = 235 N$$

Donde

$$\text{Carga tangencial sobre la rueda helicoidal: } W_{tg} = 6095 N \quad (4.4.3.10)$$

$$\text{Ángulo de avance: } \lambda = 5^\circ \quad (4.2.3.6)$$

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

4.4.3.12. Potencia nominal de salida (P_N).^[3]

Esta potencia se basa en su resistencia a fallas y desgaste. En vista de las altas velocidades de deslizamiento existentes en los engranajes de sin fin.

$$P_N = \frac{N W_{tg} d_g}{1,91 \times 10^7 R_t} \quad (\text{Ec. 4.34})$$

Donde

$$\text{Velocidad de entrada al tornillo sin fin: } N = 830 \text{ rpm}$$

$$\text{Carga tangencial sobre la rueda helicoidal: } W_{tg} = 6095 N \quad (4.4.3.10)$$

$$\text{Diámetro de la rueda helicoidal: } d_g = 144 \text{ mm} \quad (4.4.3.3)$$

$$\text{Relación de transmisión: } R_t = 56 \quad (4.4.3.1)$$

Sustituyendo

$$P_N = 0,68 \text{ kW} \Rightarrow P_N = 0,91 \text{ hp}$$

Por lo tanto, está es la máxima potencia que puede entregar el tornillo sin fin.



4.4.3.13 Potencia perdida por la fricción (P_f).^[3]

$$P_f = \frac{V_{tg} \times W_f}{1000} \quad (\text{Ec. 4.35})$$

Donde

Velocidad tangencial: $V_{tg} = 92 \text{ m/min}$ ($1,54 \text{ m/s}$)

Fuerza de fricción sobre la rueda helicoidal: $W_f = 235 \text{ N}$

Sustituyendo

$$P_f = 0,36 \text{ kW} \rightarrow 0,48 \text{ hp}$$

Por lo tanto, la mayor potencia que se puede suministrar al tornillo sin fin es:

$$P_{sf} = P_N + P_f \rightarrow P_{sf} = 1,4 \text{ hp}$$

4.4.3.14 Par torsor nominal de salida (T_g).^[3]

$$T_g = W_{tg} \frac{d_g}{2} \quad (\text{Ec. 4.36})$$

Donde

Carga tangencial sobre la rueda helicoidal: $W_{tg} = 6095 \text{ N}$ (4.4.3.10)

Diámetro de la rueda helicoidal: $d_g = 144 \text{ mm}$ ($0,144 \text{ m}$) (4.4.3.3)

Sustituyendo

$$T_g = 439 \text{ N.m}$$

Máximo par torsor que puede ser entregado por la rueda helicoidal.

Resumen:

Los engranajes sin fin son uno de los más adecuados elementos de máquinas para reducir velocidades y conectar ejes que no son paralelos y que no se crucen. Otro de los factores que se tuvo en cuenta al momento de escoger el engranajes sin fin es que el ángulo de avance en él sea menor a 6° para que éste se comporte como autobloqueante, lo que quiere decir que no puede ser movido el tornillo sin fin desde la rueda helicoidal. Además la relación de transmisión 1:56, nos indica que el tornillo sin fin debe girar 56 revoluciones para que la rueda helicoidal gire una vez.



4.4.4. Cálculo de la Potencia requerida por el Plato Giratorio.

I. Descripción.

En esta sección se realizarán los cálculos para determinar la potencia requerida por el sistema, así como también el tiempo de aceleración y desaceleración que experimentará el motor del sistema rotativo de corte.

II. Premisas.

- En el punto de contacto entre el tornillo sin fin y la rueda helicoidal las aceleraciones angulares son iguales ya que las velocidades son iguales pero con sentidos contrarios.
- Para determinar la posición, aceleración angular y el tiempo de giro del plato se utilizarán las ecuaciones de movimiento circular uniforme.^[10]
- La velocidad angular del sistema será de 15 *rpm*. (Ver sección 4.2.3.1).
- Los pistones que se tomaron para la realización de estos cálculos son los de mayor peso; el cual es de 800 g.

Fuente: Danaven, División Perfect Circle Pistones.

III. Cálculos

A continuación se realizarán los cálculos para determinar la potencia requerida por el plato giratorio.

4.4.4.1.. Cálculo del tiempo de giro del plato giratorio para posicionarse a 90°.^[10]

$$\theta_{(t)} = \theta_0 + \omega t \quad (\text{Ec. 4.37})$$

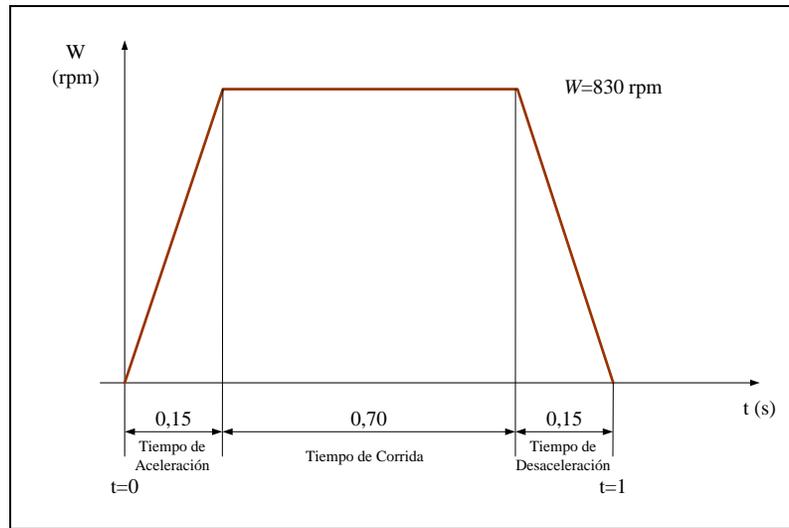
Donde θ_0 se anula porque parte del reposo.

$$t = \frac{\theta}{\omega_{\text{Plato Giratorio}}}, \quad \text{donde} \quad \begin{cases} \theta = 90^\circ = \pi/2 \text{ rad} \\ \omega_{\text{Plato Giratorio}} = 15 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = \pi/2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \end{cases}$$



$$t = \frac{\theta}{W_{\text{Plato Giratorio}}} = 1 \text{ s}$$

Partiendo de este tiempo de giro del plato giratorio realizamos un gráfica de movimiento para evaluar la aceleración del motor, suponiendo un tiempo de aceleración y desaceleración de 0,15 s. (Anexo D)



Gráfica 4.2. Gráfica de movimiento del motor para 90°.

4.4.4.2. Cálculo de la aceleración angular para los arranques y paradas al realizar un giro de 90°. ^[10]

$$\omega_{(t)} = \omega_0 + \alpha \times t \quad (\text{Ec. 4.38})$$

Donde ω_0 se anula porque parte del reposo.

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \omega = \pi/2 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 1,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \\ t = 0,15 \text{s} \end{array} \right.$$

$$\alpha = \frac{10\pi \text{ rad}}{3 \text{ s}^2} \approx 11 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$



4.4.4.3. Potencia de diseño del sistema rotativo de corte. (P_D)

$$P_D = P_f + P_{Acc.} \quad (\text{Ec. 4.39})$$

Donde:

Potencia de fricción en el sin fin: $P_f = 0,36 \text{ kW}$ (0,48 hp) (4.4.3.13)

Potencia de accionamiento del plato giratorio: P_{Acc} [kW]

$$Pot_{Acc.} = M_{t(PG)} \times \omega \quad (\text{Ec. 4.40})$$

Donde:

Momento torsor en el plato giratorio: $M_{t(PG)}$ [N.m]

Velocidad angular del plato giratorio: $\omega = 1,6 \text{ rad/s}$

Potencia de accionamiento: Pot_{Acc} [W]

4.4.4.4. Momento torsor

$$M_{t(PG)} = I \times \alpha \quad (\text{Ec. 4.41})$$

Donde:

Momento de inercia: I [kg.m^2]

Aceleración angular en el plato giratorio: $\alpha = 11 \text{ rad/s}^2$

- Momento de inercia del $M_{t(PG)}$

$$I = I_{PG} + I_{Eje} + I_{Soportes} \quad (\text{Ec. 4.42})$$

Donde:

Momento de inercia del plato giratorio: I_{PG} [kg.m^2]

Momento de inercia del eje: I_{Eje} [kg.m^2]

Momento de inercia de los soportes: $I_{Soportes}$ [kg.m^2]

- a) Momento de inercia del plato giratorio (I_{PG}): Partiendo de la tabla de momentos de masas de inercia de cuerpos homogéneos del anexo D, se calcula el momento de inercia del plato. Asumiendo una plancha de 350x350x40 mm (Ver figura 4.21).

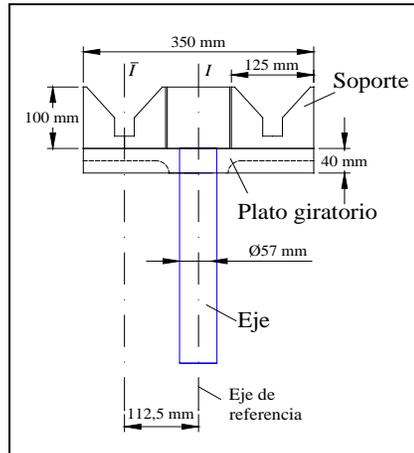


Figura 4.21. Ubicación de los ejes de inercia

$$I_{PG} = \frac{m(a^2 + b^2)}{12} \quad (\text{Ec. 4.43})$$

Donde: $m = abc \rho_{fund}$

Masa del plato: m [kg]

Profundidad del plato: $a = 0,35$ m

Ancho del plato: $b = 0,35$ m

Espesor del plato: $c = 0,04$ m

Densidad fundición gris: $\rho_{fund} = 7198$ kg/m³

Sustituyendo los valores en la ecuación de masa se tiene:

$$m = 35 \text{ kg}$$

Ahora se calcula el momento de inercia sustituyendo en la ecuación 4.43

$$I_{PG} = \frac{m(a^2 + b^2)}{12} \Rightarrow I_{PG} = 0,72 \text{ kg.m}^2$$

- b) Momento de inercia del eje: Partiendo de la tabla de momentos de inercia del anexo D, se calcula la inercia del eje asumiendo una barra de acero AISI 1045 de 2 1/4 pulg. (57 mm) de diámetro. (Anexo H).



$$I_{Eje} = \frac{mr^2}{2} \quad (\text{Ec. 4.44})$$

Donde: $m = \pi r^2 h \rho_{1045}$

Masa del eje: m [kg]

Radio del eje: $r = 0,0285$ m

Longitud del eje: $h = 0,35$ m

Densidad del acero AISI 1045: $\rho_{1045} = 7800$ kg/m³

Sustituyendo los valores en la ecuación de masa se tiene:

$$m = 7 \text{ kg}$$

Ahora se calcula el momento de inercia sustituyendo en la ecuación 4.44.

$$I_{Eje} = \frac{mr^2}{2} \Rightarrow I_{Eje} = 2,83 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

c) Momento de inercia de los soportes: En este caso se calcula el momento de inercia de los soportes por medio del teorema de los ejes paralelos.^[11]

$$I_{Soporte} = \bar{I}_S + md^2 \quad (\text{Ec. 4.45})$$

Donde:

Momento de inercia de cada soporte: $\bar{I}_S = [\text{kg.m}^2]$

Distancia entre ejes: $d = 0,1125$ m

Masa de cada soporte: $m_s = 5,30$ kg (4.4.2.3)

Profundidad del soporte: $a = 0,095$ m

Ancho del soporte: $b = 0,125$ m

Altura del soporte: $c = 0,1$ m

Masa del pistón a cortar: $m_p = 800$ g

Densidad fundición gris: $\rho_{fund} = 7198$ kg/m³

Sumando la masa del soporte y el pistón tenemos

$$m = m_s + m_p = 6,10 \text{ kg}$$



Ahora se calcula la inercia de cada soporte con la ecuación 4.46.

$$\bar{I}_S = \frac{m(a^2 + b^2)}{12} \quad (\text{Ec. 4.46})$$

Sustituyendo los valores se tiene \bar{I}_S .

$$\bar{I}_S = 0,0125 \text{ kg.m}^2$$

Luego se calcula el momento de inercia de los soportes (4) con la ecuación del teorema de ejes paralelos. 4.45.

$$I_{\text{Soporte}} = 4[\bar{I}_S + md^2] \Rightarrow I_{\text{Soporte}} = 0,36 \text{ kg.m}^2$$

Ahora con la ecuación 4.42, se calcula el momento de inercia total.

$$I = I_{PG} + I_{Eje} + I_{\text{Soportes}} \Rightarrow I = 1,08 \text{ kg.m}^2$$

Luego se realiza el cálculo de momento torsor con la ecuación 4.41:

$$M_{t(PG)} = I \times \alpha \Rightarrow M_{t(PG)} = 12 \text{ N.m}$$

Una vez calculado el momento torsor se realiza el cálculo de la potencia de accionamiento con una velocidad angular de 15 rpm. (Ec. 4.40).

$$P_{Acc.} = M_{t(PG)} \times \omega = 20 \text{ W} \approx 0,02 \text{ kW}$$

Ahora se realiza el cálculo de la potencia de diseño con la ecuación 4.39.

$$P_D = P_f + P_{Acc.} = 0,38 \text{ kW} \approx 0,51 \text{ hp}$$

Una vez calculada la potencia de diseño del sistema rotativo de corte, se compara esta potencia con la potencia nominal de salida del sin fin. (Ver sección 4.4.3.12).

$P_N > P_D$, lo cual indica que el tornillo sin fin es capaz de suministrar la potencia necesaria por el sistema de corte.

$$P_N = 0,68 \text{ kW} > P_D = 0,38 \text{ kW}$$



4.4.4.5. Selección del motor eléctrico.

Se seleccionó un motor con freno electromagnético clase C, con un grado de protección IP-55 marca WEG. (Ver Anexo E)

$$\text{Motor Trifásico} \left\{ \begin{array}{l} \text{Modelo : Motofreno} \\ \text{Pot : 1 hp} \\ \text{N : 830 rpm} \end{array} \right.$$

Resumen:

En esta etapa del diseño se determinó la aceleración angular para calcular el momento torsor y la potencia de diseño del sistema de corte. Se verificó que el momento torsor requerido en el sistema rotativo de corte es menor al máximo momento torsor entregado por el sin fin, por lo que se garantiza que el torque transmitido por el tornillo sin fin es suficiente. Además se comparó la potencia necesaria por el sistema rotativo de corte con la potencia suministrada por el sin fin.

Se seleccionó un motor eléctrico clase C lo cual quiere decir que son motores que tienen alto par de torsión de arranque para alcanzar su velocidad nominal, de igual manera el código IP indica los grados de protección proporcionados por la envolvente contra el acceso a las partes peligrosas del motor como penetración de cuerpos sólidos y agua. (Ver anexo E).



4.4.5. Cálculos para el Diseño del Eje.

I. Descripción del sistema a diseñar.

El eje es la pieza fundamental en este diseño, ya que su función es transmitir movimiento y potencia. Éste se diseñará por torsión, flexión y fatiga, debido a que la potencia transmitida genera torsión, las fuerzas transversales en los elementos originan flexión y se diseñará por fatiga debido a las cargas fluctuantes.

II. Premisas

- El eje se encuentra totalmente estático en el momento que se está realizando el corte de la mazarota.
- Para el cálculo se utiliza un factor de seguridad igual a 2 por ser una aplicación industrial moderada.
- Las fuerzas que actúan en el eje cuando se realiza el corte de la mazarota se derivan del cálculo del plato giratorio.(Ver fig. 4.22).
- La fuerza axial (F_{axial}) será absorbida por el rodamiento en el punto B. (Ver fig. 4.23).
- La potencia y el momento torsor de entrada al eje fueron calculados en la sección (4.4.4.3 y 4.4.4.4) respectivamente.
- Los cálculos de falla por fatiga se realizarán para vida infinita $N > 10^6$.

III. Descripción de Cargas.

Las fuerzas que actúan al realizar el corte de la mazarota se pueden observar en la figura 4.22. Estas fuerzas se reflejan en el eje como momentos flectores.

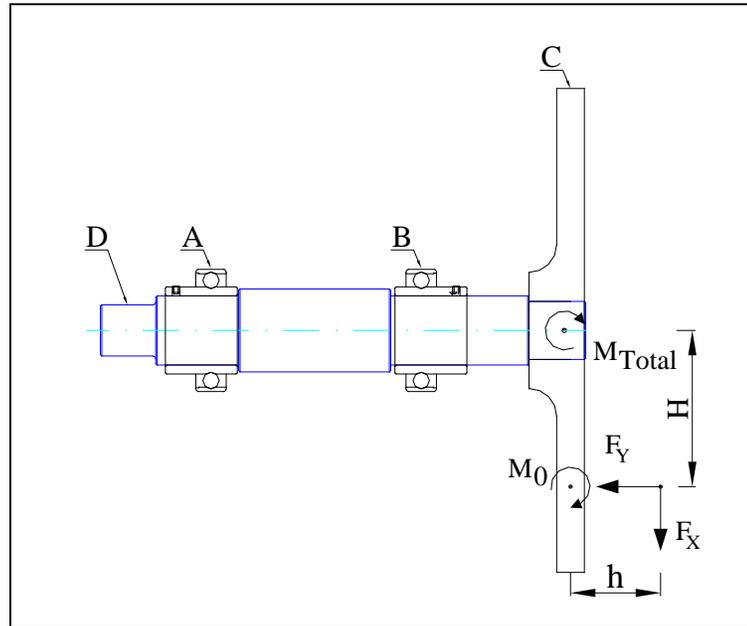


Figura. 4.22. Descripción de cargas en el eje.

IV. Material.

Se empleará como material para el diseño del eje acero AISI 1045 con las siguientes características:

- Resistencia última 630 MPa
- Resistencia a la fluencia..... 530 MPa
- Elongación. 12 %
- Reducción de Área..... 35 %
- Dureza Brinell 179

Fuente: Diseño de ingeniería Mecánica. Shigley Edward, Charles Mischke. Apéndice A-20^[4]

III. Cálculo.

A continuación se realizarán los cálculos de las fuerzas que actúan sobre el eje y los diámetros mínimos de diseño. Para realizar estos cálculos se utiliza la ecuación de flexión y torsión para cargas estáticas.



4.4.5.1. Momento total en el eje. (M_{Total})

Momento actuante en el empotramiento del eje generado por la F_Y .

$$M_{Total} = F_Y \times H \quad (\text{Ec.4.47})$$

Donde:

Momento en el empotramiento: M_{Total} [$N.m$]

Fuerza en el eje “Y”: $F_Y = 2491 \text{ N}$ (4.4.2.7)

Distancia del punto de corte al empotramiento del eje: $H = 0,1175 \text{ m}$

$$M_{Total} = 293 \text{ N.m}$$

4.4.5.2. Fuerza axial aplicada al eje (F_{axial})

$$F_{axial} = W_{plato} + W_{eje} + W_{soportes} \quad (\text{Ec.4.48})$$

Donde:

Fuerza axial aplicada en el eje: F_{axial} [N]

Peso del plato: $W_{plato} = 344 \text{ N}$ (4.4.4.4.a)

Peso del eje: $W_{eje} = 69 \text{ N}$ (4.4.4.4.b)

Peso de los soportes: $W_{soportes} = 240 \text{ N}$ (4.4.4.4.c)

Sustituyendo

$$F_{axial} = 653 \text{ N}$$

4.4.5.3. Fuerza radial aplicada al eje en la sección C. (F_{radial})

$$M_0 = F \times H \Rightarrow F_{radial} = \frac{M_0}{H} \quad (\text{Ec.4.49})$$

Donde

Momento generado por F_X : $M_0 = 10 \text{ N.m}$ (4.4.2.6)

Distancia del punto de corte hasta el eje: $H = 0,1175 \text{ m}$ (Ver fig. 4.22)

Sustituyendo

$$F_{radial} = 86 \text{ N}$$

En la figura 4.23 se representan las fuerzas que actúan en el eje y el momento total que se genera en el empotramiento.

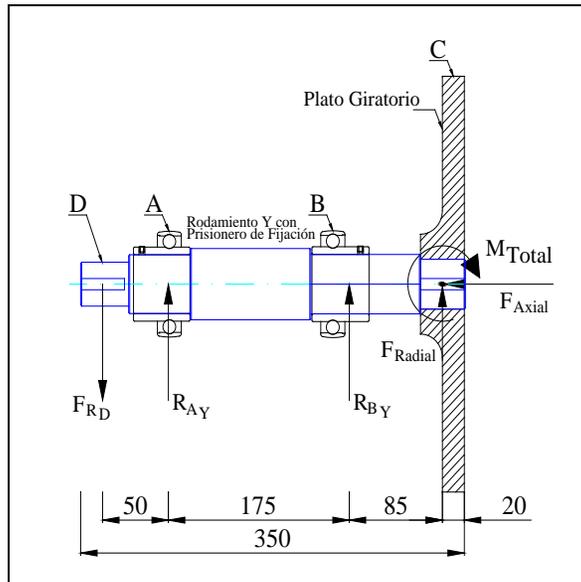


Figura. 4.23. Representación de las fuerzas sobre el eje.

4.4.5.4. Fuerza tangencial ($F_{tg(D)}$) generada por la rueda helicoidal.

$$F_{tg(D)} = \frac{M_t}{r_g} \quad (\text{Ec.4.50})$$

Donde

Fuerza tangencial en la rueda helicoidal: $F_{tg(D)}$ [N]

Momento torsor en el plato giratorio: $M_t = 12 \text{ N.m}$ (4.4.4.4)

Radio de la rueda helicoidal: $r_g = 0,072 \text{ m}$ (4.4.3.3)

Sustituyendo

$$F_{tg(D)} = 167 \text{ N}$$



4.4.5.5. Fuerza radial ($F_{R(D)}$) generada por la rueda helicoidal en la sección D.^[5]

$$F_{R(D)} = F_{tg} \times \operatorname{tg} \phi \quad (\text{Ec.4.51})$$

Donde:

Fuerza radial en la sección D del eje: $F_{R(D)}$ [N]

Fuerza tangencial en la rueda helicoidal: $F_{tg} = 167 \text{ N}$

Ángulo de presión: $\phi = 20^\circ$

Sustituyendo

$$F_{R(D)} = 61 \text{ N}$$

4.4.5.6. Diagrama de Corte y Momento

En este diagrama se muestra las fuerzas y momentos aplicados al eje en los planos de acción. Se calcularán las reacciones en los rodamientos y se elaborarán los diagramas de fuerzas de corte y momento flector.

Una vez conocida la fuerza radial de entrada al eje, se pueden calcular las reacciones presentes realizando sumatoria de fuerzas y momentos. (Fig. 4.24)

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_B = 0 &\rightarrow (F_{R(D)} \times 0,225) - (R_{AY} \times 0,175) + (F_{R(C)} \times 0,085) - M_{Total} = 0 \\ R_{AY} &= -1554 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum F_Y = 0 &\rightarrow -F_{R(D)} + R_{AY} + R_{BY} + F_{R(C)} = 0 \\ R_{BY} &= 1529 \text{ N} \end{aligned}$$

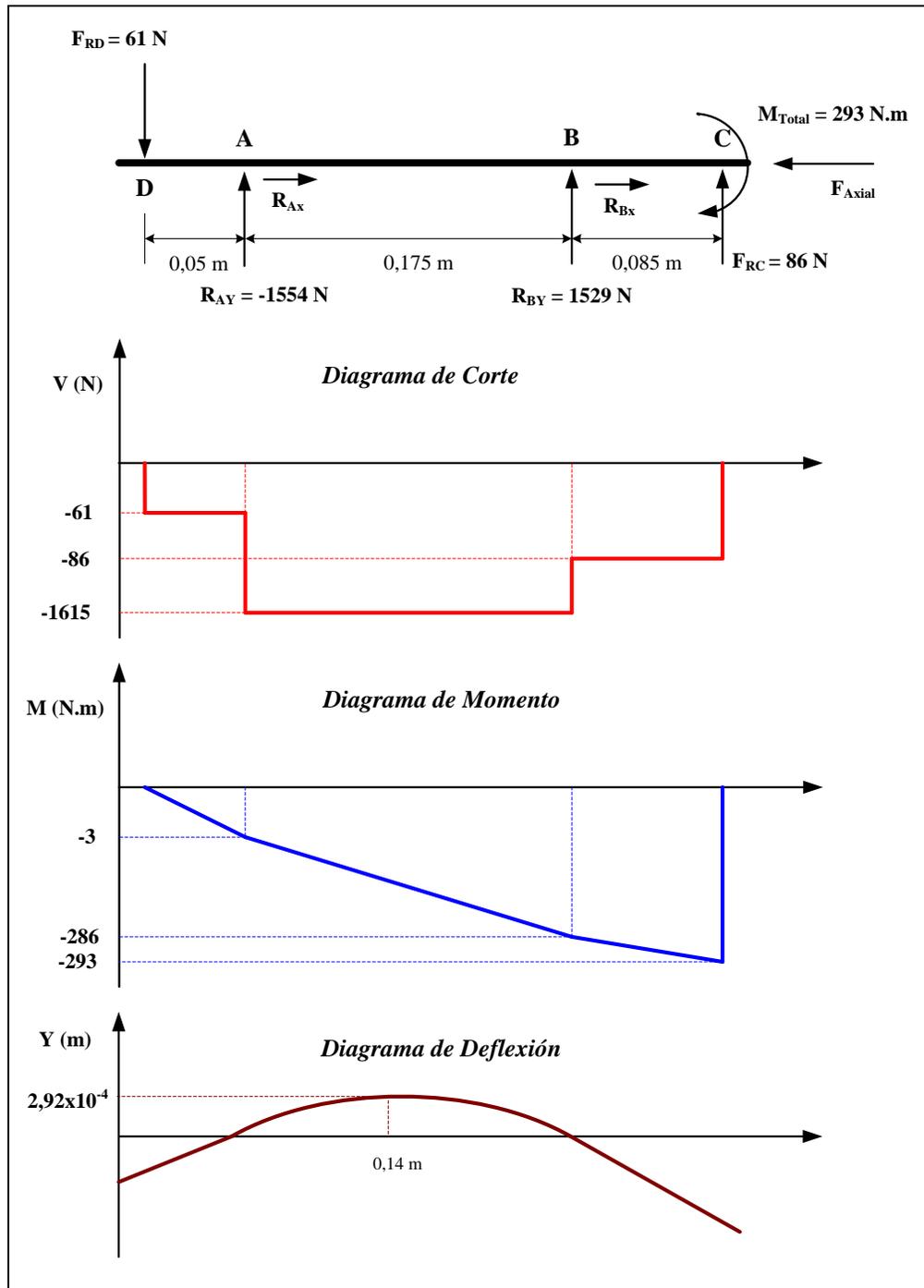


Figura 4.24. Diagrama de corte, momento y deflexión del eje.

De acuerdo a los diagramas elaborados, se puede decir que el máximo valor del cortante es en el punto A y el máximo momento flexionante es el punto C.



Por lo tanto:

$$V_{m\acute{a}x(A)} = 1615 \text{ N}$$

$$M_{m\acute{a}x(C)} = 293 \text{ N.m}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = 2,92 \times 10^{-4} \text{ m}$$

4.4.5.7. Cálculo de los diámetros mínimos de diseño del eje.

Para realizar este cálculo se estudiará el eje por los siguientes modos de fallas:

4.4.5.7.1. Diseño por torsión

Este modo de falla se considera por la presencia de momentos torsores en el eje. Este diseño se basa en que la deformación angular no debe superar a 1° por metro de longitud. [20. P.79]

$$\frac{\phi_0}{L_0} = \frac{M_T}{G \times J} \quad (\text{Ec. 4.52})$$

Donde

Momento torsor en el eje: $M_T = 12 \text{ N.m}$

Longitud del eje: $L_0 = 0,35 \text{ m}$.

Módulo de rigidez: $G = 80,8 \text{ GPa}$

Momento polar de inercia: $J \text{ [m}^4\text{]}$

Deflexión angular: $\phi_0 = \text{[rad]}$

Deflexión angular: $\phi_0 \leq (L_0)^\circ$ [20]

$$\phi_0 = 0,35^\circ \rightarrow \phi_0 = 0,35^\circ \times \frac{2\pi \text{ rad}}{360^\circ} = 6,10 \times 10^{-3} \text{ rad}$$

Momento polar para una sección circular maciza

$$J = \frac{\pi \times D^4}{32}$$



Despejando en la ecuación 4.52 se tiene:

$$\frac{\phi_0}{L_0} = \frac{M_T}{G \times J} \rightarrow J = \frac{M_T \times L_0}{G \times \phi_0}$$

Igualando (J) se tiene:

$$\frac{\pi \times D^4}{32} = \frac{M_T \times L_0}{G \times \phi_0} \rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{32 \times M_T \times L_0}{\pi \times G \times \phi_0}}$$

Sustituyendo:

$$D = \sqrt[4]{\frac{32 \times M_T \times L_0}{\pi \times G \times \phi_0}} \rightarrow D = 1,72 \times 10^{-2} \text{ m} \approx 18 \text{ mm}$$

4.4.5.7.2. Diseño por deflexión

La deflexión lateral es producida por las fuerzas cortantes presentes en el eje. Para este diseño partimos del método de la doble integración y utilizando los valores obtenidos en el diagrama de corte y momento (Ver fig 4.24).

$$EI \frac{d^2 y}{dx} = F_{RC} \langle x - 0,33 \rangle - M_{Total} + R_{BY} \langle x - 0,245 \rangle - R_{AY} \langle x - 0,07 \rangle - F_{RD} \langle x - 0,02 \rangle \quad \text{(I)}$$

$$EI \frac{dy}{dx} = F_{RC} \frac{\langle x - 0,33 \rangle^2}{2} - M_{Total} \langle x \rangle + R_{BY} \frac{\langle x - 0,245 \rangle^2}{2} - R_{AY} \frac{\langle x - 0,07 \rangle^2}{2} - F_{RD} \frac{\langle x - 0,02 \rangle^2}{2} + C_1 \quad \text{(II)}$$

$$EIY = F_{RC} \frac{\langle x - 0,33 \rangle^3}{6} - M_{Total} \frac{\langle x \rangle^2}{2} + R_{BY} \frac{\langle x - 0,245 \rangle^3}{6} - R_{AY} \frac{\langle x - 0,07 \rangle^3}{6} - F_{RD} \frac{\langle x - 0,02 \rangle^3}{6} + C_1 \langle x \rangle + C_2 \quad \text{(III)}$$

Evaluando por las condiciones de borde:

1ª condición: $X = 0$; $Y = 0$

2ª condición: $X = 0,245 \text{ m}$; $Y = 0$

Al evaluar con la primera y la segunda condición en la ecuación III, se obtiene: $C_1 = 36,4$ y $C_2 = 0$.



Se supone que la máxima deflexión se encuentra en el tramo BC. Al sustituir el valor de C1 en la ecuación II, se obtiene el valor de $X = 0,14 \text{ m}$.

Sustituyendo “X” en la ecuación III, se tiene:

$$EY = 1,73 \text{ N.m}^3$$

Despejando “Y” queda:

$$I = \frac{1,73}{EY}$$

Momento de inercia para una sección circular maciza (I)

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64}$$

Deflexión para una sección circular maciza. [20. P.68]

$$Y_{\text{máx}} = \frac{L_0}{1200} \quad (\text{Ec. 4.53})$$

Sustituyendo

$$Y_{\text{máx}} = 2,92 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Igualando (I) se tiene:

$$\frac{\pi \times D^4}{64} = \frac{1,73}{EY} \rightarrow D = \sqrt[4]{\frac{111}{\pi EY}}$$

Sustituyendo

$$D = \sqrt[4]{\frac{111}{\pi EY}} \rightarrow D = 2,76 \times 10^{-2} \text{ m} \cong D = 28 \text{ mm}$$

4.4.5.7.3. Diseño por fatiga

Los ciclos de esfuerzos a que se encuentra sometido el eje pueden provocar falla por fatiga. Se usa el criterio de Goodman modificado ya que es el criterio más conservador para el diseño de piezas mecánicas.

$$\text{Goodman modificado} \Rightarrow \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (\text{Ec. 4.54})$$



Donde:

Esfuerzo alternante unidimensional: σ_a [MPa]

Esfuerzo medio unidimensional: σ_m [MPa]

Resistencia a la fatiga corregida: Se [MPa]

Factor de seguridad: $N = 2$

Resistencia última del acero 1045: $Sut = 630$ MPa (91 kpsi)

Esfuerzo de fluencia: $Sy = 530$ MPa (77 kpsi)

Analizando el diagrama de corte y momento (Fig. 4.24), se puede observar los puntos donde existe concentración de esfuerzo, se tiene que las secciones más críticas son B y C, debido a que presenta mayor momento flector.

En la tabla 4.12, se muestran los valores de corte y momento actuantes en el eje (Fig. 4.23) con un par torsor de 12 N.m

Tabla 4.12. Fuerzas cortantes y momentos actuantes en el eje.

Sección	V _{actuante} (N)	M _{actuante} (N.m)
A	-1615	-3
B	-86	-286
C	0	-293
D	-61	0

I. Cálculo del diámetro en la sección A.

- Esfuerzos alternantes

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{Ec. 4.55})$$

Evaluando los esfuerzos de flexión y axiales

$$\sigma_{m\acute{a}x} = -\frac{M_{act} \cdot C}{I} - \frac{F_{axial}}{A} \quad (\text{Ec. 4.56})$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \frac{M_{act} \cdot C}{I} - \frac{F_{axial}}{A} \quad (\text{Ec. 4.57})$$



Donde

Momento actuante: $M_{act} [N.m]$

Distancia al eje neutro: $C [m]$

Momento de inercia: $I [m^4]$

Área transversal del eje: $A [m^2]$

Fuerza axial en el eje: $F_{axial} = 653 N$ (4.4.5.2)

Sustituyendo en la ecuación 4.55, se tiene:

$$\sigma_a = -\frac{M_{act} \cdot C}{I} \rightarrow \sigma_a = -\frac{31}{D^3}$$

Esfuerzos cortantes alternantes

$$\tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{Ec. 4.58})$$

$$\tau_{m\acute{i}n} = \tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{T_{act} \cdot C}{J}\right)^2 + \left(\frac{V_{act}}{A}\right)^2} \quad (\text{Ec. 4.59})$$

Donde

Par torsor actuante: $T_{act} = 12 N.m$

Momento polar de inercia: $J [m^4]$

Corte actuante: $V_{act} [N]$

Sustituyendo

$$\tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2} = 0$$

- Esfuerzos medios

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{Ec. 4.60})$$

Sustituyendo

$$\sigma_m = -\frac{F_{axial}}{A} \rightarrow \sigma_m = -\frac{832}{D^2}$$



Esfuerzos cortantes medios

$$\tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad (\text{Ec. 4.61})$$

Sustituyendo

$$\tau_m = \sqrt{\left(\frac{61,2}{D^3}\right)^2 + \left(\frac{1028,2}{D^3}\right)^2}$$

- Límite de resistencia a la fatiga para el eje (S_e).^[3. P373]

Para aceros

$$S_e \cong 0,5S_{ut} \rightarrow \text{para } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400MPa)} \quad (\text{Ec. 4.62})$$

En el caso del acero AISI 1045, $S_{ut} = 630 \text{ MPa (91 kpsi)}$

Por lo tanto

$$S_e = 318 \text{ MPa}$$

- Cálculo de la resistencia a la fatiga corregida para el eje. (S_e)^[3]

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S_e \quad (\text{Ec. 4.63})$$

K_a : acabado superficial^[3]

$$K_a = a(S_{ut})^b \quad (\text{Ec. 4.64})$$

Para un acabado superficial maquinado $\rightarrow \begin{cases} a = 4,51 \\ b = -0,265 \end{cases}$

Sustituyendo

$$K_a = 0,81$$

K_b : Factor de tamaño^[3]

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} \rightarrow 2,79\text{mm} \leq d \leq 51\text{mm} \quad (\text{Ec. 4.65})$$



Partiendo del diámetro calculado a torsión (43 mm).

$$K_b = 0,8$$

K_c : Factor de Carga ^[3]

Para sistemas sometidos a torsión y fuerzas cortantes $K_c = 0,577$.

K_d : Factor de temperatura ^[3]

El eje trabajará a temperatura ambiente $K_d = 1$.

K_e : factores diversos ^[17]

Se asume que el eje estará sometido a una corrosión por apriete debido a los rodamientos que tiene. El valor del factor varía entre $0,24 \leq K_e \leq 0,9$. El valor tomado como criterio propio es $K_e = 0,9$.

Sustituyendo los factores calculados en la ecuación 4.63 se tiene:

$$S_e = 106 \text{ MPa}$$

- Factor de concentración de esfuerzos (K_f) ^[3]

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \tag{Ec. 4.66}$$

Donde

K_f : Factor de concentración de esfuerzos a fatiga

K_t : Factor de concentración de esfuerzos

q : factor de sensibilidad a la muesca

Se supone que el radio de la entalladura del cambio de sección es de 3 mm, se calcula el factor de sensibilidad de la muesca con la ecuación de Neuber. ^[3. P390]

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \tag{Ec. 4.67}$$



Donde

Constante de Neuber (Sut = 91 kpsi): $\sqrt{a} = 0,70 \text{ pulg}^{0,5} (0,353 \text{ mm}^{0,5})$

Radio de la muesca: $r = 3 \text{ mm}$

Sustituyendo

$$q = 0,839$$

Se asume un diámetro de eje igual a 18 mm (torsión), y se calcula los factores de concentración de esfuerzo.

Con una relación $D/d = 1,33$; entramos a la tabla E-3. [3.P 1007]

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad (\text{Ec. 4.68})$$

$$\text{Torsión} \rightarrow \begin{cases} A = 0,848 \\ b = -0,232 \end{cases}$$

Sustituyendo

$$K_t = 1,28$$

Sustituyendo en la ecuación 4.67, se tiene:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_f = 1,23$$

De igual forma se calcula para flexión y cargas axiales. En la tabla 4.13 se muestran los valores de concentración de esfuerzos

Tabla 4.13. Concentradores de esfuerzos

	A	b	Kt	Kf
Torsión	0,848	-0,232	1,28	1,23
Flexión	0,957	-0,235	1,45	1,38
Axial	0,997	-0,261	1,59	1,49

- Esfuerzos alternantes y medios con concentración de esfuerzos

Se supone que $K_f \cdot |\sigma_{m\acute{a}x}| < S_y$



Alternantes:

$$\sigma_a = \left(-\frac{31}{D^3} \times 1,38 \right) \rightarrow \sigma_a = \left(-\frac{42,87}{D^3} \right)$$

Medios:

$$\sigma_m = \left(-\frac{832}{D^2} \times 1,49 \right) \rightarrow \sigma_m = \left(-\frac{1239}{D^2} \right)$$

$$\tau_m = \sqrt{\left(\frac{61,2}{D^3} \right)^2 + \left(\frac{1028,2}{D^2} \right)^2} \times 1,23$$

- Cálculo del esfuerzo unidimensional alternantes y medios

$$\sigma_a' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \rightarrow \sigma_a' = \left(-\frac{42,87}{D^3} \right)$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \rightarrow \sigma_m' = \sqrt{\left(-\frac{1239}{D^2} \right)^2 + 3 \left[1,513 \left(\frac{61,2}{D^3} \right)^2 + \left(\frac{1028,2}{D^2} \right)^2 \right]}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.54.

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{N} \rightarrow D_A = 11 \text{ mm}$$

II. Cálculo del diámetro en la sección B.

Para el cálculo el diámetro en esta sección se utilizó el mismo procedimiento que en la sección A (cálculo típico), con la diferencia que se colocaron los valores correspondientes a éste punto como lo indica la tabla 4.4.

Sustituyendo en la ecuación 4.54, se tiene:

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{N} \rightarrow D_B = 43 \text{ mm}$$

III. Cálculo del diámetro en la sección C

En el punto C está ubicado un cuñero de corredera deslizable, por lo tanto se calcula un concentrador de esfuerzo para esta sección.



Se asume un diámetro de eje igual a 30 mm, y se calculan los factores de concentración de esfuerzo.

Con una relación $D/d = 1,2$; se entra en la tabla E-6. [3.P 1008]

$$K_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

$$\text{Torsión} \rightarrow \begin{cases} A = 0,90182 \\ b = -0,2234 \end{cases}$$

Sustituyendo

$$K_t = 1,5$$

Sustituyendo

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \rightarrow K_f = 1,42$$

De igual forma se calcula para flexión. En la tabla 4.14 se muestran los valores de concentración de esfuerzos para cuñeros

Tabla 4.14. Concentradores de esfuerzos para cuñeros

	A	b	K_t	K_f
Torsión	0,90182	-0,2234	1,5	1,42
Flexión	0,94681	-0,3058	1,9	1,76
Axial	1,01070	-0,3376	2,2	2

Con los valores reflejados en la tabla 4.6, se calculan los esfuerzos alternantes y medios en la sección C del eje (Ver fig. 4.23)

$$\text{Alternantes: } \sigma_a = \left(-\frac{2985}{D^3} \right)$$

$$\tau_a = 0$$

$$\text{Medios: } \sigma_m = \left(-\frac{832}{D^2} \right)$$

$$\tau_m = \sqrt{\left(\frac{61,2}{D^3} \right)^2}$$



Esfuerzos con concentración de esfuerzos

$$\sigma_a = \left(\frac{5253}{D^3} \right)$$

$$\sigma_a = \left(-\frac{1663}{D^3} \right)$$

$$\tau_m = \sqrt{\left(\frac{61,2}{D^3} \right)^2} \times 1,42$$

Esfuerzos unidimensionales

$$\sigma_a' = \sqrt{\left(\frac{5253}{D^3} \right)^2}$$

$$\sigma_m' = \sqrt{\left(-\frac{1663}{D^2} \right)^2 + 3 \left[2,016 \times \left(\frac{61,2}{D^3} \right)^2 \right]}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.54, se tiene:

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sut} = \frac{1}{N} \rightarrow D_C = 43 \text{ mm}$$

En la tabla 4.15 se muestran los diámetros mínimos y comerciales calculados para el eje.

Tabla 4.15. Diámetros mínimos del eje y comerciales de rodamiento.

Sección	A	B	C	D
Torsión	18	18	18	18
Flexión	28	28	28	28
Fatiga	11	43	43	--
Ø Comerciales	35	50	45	30

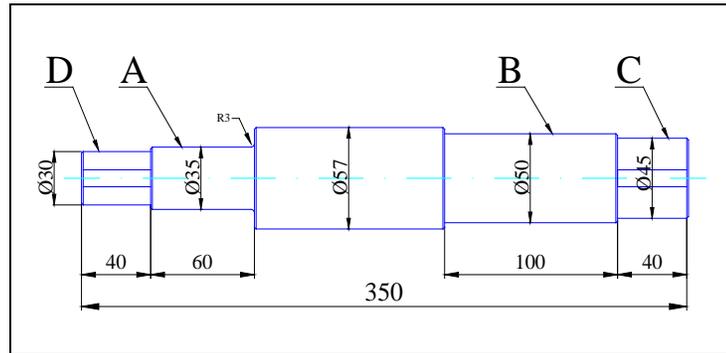


Figura 4.25 Diámetros del Eje.

Resumen

En esta etapa del proyecto se diseñó el eje que transmitirá al plato giratorio la potencia y el torque necesario por el sistema rotativo. El diseño se realizó por torsión flexión y fatiga.

En la tabla 4.15, se seleccionaron los diámetros comercial mayores a los calculados, ya que en las secciones A y B van instalados los rodamientos y en la sección C el plato giratorio.

Las secciones A, B y C se calcularon por fatiga, las secciones B y C son las secciones más críticas ya que están presente los concentradores de esfuerzo, dando como resultado un diámetro mayor en la sección C.



4.4.6. Selección y diseño de las cuñas

En esta sección se seleccionarán las cuñas para ensamblar al eje, el plato giratorio (sección C) y la rueda helicoidal (sección D). Ver fig. 4.25

Según ASME las cuñas son piezas de maquinaria desmontable, que al ensamblarse en un cuñero, proporcionan un medio positivo de transmisión de par de torsión entre el eje, el plato giratorio y la rueda helicoidal.

En la tabla 4.16, se especifica la sección transversal y las profundidades de asiento de cuña en función al diámetro del eje de acuerdo al estándar ANSI.

Tabla 4.16. Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar para ejes

Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar para ejes de tamaño en pulgadas		
Diámetro del eje (pulg)	Ancho nominal de la cuña (pulg)	Diámetro del tornillo prisionero (pulg)
$0,312 < d \leq 0,437$	0,093	#10
$0,437 < d \leq 0,562$	0,125	#10
$0,562 < d \leq 0,875$	0,187	0,250
$0,875 < d \leq 1,250$	0,250	0,312
$1,250 < d \leq 1,375$	0,312	0,375
$1,375 < d \leq 1,750$	0,375	0,375
$1,750 < d \leq 2,250$	0,500	0,500
$2,250 < d \leq 2,750$	0,625	0,500
$2,750 < d \leq 3,250$	0,750	0,625
$3,250 < d \leq 3,750$	0,875	0,750
$3,750 < d \leq 4,500$	1,000	0,750
$4,500 < d \leq 5,500$	1,250	0,875
$5,500 < d \leq 6,500$	1,500	1,000

Fuente: Diseño de Máquinas, Robert Norton. Capitulo 9.^[3]

Con el diámetro del eje en la sección C, 45 mm (1,771 pulg), se selecciona una cuña cuadrada de 1/2" (0,50 pulg). De igual manera para el diámetro de la sección D, 30 mm (1,181 pulg) se selecciona una cuña de 1/4 pulg (0,25). Ver fig. 4.26

El material seleccionado para la fabricación de la cuña será acero AISI 1035 estirado en frío el cual tiene un esfuerzo a la fluencia (S_y) de 460 MPa. Este material es menor al esfuerzo de fluencia del eje acero AISI 1045 ($S_y = 530 \text{ MPa}$).

Esta diferencia de materiales es empleada para prevenir daños en el eje, ya que si existe una sobrecarga en el sistema de giro mayor a su rango de diseño, falle la cuña y no el cuñero.

En la figura 4.26 se muestra con detalle el montaje de las cuñas y los diámetros de las secciones donde van instaladas.

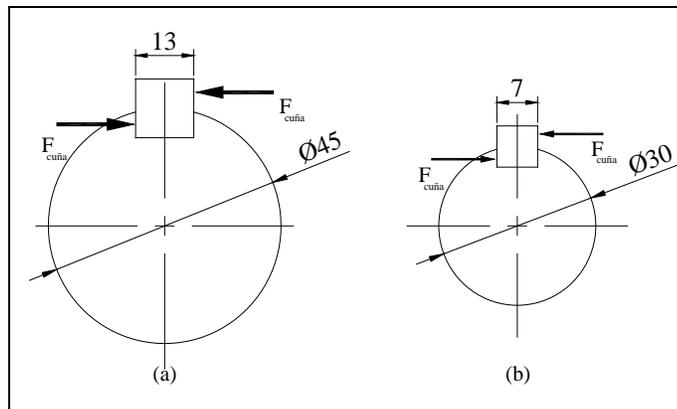


Figura 4.26. Detalle de Cuñas
(a) Punto C del eje (b) Punto D del mismo eje

Para la sección C y D, de la figura 4.26, se diseña por corte la cuña mediante la ecuación 4.69. [4, P.420]

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{F}{t \times l_C} \quad (\text{Ec. 4.69})$$

Donde:

Longitud de la cuña: l_C [m]

Espesor de cuña: t [m] \rightarrow $\begin{cases} \text{Seccion C} = 1/2" (13\text{mm}) \\ \text{Seccion D} = 1/4" (7\text{mm}) \end{cases}$

Factor de seguridad: $N = 3$



Límite de resistencia al corte: S_{ys} [Pa]

Fuerza: F [N]

Con la ecuación de momento torsor, se calcula la fuerza en cada sección del eje.

$$M_t = F \times r \rightarrow F = \frac{M_t}{r}$$

En la sección 4.4.4.4, se calculó el momento torsor entregado al eje: $M_t = 12 \text{ N.m}$

$$F_C = \frac{M_{t(C)}}{r_C} = 534 \text{ N}$$

$$F_D = \frac{M_{t(D)}}{r_D} = 800 \text{ N}$$

$$S_{ys} = 0,577 S_y \Rightarrow S_{ys} = 266 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.69, se obtienen las longitudes de cuña para cada sección.

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{F_{cuña}}{t \times l_C} \rightarrow l_C = \frac{F_{cuña} \times N}{t \times S_{ys}} \Rightarrow \begin{cases} l_{C_C} = 4,63 \times 10^{-4} \text{ m} \approx 0,46 \text{ mm} \\ l_{C_D} = 1,30 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 1,30 \text{ mm} \end{cases}$$

Resumen:

En esta etapa se seleccionaron las cuñas del eje las cuales proporcionan un medio positivo de transmisión de par de torsión entre el eje, el plato giratorio y la rueda.

En la sección C se seleccionó una cuña cuadrada de $\frac{1}{2}$ pulg (13 mm), con una longitud de cuña menor a 1 mm, por esta razón se selecciona para esta sección una cuña igual a la longitud del cubo del plato giratorio (40 mm). En cambio para la rueda helicoidal (sección D) se seleccionó una cuña cuadradas de $\frac{1}{4}$ pulg (7 mm) con una longitud igual al ancho de cara de la rueda helicoidal 24 mm.



4.4.7. Selección de Rodamientos y Soportes

A continuación seleccionaremos los rodamientos y los soportes que requiere el sistema para su montaje (Fig.4.27). Los rodamientos a seleccionar son del tipo “Y” montados en soportes tipo “brida” sección B y tipo “pie” sección A respectivamente.

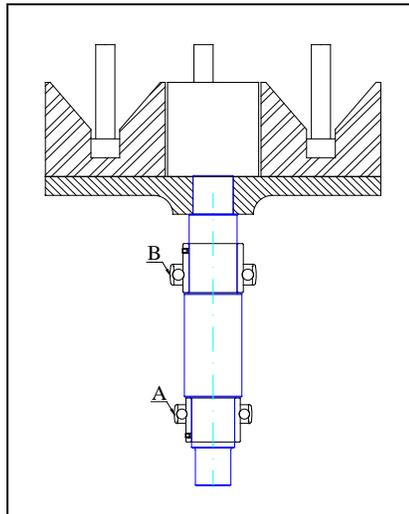


Figura 4.27. Ubicación de los Rodamientos en el Eje

Para realizar el cálculo se debe tomar en cuenta las fuerzas radiales y axiales que actúan sobre el eje, las cuales fueron calculadas en las secciones 4.4.5.2 y 4.4.5.3 respectivamente. Por lo tanto:

$$Fuerzas \begin{cases} F_{Radial} = 86 \text{ N} \\ F_{Axial} = 653 \text{ N} \end{cases}$$

En la tabla F-3 del anexo F, para un rodamiento de 50 mm de diámetro, (sección B) del eje se obtiene la capacidad de carga estática $C_0 = 23200 \text{ N}$.

Con la relación $\frac{F_a}{C_0} = 0,028$, se entra a la tabla F-1 y se halla el valor del factor de rodamiento $e = 0,22$.



Comparando la relación $\frac{F_a}{VF_r} = 7,60$ con $e = 0,20$, se tiene que $\frac{F_a}{VF_r} > e$

Luego con este criterio y la relación $\frac{F_a}{C_0}$, se obtiene los valores de X e Y.

$$\frac{F_a}{V \times F_r} > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,99 \\ V = 1 \end{cases} \quad V=1 \text{ por ser rotatorio.}$$

4.4.7.1. Cálculo de la carga dinámica equivalente. (P) ^[3]

$$P = V \times F_r \times X + F_a \times Y \quad (\text{Ec.4.70})$$

Sustituyendo

$$P = 1348 \text{ N}$$

4.4.7.2. Cálculo la duración nominal y la carga estática de diseño ^[3]

Determinamos la duración nominal y la vida nominal de los rodamientos con las ecuaciones 4.71 y 4.72.

$$L_{10} = \frac{60 \times N}{10^6} \times L_{10H} \quad (\text{Ec.4.71})$$

Donde:

L_{10H} : Vida nominal, Horas de Funcionamiento.

L_{10} : Duración nominal, Millones de Revoluciones.

Velocidad angular del eje: $N = 15 \text{ rpm}$

$$L_{10} = \left(\frac{C_0}{P} \right)^{\rho'} \quad (\text{Ec.4.72})$$

Donde:

Carga Estática: C_0 [N]

Carga Equivalente: P [N]

Exponente de la ecuación de vida nominal: $\rho' = 3$ (rodamiento de bola).



Para una máquina que trabaja en períodos cortos o intermitentes se debe cumplir $8000 < L_{10H} < 12000$ (tabla F-2 del anexo F).

Sustituyendo en la ecuación 4.71 con el promedio de $L_{10H} = 10.000$, se tiene:

$$L_{10} = \frac{60 \times N}{10^6} \times L_{10H} \rightarrow L_{10} = 9 \text{ mil Revoluciones}$$

Luego se aplica la ecuación 4.72 y se despeja C_0 .

$$L_{10} = \left(\frac{C_0}{P} \right)^{p'} \Rightarrow C_0 = 28040 \text{ N}$$

Se realiza el mismo procedimiento para un rodamiento de 35 mm de diámetro, (sección A) del eje se obtiene la capacidad de carga estática $C_0 = 15300 \text{ N}$.

Con la relación $\frac{F_a}{C_0} = 0,042$, se entra en la tabla F-1 y se halla el valor del factor

de rodamiento e . Interpolando $e = 0,24$.

Luego se obtiene los valores de X e Y:

$$\frac{F_a}{V \times F_r} > e \rightarrow \begin{cases} X = 0,56 \\ Y = 1,85 \\ V = 1 \end{cases}$$

Con la ecuación 4.70 se halla la carga dinámica: $P = 1257 \text{ N}$.

Con la ecuación 4.72 se halla la carga estática de diseño: $C_0 = 26147 \text{ N}$.

Luego para cada una de las secciones del eje entramos al catálogo de Rodamientos SKF (Anexo F, tabla F-3 y F-4) y se seleccionan los rodamientos y soportes respectivos.

$$\text{Sección A: } \begin{cases} C_0 = 26147 \text{ N} \\ D_{Eje} = 35 \text{ mm} \end{cases}$$

$$\text{Sección B: } \begin{cases} C_0 = 28040 \text{ N} \\ D_{Eje} = 50 \text{ mm} \end{cases}$$



En la tabla 4.17 se muestran los rodamientos y soportes seleccionados

Tabla 4.17. Rodamientos y soportes seleccionados

Sección del Eje	Rodamiento SKF	Soporte SKF
A	YAR 207-2F	SY 507 M
B	YAR 210-2F	FY 510 M

Resumen

En esta etapa del proyecto se seleccionaron los rodamientos y soportes que portarán el eje. Los rodamientos se seleccionaron tipo Y con prisioneros de fijación para un fácil montaje.

4.4.8. Selección de Pernos y Tornillos

Los pernos y tornillos de máquinas estándar que se utilizarán para ensamblar el sistema rotatorio, se seleccionarán con base en su resistencia de prueba S_p , clases, material y tratamiento térmico según ISO.

Se utilizarán tornillos métricos clase 9,8 con rosca basta o de paso grueso. En el ensamblaje del plato giratorio y los soportes se preseleccionarán tornillos de 10 mm de diámetro, en los soportes de brida se utilizarán tornillos de 16 mm de diámetro (tabla F-4) del anexo F, en el soporte de pie se utilizarán tornillos de 12 mm de diámetro (tabla F-5) y en el motor con freno se utilizarán tornillos de 8 mm de diámetro. (Ver anexo E-1)

4.4.8.1. Selección de Tornillos para Ensamblar el Plato Giratorio y los Soportes

El soporte se unirá al plato giratorio por medio de tres tornillos como se muestra en la figura 4.28.

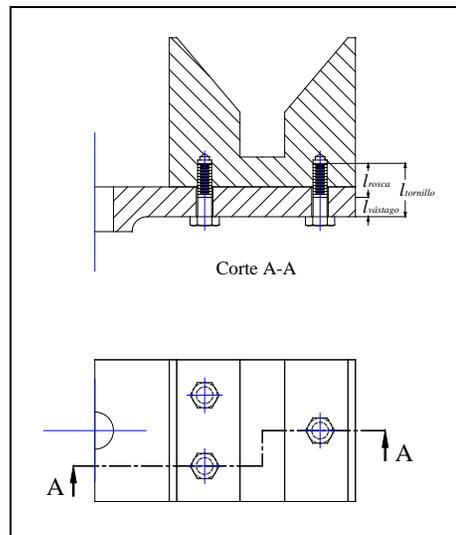


Figura 4.28. Esquema de montaje del soporte en cada paleta

Para el cálculo de resistencia por tensión y corte se seleccionan tornillos clase 9,8 de 10 mm de diámetro y una longitud de 38 mm con rosca basta o de paso grueso.



En el anexo G, tabla G-1 y G-2 se muestran las dimensiones principales de las roscas ISO, y las especificaciones y resistencias métricas para pernos de Acero. [3]

Para tornillos M10x1,5x38 clase 9,8 se tiene:

$$\text{Área de esfuerzo a tensión: } A_t = 58 \text{ mm}^2$$

$$\text{Resistencia mínima de prueba: } S_p = 650 \text{ MPa}$$

$$\text{Límite de fluencia elástico: } S_y = 720 \text{ MPa}$$

$$\text{Resistencia mínima a tensión: } S_u = 900 \text{ MPa}$$

4.4.8.1.1. Cálculo de la precarga para conexiones reutilizables (F_i)^[3]

$$F_i = 0,75 \times A_t \times S_p \quad (\text{Ec. 4.73})$$

Sustituyendo en la ecuación 4.73 se tiene:

$$F_i = 0,75 \times A_t \times S_p \rightarrow F_i = 28275 \text{ N}$$

4.4.8.1.2. Longitud de Rosca (l_r)^[4]

$$l_r \begin{cases} 2 \times d + 6 \text{ mm} & \rightarrow L \leq 125 \text{ mm}; D \leq 48 \text{ mm} \\ 2 \times d + 12 \text{ mm} & \rightarrow 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2 \times d + 25 \text{ mm} & \rightarrow L > 200 \text{ mm} \end{cases} \quad (\text{Ec. 4.74})$$

Sustituyendo en la primera expresión con un diámetro de 10 mm, se tiene:

$$l_r = 2 \times d + 6 \rightarrow l_r = 26 \text{ mm}$$

4.4.8.1.3. Longitud del vástago (l_v)^[4]

$$l_v = l - l_r \quad (\text{Ec. 4.75})$$

Donde: l longitud total del tornillo = 38 mm

$$l_v = 12 \text{ mm}$$

4.4.8.1.4. Longitud de la rosca en la zona de sujeción (l_t)^[4]

$$l_t = l - l_{\text{unión}} \quad (\text{Ec. 4.76})$$



Donde: $l_{unión}$ es el espesor de la paleta del plato giratorio = 20 mm

$$l_t = 6 \text{ mm}$$

4.4.8.1.5. Rigidez del tornillo (Kb)^[4]

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_t}{A_t \times E} + \frac{l_v}{A_b \times E} \quad (\text{Ec. 4.77})$$

Donde:

Área transversal del tornillo: A_b [mm^2]

Área de esfuerzo a tensión: $A_t = 58 \text{ mm}^2$

Longitud en la zona de sujeción: $l_t = 6 \text{ mm}$

Longitud del vástago: $l_v = 12 \text{ mm}$

Módulo de Elasticidad: $E = 207 \text{ GPa}$

Área transversal del tornillo ($D = 10 \text{ mm}$)

$$A_b = \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow A_b = 79 \text{ mm}^2$$

Sustituyendo en la ecuación 4.77, se tiene:

$$Kb = 810,7 \text{ MN/m}$$

4.4.8.1.6. Constante de Rigidez del Material (Km)^[4]

$$Km = d \times E \times A_{Fund} \times e^{b_{Fund} \left(\frac{d}{l} \right)} \quad (\text{Ec. 4.78})$$

Donde:

Diámetro del tornillo: $d = 10 \text{ mm}$

Módulo de Elasticidad del material (Fundición Gris): $E = (100 \text{ GPa})$

Longitud del tornillo: $l = 38 \text{ mm}$

Parámetro de rigidez del material (Fundición gris): $A_{Fund} = 0,77871$

Parámetro de rigidez del material (Fundición gris): $b_{Fund} = 0,61616$

Fuente: Diseño de Máquinas. Robert Norton. Cap 14. Ver anexo G.



Sustituyendo los valores en la ecuación 4.78 se tiene:

$$K_m = d \times E \times A_{Fund} \times e^{b_{Fund} \left(\frac{d}{L} \right)} \Rightarrow K_m = 915,8 \text{ MN/m}$$

4.4.8.1.7. Factor de Rigidez de la Unión (C_b)^[4]

$$C_b = \frac{K_b}{K_m + K_b} \quad (\text{Ec. 4.79})$$

Sustituyendo se tiene:

$$C_b = 0,47$$

4.4.8.1.8. Porción de la carga aplicada P que actúa en el tornillo y el material (P_b) y (P_m).^[4]

La carga P es igual a la fuerza total actuante en el eje X. F_{Xtotal} (Sección 4.4.2.5)

Donde F_{Xtotal} : 10 N

- En el tornillo

$$P_b = C_b \times P \quad (\text{Ec. 4.80})$$

Sustituyendo

$$P_b = 5 \text{ N}$$

- En el material

$$P_m = (1 - C_b) \times P \quad (\text{Ec. 4.81})$$

Sustituyendo

$$P_m = 6 \text{ N}$$

4.4.8.1.9. Cargas resultantes tanto en el tornillo como en el material (F_b) y (F_m)^[4]

- En el tornillo

$$F_b = F_i + P_b \quad (\text{Ec. 4.82})$$



Sustituyendo

$$Fb = 28280 \text{ N}$$

- En el material

$$Fm = F_i - Pm \quad (\text{Ec. 4.83})$$

Sustituyendo

$$Fm = 28269 \text{ N}$$

4.4.8.1.10. Esfuerzo Máximo a la Tensión (σ_b)^[4]

$$\sigma_b = \frac{Fb}{A_t} \quad (\text{Ec. 4.84})$$

Sustituyendo

$$\sigma_b = 488 \text{ MPa}$$

Como el esfuerzo máximo a la tensión es menor a la resistencia límite en el tornillo se asegura que no fallará por tensión.

$$\sigma_b (488 \text{ MPa}) < S_p (650 \text{ MPa})$$

4.4.8.1.11. Cálculo del esfuerzo por corte (σ_{corte})

$$\sigma_{corte} = \frac{P}{A_b} \quad (\text{Ec. 4.85})$$

Donde:

$$\sigma_{corte} = 0,577 \times S_y \Rightarrow \sigma_{corte} = 415,5 \text{ MPa}$$

$$S_y: 720 \text{ MPa}$$

$$\text{Carga aplicada: } P = 10 \text{ N}$$

$$\text{Área transversal del tornillo: } A_b \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\sigma_{corte} = \frac{P}{A_b} \rightarrow A_b = \frac{P}{\sigma_{corte}}$$

$$\text{Por lo tanto: } \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{P}{\sigma_{corte}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \times P}{\pi \times \sigma_{corte}}}$$



Sustituyendo todos los términos se tiene:

$$d = 1,75 \times 10^{-4} m \Rightarrow d = 0,18 mm$$

Como el diámetro obtenido es mucho menor al diámetro seleccionado se asegura que el tornillo no fallará por corte.

4.4.8.2. Selección de pernos para fijar los Soportes de Pie y de Brida.

En este paso se seleccionan los pernos que indica el catálogo SKF para los espesores de los soportes indicados ver anexo F, tabla F-3 y F-4.

- Soporte de Brida

El espesor de la base del soporte de brida es de 17 mm y posee cuatro (4) agujeros de 16 mm de diámetro (tabla F-3), se asume que este soporte va hacer fijado en la mesa de la máquina cuyo espesor es de 10 mm. Por lo tanto el perno tendrá una longitud de 50 mm para permitir que el perno sobresalga lo suficiente para la tuerca.

La carga aplicada que actúa en este soporte es la fuerza radial $F_{RD} = 86 N$ (4.4.5.3)

- Soporte de Pie

El espesor de la base del soporte de pie es de 19 mm y posee dos (2) agujeros de 12 mm de diámetro (tabla F-4), se asume que este soporte va hacer fijado a la plancha vertical de la máquina cuyo espesor es de 10 mm. Por lo tanto, el perno tendrá una longitud de 50 mm para permitir que el perno sobresalga lo suficiente para la tuerca.

La carga aplicada que actúa en este soporte es la fuerza axial = 653 N (4.4.5.2)

4.4.8.3. Selección de pernos para fijar el motor con freno a la ménsula.

En este caso se seleccionan los pernos para fijar el motor que moverá el sistema rotativo de corte. La ménsula es de 8 mm de espesor y las patas de motor son de 15 mm de espesor. Por lo tanto, el perno tendrá un diámetro de 8 mm y una longitud de 35 mm para permitir que el perno sobresalga lo suficiente para la tuerca.

La carga aplicada en la ménsula del motor será el peso de dicho motor: 270 N



En la tabla 4.18 se indican los resultados de los cálculos para los diferentes pernos seleccionados a partir del procedimiento típico desarrollado en la sección 4.4.8.1.

Tabla 4.18. Tabla de selección de pernos y tornillos

	Designación <i>ISO 9,8</i>	Longitud (mm)	Ubicación	Resistencia mínima de prueba. S_p (MPa)	Área de esfuerzo a tensión. A_t (mm ²)	Precarga F_i (N)	Esfuerzo máximo a la tensión σ_b (MPa)	Esfuerzo por corte σ_c (MPa)
Tornillo	M10x1,5	38	Soporte	650	58	28275	488	415,5
Perno	M8x1,25	35	Ménsula	650	37	18038	489	415,5
Perno	M12x1,75	50	S/Pie	650	85	41438	489	415,5
Perno	M16x2	50	S/Brida	650	157	76538	488	415,5

Resumen

En esta etapa se realizaron los cálculos para la selección de los tornillos y pernos requeridos para ensamblar el sistema rotativo de corte. En la tabla 4.18 se presentan los valores de precarga, resistencia mínima de prueba y esfuerzo máximo a la tensión para pernos y tornillos ISO 9,8.



4.4.9. Cálculo de la ménsula para el motor

I. Descripción

Se selecciona como soporte o ménsula para el motor, un perfil de acero estructural A-36, UPN-180 como se muestra en la figura 4.29.

II. Premisas

- Para el cálculo se asume una viga en voladizo con una carga uniformemente distribuida. [3.P.1002]
- Se determinará si el perfil seleccionado es resistente a la carga aplicada por el motor, comparando el módulo de sección calculado con el tabulado para un perfil UPN-180. (Ver anexo H).

III. Material

$$\text{Acero A-36} \rightarrow \begin{cases} S_y = 248,2 \text{ MPa} \\ S_{ut} = 551,6 \text{ MPa} \end{cases}$$

IV. Cálculos

En la figura 4.29, se muestra la ménsula para el motor eléctrico que accionará el sistema rotativo de corte.

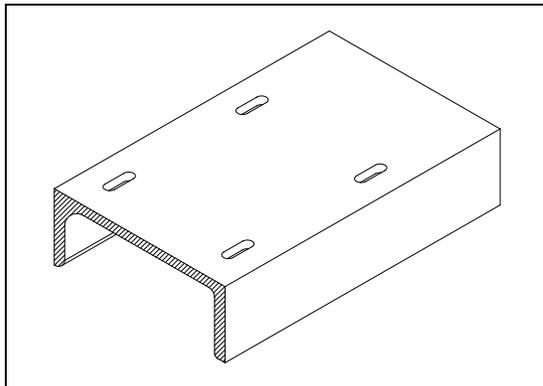


Figura 4.29. Ménsula del motor (Perfil UPN-180)



4.4.9.1. Carga distribuida

$$W = \frac{P_{motor}}{(l - a)} \quad (\text{Ec. 4.86})$$

Donde

Peso del motor: $P_{motor} = 27,5 \text{ kgf} (270 \text{ N})$

Longitud de la ménsula: $l = 0,29 \text{ m}$ (Ver anexo H)

Separación de la carga distribuida y el empotramiento: $a = 0,09 \text{ m}$

Sustituyendo

$$W = 1350 \text{ N/m}$$

4.4.9.2. Reacción en la ménsula

$$R_1 = W(l - a) \quad (\text{Ec. 4.87})$$

Sustituyendo

$$V_{m\acute{a}x} = R_1 = 270 \text{ N}$$

4.4.9.3. Momento flector en el soporte

$$M_{m\acute{a}x} = M_1 = \frac{W}{2}(l^2 - a^2) \quad (\text{Ec. 4.88})$$

Sustituyendo

$$M_1 = 51 \text{ N.m}$$

4.4.9.4. Máxima deflexión en el soporte

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{W}{24EI}(-3l^4 + 4a^3l - a^4) \quad (\text{Ec. 4.89})$$

Sustituyendo

$$Y_{m\acute{a}x} = -4,92 \times 10^{-6} \text{ m} \cong -0,0049 \text{ mm}$$

4.4.9.5. Esfuerzo admisible en el soporte

$$\sigma_{adm} = \frac{Sy}{N} \quad (\text{Ec. 4.90})$$



Donde

Límite de fluencia del acero A-36: $S_y = 248,2 \text{ MPa}$

Factor de seguridad: $N = 3$

Sustituyendo

$$\sigma_{adm} = 83 \text{ MPa}$$

4.4.9.6. Módulo de sección de la viga

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_i} \rightarrow S_i = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{adm}} \quad (\text{Ec. 4.91})$$

Sustituyendo

$$S_i = 6,14 \times 10^{-7} \text{ m}^3 \rightarrow S_i = 0,61 \text{ cm}^3$$

$$S_{tabulado} = 22,4 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto $S_{tabulado} > S_i$, lo que indica que el perfil UPN-180 es resistente a la carga aplicada por el motor.

De igual manera se calcula la ménsula del soporte de pie (calculo típico). Para este cálculo se selecciona un perfil de acero estructural A-36, UPN-80. (Ver Fig. 4.30)

Se asume una viga simplemente apoyada con carga concentrada. ^[3.P 1003]

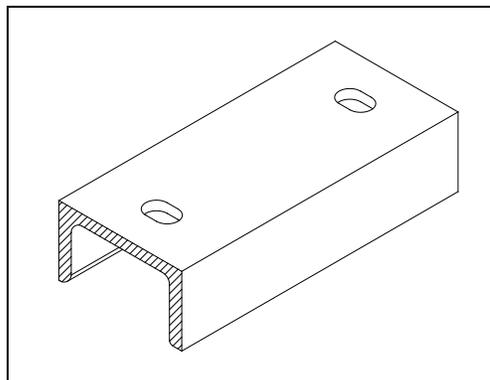


Figura 4.30. Ménsula del soporte de pie (UPN-80)



4.4.9.7. Carga aplicada (fuerza aplicada en la sección A del eje)

$$F_{RA} = 1554 \text{ N} \quad (4.4.5.5)$$

4.4.9.8. Reacciones en la ménsula

$$R_1 = F_{RA} \left(1 - \frac{a}{l} \right) \quad (\text{Ec. 4.92})$$

Donde

Ancho del perfil: $l = 0,08$

Distancia de aplicación de la carga: $a = 0,04 \text{ m}$

Sustituyendo

$$R_1 = 777 \text{ N}$$

Luego se calcula R_2

$$R_2 = F_{RA} \left(\frac{a}{l} \right) \quad (\text{Ec. 4.93})$$

Sustituyendo

$$R_2 = 777 \text{ N}$$

En este caso $V_{\text{máx}}$ es igual a cualquiera de las reacciones.

4.4.9.9. Momento flector en la ménsula

$$M_{\text{máx}} = \frac{F_{RA} \times l}{4} \quad (\text{Ec. 4.94})$$

Sustituyendo

$$M_1 = 31 \text{ N.m}$$

4.4.9.10. Máxima deflexión

$$Y_{\text{máx}} = \frac{F_{RA}}{3EI} \left(2a^3 - \frac{a^4}{l} - la^2 \right) \quad (\text{Ec. 4.95})$$

Sustituyendo

$$Y_{\text{máx}} = -4,21 \times 10^{-9} \text{ m} \cong -4,21 \times 10^{-6} \text{ mm}$$



Aplicando las ecuaciones 4.90 y 4.91, se calcula el esfuerzo admisible y el módulo de sección en la ménsula

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} \rightarrow \sigma_{adm} = 83 \text{ MPa}$$

$$S_i = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{adm}} \rightarrow S_i = 3,74 \times 10^{-7} \text{ m}^3 \cong 0,37 \text{ cm}^3$$

$$S_{tabulado} = 6,35 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto $S_{tabulado} > S_i$, lo que indica que el perfil UPN-80 es resistente a la carga aplicada.

Resumen:

En esta sección se determinaron las ménsulas donde se instalará el motor con freno y el soporte de pie. A partir de perfiles comerciales UPN-180 y UPN-80 respectivamente, los cuales se estudiaron por corte y deflexión debido a las cargas presentes. Además se calculó el módulo de sección de cada perfil y se comparó con el módulo de sección tabulado en el catálogo de productos siderúrgicos. (Anexo H)

Por lo tanto $S_{tabulado} > S_i$. lo que indica que el material no fallará.



4.4.10. Cálculo de soldadura para la ménsula del motor

I. Descripción

La unión de la ménsula del motor a la máquina será por medio de soldaduras a filetes. Las soldaduras estarán sometidas a esfuerzos cortantes en la garganta, cualquiera que sea la aplicación de la carga. (Fig. 4.31)

II. Premisas

- Se diseñará la soldadura para cargas cortantes y flexionantes.
- En caso de existir cargas de fatiga por concentración de esfuerzos en la aplicación de la soldadura se debe esmerilar o eliminar a máquina el refuerzo emparejando la junta. [4.P 436]

III. Cálculos

A continuación se presentan los cálculos para la unión de la ménsula del motor a la máquina de corte de pistones.

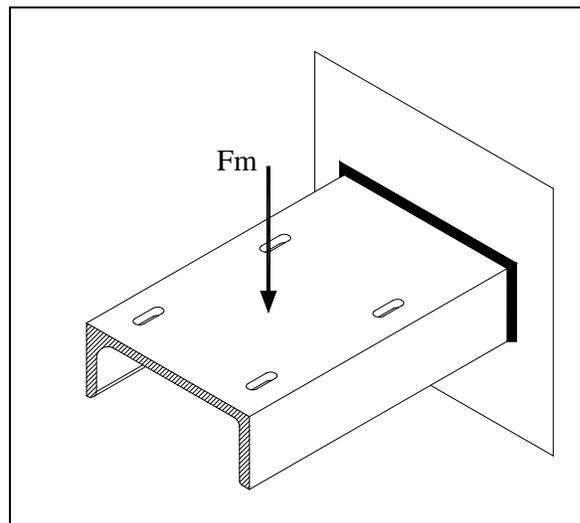


Figura 4.31. Soldadura en la ménsula del motor



4.4.10.1. Esfuerzo cortante en la soldadura (τ)

$$\tau = \frac{F_m}{A_g} \quad (\text{Ec. 4.96})$$

Donde

Fuerza aplicada por el motor: $F_m = 270 \text{ N}$

Área del garganta de la soldadura: A_g

Cálculo del área de garganta. ^[4.P 449]

$$A_g = 0,707h(b + 2d) \quad (\text{Ec. 4.97})$$

Donde

Espesor de la soldadura: $h \text{ [m]}$

Ancho del perfil: $b = 0,18 \text{ m}$

Altura del perfil: $d = 0,07 \text{ m}$

Sustituyendo

$$A_g = 2,83 \times 10^{-2} h$$

Sustituyendo en la ecuación 4.96 se tiene:

$$\tau = \frac{F_m}{A_g} \rightarrow \tau = \frac{9547,4}{h}$$

4.4.10.2. Momento actuante en las juntas soldadas

El momento presente en las juntas (M) produce un esfuerzo normal por flexión (σ) en dichas juntas.

$$\tau' = \sigma = \frac{M.C}{I} \quad (\text{Ec. 4.98})$$

Donde

Momento que se produce al trasladar F_m , al $C.G$ de la soldadura $M \text{ [N.m]}$

Distancia radial mayor del $C.G$ al punto de aplicación: $C = 0,19 \text{ m}$

Momento polar de inercia del grupo de soldadura: $I \text{ [m}^4\text{]}$

Centro de gravedad de la soldadura: $C.G$



Cálculo del momento

$$M = F_m \times C$$

Sustituyendo

$$M = 51 \text{ N.m}$$

Momento de inercia

$$I = 0,707 \times h \times I_u \quad (\text{Ec. 4.99})$$

4.4.10.3. Cálculo del segundo momento de área unitario. (I_u) ^[4.P 449]

$$I_u = \frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{(b+2d)} \quad (\text{Ec. 4.100})$$

Sustituyendo

$$I_u = 1,77 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en la ecuación 4.99, se tiene:

$$I = 0,707 \times h \times I_u \rightarrow I = 1,25 \times 10^{-3} h$$

Con el valor del momento de inercia se sustituye en la ecuación 4.98

$$\tau' = \frac{M.C}{I} \rightarrow \tau' = \frac{7798}{h}$$

4.4.10.4. Cálculo del esfuerzo resultante (τ_R)

$$\tau_R = \sqrt{(\tau)^2 + (\tau')^2} \quad (\text{Ec. 4.101})$$

Sustituyendo

$$\tau_R = \frac{12328}{h}$$

Suponiendo un electrodo E60XX, con un límite de fluencia $S_y = 345 \text{ MPa}$ y un factor de seguridad igual a 1,44. ^[4. P451]. Se obtiene el esfuerzo resultante (τ_R)

$$N = \frac{S_{ys}}{\tau_R} \rightarrow \tau_R = \frac{S_{ys}}{N} \quad (\text{Ec. 4.102})$$



$S_{ys} = 0,40S_y$ Esfuerzo permisible para soldaduras a filete y carga cortante.

Igualando τ_R se tiene:

$$\frac{12328}{h} = \frac{0,40 \times 345 \times 10^6}{1,44} \rightarrow h = 1,28 \times 10^{-4} m$$

Por lo tanto $h = 0,13 \text{ mm}$

Aplicando un cordón de soldadura con un espesor recomendado mayor al obtenido (5 mm) y un electrodo E-60XX, se garantiza que la soldadura no fallará.

De igual manera se selecciona el electrodo E-60XX para la unión de la ménsula del soporte de pie a la máquina de corte de pistones.

Resumen:

En esta sección se realizaron los cálculos para determinar la resistencia de la soldadura y el espesor del cordón. Se seleccionó un electrodo tipo E-60XX para unir las ménsulas a la estructura de la máquina de corte de pistones.



4.4.11. Diseño del Sistema de Control.

I. Descripción.

El sistema de control del proyecto está basado en lógica programada la cual emplea controladores lógicos programables que son equipos electrónicos programables en lenguaje informático, diseñados para controlar en tiempo real y en ambiente industrial, procesos secuenciales.

II. Premisas.

- Rediseñar el ciclo automático del sistema, implementando un PLC para mejorar el ciclo actual.
- La carga y descarga de pistones en el plato giratorio es manual y el proceso de corte es automático.
- Se consideraron dos posibles soluciones de sensado de posición del plato giratorio en el sistema automático de control:
 - a) Basada en un sensor inductivo
 - b) Basada en un Encoder de posicionamiento angular.
- Cada solución debe garantizar el giro de 90° en cada estación de corte.

III. Esquemas del sistema de control.

Para visualizar la ubicación de los sensores en el sistema se muestra la figura 4.32, en las figura 4.33, que presentan el diagrama oleohidráulico y neumático, en la figura 4.34 se presenta el diagrama de potencia y fuerza y en la figura 4.36 el diagrama del ciclo automático para una mejor comprensión de la memoria descriptiva.

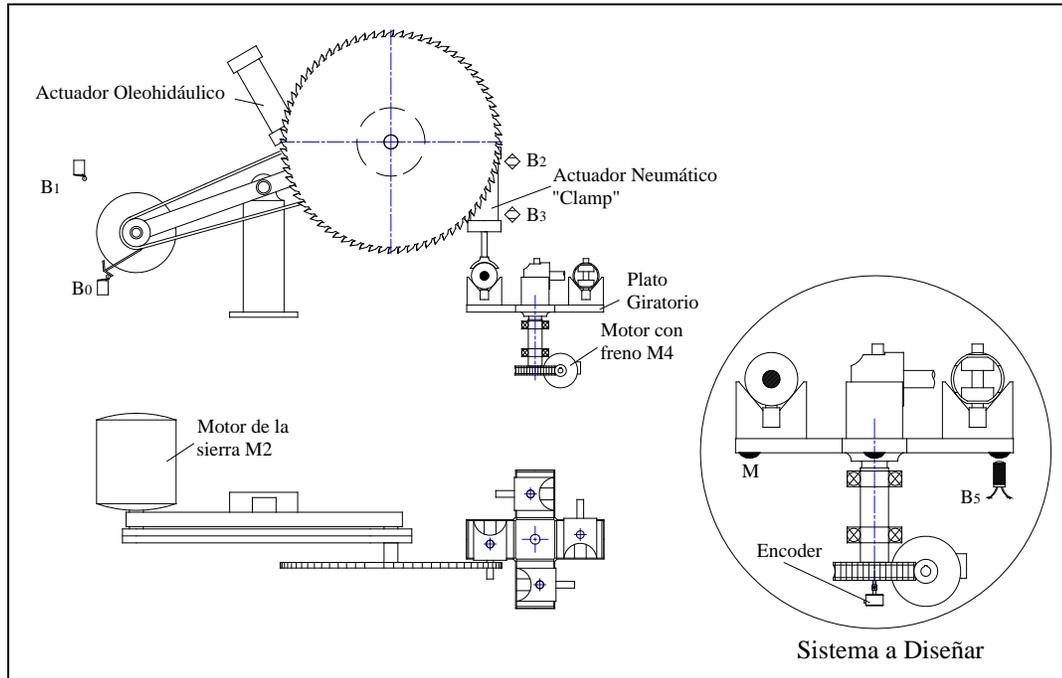


Figura 4.32. Ubicación de los sensores en el sistema

4.4.11.1. Memoria descriptiva del sistema.

1. Descripción de la solución # 1.

El nuevo sistema de corte de mazarota central (Fig. 4.32), estará gobernado por un PLC y tendrá como elementos de señal de control, dos sensores final de carrera o limits switch (B₀ y B₁), dos sensores magnéticos (B₂ y B₃) y un sensor inductivo (B₅).

El proceso comienza cuando el operario carga manualmente el plato giratorio con los pistones. Luego activa un selector de encendido S₁, el cual enciende el sistema y los motores de las unidades: Oleohidráulica (M1), Disco de corte (M2) y refrigeración (M3). (Ver fig. 4.33)

Una vez encendido el sistema, se verifica que los actuadores estén retraídos por medio de los sensores B₀ y B₂. A su vez verifica que el plato giratorio esté en la estación de corte. Si no lo está, activa el motor que gobierna el giro del plato (M4) y al llegar al punto de corte un sensor inductivo B₅, lo detiene al detectar una muesca



que estará debajo de cada paleta del plato giratorio activando el freno electromagnético de dicho motor.

Una vez posicionado el plato en la estación de corte se activa el clamp que inmoviliza el pistón que va a ser cortado y éste a su vez activa un sensor magnético B_3 , que envía una señal al PLC y éste activa el mando del actuador oleohidráulico para que baje la sierra. Luego de haber realizado el corte se activa un sensor final de carrera B_1 , que envía una señal al sistema para que se retraiga el actuador oleohidráulico a su posición inicial. Al llegar el actuador oleohidráulico a su posición inicial activa el sensor final de carrera B_0 , y así el sistema de control da la orden para que se retraiga al clamp a su posición inicial activándose así el sensor B_2 . Al terminarse el ciclo, el PLC verifica que estén presentes las señales de inicio B_0 y B_2 para reanudar el proceso. (Ver el diagrama fig. 4.34)

2. Descripción de la solución #2.

Esta solución se basa en la implementación de un encoder absoluto de posicionamiento angular en vez de un sensor inductivo. (Fig 4.32)

Esto se debe a que estos encoder tienen una alta precisión de sensado ya que convierten la posición mecánica en un valor eléctricamente definido, con altas velocidades de respuesta de posicionamiento con tecnología de sensado optoelectrónica. Por lo tanto se adapta a este proyecto para tener mayor precisión de parada del plato giratorio en las estaciones de corte.

Cabe destacar que los sistemas de detección antes mencionados tienen la misma secuencia de sensado con la diferencia que el encoder detecta el posicionamiento del plato giratorio de acuerdo con el número de pulsos obtenidos.



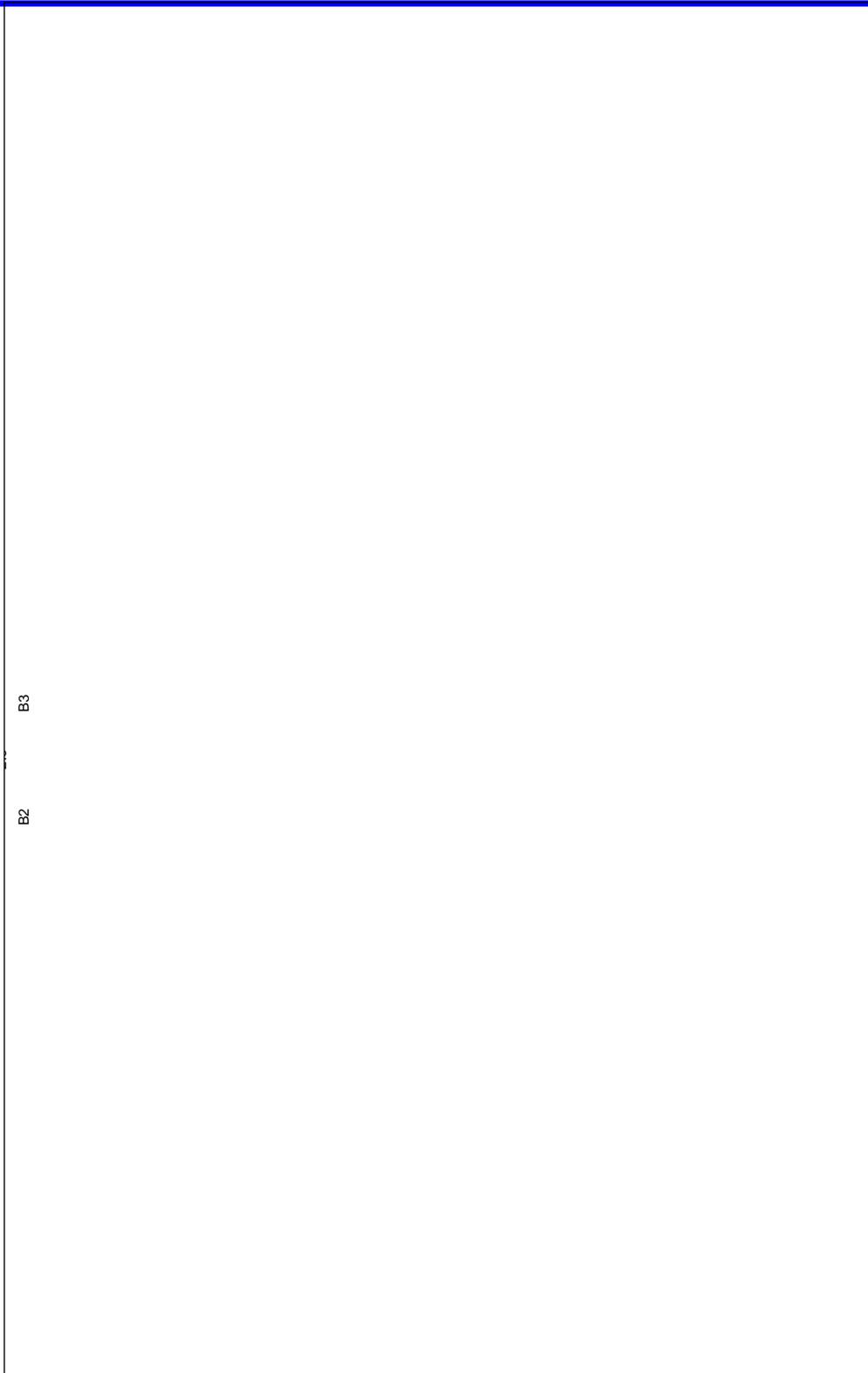


Figura 4.33. Diagrama oleohidráulico y neumático



A continuación se muestra el diagrama de fuerzas de los motores y freno del motor M4 (Fig.4.34), además se muestra el diagrama eléctrico de conexiones de las bobinas energizadas por el PLC a los contactores de los motores (Fig.4.35).

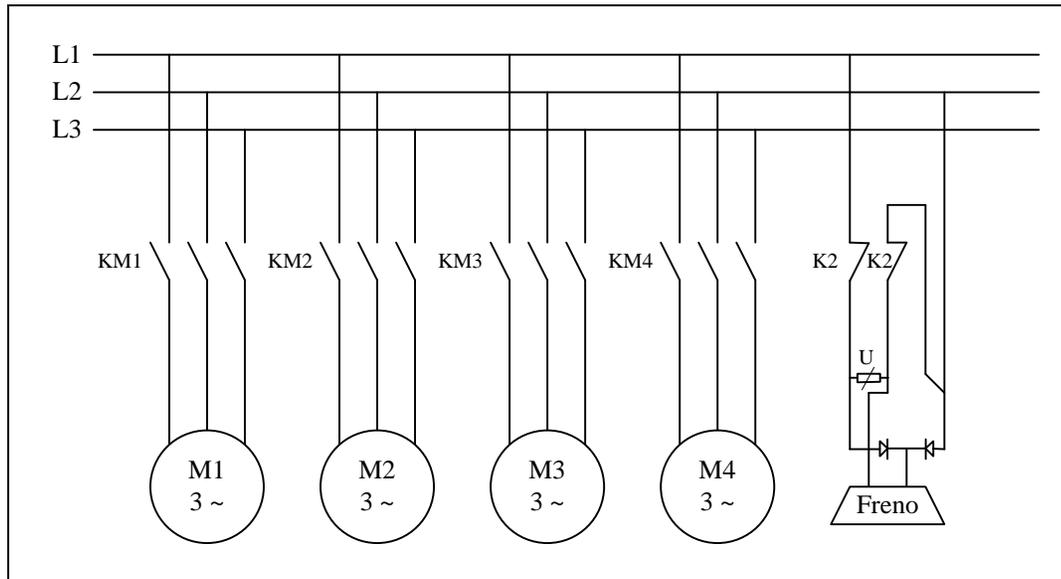


Figura 4.34. Diagrama de Fuerza

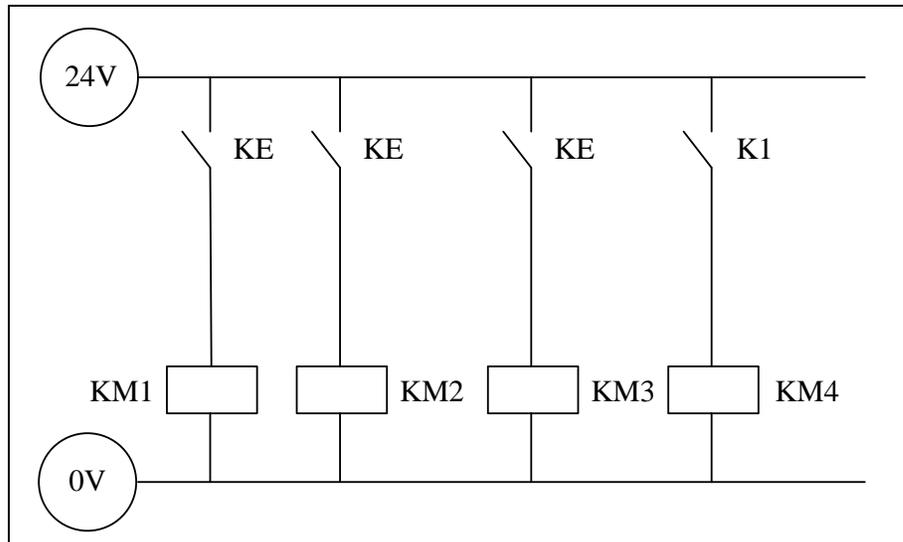


Figura 4.35. Diagrama eléctrico de conexiones de las bobinas energizadas por el PLC a los contactores.

4.4.11.2. Descripción del ciclo automático.

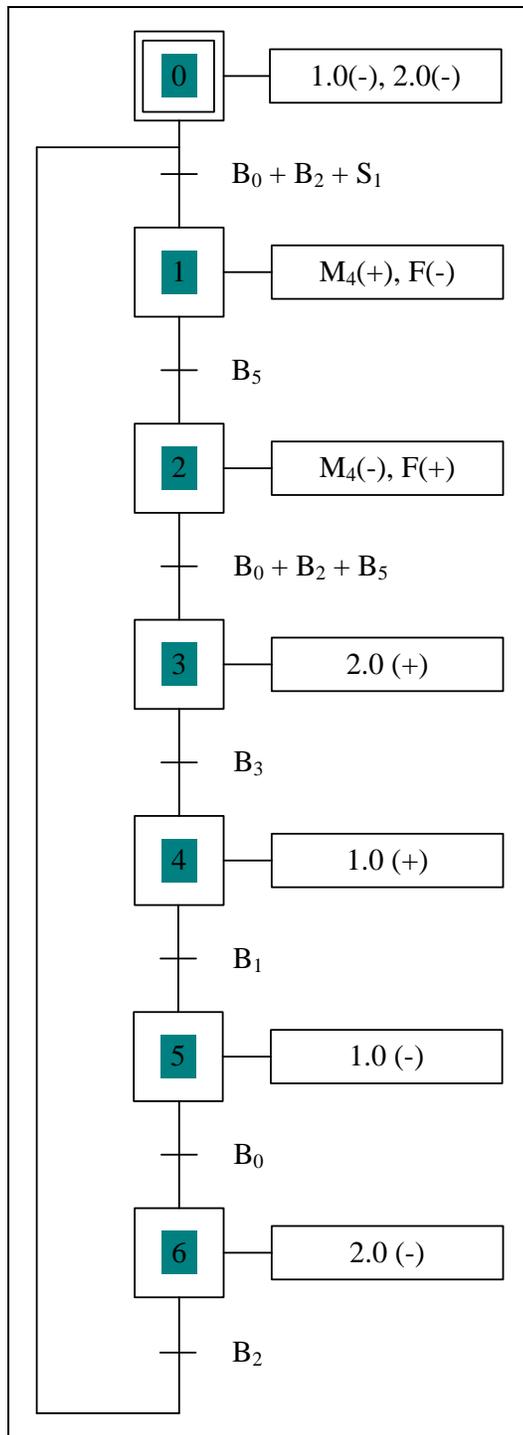


Figura 4.36. Diagrama del ciclo automático

1). Inicio. Los actuadores 1.0 y 2.0 están retraídos. Por lo tanto están activados B_0 y B_2 , y al activar el selector S_1 se enciende el ciclo.

2). Con las señales presentes de B_0 , B_2 y S_1 , se desactiva el freno del motor que gobierna el plato giratorio M_4 , y se enciende posicionándose en la estación de corte activando al sensor inductivo B_5 .

3) Al activarse B_5 , se desactiva el motor M_4 y se activa el freno. Con las señales de B_0 , B_2 y B_5 , se extiende el clamp 2.0 y este a su vez activa el sensor B_3 .

4). Cuando se activa B_3 , se extiende el actuador oleohidráulico 1.0, el cual baja la sierra y realiza el corte activando el sensor B_1 .

5) Al activarse B_1 , el actuador 1.0, se retrae a su posición inicial activando el sensor B_0 .

6) Al activarse B_0 , el clamp 2.0, se retrae a su posición inicial activando el sensor B_2 , el cual le indica al PLC que reanude el ciclo.



4.4.11.3. Esquema de conexiones entradas/salidas del PLC.

La figura 4.37, representa el esquema de conexiones de entradas/salidas del PLC.

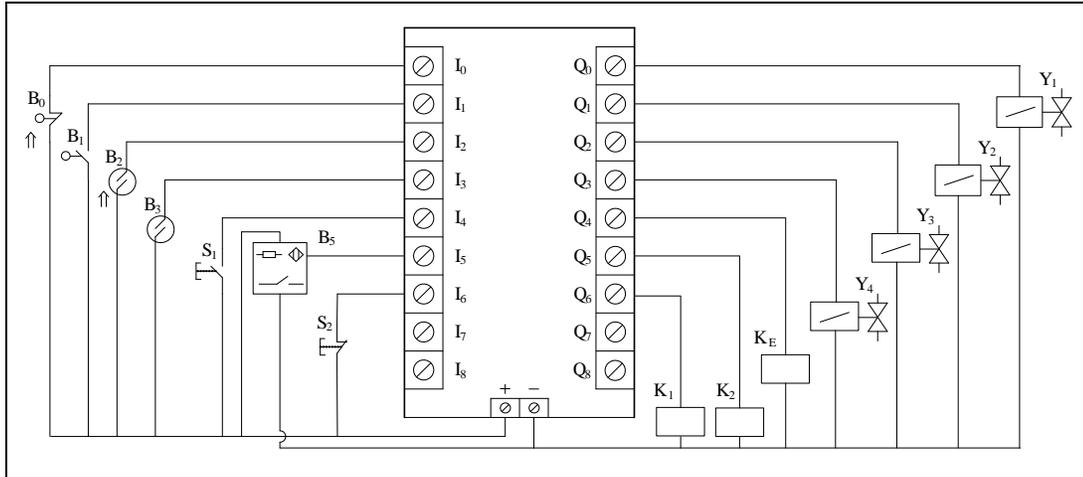


Figura 4.37. Diagrama de conexiones de entradas/salidas

En el diagrama de conexiones/salidas (Fig. 4.37) se puede observar que existen 7 entradas y 7 salidas, a una tensión de 24 V. Donde el relé K_E , se encarga de activar los contactores de los motores de las unidades: Oleohidráulica K_{M1} , disco de corte K_{M2} y unidad de refrigeración K_{M3} . (Fig. 4.33, 4.34 y 4.35)

Por otra parte el relé K_1 activa el contactor del motor que acciona el plato giratorio K_{M4} (Fig. 4.35), una vez activado K_{M4} el motor con freno (M_4) posiciona el plato giratorio en la estación de corte. Cuando el plato llega a la estación de corte el sensor inductivo B_5 , (o el encoder según sea la solución elegida) detecta al plato giratorio enviando una señal al PLC y éste a su vez desactiva el relé K_1 y activa el rele K_2 para accionar el freno del motor (M_4) en la estación de corte. Cuando el plato giratorio llega a la estación de corte el PLC desactiva el relé K_2 , ya que el sistema mecánico es autobloqueante lo que garantiza que el plato giratorio no se moverá del punto de corte.

4.4.11.4. Lista de direcciones.



Esta lista indica las direcciones que ocupan los diferentes componentes del sistema automatizado en el PLC (Fig.4.38), donde las entradas y salidas se denotan con %I y %Q respectivamente. En la tabla 4.19, se describe la lista de direcciones y en la Fig. 4.38 se ilustran la simbología usada en el diagrama escalera.

Tabla 4.19 Tabla de direcciones

Descripción de los componente del sistema	Componentes del sistema	Direcciones en el PLC
Sensor final de carrera	B ₀	%I ₀
Sensor final de carrera	B ₁	%I ₁
Sensor electromagnético	B ₂	%I ₂
Sensor electromagnético	B ₃	%I ₃
Selector de encendido	S ₁	%I ₄
Sensor inductivo o encoder	B ₅	%I ₅
Pulsador de parada o emergencia	S ₂	%I ₆
Bobina de avance de la electroválvula del actuador oleohidráulico	Y ₁	%Q ₀
Bobina de retracción de la electroválvula del actuador oleohidráulico	Y ₂	%Q ₁
Bobina de avance de la electroválvula del actuador neumático	Y ₃	%Q ₂
Bobina de retracción de la electroválvula del actuador neumático	Y ₄	%Q ₃
Relé de accionamiento del contactor del motor con freno	K ₁	%Q ₄
Relé de accionamiento de los contactores de los motores: sierra y las unidades oleohidráulica y refrigerante	K _E	%Q ₅
Relé de accionamiento del freno del motor del plato giratorio	K ₂	%Q ₆

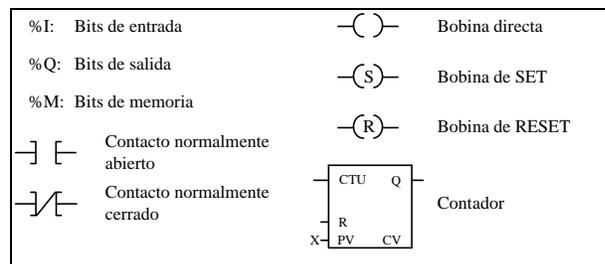


Figura 4.38. Simbología del diagrama escalera

4.4.11.5. Diagrama en escalera de la solución #1.



En la figura 4.39, se muestra el diagrama en escalera para la solución # 1, en la cual el dispositivo que sensará la posición del plato giratorio es un sensor inductivo. En este diagrama se muestra la secuencia del sistema automatizado del nuevo sistema de corte de mazarota central.

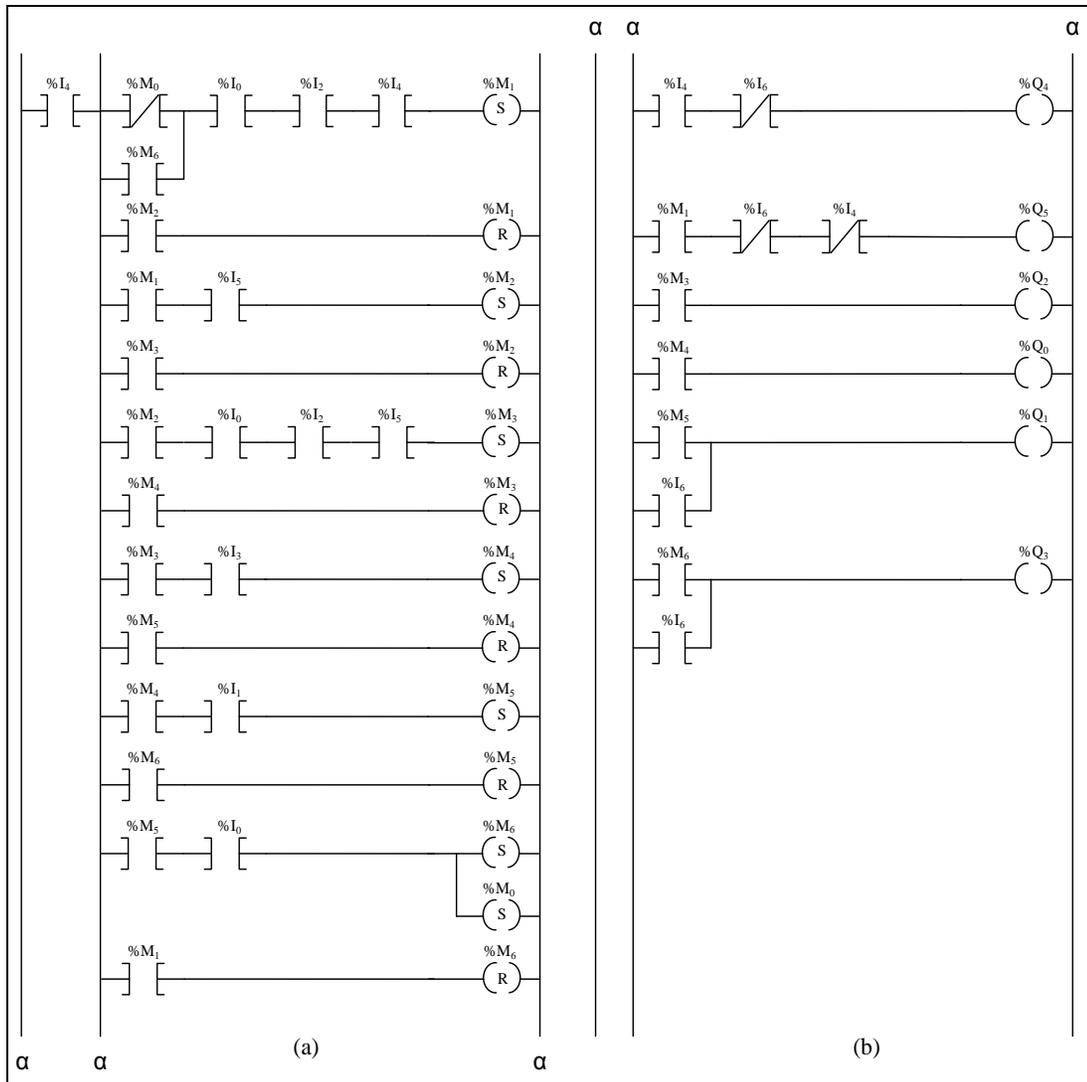


Figura 4.39. Diagrama en Escalera del PLC para la solución # 1
a) Esquema de entradas. b) Esquema de salidas.

4.4.11.6. Diagrama en escalera de la solución # 2.



En la figura 4.40 se muestra el diagrama en escalera para la solución # 2, en la cual el dispositivo que sensará la posición del plato giratorio es un encoder absoluto de posicionamiento angular el cual se denotará B₅.

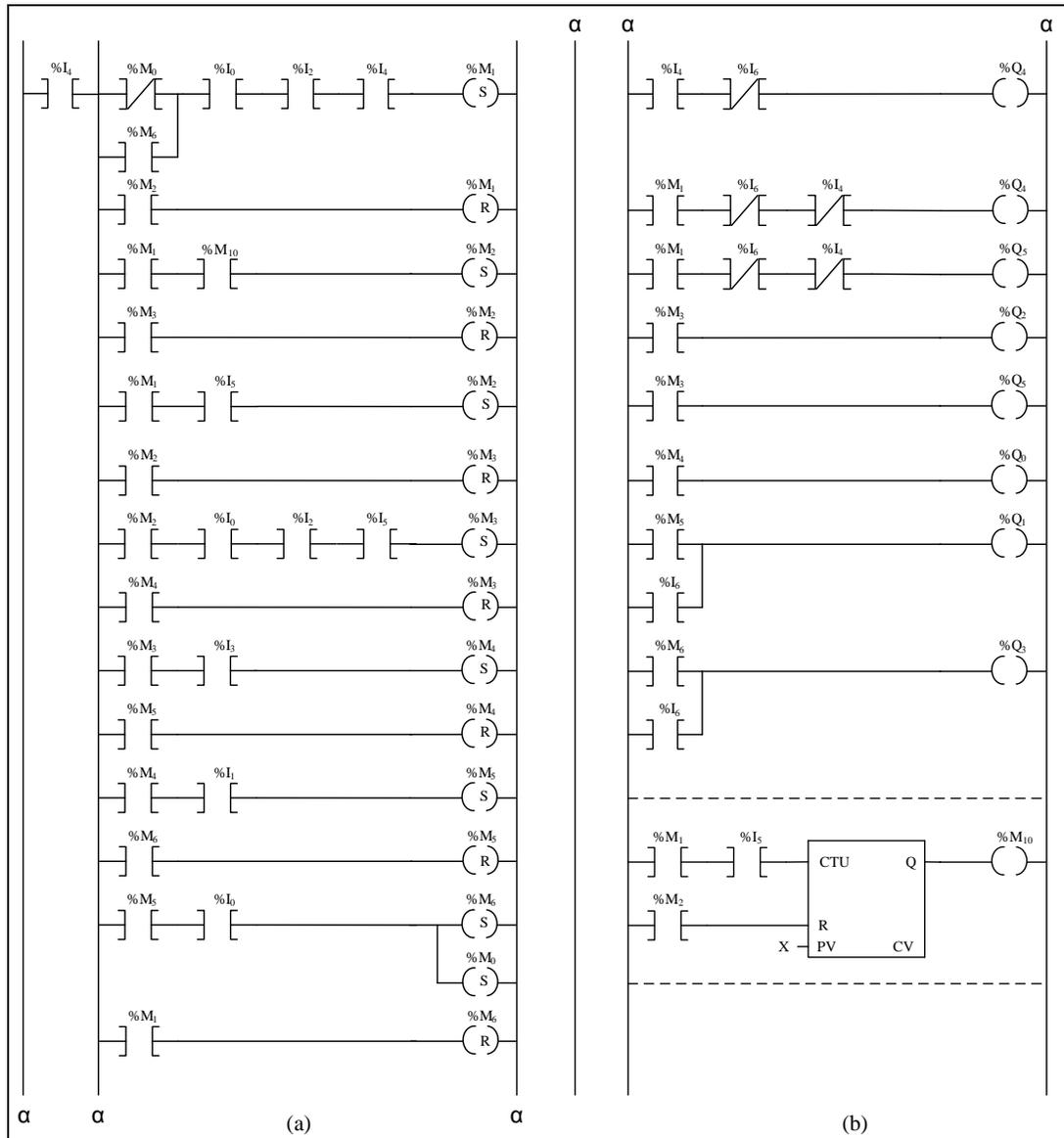


Figura 4.40. Diagrama en Escalera del PLC para la solución # 2
a) Esquema de entradas. b) Esquema de salidas.

4.4.11.7. Selección de los componentes del sistema.



Para seleccionar los equipos o componentes eléctricos que serán utilizados en la automatización del sistema de corte, se debe conocer las características de los dispositivos introductores de señales y mandos de acuerdo con las condiciones de operación del sistema diseñado.

A continuación se describen los componentes eléctricos para el sistema automático.

- Motor trifásico marca WEG, potencia 1hp, velocidad de giro 830 rpm.
Motor seleccionado para suministrar potencia y velocidad de giro necesaria para posicionar el plato giratorio en cada estación de corte, debe ser del tipo motofreno debido a que las paradas en las estaciones de corte deben ser precisas.
- PLC marca FATEK, modelo FBS-24MA de 14 entradas/10 salidas.
El control del movimiento de giro se realiza por medio de un controlador lógico programable, para su selección se determinó el número de entradas y salidas del proceso las cuales son 7 entradas/7 salidas y se seleccionó un PLC de mayor capacidad como lo es 14 entradas/10 salidas a transistor con conexión a positivo (PNP), con entradas digitales y tensión de funcionamiento 24VDC, garantizando la posibilidad de anexar otros dispositivos sin necesidad de cambiar el módulo programable.
- Sensores final de carrera “Limit Switch”.
Para la selección se debe tomar en cuenta la tensión de trabajo y la intensidad de corriente que debe soportar el elemento. Se seleccionó un sensor final de carrera de la marca KOINO de la serie KH-8005-C de 250 VAC, 5 A.
- Selector de encendido On-Off.
El arranque del sistema se realizará a través de un selector de encendido marca CROMPTON GREAVES, con una carga resistiva de 16 A, 690 VAC.
- Pulsador de emergencia.



El sistema cuenta con un pulsador de emergencia tipo hongo marca SASSIN de 40 mm de diámetro con retención y un contacto NC.

- Relé

Los relés deben ser seleccionados en función al número de contactos, de la intensidad de corriente que circula entre sus contactos para una tensión dada, y de las características de la bobina. Se seleccionaron relés marca OMRON de 1 y 2 contactos normalmente abiertos “NO” modelo LY1 y de 3 contactos normalmente abiertos “NO” LY2 con una tensión de alimentación de 24V DC.

- Electroválvula.

La electroválvula modelo SOV 35 SOB 00 marca METAL WORK de 5/2 vías biestable con una presión de funcionamiento de 1-10 bar, la cual se ajusta a las condiciones de operación del sistema. Se seleccionó biestable porque se requiere mantener condiciones de operación preestablecidas en la planta.

- Reguladores de caudal unidireccional.

El regulador de caudal marca METAL WORK modelo RFL U1/4, cumple con la función de regular la velocidad de los actuadores neumáticos regulando el flujo solamente en uno de los dos sentidos del paso de aire. P_{máx} 10 bar.

- Sensor inductivo.

El sensor inductivo marca MC modelo SIM18 de 3 hilos PNP con un rango de medida de 5 mm, voltaje de operación 10-30 VDC, tendrá como función la detección de las estaciones de corte del plato giratorio, este sensor tiene buena aplicabilidad en ambientes húmedos. (Solución 1)

- Encoder de posicionamiento angular.

Este dispositivo marca AUTONICS modelo E50S8 cuenta con un sistema de sensado optoelectrónico, ya que detecta posiciones, velocidades y aceleraciones angulares. Su funcionamiento es de 5-24 VDC, (Solución 2).

- Contactor



En la selección del contactor se toma en cuenta las características del motor como son la potencia y el voltaje nominal, además de las características de la bobina de accionamiento. En este caso se tiene un motor trifásico con freno (M_4) de 1 Hp y una tensión de 220V. El contactor marca ALLEN-BRADLEY modelo 100-M05NZ24 con una bobina para una tensión de 24 VDC.

Resumen:

En esta etapa se diseñó el sistema de control automático para sistema rotativo de corte en donde se mostraron dos posibles soluciones, las cuales se diferenciaban por el dispositivo de sensado del plato giratorio. La solución 1 cuenta con un sensor inductivo de proximidad de lógica positiva PNP el cual detecta al plato por medio de una muesca situada debajo de cada paleta. (Fig.4.33).

La segunda solución cuenta con un encoder de posicionamiento angular el cual esta acoplado en la parte posterior del eje, esta solución es la más adecuada debido a su precisión, ya que este dispositivo convierte la posición mecánica en una señal eléctrica con tecnología de sensado optoelectrónica.

Además se seleccionó un PLC de 14 entradas/ 10 salidas ya que una selección más ajustada a las entradas y salidas del sistema no tendría la posibilidad de anexar otros dispositivos al modulo programable.

4.4.12. Factibilidad Económica del Sistema de Corte.



En esta sección se realiza un análisis de los costos que implican la inversión en el proyecto para el rediseño del sistema de corte de pistones en una empresa manufacturera. Además de los costos que se generan actualmente en la empresa y que tan rentable es la aplicación de este rediseño.

4.4.12.1. Cálculo de costos por inversión.

A continuación se realiza un desglose de todos y cada uno de los elementos que se requieren en el rediseño del sistema de corte de mazarota central. En la tabla 4.20 se describe el listado de componentes que incluye el proyecto.

Tabla 4.20. Listado de componentes

Componentes	Descripción	Costo
Motor eléctrico trifásico	Potencia 1 hp, velocidad 830 rpm, tipo motofreno, clase C, protección IP-55, Marca WEG.	1.580,50
PLC	14 entradas/10 salidas, modelo FBS-24MAU, Marca FATEK	981,00
Sensores final de carrera “Limit Switch”	Carga resistiva 250 Vac 5 Amp, protección IP-55, modelo KH-8005-C, Marca KOINO	1.744,00
Selector ON-OFF	Carga resistiva 16 Amp 690 VAC, Protección IP-65, modelo TP1661003B19, Marca CROMPTON GREAVES.	70,85
Pulsador de emergencia	ϕ 40 mm con retención, 1 contacto NC, modelo tipo hongo XB2-BS542, Marca SASSIN.	21,80
Reles	Modelo LY-1 Marca OMRON	60,00

Tabla 4.20. Listado de componentes (continuación)



Bases para relé	modelo PF083A-E Marca OMRON	16,50
Electroválvula 5/2 vias	Biestable 24 VDC, protección IP-65, modelo SOV 35 SOB 00, Marca METAL WORK.	512,50
Reguladores de caudal unidireccional.	Modelo RFL U ¼ Marca METAL WORK	92,07
Sensor inductivo	PNP 3 hilos, enrasado, rango de medida 5 mm, modelo SI M18, Marca MC	164,11
Contactador	Modelo 100-M05NZ24 Marca ALLEN-BRADLEY Tensión de 24 VDC.	162,00
Plato giratorio	Fundición Gris	1.308,00
Soportes para pistones	Fundición Gris	1.220,80
Tornillo sin fin	Acero AISI 1045	207,10
Rueda helicoidal	Bronce al níquel	1.035,50
Eje	Acero AISI 1045	283,40
Chumacera de pie	Modelo SY 35 TF Marca SKF	64,00
Chumacera de brida	Modelo FY 50 TF Marca SKF	105,00
Montaje		500,00
Transporte		100,00
TOTAL (Solución # 1):		10.229,00
Encoder	Modelo E50S8 Marca AUTONICS	466,20
TOTAL (Solución # 2):		10.531,00

I.V.A. incluido (9%)

4.4.12.2. Cálculo del costo anual por operación implementando el nuevo proyecto



Para los cálculos de los costos anuales de operación con la implementación del nuevo sistema de corte de mazarota central es necesario estimar el consumo en Bolívares de cada uno de los equipos y materiales requeridos para el funcionamiento del sistema.

Se tiene que la empresa labora 9 horas diarias por 5 días a la semana. Con la implementación del rediseño la empresa involucrará gastos en el uso de los motores presentes en el sistema.

A continuación se estiman los costos anuales de cada uno de estos motores.

- Consumo de electricidad del motor de la unidad oleohidráulica (M1)

Potencia de consumo = 2,237 kW (3 hp)

$$2,237kW \times \frac{9\text{horas}}{\text{días}} \times \frac{20\text{días}}{\text{mes}} \times \frac{12\text{meses}}{\text{año}} = 4832 \frac{kWh}{\text{año}}$$

El precio de kWh es de Bs. 0,15.

El costo del motor por consumo eléctrico: $724,80 \frac{Bs}{\text{año}}$

- Consumo de electricidad del motor de la sierra (M2)

Potencia de consumo = 7,457 kW (10 hp)

$$7,457kW \times \frac{9\text{horas}}{\text{días}} \times \frac{20\text{días}}{\text{mes}} \times \frac{12\text{meses}}{\text{año}} = 16107 \frac{kWh}{\text{año}}$$

El precio de kWh es de Bs. 0,15.

El costo del motor por consumo eléctrico: $2.416,05 \frac{Bs}{\text{año}}$

- Consumo de electricidad del motor de la unidad refrigerante (M3)

Potencia de consumo = 0,373 kW (1/2 hp)

$$0,373kW \times \frac{9\text{horas}}{\text{días}} \times \frac{20\text{días}}{\text{mes}} \times \frac{12\text{meses}}{\text{año}} = 806 \frac{kWh}{\text{año}}$$

El precio de kWh es de Bs. 0,15.



El costo del motor por año es de: $120,90 \text{ Bs/año}$

- Consumo de electricidad del motor del plato giratorio (M4)

Potencia de consumo = 0,746 kW (1 hp)

$$0,746 \text{ kW} \times \frac{9 \text{ horas}}{\text{días}} \times \frac{20 \text{ días}}{\text{mes}} \times \frac{12 \text{ meses}}{\text{año}} = 1611 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

El precio de kWh es de Bs. 150.

El costo del motor por consumo eléctrico: $241,65 \text{ Bs/año}$

- Costo por operador

El sistema requiere de un solo operador para mantener su funcionamiento; en la actualidad el salario mínimo es de 614,00 Bs/mes y tienen como beneficio 1 mes de vacaciones, 2 meses de prestaciones y 1 mes de bonos.

$$1 \text{ operador} \times \frac{614,00 \text{ Bs}}{\text{mes}} \times \frac{12 \text{ meses} + (1+1+2)}{\text{año}} = 9.824,00 \text{ Bs/año}$$

- Costo por fluido refrigerante (taladrina).

El sistema requiere de un fluido refrigerante al momento de realizarse el corte, esto con fin de mantener la herramienta de corte. Actualmente un cuñete de 19 litros de taladrina tiene un costo de 115,00 Bs.

$$\frac{115,00 \text{ Bs}}{1 \text{ cuñete}} \times \frac{8 \text{ cuñetes}}{\text{año}} = 920,00 \text{ Bs/año}$$

- Costo por aceite hidráulico (actuador oleohidráulico).

El sistema contiene un actuador oleohidráulico, el cual requiere de aceite hidráulico para su funcionamiento. El cuñete de 19 litros de este aceite tiene un costo actualmente de 100,00 Bs.



$$\frac{110,00Bs}{1cuñete} \times \frac{2cuñetes}{año} = 200,00Bs/año$$

El costo total anual por el uso del sistema a implementar es de: 14.447,40 Bs/año y el costo total inicial por la inversión del proyecto estudiado es de: 10.531,22 Bs.

4.4.12.3. Cálculo de costos anuales actuales por operación.

Actualmente la empresa genera gastos por consumo de electricidad de los motores: unidad oleohidráulica (M1), unidad refrigerante (M2) y la sierra (M3), fluido refrigerante, además el costo por operario:

$$\sum (M1 + M2 + M3 + \text{operario} + \text{fluido refrig.}) = 14.005,75$$

4.4.12.4. Cálculo de la rentabilidad del proyecto y de la situación actual del sistema.

Cuando se trata de seleccionar entre alternativas de inversión lo relevante de una toma de decisión es la rentabilidad del flujo extra. Este flujo extra se define como la diferencia del flujo monetario entre un par de alternativas.

En esta sección se requiere el costo de cada pistón (800 g), de venta al consumidor para estimar los ingresos que la empresa pudiera percibir en un aproximado de 5 años. Con los costos de operación y de inversión ya determinados anteriormente se realiza un estimado de la rentabilidad del proyecto a implementar y el del sistema que actualmente se emplea.

Se tiene que los pistones de 800 g. expedidos por los distribuidores, tienen un costo de 150,00 Bs. por juego de 6 unidades, de los cuales la empresa percibe el 70%. La producción actual de pistones es de 250 piezas/horas e implementar el proyecto incrementaría la producción a 1440 piezas/horas. Entonces, asumiendo que la elaboración de pistones es totalmente distribuida, los ingresos anuales recibidos por la venta serían los siguientes:



- Ingreso anual actual

$$\frac{150,00Bs}{6unid.} \times 0,7 \times \frac{250unid.}{hora} \times \frac{9horas}{día} \times \frac{20días}{mes} \times \frac{12meses}{año} = 9.450.000,00 Bs/año$$

- Ingreso anual futuro.

$$\frac{150,00Bs}{6unid.} \times 0,7 \times \frac{1440unid.}{hora} \times \frac{9horas}{día} \times \frac{20días}{mes} \times \frac{12meses}{año} = 54.432.000,00 Bs/año$$

Si se considera que la tasa mínima de rendimiento es de aproximadamente 10 %, la vida del proyecto es de 5 años y el incremento anual de los costos e ingresos es de 5 %, se puede representar la escala con los flujos monetarios de cada situación, figura 4.41 y 4.42 y en las tablas 4.21 y 4.22 el desglose de los flujos monetarios de cada situación.

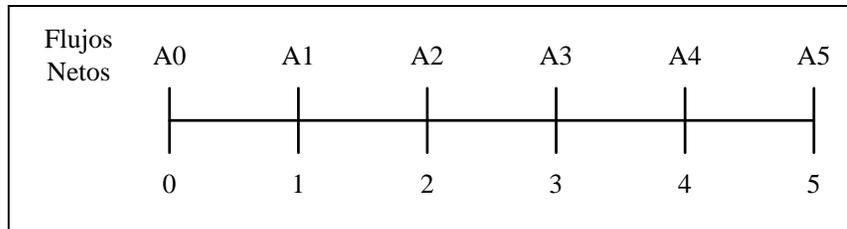


Figura 4.41. Flujos monetarios de la situación actual.

Tabla 4.21. Flujos monetarios de la situación actual de la empresa.

Flujo monetario de la situación actual			
Año	Ingresos (Bs)	Egresos (Bs)	Flujo neto (Bs)
A0	0,00	14.006,00	-14.006,00
A1	9.450.000,00	14.706,00	9.435.294,00
A2	9.922.500,00	15.441,00	9.907.059,00
A3	10.418.625,00	16.213,00	10.402.412,00
A4	10.939.557,00	17.024,00	10.922.532,00
A5	11.486.534,00	17.875,00	11.468.659,00

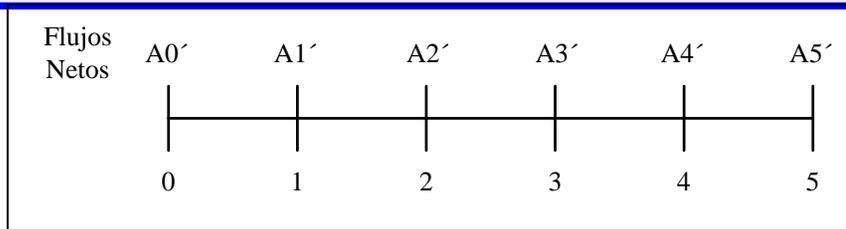


Figura 4.42. Flujos monetarios de la situación futura.

Tabla 4.22. Flujos monetarios de la situación futura de la empresa

Flujo monetario de la situación futura de la empresa			
Año	Ingresos (Bs.)	Egresos (Bs.)	Flujo neto (Bs.)
A0'	0,00	14.447,00	-14.447,00
A1'	54.432.000,00	15.170,00	54.416.830,00
A2'	57.153.600,00	15.928,00	57.137.672,00
A3'	60.011.280,00	16.725,00	59.994.555,00
A4'	63.011.844,00	17.561,00	62.994.283,00
A5'	66.162.436,00	18.439,00	66.143.997,00

- Determinación de los flujos extras.

Con los valores obtenidos de cada año del proyecto se determinan los flujos extras restando los valores del proyecto de mayor inversión menos el de menor inversión, en nuestro caso la mayor inversión es la implementación del nuevo proyecto, obteniendo la escala representada en la figura 4.43 y la tabla 4.23.

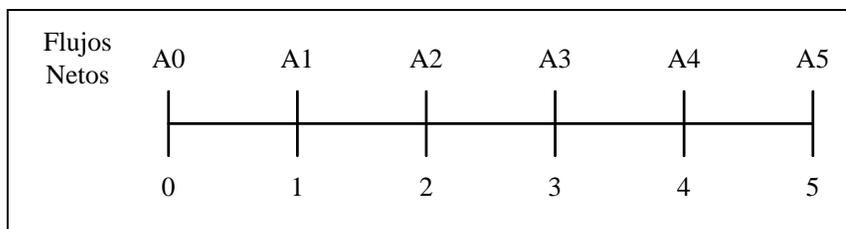


Figura 4.43. Flujos extras



Tabla 4.23. Flujos extras entre las dos alternativas de solución

Flujos Extras			
Año	Inversión mayor (Bs.)	Inversión menor (Bs.)	Flujo Extra (Bs.)
A0	-14.447,00	-14.006,00	-28.453,00
A1	54.416.830,00	9.435.294,00	44.981.536,00
A2	57.137.672,00	9.907.059,00	47.230.613,00
A3	59.994.5550,00	10.402.412,00	49.592.144,00
A4	62.994.283,00	10.922.532,00	52.071.751,00
A5	66.143.997,00	11.468.659,00	54.675.338,00

Para determinar la rentabilidad de un proyecto de inversión es necesario emplear un modelo matemático, uno de ellos es el equivalente anual de flujos, con una tasa mínima de rendimiento estipulada por el Banco Central de Venezuela de 10 % y una vida del proyecto de 5 años.

Si $EA \geq 0$, \rightarrow Seleccionar la alternativa de mayor inversión (proyecto rentable)

Si $EA < 0$, \rightarrow Seleccionar la alternativa de menor inversión

$$EA(10\%) = -28.453,00 \times (R / P_{10\%,5}) + 44.981.536,00 + 44.981.536,00 \times 0,05 \times (R / g_{10\%,5}).$$

$$EA(10\%) = 49.045.084,00Bs / año$$

Entonces la alternativa de invertir en el proyecto es una buena decisión, porque el proyecto es rentable a través del equivalente anual.

- Determinación del tiempo de pago del nuevo proyecto (TP).

El tiempo de pago es un modelo de evaluación que mide el tiempo, en años, requeridos para que los flujos monetarios netos recuperen la inversión inicial a una tasa mínima de rendimiento igual a cero, es decir, es determinar cuan rápido se recupera la inversión de capital y no en la cantidad de beneficios obtenidos.



Desde el punto de vista del tiempo de pago un proyecto de inversión es aceptable si la inversión inicial de capital se logra recuperar en un tiempo menor o igual a un valor límite establecido por los inversionistas denominado tiempo de pago crítico (TPC).

$$TP \leq TPC$$

Se determina un TP hasta que el valor de éste, de mayor o igual a cero, es decir el proyecto empieza a recibir ganancias a partir de este TP.

A continuación se realiza el cálculo del tiempo de pago con los siguientes valores:

TPC = 5 años

II = Inversión inicial = 10.531,00 Bs.

F = Flujo neto monetario = 54.432.000,00 Bs/año con una variación del 5% anual.

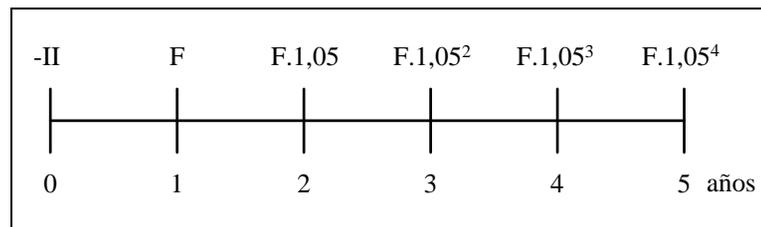


Figura 4.44. Escala de tiempo de pago.

Entonces:

$$TP_1 = -II + F = 54.421.469,00 \text{ Bs.}$$

Resumen:

En el primer año se paga la inversión inicial y se comienza a recibir ganancias. Entonces TP = 1 y TPC = 5, es decir, TP < TPC, por lo tanto el proyecto es rentable.



NOMENCLATURA

Variable	Descripción	Unidad
α	Aceleración angular	rad/s^2
h	Altura	m
h_1	Altura volumen 1	mm
h_2	Altura volumen 2	mm
$F_{m\acute{a}x}$	Ancho de cara de la rueda helicoidal.	mm
b_v	Ancho de viruta.	mm
a	Ancho.	mm
λ	Ángulo de avance	$^\circ$
φ	Ángulo de presión	$^\circ$
A_t	Área de esfuerzo a tensión en el tornillo.	mm^2
A_g	Área de garganta de la soldadura	mm^2
A_b	Área transversal del tornillo.	mm^2
A	Área.	m^2
P_{sf}	Avance o paso del tornillo sin fin	mm
b	Base.	mm
$\%I$	Bits de entrada	--
$\%M$	Bits de memoria	--
$\%Q$	Bits de salida	--
q	Carga	kg
F	Carga aplicada.	N
P	Carga dinámica equivalente	N
W_t	Carga distribuida sobre la paleta del plato giratorio.	$N.m$



C_0	Carga estática dinámica.	N
\bar{q}	Carga promedio.	Kg
W_{tg}	Carga tangencial	N
μ	Coefficiente de fricción.	--
\sqrt{a}	Constante de Neuber	$mm^{0.5}$
Km	Constante de rigidez del material	MN/m
V_1	Corte en el empotramiento	N
V	Corte máximo	N
ϕ_o	Deflexión angular	rad
Y_1	Deflexión en el empotramiento	m
$Y_{máx}$	Deflexión máxima	m
ρ	Densidad	Kg/m^3
Dc	Diámetro de cubo del disco de corte.	mm
d_g	Diámetro de primitivo de la rueda helicoidal.	mm
d_w	Diámetro de primitivo del tornillo sin fin.	mm
Dd	Diámetro del disco de corte.	mm
D_E	Diámetro del eje.	m
Dp	Diámetro del pistón.	mm
DM	Diámetro máximo de mazarota.	mm
Dm	Diámetro mínimo de mazarota.	mm
D	Diámetro.	m
C'	Distancia del eje neutro a la flexión.	m
H	Distancia del punto de corte hasta el empotramiento o eje	m
d	Distancia donde se va a distribuir la carga sobre la paleta.	m
C	Distancia entre centros tornillo sin fin.	$pulg$
L_{10}	Duración nominal, Millones de Revoluciones	--
EA	Equivalente anual	$Bs/año$
σ	Esfuerzo a la deflexión.	MPa



σ_{adm}	Esfuerzo admisible	<i>MPa</i>
σ_a	Esfuerzo alternante	<i>MPa</i>
τ_a	Esfuerzo de corte alternantes	<i>MPa</i>
τ	Esfuerzo de corte en la soldadura	<i>MPa</i>
τ_m	Esfuerzo de corte medios	<i>MPa</i>
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo máximo a la deflexión	<i>MPa</i>
σ_b	Esfuerzo máximo a la Tensión	<i>MPa</i>
σ_m	Esfuerzo medio	<i>MPa</i>
σ_{min}	Esfuerzo mínimo a la deflexión	<i>MPa</i>
σ_{corte}	Esfuerzo por corte	<i>MPa</i>
τ_R	Esfuerzo resultante en la soldadura	<i>MPa</i>
<i>Sut</i>	Esfuerzo último del material	<i>MPa</i>
<i>t</i>	Espesor de cuña	<i>m</i>
e_{dc}	Espesor del disco de corte.	<i>mm</i>
ρ'	Exponente de vida nominal	--
<i>Kc, Cc</i>	Factor de carga	--
<i>Kf</i>	Factor de concentración de esfuerzo	--
<i>Kt</i>	Factor de concentración de esfuerzo	--
<i>Cconf</i>	Factor de confiabilidad	--
C_m	Factor de corrección de la relación de transmisión.	--
C_b	Factor de rigidez de la unión.	--
<i>e</i>	Factor de rodamientos.	--
N'	Factor de seguridad industrial	--
C_v	Factor de seguridad.	--
<i>q</i>	Factor de sensibilidad	--
<i>Ka, Cs</i>	Factor de superficie	--
<i>Kb</i>	Factor de tamaño	--
<i>Kd, Ct</i>	Factor de temperatura	--



C_s	Factor del material.	--
$F_{cuña}$	Fuerza aplicada en la cuña.	N
F_m	Fuerza aplicada por el motor	N
F_{Axial}	Fuerza axial en el eje.	N
F_{cx}	Fuerza de Corte en la dirección X.	N
F_{cy}	Fuerza de Corte en la dirección Y.	N
V_{max}	Fuerza de corte máxima	N
F_C	Fuerza de corte.	N
W_f	Fuerza de fricción sobre la rueda helicoidal	N
R_x	Fuerza de Reacción en la dirección X	N
R_y	Fuerza de Reacción en la dirección Y	N
F_X	Fuerza en el eje X	N
F_Y	Fuerza en el eje Y	N
F_{RD}	Fuerza radial generada por la rueda en la sección D	N
F_{pn}	Fuerza sobre Pistón por efecto del Clamp	N
F_{tgD}	Fuerza tangencial generada por la rueda helicoidal	N
g	Gravedad	m/s^2
II	Inversión inicial	Bs.
S_{ys}	Límite de resistencia al corte	Pa
E	Límite elástico	MPa
l	Longitud	mm
l_C	Longitud de la cuña	m
L_m	Longitud de la mazarota	mm
L	Longitud de la paleta	m
l_t	Longitud de la rosca en la zona de sujeción	mm
l_r	Longitud de rosca	mm
L_o	Longitud del eje	m
L_{sf}	Longitud del tornillo sin fin	mm



l_v	Longitud del vástago	<i>mm</i>
M_p	Masa del pistón	<i>kg</i>
m_t	Masa del plato giratorio cargado con 4 pistones	<i>Kg</i>
$Y_{máx}$	Máxima deflexión de la paleta	<i>m</i>
E	Módulo de elasticidad.	<i>GPa</i>
G	Módulo de rigidez	<i>GPa</i>
S_i	Módulo de sección	<i>cm³</i>
M	Momento	<i>N.m</i>
I	Momento de inercia	<i>m⁴</i>
$I_{Soportes}$	Momento de inercia de los soportes	<i>Kg.m²</i>
I_{Eje}	Momento de inercia del eje	<i>Kg.m²</i>
I_{PG}	Momento de inercia del plato giratorio	<i>Kg.m²</i>
M_f	Momento flexionante	<i>N.m</i>
$M_{máx}$	Momento flexionante máximo	<i>N.m</i>
M_1	Momento generado en el empotramiento	<i>N.m</i>
M_0	Momento generado por la fuerza total en X	<i>N.m</i>
J	Momento polar de inercia	<i>m⁴</i>
M_t	Momento torsor de entrada al eje	<i>N.m</i>
M_T	Momento torsor en el eje	<i>N.m</i>
M_2	Momento torsor en el empotramiento del eje	<i>N.m</i>
$M_{t(PG)}$	Momento torsor en el plato giratorio	<i>N.m</i>
M_{total}	Momento total en el punto de corte	<i>N.m</i>
N_g	Número de dientes de la rueda helicoidal	--
Z	Número de dientes del disco de corte	--
N_w	Número de dientes del tornillo sin fin	--
T_g	Par torsor nominal de salida de la rueda helicoidal	<i>N.m</i>
P_d	Paso diametral	<i>pulg</i>
θ	Pendiente	<i>rad</i>



W_{eje}	Peso del eje	N
P_{motor}	Peso del motor	N
W_1	Peso del pistón	N
W_{plato}	Peso del plato	N
W_2	Peso del soporte	N
$\theta_{(t)}$	Posición angular	rad
P_{Acc}	Potencia de accionamiento del sistema de corte	kW
P_D	Potencia de diseño del sistema.	kW
P_N	Potencia nominal de salida del tornillo sin fin	kW
P_f	Potencia perdida por la fricción	kW
F_i	Precarga para conexiones reutilizables.	N
K	Presión específica de corte	Kg/mm^2
P_{man}	Presión manométrica	MPa
dc	Profundidad de corte.	mm
R_{AY}	Reacción en el apoyo A	N
R_{BY}	Reacción en el apoyo B	N
R_l	Reacción en el empotramiento	N
R_t	Relación de transmisión	--
K	Relé	--
Sn	Resistencia a la fatiga corregida de vida finita	MPa
Se	Resistencia a la fatiga de la muestra rotatoria	MPa
$Sé$	Resistencia a la fatiga del elemento mecánico	MPa
S_y	Resistencia a la fluencia	MPa
Sm	Resistencia estimada	MPa
S_u	Resistencia mínima a tensión	MPa
S_p	Resistencia mínima de prueba	MPa
S_{ut}	Resistencia última	MPa
N	Revoluciones por minuto	rpm



K_b	Rigidez del tornillo	MN/m
I_u	Segundo momento de área unitario	m^3
B	Sensores	--
T_e	Señal eléctrica de la celda galvánica	mV
TP	Tiempo de pago	$Bs/año$
TPC	Tiempo de pago crítico	$Bs/año$
w	Velocidad angular	rad/s
$w_{entrada}$	Velocidad angular de entrada	rpm
w_{salida}	Velocidad angular de salida	rpm
V_c	Velocidad de corte	m/s
V_{tg}	Velocidad tangencial	m/min
L_{10H}	Vida nominal, Horas de Funcionamiento	--
$V_{C/soporte}$	Volumen de cada soporte	m^3
V_{PG}	Volumen del plato giratorio	m^3



RECOMENDACIONES

Debido que la velocidad de corte actual en la sierra circular (41 m/s) no es la indicada, se recomienda aumentar dicha velocidad de giro de 1953 rpm hasta 2800 rpm para obtener una velocidad de 59 m/s , la cual está dentro del intervalo recomendado por los fabricantes.

Implementar el “encoder” de posicionamiento angular en el sistema del control es la solución más adecuada debido a su precisión, ya que este dispositivo convierte la posición mecánica en una señal eléctrica con tecnología de sensado optoelectrónica.

Debido a la rentabilidad del proyecto se recomienda a la empresa su implementación, ya que el tiempo de pago es a corto plazo y la inversión inicial se recupera en el primer año.

Se debe hacer mantenimiento de limpieza a la máquina después de cada jornada de trabajo, esto con el fin de evitar acumulaciones de viruta en las partes móviles de la máquina.



CONCLUSIONES

El rediseño del sistema de corte de mazarota central permitirá a la empresa aumentar la producción disminuyendo el reproceso por piezas dañadas en el corte, ya que está basado en un sistema mecánico automatizado.

Se observó que la velocidad de corte actual en la sierra circular utilizada por la empresa (41 m/s) no es la indicada, debido a que no se encuentra dentro del intervalo de velocidades que recomienda el catálogo de sierras Sandvik Steel (entre 50 m/s y 75 m/s).

El material seleccionado para el plato giratorio (*fundición Gris*) es adecuado, ya que resiste las cargas aplicadas y absorbe las vibraciones en el momento del corte de la mazarota central. La deflexión que existe en las paletas es muy pequeña y se puede despreciar. Además se verificó con el estudio por fatiga que éste elemento mecánico se encuentra en régimen de alto ciclaje (vida infinita).

El tornillo sin fin debe ser autobloqueante, ya que su ángulo de avance es menor a 6° . La potencia nominal del tornillo sin fin es mayor a la potencia de accionamiento del sistema $P_N > P_D$, lo cual indica que el sin fin es capaz de suministrar la potencia necesaria por el sistema de corte.

En este proyecto se propusieron dos sistemas de control. La segunda solución se basa en la implementación de un “encoder” absoluto de posicionamiento angular, en lugar de un sensor inductivo, siendo ésta la opción que garantiza mayor precisión en las paradas del plato giratorio en cada estación de corte, ya que tiene una alta precisión de sensado.

El proyecto es factible ya que presenta un aumento en la producción, lo que indica que su inversión se recupera a corto plazo.

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
COORDINACIÓN DE PROYECTO DE GRADO

SINOPSIS DEL PROYECTO DE GRADO

TITULO DEL TRABAJO: “REDISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE DE PISTONES EN UNA EMPRESA MANUFACTURERA”

SINOPSIS: En el presente trabajo especial de grado, se realizó el rediseño de un sistema de corte de pistones. El modelo de investigación utilizado para el rediseño se enfoca en un sistema automático bajo el principio del funcionamiento de un torno tipo revolver, cuya función es garantizar el posicionamiento en las estaciones de corte del plato giratorio. Este rediseño cuenta con un engranaje sin fin autobloqueante que transmitirá el movimiento al sistema rotativo. En el trabajo se proponen dos sistemas de control para garantizar precisión en las paradas del plato giratorio en cada estación de corte, el sistema emplea un control basado en lógica programada (PLC) para sincronizar la marcha y parada del motor con freno del plato giratorio y la sincronización de los demás elementos de control. Finalmente se determinó la factibilidad económica para la implementación del proyecto.

ESTUDIANTE

CEDULA DE IDENTIDAD	NOMBRE	FIRMA
<u>V-10.939.488</u>	<u>Zamora R. José L.</u>	_____
<u>V-09.673.364</u>	<u>Zambrano C. Oscar A.</u>	_____

JURADO

PROFESOR GUÍA	NOMBRE	FIRMA
_____	_____	_____
_____	_____	_____
_____	_____	_____