



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN
DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

AUTOR: DEFAS CÓNDOR LUIS HUMBERTO

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
MOLETEADORA PARA TUBERÍA DE SIETE OCTAVOS
HASTA DOS PULGADAS PARA LA EMPRESA INDIMA S.A.**

DIRECTOR: ING. ECHEVERRÍA, JAIME

CODIRECTOR: ING. CORTEZ, BYRON

SANGOLQUÍ

2015



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el trabajo de titulación, **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MOLETEADORA PARA TUBERÍA DE SIETE OCTAVOS HASTA DOS PULGADAS PARA LA EMPRESA INDIMA S.A"** realizado por el señor **LUIS HUMBERTO DEFAS CÓNDOR**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto nos permitimos acreditarlo y autorizarlo al **LUIS HUMBERTO DEFAS CÓNDOR** para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 17 de diciembre del 2015

Ing. Jaime Fernando Echeverría Y. MSc.
DIRECTOR

Ing. Byron Hernán Cortez P. MSc.
CODIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **LUIS HUMBERTO DEFAS CONDOR**, con cédula de identidad N° 171642880-8, declaro que este trabajo de titulación "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MOLETEADORA PARA TUBERÍA DE SIETE OCTAVOS HASTA DOS PULGADAS PARA LA EMPRESA INDIMA S.A**" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 17 de diciembre del 2015

Luis Humberto Defas Córdor

CI: 171642880-8



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Yo, **LUIS HUMBERTO DEFAS CONDOR**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MOLETEADORA PARA TUBERÍA DE SIETE OCTAVOS HASTA DOS PULGADAS PARA LA EMPRESA INDIMA S.A**" cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 17 de diciembre del 2015

A handwritten signature in blue ink, which appears to be 'Luis Humberto Defas Córdor', is written over a horizontal dashed line.

Luis Humberto Defas Córdor

CI: 171642880-8

DEDICATORIA

*A mis padres y hermanos por ser la fuerza que me impulsa seguir
luchando por mis objetivos cada día.*

*A mi tía Nancita, que a pesar de ya no estar físicamente conmigo, la
llevo siempre presente en mi corazón.*

Luis H. Defas C.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme el privilegio de haber nacido en una familia tan linda y amorosa.

A mi madre Marielita por ser el ángel de mi vida que Dios me regalo, gracias por darme y contagiarme de toda tu alegría y felicidad. TE AMO.

A mi padre Humberto por ser esa persona ejemplar y que con sus consejos me lleva y me alienta a ser una mejor persona cada día.

A mis hermanos Pablo, Michelle y Gary, por su cariño y comprensión, que a pesar de ser una persona fuerte de carácter, recuerden que siempre estaré ahí para apoyarles.

A mi mejor amiga y hermana Gaby, por brindarme todo su apoyo y hacerme partícipe de todas sus alegrías y locuras.

A Liss por ser la mujer que ilumina mis días con su amor sincero y ser el recuerdo más dulce de mi vida universitaria.

A mis amigos y compañeros de universidad, por compartir momentos buenos y malos, por tener siempre una palabra o gesto para alzarme el ánimo.

A la ESPE, por ser la institución que me acogió y me formó académicamente, otorgándome el conocimiento de grandes profesionales en diferentes áreas.

A mis Directores de Tesis Ing. Jaime Echeverría e Ing. Byron Cortez, muchas gracias por su apoyo técnico y por brindarme su conocimiento de manera tan dedicada.

A empresa Indima S.A y colaboradores, por darme la oportunidad de empezar mi vida profesional y enseñarme que existen empresas comprometidas con el desarrollo del país.

Luis H. Defas C.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	I
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	II
AUTORIZACIÓN	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XV
RESUMEN.....	XIX
GLOSARIO	XXI
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.3. OBJETIVOS.....	4
1.3.1 OBJETIVO GENERAL	4
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1.4 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	5
1.5 ALCANCE DEL PROYECTO	6
CAPÍTULO 2	7
MARCO TEÓRICO.....	7
2.1 GENERALIDADES DEL MOLETEADO.....	7
2.2 PARÁMETROS DEL MOLETEADO.....	7
2.2.1 Paso de moleta (p).....	8
2.2.2 Ángulo de perfil (α).....	10
2.2.3 Formas De Moleta Según la norma DIN 82.....	11
2.3 PROCESO DE MOLETEADO.....	12
2.3.1 Moleteado por deformación	12
2.3.1.1 Diámetro nominal (d_1).....	13
2.3.1.2 Diámetro de partida (d_2)	13
2.3.2 Moleteado por corte.....	14
2.4 MECANIZADO DE MOLETEADO	15

2.4.1	Torno	15
2.4.2	Moleteadora	17
CAPÍTULO 3		19
SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS		19
3.1	CONSIDERACIONES PARA ESTABLECER LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	19
3.2	LA CASA DE LA CALIDAD	19
3.2.1	VOZ DEL USUARIO	20
3.2.2	VOZ DEL INGENIERO	20
3.2.3	RESULTADO	21
3.2.4	CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD	22
3.3	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	22
3.4	ANÁLISIS FUNCIONAL	23
3.4.1	DETERMINACIÓN DE LAS FUNCIONES PRIMARIAS Y SECUNDARIAS	24
3.4.2	DETERMINACIÓN DE MÓDULOS	26
3.4.3	SOLUCIONES PARA CADA MÓDULOS	27
3.4.3.1	MÓDULO 1	27
3.4.3.2	MÓDULO 2	29
3.4.4	EVALUACIÓN Y SELECCIÓN PARA CADA MÓDULO	33
3.4.4.1	EVALUACIÓN Y SELECCIÓN PARA EL MÓDULO 1	33
3.4.4.2	EVALUACIÓN Y SELECCIÓN PARA EL MODULO 2	34
3.4.4.3	CONCLUSIÓN DE EVALUACIÓN	36
CAPÍTULO 4		37
DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS		37
4.1	SELECCIÓN DE PARÁMETROS	37
4.2	DISEÑO MECÁNICO	38
4.2.1	CÁLCULO DE ENGRANES	38
4.2.1.1	ANÁLISIS GEOMÉTRICO	42
4.2.1.2	CÁLCULO DE FUERZAS	51
4.2.1.3	CÁLCULO DE ESFUERZO POR FLEXIÓN	56
4.2.2	CÁLCULO DE EJES	67
4.2.2.1	DISEÑO DE EJE 1	67
4.2.2.2	DISEÑO DE EJE 2	73

4.2.2.3	DISEÑO DE EJE 3.....	78
4.2.3	CÁLCULO DE CHAVETAS	83
4.2.4	CÁLCULO DE RODAMIENTOS.....	86
4.2.5	CALCULO DE HUSILLO	93
4.2.6	HERRAMIENTA MOLETEADORA.....	99
4.2.7	DISEÑO DE PASADORES	99
4.2.8	SIMULACIÓN DE ELEMENTOS CRÍTICOS	102
4.2.8.1	EJE 3 – PIÑÓN 4	103
4.2.8.2	EJE 2 – PIÑÓN 3	105
4.2.8.3	EJE 1 – PIÑÓN 2	108
4.2.8.4	HUSILLO.....	110
4.2.8.5	ESTRUCTURA.....	112
4.3	DISEÑO ELÉCTRICO	115
	CAPÍTULO 5	116
	CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA	116
5.1	DOCUMENTACIÓN PARA LA MANUFACTURA	116
5.2	PROCESOS DE MANUFACTURA EMPLEADOS EN CADA ELEMENTO FABRICADO.....	116
5.2.1	EJES DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES	116
5.2.2	ENGRANES DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES	117
5.2.3	ENSAMBLE DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES	118
5.2.4	EJE PRINCIPAL DEL MANDRIL Y EJES DE SOPORTE.....	119
5.2.5	ENSAMBLE DEL MANDRIL.....	119
5.2.6	HERRAMIENTA MOLETEADORA.....	120
5.2.7	PALANCA MOVILIZADORA Y BOCINES/ANILLOS	120
5.2.8	ESTRUCTURA DE SOPORTE.	121
5.2.9	INSTALACIÓN ELÉCTRICA	122
5.3	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	123
5.3.1	TOMA DE DATOS PARA LAS PRUEBAS	123
5.3.2	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	126
	CAPÍTULO 6	127
	ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	127
6.1	ANÁLISIS ECONÓMICO	127
6.1.1	COSTOS DIRECTOS	127

6.1.2 COSTOS INDIRECTOS.....	129
6.2 ANÁLISIS FINANCIERO.....	131
6.2.1 TASA MÍNIMA ACEPTABLE DE RENDIMIENTO	131
6.2.2 VALOR ACTUAL NETO (VAN).....	133
6.2.3 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)	133
6.2.4 FACTOR BENEFICIO COSTO (B/C)	133
CAPÍTULO 7	134
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	134
7.1 CONCLUSIONES	134
7.2 RECOMENDACIONES.....	136
BIBLIOGRAFÍA.....	137

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Instalaciones de INDIMA S.A	2
Figura 2. Productos fabricados por Indima S.A	3
Figura 3. Clientes de Indima S.A.....	3
Figura 4. Proceso de moleteado y piezas realizadas en un torno	7
Figura 5. Esquema de paso de moleta.....	8
Figura 6. Pasos Estándar de moletas	8
Figura 7. Esquema de moleteado tipo Circular pitch (TPI)	9
Figura 8. Esquema de moleteado tipo Diametral Pitch (DP)	9
Figura 9. Forma de moleteado según la DIN 82.....	11
Figura 10. Esquema de proceso de moleteado.....	12
Figura 11. Proceso de trabajo de moleteado en torno.....	15
Figura 12. Recomendaciones para moletear en torno.....	17
Figura 13. Máquina moleteadora	18
Figura 14. Casa de la calidad	21
Figura 15. Análisis funcional nivel 0	25
Figura 16. Análisis funcional nivel 1	25
Figura 17. Análisis funcional nivel 2	25
Figura 18. Determinación de módulos.....	26
Figura 19. Módulo 1	26
Figura 20. Módulo 2	26
Figura 21. Mandril autocentrantes de 3-mordazas ajuste con llave.....	28
Figura 22. Mandril autocentrante de 3-mordazas ajuste con volante	28
Figura 23. Contrapunto	29
Figura 24. Alternativas para el módulo 2.....	30
Figura 25. Carro principal.....	30
Figura 26. Roscadora con carro longitudinal	31
Figura 27. Motor rigid.....	31
Figura 28. Herramienta de moleteado para torno.....	32
Figura 29. Herramienta moleteadora manual.....	32
Figura 30. Esquema de la solución B de máquina moleteadora.....	36

Figura 31. Tipos de manubrios fabricados por INDIMA S.A	37
Figura 32. Rueda interior del mandril	38
Figura 33. Esquema de caja reductora de moleteadora	41
Figura 34. Características geométricas de engranes rectos.....	42
Figura 35. Fuerzas sobre un diente de engrane recto.....	51
Figura 36. Diagrama de fuerzas del primer escalón	51
Figura 37. Diagrama de fuerzas del segundo escalón	53
Figura 38. Diagrama de fuerzas del tercer escalón	54
Figura 39. Diagrama de fuerzas del cuarto escalón	55
Figura 40. Factor dinámico K_v en función de la velocidad en la línea de paso.....	58
Figura 41. Factor geométrico en engranes rectos.....	60
Figura 42. Factor de espesor del Aro	61
Figura 43. Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos.....	63
Figura 44. Factor de ciclos de esfuerzo	64
Figura 45. Esquema de elementos que conforman el eje 1.....	68
Figura 46. Diagrama de fuerzas del eje 1	68
Figura 47. Diagramas de fuerza contante y momento flector en plano X-Y del eje 1	69
Figura 48. Diagramas de fuerza contante y momento flector en plano X-Z del eje 1	69
Figura 49. Factor de tamaño de ejes.....	71
Figura 50. Esquema de elementos que conforman el eje 2.....	74
Figura 51. Diagrama de fuerzas del eje 2	74
Figura 52. Diagramas de fuerza contante y momento flector en plano X-Y del eje 2	75
Figura 53. Diagramas de fuerza contante y momento flector en plano X-Z del eje 2	75
Figura 54. Esquema de elementos que conforman el eje 3.....	78
Figura 55. Diagrama de fuerzas del eje 3	79

Figura 56. Diagramas de fuerza contante y momento flector en plano X-Y del eje 3	79
Figura 57. Diagramas de fuerza contante y momento flector en plano X-Z del eje 3	80
Figura 58. Esquema de eje 1 para la selección de rodamientos	87
Figura 59. Esquema de rodamiento SKF*6200	88
Figura 60 Esquema de eje 2 para la selección de rodamientos	89
Figura 61. Esquema de eje para la selección de rodamientos	91
Figura 62. Esquema de rodamiento SKF*6205	92
Figura 63. Simulación de husillo y componentes del mandril	93
Figura 64. Centro de masas de mandriles	94
Figura 65. Esquema de medidas del husillo.....	94
Figura 66. Diagrama de fuerzas del husillo	94
Figura 67. Diagrama de fuerza y momento flector en plano X-Y del husillo	95
Figura 68. Diagrama de fuerza y momento flector en plano X-Z del husillo	95
Figura 69. Diseño de herramienta moleteadora	99
Figura 70. Dimensiones de pasadores A Y B.....	100
Figura 71. Esquema de fuerzas en pasadores A, B Y C	100
Figura 72. Eje 3 - piñón4 simulado en CAD/CAE	103
Figura 73. Eje 3 - piñón 4 simulado en CAD/CAE	103
Figura 74. Eje 2-piñón3 simulado en CAD/CAE	105
Figura 75. Eje 2-piñón 3 simulado en CAD/CAE con fuerzas aplicadas.	106
Figura 76. Eje 1 – piñón 2 simulado en CAD/CAE	108
Figura 77. Eje 1 – piñón 2 simulado en CAD/CAE	108
Figura 78. Estructura de máquina moleteadora	112
Figura 79. Calculo de peso	113
Figura 80. Estructura simulado en CAD/CAE con fuerzas aplicadas.....	114
Figura 81. Esquema eléctrico de máquina moleteadora	115
Figura 82. Maquinado de ejes de transmisión.....	116
Figura 83. Diagrama de procesos de los ejes	117

Figura 84. Maquinado de engranes	117
Figura 85. Diagrama de procesos de los engranes	118
Figura 86. Ensamble de la caja reductora de velocidades	118
Figura 87. Eje principal y soportes del mandril	119
Figura 88. Ensamble de mandril posterior	119
Figura 89. Ensamble de mandril frontal.....	120
Figura 90. Herramienta moleteadora.....	120
Figura 91. Palanca movilizadora y bocines/anillos	121
Figura 92. Diagrama de procesos de la estructura de soporte	121
Figura 93. Estructura de soporte	122
Figura 94. Componentes eléctricos.....	122
Figura 95. Pruebas de potencia	124
Figura 96. Tubería para pruebas de diferentes diámetros	125
Figura 97. Tuberías moleteadas	126

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Conversión de paso de moletas de mm a CP y ángulo de perfil o flanco	10
Tabla 2. Conversión de paso de moletas de CP a mm y ángulo de perfil o flanco.	10
Tabla 3. Nomenclatura y denominación de moleteado según la DIN 82.....	11
Tabla 4. Cálculo de diámetro de partida (d2) según la forma de moleteado	14
Tabla 5. Parámetros para el proceso de moleteado según el tipo de material	16
Tabla 6. Especificaciones técnicas	23
Tabla 7. Simbología para la estructura funcional	24
Tabla 8. Alternativas para el módulo 1.	27
Tabla 9. Ponderación de criterios de selección para módulo 1.	33
Tabla 10. Evaluación de alternativas para módulo 1.	33
Tabla 11. Conclusiones para el módulo 1.....	34
Tabla 12. Ponderación de criterios de selección para módulo 2.	35
Tabla 13. Evaluación de alternativas para módulo 2.	35
Tabla 14. Conclusiones para el módulo 2.....	36
Tabla 15. Especificaciones del motor	38
Tabla 16. Módulos normalizados.....	39
Tabla 17. Número de dientes para evitar interferencia	40
Tabla 18. Número de dientes por escalón	41
Tabla 19. Relación de transmisión por escalón	42
Tabla 20. Resultados de fuerzas y torques en engranajes.	56
Tabla 21. Factor de sobrecarga (Ko)	57
Tabla 22. Factor de tamaño (Ks)	59
Tabla 23. Factor de distribución de carga (Kh)	59
Tabla 24. Propiedades mecánicas de acero AISI 4340.	62
Tabla 25. Vida de diseño recomendada	64
Tabla 26. Factor de confiabilidad.....	65

Tabla 27. Factor de confiabilidad aproximado	72
Tabla 28. Diseño de rigidez en eje 1	73
Tabla 29. Diseño de rigidez del eje 2	77
Tabla 30. Diseño de rigidez del eje 3	82
Tabla 31. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045	83
Tabla 32. Chavetas normalizadas	84
Tabla 33. Propiedades mecánicas de acero MECAPLUS 470	96
Tabla 34. Tabla de factores para cálculo de la resistencia a la fatiga.	98
Tabla 35. Características físicas del eje 3 - piñón 4.....	103
Tabla 36. Resultado del Estudio de Tensiones en eje 3 – piñón 4.....	104
Tabla 37. Resultado del Estudio de Desplazamientos en eje 3-piñón 4	104
Tabla 38. Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 3-piñón 4 .	105
Tabla 39. Características físicas del eje 2 – piñón 3.....	106
Tabla 40. Resultado del Estudio de Tensiones en eje 2-piñón 3	106
Tabla 41. Resultado del Estudio de Desplazamientos en eje 2-piñón 3	107
Tabla 42. Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 2-piñón 3 .	107
Tabla 43. Características físicas del eje 1 – piñón 2.....	108
Tabla 44. Resultado del estudio de tensiones en eje 1-piñón 2.....	109
Tabla 45. Resultado del estudio de desplazamientos en eje 1-piñón 2	109
Tabla 46. Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 1-piñón 2.	110
Tabla 47. Características físicas del Husillo	110
Tabla 48. Resultado del Estudio de Tensiones en husillo.....	111
Tabla 49. Resultado del Estudio de Desplazamientos en husillo.	111
Tabla 50. Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 3-piñón 4 .	112
Tabla 51. Características físicas de la estructura de máquina moleteadora.....	113
Tabla 52. Resultado del Estudio de Tensiones en eje 2-piñón 3	114
Tabla 53. Pruebas de arranque en vacío.....	124
Tabla 54. Pruebas de arranque en operación.....	124
Tabla 55. Tiempo de moleteado según el diámetro	125
Tabla 56. Costos de materiales directos.....	127
Tabla 57. Costos de mano de obra	128

Tabla 58. Total de costos directos	129
Tabla 59. Costos de materiales indirectos	129
Tabla 60. Costos de mano de obra indirecta	129
Tabla 61. Gastos de fabricación	130
Tabla 62. Total costos indirectos	130
Tabla 63. Costo total asumido por INDIMA	130
Tabla 64. Flujo de caja proyectado en meses y resultados.	132

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1. Memoria de cálculos

ANEXO 2. Diseño de ejes en CAD/CAE

ANEXO 3. Catálogo de materiales y accesorios

ANEXO 4. Planos constructivos y hojas de procesos

ANEXO 5. Plano eléctrico

ANEXO 6. Manual de operación y funcionamiento

ANEXO 7. Carta de aceptación de la empresa

RESUMEN

INDIMA al ser una empresa de fabricación de autopartes que ha incursionado en el mercado de timones de bicicletas y motocicletas, por lo que el presente proyecto tiene como finalidad diseñar y construir una máquina de moleteadora para tubería de siete octavos a dos pulgadas de tal manera que todo el proceso de maquinado se lleve a cabo en la empresa. Para iniciar el desarrollo se realizó un estudio de los tipos del proceso de moleteado existentes. Basándose en el estudio previo de los diferentes tipos de moleteados según la norma DIN 82, las recomendaciones de diseño y la experiencia del personal de INDIMA se establecieron los parámetros y características de máquina para satisfacer las necesidades del proceso. El diseño se efectuó considerando los parámetros óptimos, las recomendaciones y restricciones de los códigos aplicables ANSI/ASME B106.1M, DIN 82 y DIN 403 para engranes y moletas respectivamente, y los requerimientos de la empresa, además se utilizó herramientas CAD/CAE para el modelado y la simulación de las partes críticas de fallo. La construcción y ensamble se realizó mediante los planos detallados en el diseño y con partes de máquinas de segunda mano previamente adquiridas a fin de reducir costos. Posteriormente se realizaron pruebas de funcionamiento para verificar y asegurar el correcto desempeño de la máquina tanto en la parte mecánica y eléctrica. Por último, se realizó un análisis económico financiero para determinar la rentabilidad de la máquina y el beneficio que proporcionará a la empresa.

PALABRAS CLAVE

- MÁQUINA MOLETEADORA
- MOLETAS
- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINA
- CAJA REDUCTORA

ABSTRACT

INDIMA is a factory that manufactures auto parts, it has entered in the market of handlebars of bicycles and motorcycles for this reason, the target of this project is the designing and building of a Knurling Machine for three-eighths to two inches pipelines in order that the factory can carry out the complete machining process. To start with the development of this project, a study about the kinds of knurling process that there are in the market was made. Based on a previous study of the different kinds of knurls according with the DIN 82 norm, plus the recommendations of design and the experience of INDIMA staff, parameters and characteristics of the machine were established to satisfy the necessities of the process. The design was made considering perfect parameters, recommendations, factory requirements and restrictions of the codes: ANSI/ASME B106.1M, DIN 82 and DIN 403 to gears and Knurling wheels respectively. Also, CAD/CAE tools were used for the modeling and simulation of the weak parts. The construction and assembly were made with the detailed plans of the design and using the second-hand machinery that was acquired previously in order to reduce costs. Subsequently, it was made operating tests to verify the right performance of the machine; mechanical and electrical aspects. Finally, it was made an economic analysis to determinate the profitability of the machine and the benefit that will provide to the factory.

KEYWORDS

- KNURLING MACHINE
- KNURLING WHEELS
- MACHINE ELEMENTS IN MECHANICAL DESING
- GEARBOX

GLOSARIO

CAD: Computer-Aided- Design

CAE: Computer Aided Engineering

DIN: Deutsches Institut für Normung

CNC: Control Numérico Computarizado

ASME: American Society of Mechanical Engineers

ASTM: Association for Testing Materials.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

Actualmente INDIMA, empresa de autopartes, ha incursionado en la fabricación de manubrios para bicicletas y motocicletas, sin embargo no cuenta con maquinaria útil para dar el acabado final, por lo que en el afán de mejorar sus procesos ha visto la oportunidad de reducir costos y tiempo de producción a través del desarrollo del presente proyecto, el cual tiene como objetivo diseñar una máquina que sea capaz realizar el proceso de moleteado.

El moleteado es un proceso básico y fácil de realizarlo mediante la utilización de un torno manual o un torno CNC, los cuales podrían sustituir a la máquina a diseñar y construir, pero debido a las grandes dimensiones, alta velocidad de giro y su costo no es una opción por el momento. Cabe destacar que un torno tiene complementos adicionales complejos excelentes para realizar piezas complejas pero su calibración se torna un tiempo de espera, además que necesita de personal calificado para su operación.

INDIMA S.A nace en 1990 en la ciudad de Quito-Ecuador con el objetivo de satisfacer una demanda en el mercado de autopartes nacionales e internacionales, para equipo original (ensambladoras). Las autopartes son fabricadas de acuerdo a los requerimientos técnicos de diseño, usando materiales locales e importados que cumplen las especificaciones requeridas y son homologados por las marcas dueñas de su desarrollo.



Figura 1. Instalaciones de INDIMA S.A

En el año 1999 se inicia con la comercialización de sistemas de escape para el mercado de reposición ecuatoriano a través de su cadena de comercialización Tecnoescape, la misma que tiene presencia a nivel nacional.

Indima tiene un acuerdo de Asistencia Técnica con Sejong Industrial Co., Ltd. (Corea) desde julio del 2009. Sejong Industrial Co., Ltd. es diseñador y fabricante de sistemas de escape para Kia y Hyundai Motor Company, con un volumen anual de 1'000.000 sistemas de escape.

Entre los productos que fabrica la empresa Indima S.A están:

- Sistema de escape
- Rollbar
- Protectores de Carter
- Barras de tiro
- Parrilla para motos
- Cuadros de Bicicleta
- Montacargas
- Movigas
- Manubrios de bicicleta y motocicleta
- Base para cocina de inducción



Figura 2. Productos fabricados por Indima S.A
Fuente: (INDIMA S.A, 2014)

Los principales clientes de Indima S.A son: GM-OBB, Maresa ensambladora, Aymesa, Ciauto, Kywi, Metaltronic, Casabaca, Elasto, Ecobike, Cardepot, Preindec, Mareauto y Assemblymotos S.A



Figura 3. Clientes de Indima S.A
Fuente: (INDIMA S.A, 2014)

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Indima S.A. preocupada por la mejora continua y el cambio de matriz productiva impulsada por el gobierno, ha incursionado en la fabricación de manubrios para motocicletas y bicicletas, sin embargo no cuenta con maquinaria útil para dar el acabado final a la tubería, por lo que tiene la

necesidad de subcontratar el servicio de moleteado, por tal motivo Indima busca reducir los costos y mejorar el tiempo de sus procesos de producción mediante el diseño y construcción de una máquina moleteadora que será utilizada para el dar el acabado a los diferentes manubrios de diámetro de 7/8” a 2” fabricados por la empresa.

En el mercado no existen empresas que se dediquen exclusivamente a la construcción de maquinaria para moletear tubería, no obstante existen equipos como el torno paralelo que cumplirían la misma función pero que resulta muy costoso y no justificaría su adquisición.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir una máquina moleteadora para tubería de siete octavos hasta dos pulgadas para la empresa Indima S.A.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar una descripción de los diferentes moleteados que se pueden efectuar de acuerdo a la norma DIN 82.
- Analizar los parámetros y requerimientos del proceso de moleteado.
- Desarrollar el diseño, el modelado mecánico de los elementos de máquina a ser fabricados y la selección componentes en base a los parámetros y normas.
- Construir las partes diseñadas conforme al diseño mecánico.
- Realizar las pruebas de funcionamiento de la máquina moleteadora para los diferentes tipos de manubrios fabricados en INDIMA S.A
- Elaborar el manual de operación y funcionamiento de la máquina moleteadora.

1.4 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

En la actualidad Indima S.A contrata el servicio de moleteado a empresas externas que resulta costoso, por lo que la empresa ha considerado necesario el diseño de una máquina herramienta que realice el proceso de moleteado.

Este proyecto es rentable, dado que ayudará a mejorar los tiempos de producción suprimiendo los costos y tiempos de embarque, además del transporte que conlleva la subcontratación.

Este proyecto abarca diversas áreas de la Ingeniería Mecánica, principalmente se centra en el área del Diseño de Elementos de Máquinas, conocimientos con lo que se realizará el diseño de la caja reductora de velocidad, selección de los rodamientos y flechas, se aplicará conocimientos de Procesos de Manufactura I para determinar la velocidad de corte en los diferentes tipos de moleteado y así determinar la velocidad de giro del mandril, además se aplicarán conocimientos de Instrumentación para la fabricación de la caja de mando.

La simulación computarizada es un método de comprobación del diseño que se aproximan a la realidad siempre y cuando se especifiquen los parámetros adecuados, por lo que para el diseño se utilizarán herramientas CAD/CAE para el modelado y la simulación de las partes críticas o de posible fallo para un análisis detallado.

Usando todos estos conocimientos, el proyecto permite afianzar y desarrollar los conocimientos de ingeniería mecánica aprendidos a lo largo de la carrera, a la vez que desarrolla y potencia áreas innovadoras en las que el ingeniero mecánico tiene gran campo de aplicación.

1.5 ALCANCE DEL PROYECTO

El proyecto comprende lo siguiente:

- Selección de parámetros adecuados para el proceso de moleteado.
- Cálculo y modelación de componentes de máquina.
- Verificación de los elementos críticos o de posible fallo mediante un software de simulación.
- Selección de componentes de catálogo de la máquina moleteadora.
- Diseño de los soportes del equipo.
- Elaboración de los planos de construcción y diagramas de proceso.
- Realización de planos eléctricos
- Elaboración del manual de operación y funcionamiento.
- Análisis de económico y financiero

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 GENERALIDADES DEL MOLETEADO

El proceso de moleteado tiene como finalidad facilitar el agarre manual o mecánico de piezas cilíndricas por medio de las estrías que produce la moleta. El moleteado es un proceso de mecanizado que puede ser realizado por deformación o por corte, la generación de las estrías se debe a unas ruedas denominadas moletas, la cual esta estriada y por presión tangencial impregna o retira el material según la forma del modelo de la moleta.

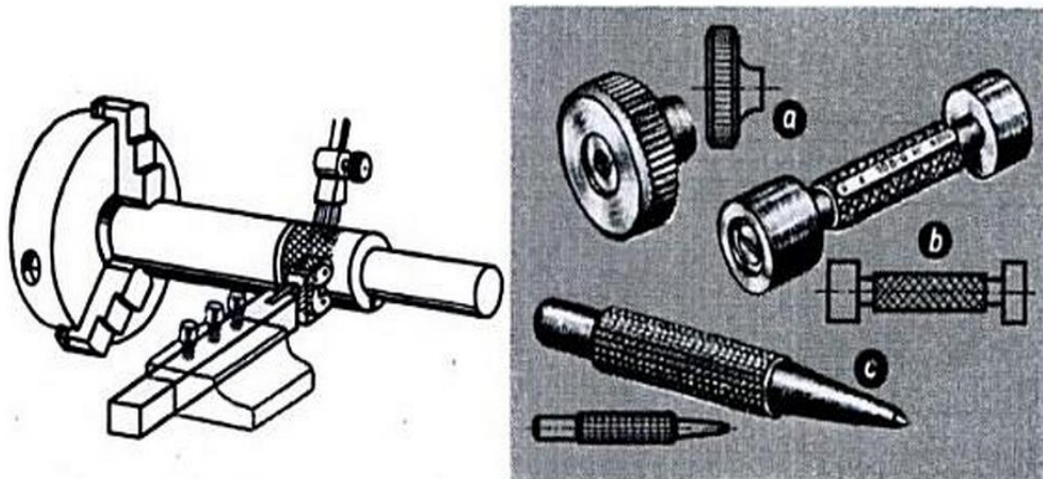


Figura 4. Proceso de moleteado y piezas realizadas en un torno
Fuente: (Bartsch, Alrededor del torno, 1981)

2.2 PARÁMETROS DEL MOLETEADO

Entre los parámetros principales para el proceso de moleteado se encuentra los siguientes:

- Paso de moleta
- Angulo de perfil
- Formas de moleta

2.2.1 Paso de moleta (p).

Es la distancia de medida de punta a punta entre dientes del moleteado. Estas distancias están normalizadas en la DIN 403, donde los pasos principales varían en las siguientes medidas, $p = 0.5 / 0.6 / 0.8 / 1.0 / 1.2 / 1.6$ mm. (Piñeiro, 2000)

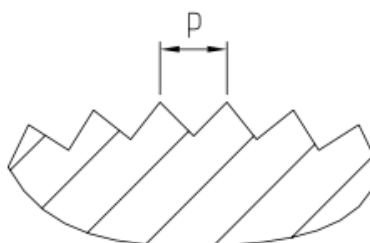


Figura 5. Esquema de paso de moleta
Fuente: (ZEUS, 2013)

Además de la DIN 403, existen otros tipos de pasos de moleteados con norma americanas, donde el paso moleta en conjunto con el ángulo de perfil son los parámetros principales.

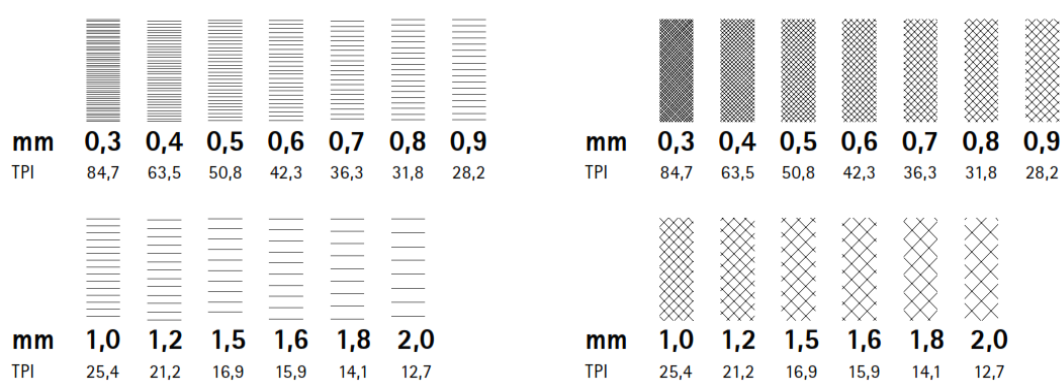


Figura 6. Pasos Estándar de moletas
Fuente: (ZEUS, 2013)

- **Moleteado tipo Circular Pitch - CP (Teeth per inch - TPI)**

La característica de esta norma es que indica la cantidad de dientes en un recorrido en 1 pulgada y donde el ángulo de perfil puede estar en ángulos de 70° a 90°.

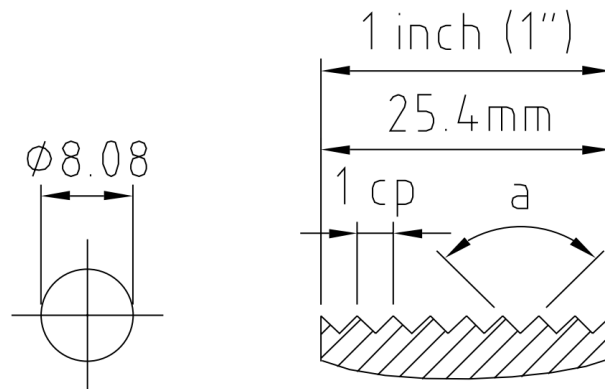


Figura 7.Esquema de moletado tipo Circular pitch (TPI)
Fuente: (ZEUS, 2013)

- **Moleteado tipo Diametral Pitch – DP**

Al contrario del tipo Circular Pitch, la característica de esta norma es que indica la cantidad de dientes en el perímetro de la circunferencia con un diámetro de 1 pulgada y donde el ángulo de perfil esta dado con 80°.

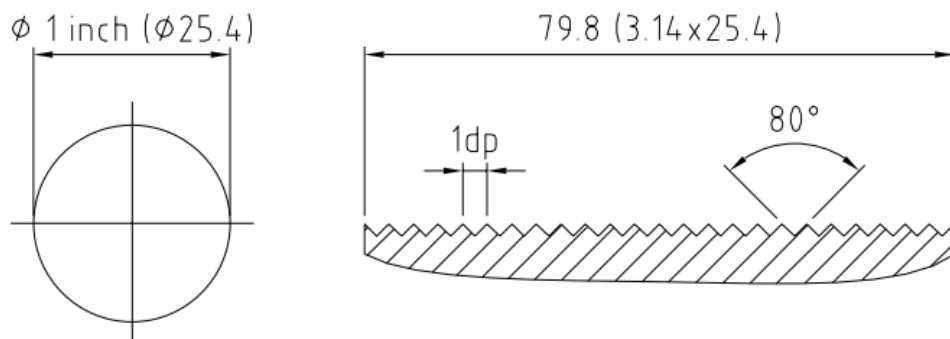


Figura 8.Esquema de moletado tipo Diametral Pitch (DP)
Fuente: (ZEUS, 2013)

2.2.2 Ángulo de perfil (α).

Es el ángulo que forma los flancos entre los dientes. El valor normalizado es de 90° , pero también existen ángulos de 70° y 80° como en los moleteados normalizados tipos DP y CP.

Tabla 1.

Conversión de paso de moletas de mm a CP y ángulo de perfil o flanco

Paso (mm)	Ángulo de flanco	CP (TPI) Circular Pitch (Teeth Per Inch)*
0,3	90°	85
0,4	90°	64
0,5	90°	51
0,6	90°	42
0,7	90°	36
0,8	90°	32
0,9	90°	28
1,0	90°	25
1,2	90°	21
1,5	90°	17
1,6	90°	16
1,8	90°	14
2,0	90°	13

Fuente: (ZEUS, 2013)

Tabla 2.

Conversión de paso de moletas de CP a mm y ángulo de perfil o flanco.

CP (TPI) Circular Pitch (Teeth Per Inch)	Ángulo de flanco	Paso (mm)**
cp8	90°	3,18
cp10	90°	2,54
cp12	90°	2,11
cp14	90°	1,81
cp16	90°	1,59
cp18	90°	1,41
cp19	90°	1,34
cp20	90°	1,27
cp21	90°	1,21
cp24	90°	1,06
cp25	90°	1,02
cp29	90°	0,88
cp30	90°	0,85
cp32	90°	0,79
cp33	90°	0,77
cp35	$70^\circ/90^\circ$	0,73
cp40	$70^\circ/90^\circ$	0,64
cp41	90°	0,62
cp47	90°	0,54
cp50	70°	0,51
cp60	70°	0,42
cp70	70°	0,36
cp80	70°	0,32
cp90	70°	0,28
cp100	70°	0,25
dp64	80°	1,25
dp96	80°	0,83
dp128	80°	0,62
dp160	80°	0,50

Fuente: (ZEUS, 2013)

2.2.3 Formas De Moleta Según la norma DIN 82.

Los diferentes formas de moleteado están reguladas de acuerdo a la norma DIN 82, donde en la tabla 3 se observa su nomenclatura y denominación y en la figura 9 se puede ver su forma.

Tabla 3.

Nomenclatura y denominación de moleteado según la DIN 82

NOMENCLATURA	DENOMINACIÓN
RAA	Moletaado con estrías paralelas de eje
RBL	Moletaado a izquierda
RBR	Moletaado a derecha
RGE	Moletaado en X puntas elevadas
RGV	Moletaado en X puntas profundas
RKE	Moletaado en cruz puntas elevadas
RKV	Moletaado en cruz puntas profundas

Fuente: (DIN 82 Kordelteilungen., 1971)

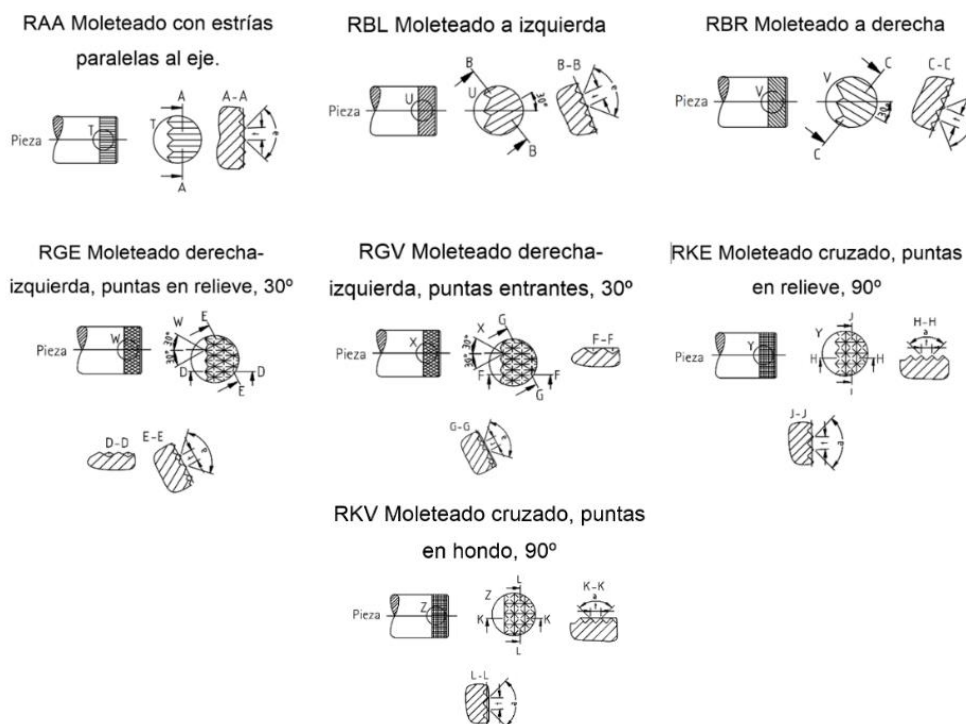


Figura 9. Forma de moleteado según la DIN 82

Fuente: (DIN 82 Kordelteilungen., 1971)

2.3 PROCESO DE MOLETEADO.

En la operación del moleteado existen dos tipos de procesos que son:

- Moleteado por deformación
- Moleteado por corte.

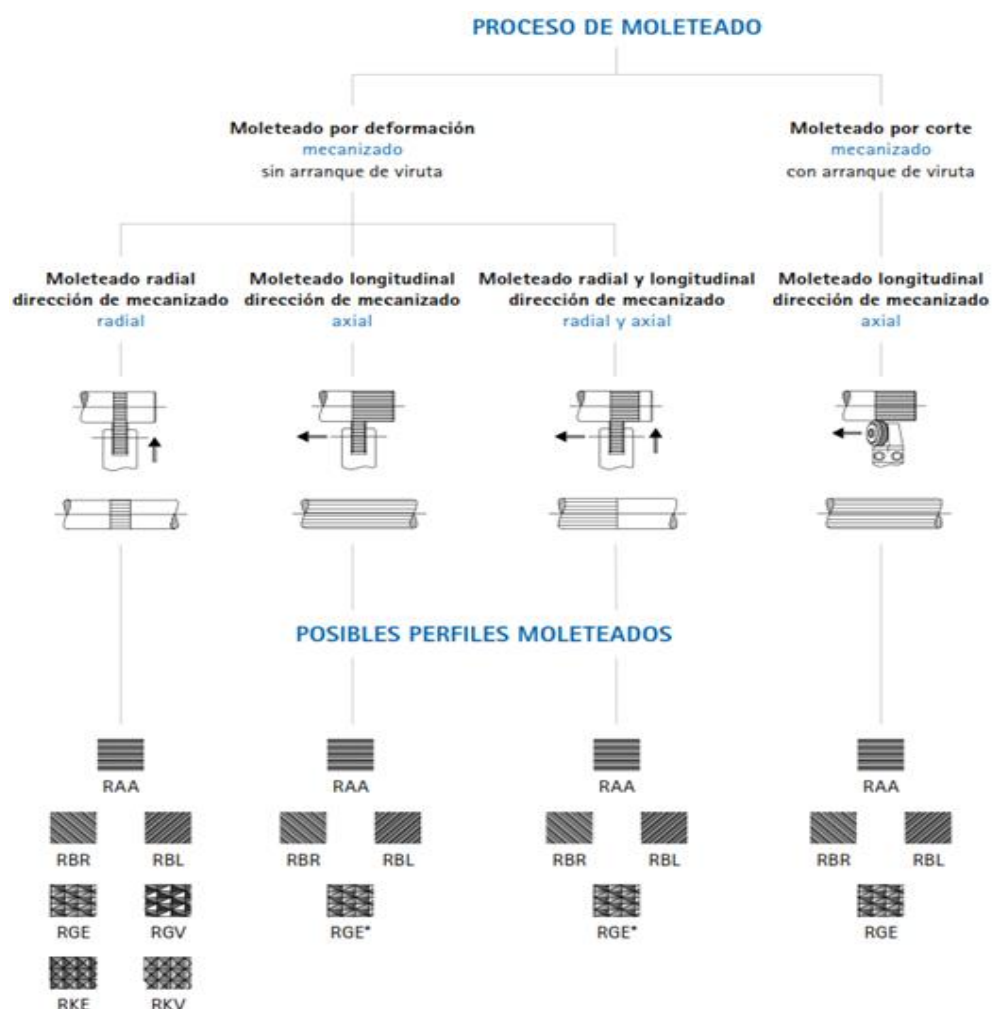


Figura 10. Esquema de proceso de moleteado
Fuente: (ZEUS, 2013)

2.3.1 Moleteado por deformación

Es el proceso de moleteado donde no existe arranque de viruta, y la deformación se lo hace en frío, provocando que el diámetro exterior aumente al momento de realizar el moleteado.

Entre las principales características del moleteado por deformación tenemos las siguientes:

- Mecanizado de materiales conformables en frío.
- Pueden fabricarse todos los moleteados por deformación y perfiles moleteados.
- Apto para moleteados frontales e interiores.
- Moleteados hasta el tope.
- La herramienta puede colocarse en cualquier punto de la pieza.
- La superficie se densifica.
- Carga más alta de la máquina que con el moleteado por corte.
- Existe restricción en diámetros pequeños
- Muy fácil manejo de herramientas.

Las dimensiones fundamentales que se debe tener en cuenta debido al aumento del diámetro después del conformado son las siguientes:

2.3.1.1 Diámetro nominal (d_1)

Es el diámetro que corresponde a la dimensión resultante después del proceso de moleteado.

2.3.1.2. Diámetro de partida (d_2)

Es el diámetro que tiene la pieza cilíndrica antes de proceso de moleteado. Como el moleteado origina un desplazamiento de material, el diámetro de partida es menor que el diámetro nominal. Para el cálculo del diámetro de partida se puede utilizar la tabla 4.

Tabla 4.

Cálculo de diámetro de partida (d2) según la forma de moleteado

Forma de moleteado	Diámetro de partida d2=
RAA Moleteado con estrías paralelas de eje	$d1 - 0.5t$
RBL Moleteado a izquierda	
RBR Moleteado a derecha	
RGE Moleteado en X puntas elevadas	$d1 - 0.67t$
RGV Moleteado en X puntas profundas	$d1 - 0.33t$
RKE Moleteado en cruz puntas elevadas	$d1 - 0.67t$
RKV Moleteado en cruz puntas profundas	$d1 - 0.33t$

Fuente: (DIN 82 Kordelteilungen., 1971)**2.3.2 Moleteado por corte.**

Es el proceso de moleteado que en este caso si existe arranque de viruta, donde por el desplazamiento de las moletas el material se comienza a desgastar. Entre los beneficios que tiene este moleteado es su facilidad de trabajar con materiales finos o blandos dejando un moleteado de alta presión y excelente acabado superficial. Entre las principales características del moleteado por corte tenemos las siguientes:

- Variedad de materiales a mecanizar.
- Facilidad de moleteado en diámetros pequeños.
- Excelente acabado superficial y alta precisión.
- Solo pueden mecanizarse piezas cilíndricas en dirección axial de mecanizado.
- No existe modificación de diámetro exterior.
- Poca compresión superficial.
- Carga más baja de la máquina que con el moleteado por deformación.
- Presión mínima sobre pieza y máquina.
- Requiere ajuste adecuado de la herramienta y ajuste de presión.
- Requiere preparación precisa de la pieza.

2.4 MECANIZADO DE MOLETEADO

Las máquina herramientas han sido las facilitadoras para un sin número de procesos mecánicos, y en el proceso de moleteado no es la excepción.

Entre las máquinas que pueden realizar este proceso de moleteado se encuentra el torno y la moleteadora.

2.4.1 Torno

El torno es la máquina herramienta más usada en los procesos de remoción y acabado de piezas cilíndricas. Actualmente existe una gran variedad de tornos, pero entre los principales está el torno paralelo y los tornos controlados por computadora (CNC).

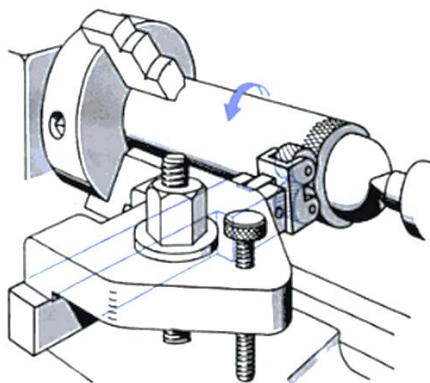


Figura 11.Proceso de trabajo de moleteado en torno
Fuente: (Gerling, 1997)

Para el proceso de moleteado en los tornos convencionales existen normas básicas para desarrollo del proceso:

- Las velocidades periféricas de la pieza debe ser de igual a la velocidad de corte para desbastar, en la tabla 5 se puede observar las diferentes variables que influye en el proceso de moleteado como el material, diámetro de pieza, diámetro de moleta, etc.

Tabla 5.

Parámetros para el proceso de moleteado según el tipo de material

Material	Ø de pieza	Ø de moleta [mm]	Vc [m/min]		f [mm/U]					
					Radial		Axial			
			de	hasta	de	hasta	Paso			
						> 0,3 < 0,5	> 0,5 < 1,0	> 1,0 < 1,5	> 1,5 < 2,0	
Acero de corte fácil	< 10	10 / 15	40	70	0,04	0,08	0,14	0,09	0,06	0,05
	10 - 40	15 / 25	50	90	0,05	0,10	0,20	0,13	0,10	0,07
	40 - 100	25 / 32 / 42	65	110	0,05	0,10	0,25	0,18	0,12	0,08
	100 - 250	25 / 32 / 42	65	110	0,05	0,10	0,30	0,20	0,13	0,09
	> 250	32 / 42	80	100	0,05	0,10	0,32	0,21	0,14	0,10
Acero inoxidable	< 10	10 / 15	22	40	0,04	0,08	0,12	0,08	0,05	0,04
	10 - 40	15 / 25	30	50	0,05	0,10	0,17	0,11	0,09	0,06
	40 - 100	25 / 32 / 42	35	60	0,05	0,10	0,21	0,15	0,10	0,07
	100 - 250	25 / 32 / 42	35	60	0,05	0,10	0,26	0,17	0,11	0,08
	> 250	32 / 42	45	55	0,05	0,10	0,27	0,18	0,12	0,09
Latón	< 10	10 / 15	55	100	0,04	0,08	0,15	0,09	0,06	0,05
	10 - 40	15 / 25	70	125	0,05	0,10	0,21	0,14	0,11	0,07
	40 - 100	25 / 32 / 42	90	155	0,05	0,10	0,26	0,19	0,13	0,08
	100 - 250	25 / 32 / 42	90	155	0,05	0,10	0,32	0,21	0,14	0,09
	> 250	32 / 42	115	140	0,05	0,10	0,34	0,22	0,15	0,11
Aluminio	< 10	10 / 15	70	120	0,04	0,08	0,18	0,11	0,08	0,06
	10 - 40	15 / 25	80	150	0,05	0,10	0,25	0,16	0,13	0,09
	40 - 100	25 / 32 / 42	110	160	0,05	0,10	0,31	0,23	0,15	0,10
	100 - 250	25 / 32 / 42	110	160	0,05	0,10	0,38	0,25	0,16	0,11
	> 250	32 / 42	130	150	0,05	0,10	0,40	0,26	0,18	0,13

Fuente: (ZEUS, 2013)

- Al momento de iniciar el moleteado es necesario apretar la herramienta contra la pieza para obtener la profundidad adecuada.
- Para el moleteado de diámetros pequeños se requiere de un soporte (luneta fija) para impedir la flexión de la pieza, figura 12 detalle B.
- Cuando el proceso se realiza en un plato del torno o mandril, el moleteado debe ser ejecutado lo más cerca posible del mandril, figura 12 detalle D y E.
- Las estrías de las moletas debe ser limpiadas frecuentemente con un cepillo de alambre para evitar que las piezas cilíndricas estén fuera de especificaciones.
- No olvidarse el uso de refrigerante al momento de realizar el proceso de moleteado, cuando este sea un proceso por corte.

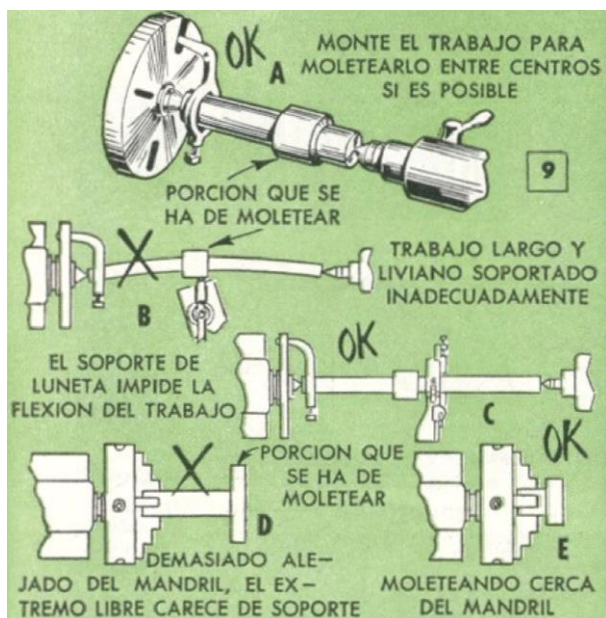


Figura 12. Recomendaciones para moletear en torno
Fuente: (Haan, 1952)

2.4.2 Moleteadora

La moleteadora es una máquina herramienta muy parecida al torno paralelo pero enfocada solamente al proceso de moleteado y no disponible en el mercado ecuatoriano.

En la recolección de información sobre máquinas moleteadora se pudo encontrar que existía una máquina moleteadora neumática con las siguientes características:

- Diámetro máximo: 38.1mm
- Longitud máximo de moleteado : 380mm
- Controlado por un PLC
- Puede ajustar 2 estaciones de procesos



Figura 13. Máquina moleteadora
Fuente: (LIKEST CisFun Technology Corp., s.f.)

CAPÍTULO 3

SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.1 CONSIDERACIONES PARA ESTABLECER LAS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

INDIMA S.A en su afán de mejora, ha visto la necesidad de implementar en sus procesos una máquina moleteadora, cuyo diseño sea seguro, confiable y que satisfaga los requerimientos del departamento de ingeniería de la empresa.

Para establecer las especificaciones que deberá cumplir la máquina, se realizará un análisis de las principales características que demandan los usuarios, de modo que se obtenga un diseño que cumpla con los estándares de calidad.

3.2 LA CASA DE LA CALIDAD

La casa de la calidad es parte del desarrollo de la función de calidad, esta herramienta permite determinar las demandas de los usuarios para luego traducirlos a requerimientos técnicos mediante la incorporación de matrices que facilitan la identificación de las prioridades y preferencias del usuario para responder de forma práctica y técnica a dichas demandas.

Para elaborar la casa de la calidad es necesario ejecutar 6 pasos:

1. Voz del usuario: Describir las demandas (requerimientos y deseos) de los usuarios.
2. Análisis de competitividad: Describir, según el usuario, el grado de satisfacción que proporcionan los productos o servicios de la empresa respecto a los de la competencia.

3. Voz del ingeniero: Describir los requerimientos técnicos que deberán articularse para satisfacer las necesidades de los usuarios.
4. Correlaciones: Establecer las correlaciones entre la voz de los usuarios y la voz del ingeniero.
5. Comparación técnica: Comparar el producto de la empresa con los de la competencia.
6. Compromisos técnicos: Establecer los compromisos técnicos potenciales entre las diferentes características técnicas del producto.
(Riba, 2002)

3.2.1 VOZ DEL USUARIO

De acuerdo a los requerimientos del Departamento de Ingeniería y Producción de la empresa Indima S.A las características más importantes de la máquina son las siguientes:

1. Tubería de diferentes diámetros.
2. Bajo costo.
3. Bajas revoluciones.
4. Que sea fácil de operar.
5. Cumpla con el tipo de moleteado.
6. De fácil mantenimiento.

3.2.2 VOZ DEL INGENIERO

Una vez establecidos los requerimientos del usuario, se procede a traducirlos en características técnicas:

1. Tipo de sujeción de pieza a moletear
2. Potencia
3. Velocidad de moleteado
4. Herramienta de moleteado
5. Forma de moleteado

- En la evaluación del usuario (columna A) y el análisis de la competencia de la propia empresa se calificó con un valor de 1, debido a que INDIMA nunca antes ha realizado el diseño y construcción de una máquina moleteadora.
- La evaluación de las competencias se realizó tomando como referencia a un torno y una máquina moleteadora de origen taiwanés.
- El desarrollo de la casa de la calidad se realizó en base al procedimiento descrito en el libro diseño concurrente de Carles Riba.

3.2.4 CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD

Una vez concluida la casa de la calidad, esta nos ayudará a determinar las características técnicas principales que son las siguientes:

- ***Tipo de sujeción de pieza a moletear.***- El diseño debe contar un sistema de fijación entre máquina y pieza, el cual debe ser fácil y rápido.
- ***Potencia.***- Debe tener una potencia necesaria para proceder a moletear y la máquina no pare durante el proceso.
- ***Velocidad de moleteado.***- La velocidad de moleteado debe ser la adecuada para garantizar la correcta forma de moleteado
- ***Herramienta de moleteado.***- La herramienta de moleteado debe ser fácil manejo y calibración para los diferentes diámetros.

3.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Obtenidos los resultados de la casa de la calidad, en la siguiente tabla se establecerán las especificaciones técnicas de la máquina moleteadora.

Tabla 6.**Especificaciones técnicas**

Empresa / Cliente:		Producto		Fecha inicial: 19/02/2015
INDIMA S.A		Máquina Moleteadora		Última revisión:
Diseñador / Diseñadores				página 1/1
*Luis Defas				
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	19-02-15	C+D	R	Moletear tubos de 7/8 a 2"
	20-02-15	C	R	Moleteado paralelo
Dimensiones	21-02-15	C	R	Sección de 8mm de moleteado
	22-02-15	D	D	Largo: 1200mm
	23-02-15	D	D	Ancho= 500 mm
	24-02-15	D	D	Alto = 1500 mm
	25-02-15	C+D	R	Tubería de 7/8" a 2"
Movimientos	26-02-15	D	R	Posicionamiento longitudinal
	27-02-15	C+D	D	Velocidad de rotación menores a 50 rpm
Energía	28-02-15	C	R	Eléctrica
Materiales	01-03-15	C	R	Tubería acero negro
Señales de control	02-03-15	C+D	R	Pedal de accionamiento
	03-03-15	C+D	D	Panel de control
Fabricación y montaje	04-03-15	C	R	Aprovechamiento de máquina roscadora
	05-03-15	C+D	R	Montaje y pruebas de funcionamiento
Mantenimiento	06-03-15	D	D	Cada 3 meses
Seguridad y ergonomía	07-03-15	D	D	Altura adecuada
	08-03-15	D	R	Operación fácil y rápida
Propone: C= Cliente; I= Ingeniería; R/D: R= Requerimiento; D=Deseo; MR= Modificación requerimiento; NR= Nuevo requerimiento				

3.4 ANÁLISIS FUNCIONAL

El análisis funcional consiste en determinar la función principal de la máquina e identificar las acciones que efectúa la misma, a fin de que cumpla con el objetivo para el que fue concebido y se obtenga diversas soluciones.

Una de las herramientas más importante para el desarrollo del diseño conceptual es la estructura funcional, que es la representación de las funciones del equipo mediante diagramas de bloques interrelacionadas a


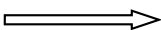

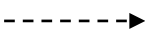

través de líneas que representan flujos de energía, materiales y señales, que permiten determinar la contribución de cada componente físico al funcionamiento de la máquina.

Para el desarrollo de dicha estructura se debe:

- Identificar la función principal de la máquina.
- Desplegar las funciones de forma detallada, disminuyendo el grado de complejidad y acrecentando las posibles soluciones. Para facilitar el diseño se debe subdividir en subfunciones y si es necesario establecer funciones auxiliares.

Los símbolos utilizados en la estructura funcional para representar las funciones, subfunciones y sus flujos son los siguientes:

Tabla 7.
Simbología para la estructura funcional

Función	Rectángulo de línea continua	
Flujo de material y dirección	Flecha de doble línea continua	
Flujo de energía y dirección	Flecha de línea continua	
Flujo de señal y dirección	Flecha de línea discontinua	
Sistema, subsistema, módulo	Polígono de línea de punto y raya	

Fuente: (Riba, 2002)

3.4.1 DETERMINACIÓN DE LAS FUNCIONES PRIMARIAS Y SECUNDARIAS

Para el nivel 0, se mostrará la función global que cumple la máquina que será “moletear tubería redonda” y además se presentará las principales interfaces requeridas como tubería, energía y señal de control.

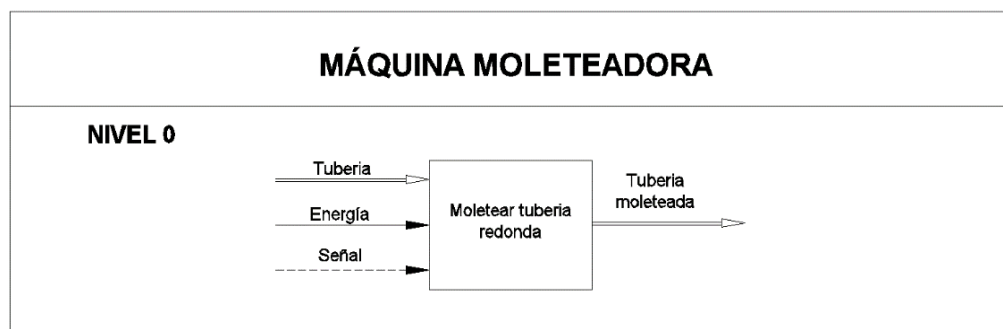


Figura 15. Análisis funcional nivel 0

Para el nivel 1, se despliega en forma general las diferentes funciones de la máquina para comprender como se relacionan los bloques de las funciones.

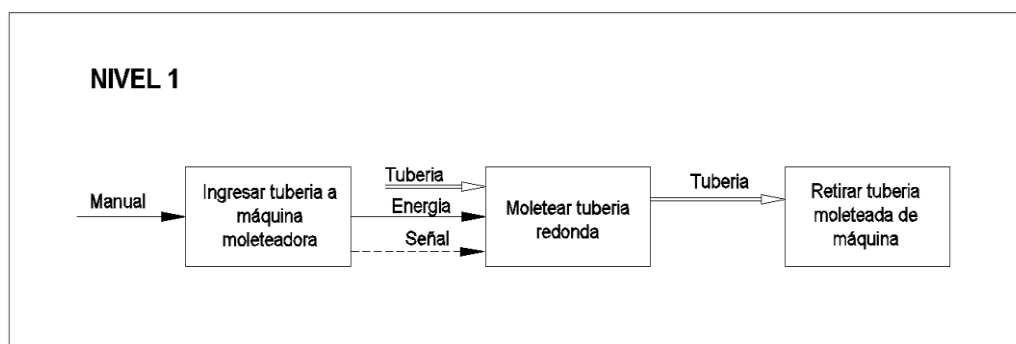


Figura 16. Análisis funcional nivel 1

En el nivel 2, se define de forma más detallada varias acciones que son indispensables para el funcionamiento de la máquina y que no se establecieron en el nivel anterior.

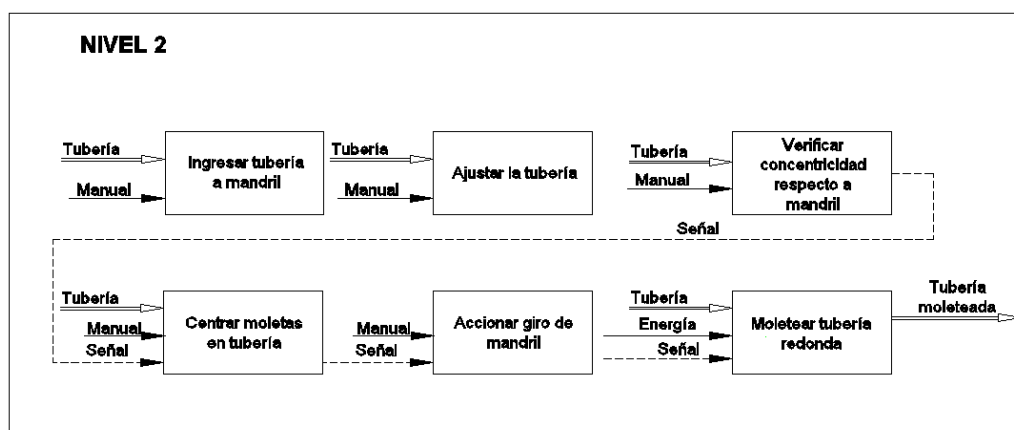


Figura 17. Análisis funcional nivel 2

3.4.2 DETERMINACIÓN DE MÓDULOS

Para reducir la complejidad del diseño se ha agrupado en las funciones en dos módulos fácilmente identificables

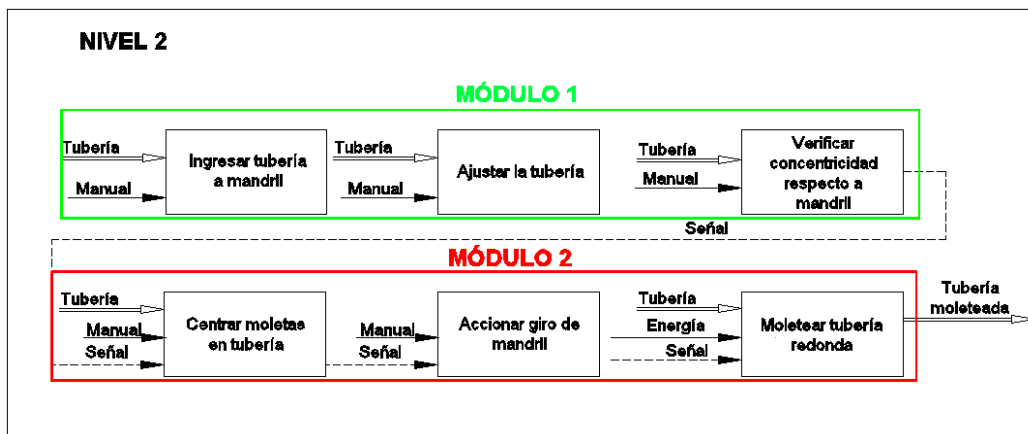


Figura 18. Determinación de módulos

MÓDULO 1

El primer módulo cumple la función de proporcionar la fijación del tubo que será moleteado a la máquina.

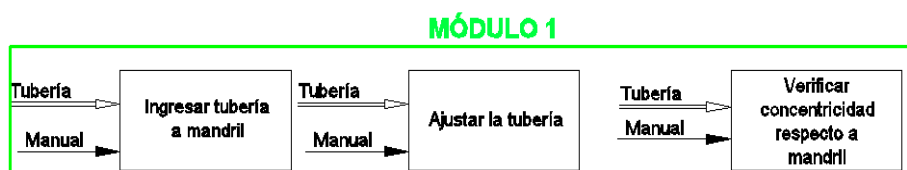


Figura 19. Módulo 1

MÓDULO 2

El segundo módulo que se estableció tiene la función de transmitir el movimiento rotatorio de la máquina a la tubería.

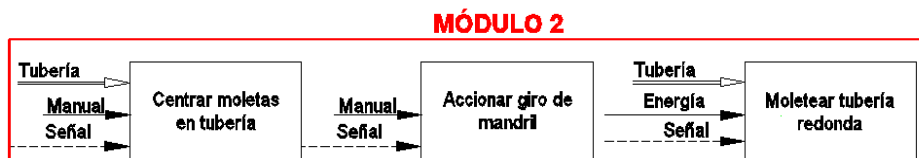


Figura 20. Módulo 2

3.4.3 SOLUCIONES PARA CADA MÓDULOS

3.4.3.1 MÓDULO 1

El siguiente módulo comprende las siguientes funciones

- Ingresar tubería a mandril
- Ajustar la tubería
- Verificar concentricidad respecto a mandril

Tabla 8.

Alternativas para el módulo 1.

Función	Componente
Ingresar tubería a mandril	<div style="border: 1px solid green; border-radius: 10px; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;">Manualmente</div>
Ajustar la tubería	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid green; border-radius: 10px; padding: 5px; width: 45%;">Mandril autocentrantes de 3 mordazas ajuste con llave</div> <div style="border: 1px solid green; border-radius: 10px; padding: 5px; width: 45%;">Mandril autocentrantes de 3 mordazas ajuste con volante</div> </div>
Verificar concentricidad respecto a mandril	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid green; border-radius: 10px; padding: 5px; width: 45%; text-align: center;">Contrapunto</div> <div style="border: 1px solid green; border-radius: 10px; padding: 5px; width: 45%; text-align: center;">Visual</div> </div>

Función ingresar tubería a mandril

Conforme al diagrama funcional en el nivel 2, esta función se lo realizará de forma manual por los operarios, dado que no es una función complicada.

Función ajustar tubería

Para esta función se planteará las siguientes soluciones:

❖ **Mandril autocentrantes de 3-mordazas ajuste con llave**

Esta sujeción es la más común para objetos con simetría radial ya que consta de 3 mordazas, las cuales se serán ajustadas y aflojadas por medio de una llave de mandril.



Figura 21. Mandril autocentrantes de 3-mordazas ajuste con llave
Fuente: (G02. alicdn, s.f)

❖ **Mandril autocentrante de 3-mordazas ajuste con volante**

Este tipo de sujeción es muy similar a la anterior descrita pero con un adicional muy particular, el ajuste se lo realiza de forma manual por medio de un volante y no con una llave de mandril.



Figura 22. Mandril autocentrante de 3-mordazas ajuste con volante
Fuente: (Popscreen, s.f)

Función de verificar concentricidad

Para la verificación de concentricidad se lo puede realizar de las siguientes formas.

❖ ***Contrapunto***

Es un componente principal del torno ubicado al contrario del mandril que ayuda a soportar los extremos de una pieza cilíndrica de trabajo más largo.



Figura 23. Contrapunto
Fuente: (Aliexpress , s.f)

❖ ***Visual***

Ya que el proceso de moleteado es un acabado que se lo realiza muy próximo al mandril, la concentricidad no afecta de manera significativa el resultado, pudiéndose realizar la verificación visualmente para tomar acciones correctivas si es necesario.

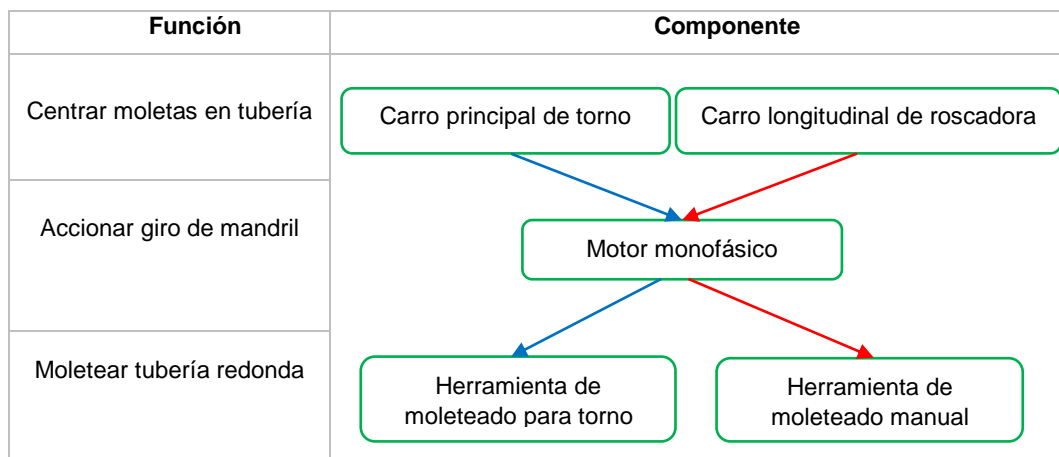
3.4.3.2 MÓDULO 2

El siguiente módulo comprende las siguientes funciones

- Centrar moletas en tubería
- Accionar giro de mandril
- Moletear tubería redonda

Figura 24.

Alternativas para el módulo 2.



Función centrar moletas en tubería

En la función de centrar las moletas se pueden aplicar algunas soluciones:

❖ *Carro principal de torno*

En el torno paralelo es común utilizar los diferentes carros para poder centrar la herramienta de corte a la pieza. Este dispositivo contiene los movimientos longitudinal, transversal y además una torreta con un avance auxiliar.

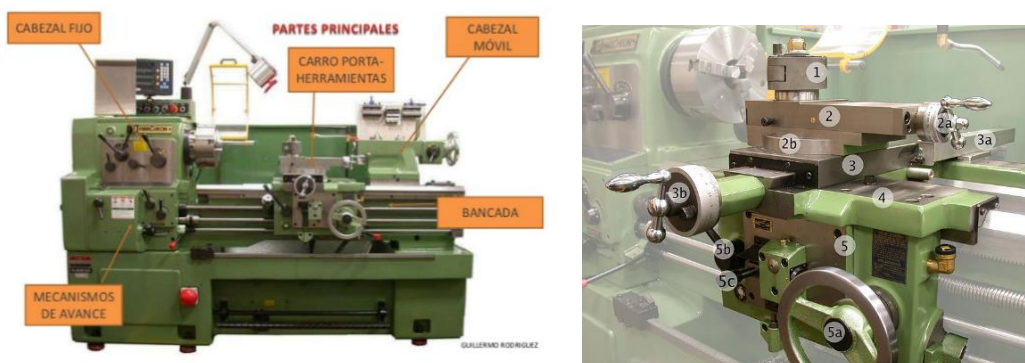


Figura 25. Carro principal
Fuente: (Mcanicaa blog spot, s.f)

❖ **Carro longitudinal de roscadora**

La roscadora es una máquina muy similar a un torno pero con la limitación de que esta solo sirve para roscar. La empresa posee una roscadora en desuso, la cual podría servir para la función de centrar las moletas a la tubería.



Figura 26. Roscadora con carro longitudinal
Fuente: (REMS for professionals, s.f)

Accionar giro de mandril

El accionamiento se lo realizará con un motor rígido de la empresa y modificando la velocidad de rotación con una caja de engranajes rediseñadas.



Figura 27. Motor rígido
Fuente: (Ebay, s.f)

Moletear tubería redonda

❖ *Herramienta de moleteado para torno*

Cuenta con un carro principal conjuntamente con una torreta, en la cual se podrá colocar la herramienta de moleteado y que permite utilizar moletas con diferentes tipos de estriados según se requiera.



Figura 28. Herramienta de moleteado para torno
Fuente: (Foro Metal-Afición, s.f)

❖ **Herramienta de moleteado manual**

Al contar con una herramienta como la cortadora de tubos, ésta se podrá rediseñar para que funcione como una herramienta moleteadora manual, con las ventajas que la moleta es intercambiable y se podrá colocar las moletas deseadas por el cliente final, y no necesitan de elementos de sujeción externos como una torreta.



Figura 29. Herramienta moleteadora manual.
Fuente: (El taller de Rolando, s.f)

3.4.4 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN PARA CADA MÓDULO

Con el objetivo de establecer la mejor opción para la empresa Indima, se utilizará el método ordinal corregido de criterios ponderados como instrumento de evaluación de los diferentes módulos establecido en el libro de Riba.

3.4.4.1 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN PARA EL MÓDULO 1

Los criterios de evaluación son los siguientes:

- Bajo costo
- Fácil ajuste
- Fácil mantenimiento
- Disponibilidad

Tabla 9.

Ponderación de criterios de selección para módulo 1.

Costo > Fácil ajuste > Disponibilidad > Mantenimiento						
Criterio	Costo	Fácil ajuste	Disponibilidad	Mantenimiento	$\Sigma +1$	Pond.
Costo	1	0	0	0	1	0.400
Fácil ajuste	0	1	0	0	1	0.300
Disponibilidad	0	0	1	0	1	0.200
Mantenimiento	0	0	0	1	1	0.100
Suma					10	1

Tabla 10.

Evaluación de alternativas para módulo 1.

Solución B > Solución A				
Costo	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A	1	0	1	0.333
Solución B	0	1	2	0.667
Suma			3	1

Continúa



Solución B > Solución A

Fácil ajuste	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
		Suma	3	1

Solución B > Solución A

Disponibilidad	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
		Suma	3	1

Solución B = Solución A

Mantenimiento	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A		0.5	1.5	0.500
Solución B	0.5		1.5	0.500
		Suma	3	1

Tabla 11.

Conclusiones para el módulo 1.

Conclusión	Costo	Fácil ajuste	Disponibilidad	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución A	0,4*0,33	0,3*0,33	0,2*0,33	0,1*0,5	0.347	2
Solución B	0,4*0,67	0,3*0,67	0,2*0,67	0,1*0,5	0.653	1
B > A						

3.4.4.2 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN PARA EL MODULO 2

Los criterios de evaluación son los siguientes:

- Bajo costo
- Fácil adquisición e instalación
- Fácil mantenimiento
- Fácil operación

Tabla 12.

Ponderación de criterios de selección para módulo 2.

Costo > Disponibilidad > Fácil operación > Fácil mantenimiento						
Criterio	Costo	Disponibilidad	Fácil operación	Fácil mantenimiento	$\Sigma +1$	Pond.
Costo		1	1	1	4	0.444
Disponibilidad	0		1	1	3	0.333
Fácil operación	0	0		1	2	0.222
Fácil mantenimiento	0	0	0		1	0.111
				Suma	9	1

Tabla 13.

Evaluación de alternativas para módulo 2.

Solución B > Solución A				
Costo	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
		Suma	3	1

Solución B > Solución A				
Disponibilidad	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A		0	1	0.333
Solución B	1		2	0.667
		Suma	3	1

Solución A > Solución B				
Fácil operación	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A		1	2	0.667
Solución B	0		1	0.333
		Suma	3	1

Solución A = Solución B				
Fácil mantenimiento	Sol. A	Sol. B	$\Sigma +1$	Pond.
Solución A		0.5	1.5	0.500
Solución B	0.5		1.5	0.500
		Suma	3	1

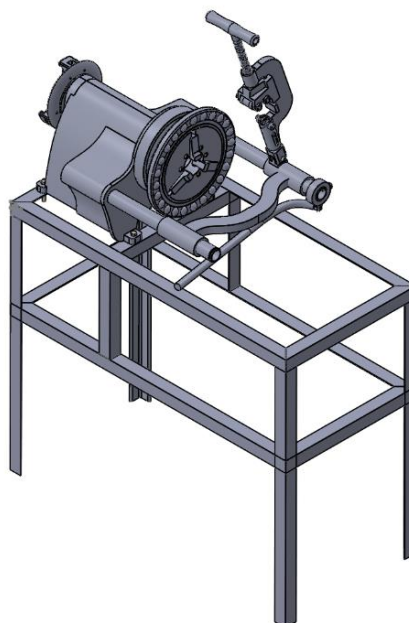
Tabla 14.

Conclusiones para el módulo 2.

Conclusión	Costo	Disponibilidad	Fácil operación	Fácil mantenimiento	Σ	Prioridad
Solución A	0,44*0,33	0,33*0,33	0,22*0,67	0,11*0,5	0.457	2
Solución B	0,44*0,67	0,33*0,67	0,22*0,33	0,11*0,5	0.644	1
B > A						

3.4.4.3 CONCLUSIÓN DE EVALUACIÓN

En la evaluación realizada tanto en el módulo 1 y 2 se determinó que la mejor opción es la solución B que está dispuesta de la siguiente manera: la sujeción de la tubería se la realizará ingresándola manualmente para ser sujeta por un mandril autocentrante de tres mordazas de ajuste con volante, su giro se accionará por medio de un motor eléctrico monofásico, después de centrar las moletas mediante un carro longitudinal, para finalmente realizar el proceso con una herramienta de moleteado manual.

**Figura 30.** Esquema de la solución B de máquina moleteadora

CAPÍTULO 4

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

4.1 SELECCIÓN DE PARÁMETROS

Para la selección de parámetros del diseño se consideró las especificaciones técnicas obtenidas a través de la casa de la calidad y algunas variables que pueden influir en el diseño de la máquina. Entre los parámetros principales se tiene los siguientes:

1. Tipo de material a procesar. Los modelos que actualmente fabrica Indima S.A es en tubería estructural redonda negra ASTM A36, por lo que para el diseño de la máquina se tomará en cuenta este tipo de material. (ANEXO 3)



Figura 31. Tipos de manubrios fabricados por INDIMA S.A
Fuente: (INDIMA S.A, 2014)

2. Velocidad de salida (velocidad de mandril). La velocidad de la pieza al momento de realizar el moleteado se rige por el tipo de material, en el caso de materiales blandos (acero de corte fácil, latón, bronce, etc.) es de 25 a 35 rpm y en el caso de materiales duros (acero de alta resistencia, acero de herramienta, etc.) es de 20 a 25 rpm. (Bartsch, Alrededor del torno, 1981). Por lo tanto para el diseño se seleccionó una velocidad de 35 rpm.

3. Tipo de Motor: el motor es uno de los parámetros iniciales para el diseño de la caja reductora, ya que la velocidad de giro a la salida de este

depende del tipo de motor y potencia, y es esencial para dimensionar los elementos reductores. Para este diseño se volvió a reconstruir el motor de una máquina roscadora ridgid 300, teniendo las siguientes especificaciones:

Tabla 15.

Especificaciones del motor

Tipo	Universal
Rpm	14000
Fuerza	½ HP / 0.37 kW
Voltaje	120V – CA monofásica 25-60 Hz
Peso	77 libras

Fuente: (RIDGID, 2013)

4. Mandril. En el mandril de medio uso para la máquina que poseía la empresa, se observó que este consta de una engranaje interior con dientes rectos, el cual sería la salida el engrane final para la obtención de la velocidad deseada, por ende este sería uno de los parámetros para el cálculo de la caja reductora.

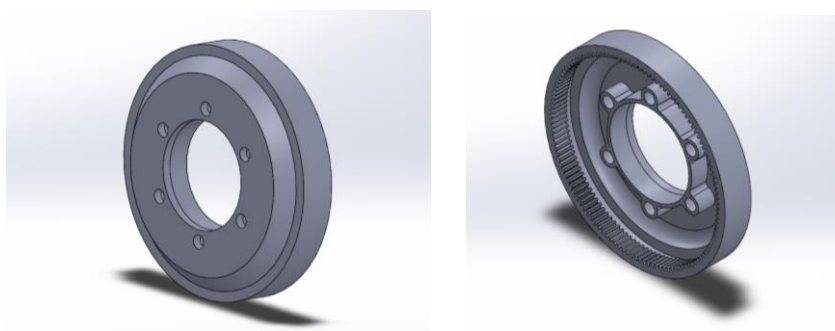


Figura 32. Rueda interior del mandril

4.2 DISEÑO MECÁNICO

4.2.1 CÁLCULO DE ENGRANES

Para iniciar el cálculo de engranes se tomarán los datos de la rueda interior del mandril y el motor, dado que son los valores ya conocidos.

Rueda interior del mandril:

Engrane rectos

Número de dientes: $Z = 124$

Paso diametral: $Pd = 16 \left[\frac{\text{dientes}}{\text{pulg}} \right]$, para facilitar el desarrollo de los cálculos se tomará su valor equivalente según la tabla 16, teniendo así un módulo normalizado $m = 1.5 [mm]$ para el cuarto escalón.

Ángulo de presión: $\phi = 20^\circ$

Motor:

Velocidad angular: $w_{motriz} = 14000 [rpm]$

Paso diametral a la salida del motor: $Pd = 24 \left[\frac{\text{dientes}}{\text{pulg}} \right]$, para facilitar el desarrollo de los cálculos se tomara su valor equivalente según la tabla 16, teniendo así un módulo normalizado $m = 1 [mm]$ para el primer escalón.

Tabla 16.

Módulos normalizados

Módulo (mm)	P_d equivalente	P_d normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Fuente: (Mott, 2006)

Los engranajes seleccionados en el diseño serán engranes rectos, ya que son fáciles de construir y adquirir en el mercado, además que no generan cargas de empuje o axiales como los desarrollados en engranes helicoidales, que pueden producir complicaciones al momento de operar la máquina. Otro de los criterios para su selección fue la potencia de la moledora, ya que este tipo de engranes es utilizado para transmitir potencias bajas.

Una vez conociendo las velocidades de entrada y de salida de la caja reductora detallada en los parámetros de selección se calculará los engranes y escalones necesarios.

$$w_{mandril} = w_4 = \frac{Z_{p1}}{Z_{r1}} * \frac{Z_{p2}}{Z_{r2}} * \frac{Z_{p3}}{Z_{r3}} * \frac{Z_{p4}}{Z_{r4}} w_{motriz} \text{ Ec. 3.1 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

Seleccionando piñones y ruedas según la tabla de Shigley, se hallará los valores para evitar interferencia.

Tabla 17.
Número de dientes para evitar interferencia

Número de dientes del piñón, N_p	Número de dientes de la corona, N_G							
	Ángulo de la hélice, ψ , grados							
	0	5	10	15	20	25	30	35
8								12
9							12	34
10						12	26	∞
11					13	23	93	
12			12	16	24	57	∞	
13	16	17	20	27	50	1385		
14	26	27	34	53	207			
15	45	49	69	181	∞			
16	101	121	287	∞				
17	1309	∞	∞					

Fuente: (Shigley & Mischke, 2002)

Tabla 18.

Número de dientes por escalón

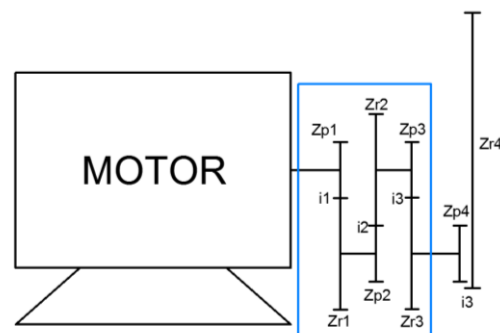
	Escalón 1	Escalón 2	Escalón 3	Escalón 4
Piñón	14	12	13	13
Rueda	51	42	42	124

Con los valores de la tabla 18 reemplazados en la ecuación 3.1 se verificará que el dimensionamiento de los engranajes son los ideales para obtener la velocidad requerida para el proceso.

$$w_{mandril} = \frac{14}{51} * \frac{12}{42} * \frac{13}{42} * \frac{13}{124} * 14000$$

$$w_{mandril} = 35.63 [rpm]$$

Teniendo estos valores se puede ya realizar un pequeño esquema de la caja reductora a ser diseñada.

**Figura 33** Esquema de caja reductora de moledora

Una vez seleccionado los dientes, se calculará la relación de transmisión (*i*) con la siguiente fórmula general:

$$i = \frac{Z_{rueda}}{Z_{piñón}}$$

Ec.3.2 (Budynas & Nisbett, 2008)

Donde al sustituir las ruedas y piñones en cada uno de los escalones se obtendrá los siguientes resultados.

Tabla 19.

Relación de transmisión por escalón

	Escalón 1	Escalón 2	Escalón 3	Escalón 4
Relación de transmisión (i)	3.6	3.5	3.2	9.5

4.2.1.1 ANÁLISIS GEOMÉTRICO

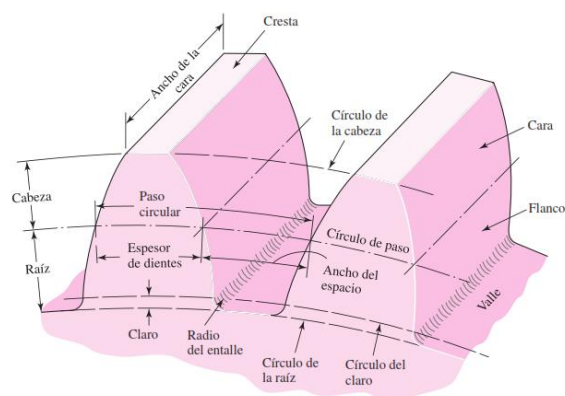


Figura 34. Características geométricas de engranes rectos
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

PRIMER ESCALÓN

Para iniciar el cálculo, se seleccionó un módulo de 1 ya que es un módulo comercial y fácil adquirir. Una vez determinado el módulo se calculará las características principales de las ruedas y piñones.

- **Número de dientes:**

$$\text{Piñón 1: } Z_{p1} = 14$$

$$\text{Rueda 1: } Z_{r1} = 51$$

- **Diámetro primitivo:**

$$D_p = m * Z \text{ [mm]}$$

$$\text{Ec. 3.3 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

Piñón 1: $Dp_{p1} = 1 * 14 = 14 [mm]$

Rueda 1: $Dp_{r1} = 1 * 51 = 51 [mm]$

- **Adendum y Dedendum:**

$a = m [mm]$ *Ec. 3.4* (Budynas & Nisbett, 2008)

$b = 1.25 m [mm]$ *Ec. 3.5* (Budynas & Nisbett, 2008)

Estos valores son iguales tanto en el piñón 1 y rueda 1

$a_1 = 1 * 1 = 1 [mm]$

$b_1 = 1.25 * 1 = 1.25 [mm]$

- **Diámetro de base o círculo base:**

$Db = Dp * \cos(\phi) [mm]$ *Ec. 3.6* (Budynas & Nisbett, 2008)

Piñón 1: $Db_{p1} = 14 * \cos(20) = 13.16 [mm]$

Rueda 1: $Db_{r1} = 51 * \cos * (20) = 47.92 [mm]$

- **Diámetro exterior:**

$De = Dp + 2a [mm]$ *Ec. 3.7* (Budynas & Nisbett, 2008)

Piñón 1: $De_{p1} = 14 + 2(1) = 16 [mm]$

Rueda 1: $De_{r1} = 51 + 2(1) = 53 [mm]$

- **Diámetro interior o de raíz:**

$Di = Dp - 2b [mm]$ *Ec. 3.8* (Budynas & Nisbett, 2008)

Piñón 1: $Di_{p1} = 14 - 2(1.25) = 11.5 [mm]$

$$\text{Rueda 1: } Di_{r1} = 51 - 2(1.25) = 48.5 \text{ [mm]}$$

- **Altura del diente:**

$$h = Dp - 2b \text{ [mm]} \quad \text{Ec. 3.9 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

Estos valores son iguales tanto en el piñón 1 y rueda 1

$$h1 = 1 + 1.25 = 2.25 \text{ [mm]}$$

- **Distancia entre centros:**

$$C = \frac{Dp_{p1} + Dp_{r1}}{2} \text{ [mm]} \quad \text{Ec. 3.10 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

$$C1 = \frac{14 + 51}{2} = 32.5 \text{ [mm]}$$

- **Ancho de cara del engrane:**

El ancho del diente se puede escoger según el siguiente rango de $9m < B < 13m$ (Budynas & Nisbett, 2008), donde por facilidades de construcción se seleccionó los siguientes valores:

$$\text{Piñón 1: } B_{p1} = 13 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 1: } B_{r1} = 11 \text{ [mm]}$$

- **Velocidad de la flecha 1:**

$$w1 = \frac{W_{motriz}}{i1} \quad \text{Ec. 3.11 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

$$w1 = \frac{14000}{3.6} = 3843.14 \text{ [rpm]}$$

SEGUNDO ESCALÓN

Para el cálculo de las características geométricas de los engranajes de los escalones 2, 3 y 4 se emplearán las ecuaciones anteriormente detalladas (Ec. 3.3 a la Ec 3.11).

- **Número de dientes:**

$$m_2 = 1.5$$

- **Número de dientes:**

$$\text{Piñón 2: } Z_{p_2} = 12$$

$$\text{Rueda 2: } Z_{r_2} = 42$$

- **Diámetro primitivo:**

$$\text{Piñón 2: } D_{p_{p_2}} = 1.5 * 12 = 18 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 2: } D_{p_{r_2}} = 1.5 * 42 = 63 \text{ [mm]}$$

- **Adendum y Dedendum:**

$$a_2 = 1 * 1.5 = 1.5 \text{ [mm]}$$

$$b_2 = 1.25 * 1.5 = 1.88 \text{ [mm]}$$

Estos valores son iguales tanto en el piñón 2 y rueda 2

- **Diámetro de base o círculo base:**

$$\text{Piñón 2: } D_{b_{p_2}} = 18 * \cos(20) = 16.91 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 2: } D_{b_{r_2}} = 63 * \cos(20) = 59.20 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro exterior:**

$$\text{Piñón 2: } De_{p2} = 18 + 2(1.5) = 21 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 2: } De_{r2} = 63 + 2(1.5) = 66 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro interior o de raíz:**

$$\text{Piñón 2: } Di_{p2} = 18 - 2(1.88) = 14.25 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 2: } Di_{r2} = 63 - 2(1.88) = 59.25 \text{ [mm]}$$

- **Altura del diente:**

$$h_2 = 3.38 \text{ [mm]}$$

Estos valores son iguales tanto en el piñón 2 y rueda 2

- **Distancia entre centros:**

$$C_2 = \frac{18 + 63}{2} = 40.5 \text{ [mm]}$$

- **Ancho de cara del engrane:**

$$\text{Piñón 2: } B_{p2} = 16 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 2: } B_{r2} = 13 \text{ [mm]}$$

- **Velocidad de la flecha o eje 2:**

$$w_2 = \frac{w_1}{i_2} = \frac{3843.14}{3.5} = 1098.04 \text{ [rpm]}$$

TERCER ESCALÓN

- **Módulo:**

$$m_3 = 1.5$$

- **Número de dientes:**

$$\text{Piñón 3: } Z_{p_3} = 13$$

$$\text{Rueda 3: } Z_{r_3} = 42$$

- **Diámetro primitivo:**

$$\text{Piñón 3: } D_{p_{p_3}} = 1.5 * 13 = 19.5 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 3: } D_{p_{r_3}} = 1.5 * 42 = 63 \text{ [mm]}$$

- **Adendum y Dedendum:**

$$a_3 = 1 * 1.5 = 1.5 \text{ [mm]}$$

$$b_3 = 1.25 * 1.5 = 1.88 \text{ [mm]}$$

Estos valores son iguales tanto en el piñón 3 y rueda 3

- **Diámetro de base o círculo base:**

$$\text{Piñón 3: } D_{b_{p_3}} = 19.5 * \cos(20) = 18.32 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 3: } D_{b_{r_3}} = 63 * \cos(20) = 59.2 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro exterior:**

$$\text{Piñón 3: } D_{e_{p_3}} = 19.5 + 2(1.5) = 22.5 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 3: } De_{r3} = 63 + 2(1.5) = 66 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro interior o de raíz:**

$$\text{Piñón 3: } Di_{p3} = 19.5 - 2(1.88) = 15.75 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 3: } Di_{r3} = 63 - 2(1.88) = 59.25 \text{ [mm]}$$

- **Altura del diente:**

$$h3 = 1.5 + 1.88 = 3.38 \text{ [mm]}$$

Estos valores son iguales tanto en el piñón 3 y rueda 3

- **Distancia entre centros:**

$$C3 = \frac{19.5 + 63}{2} = 41.25 \text{ [mm]}$$

- **Ancho de cara del engrane:**

$$\text{Piñón 3: } B_{p3} = 19 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 3: } B_{r3} = 17.5 \text{ [mm]}$$

- **Velocidad de la flecha 3:**

$$w3 = \frac{w2}{i3} = \frac{1098.04}{3.2} = 339.87 \text{ [rpm]}$$

CUARTO ESCALÓN

- **Módulo:**

$$m_4 = 1.5$$

- **Número de dientes:**

$$\text{Piñón 4: } Z_{p_4} = 13$$

$$\text{Rueda 4: } Z_{r_4} = 124$$

- **Diámetro primitivo:**

$$\text{Piñón 4: } D_{p_{p_4}} = 1.5 * 13 = 19.5 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 4: } D_{p_{r_4}} = 1.5 * 124 = 186 \text{ [mm]}$$

- **Adendum y Dedendum:**

$$a_4 = 1.5 \text{ [mm]}$$

$$b_4 = 1.88 \text{ [mm]}$$

Estos valores son iguales tanto en el piñón 4 y rueda 4

- **Diámetro de base o círculo base:**

$$\text{Piñón 4: } D_{b_{p_4}} = 19.5 * \cos(20) = 18.32 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 4: } D_{b_{r_4}} = 186 * \cos(20) = 174.78 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro exterior:**

$$\text{Piñón 4: } D_{e_{p_4}} = 19.5 + 2(1.5) = 22.5 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 4: } De_{r4} = 186 + 2(1.5) = 189 \text{ [mm]}$$

- **Diámetro interior o de raíz:**

$$\text{Piñón 4: } Di_{p4} = 19.5 - 2(1.88) = 15.75 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 4: } Di_{r4} = 186 - 2(1.88) = 182.25 \text{ [mm]}$$

- **Altura del diente:**

$$h4 = 3.38 \text{ [mm]}$$

Estos valores son iguales tanto en el piñón 4 y rueda 4.

- **Distancia entre centros:**

$$C4 = \frac{19.5 + 186}{2} = 102.75 \text{ [mm]}$$

- **Ancho de cara del engrane:**

$$\text{Piñón 4: } B_{p4} = 21 \text{ [mm]}$$

$$\text{Rueda 4: } B_{r4} = 16 \text{ [mm]}$$

- **Velocidad del eje principal:**

$$w4 = \frac{w3}{i4} = \frac{339.87}{9.5} = 35.63 \text{ [rpm]}$$

4.2.1.2 CÁLCULO DE FUERZAS

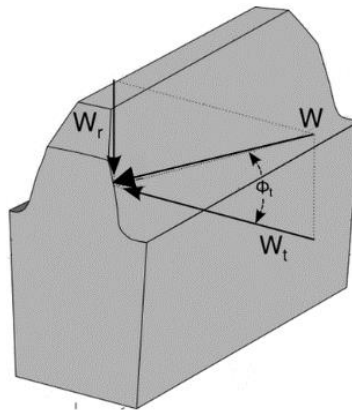


Figura 35. Fuerzas sobre un diente de engrane recto.

En engranes rectos existen dos fuerzas principales que actúan en los dientes, las cuales son la fuerza tangencial y radial, provocadas por el par de torsión generado por el movimiento del motor. El cálculo se lo realizará por escalones.

PRIMER ESCALÓN

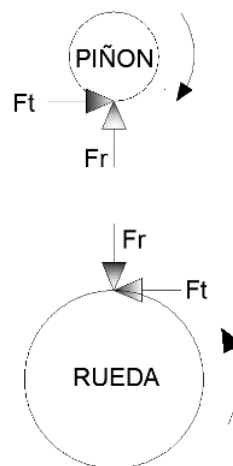


Figura 36. Diagrama de fuerzas del primer escalón

Para iniciar el cálculo de las fuerzas, se encontrará el torque del piñón 1, donde:

$$T = \frac{9550 \cdot P_{ot}}{w_{motriz}}$$

Ec. 3.12 (Budynas & Nisbett, 2008)

$$T_{p1} = \frac{9550 \cdot 0.37}{14000} = 0.252 \text{ [Nm]}$$

Con el torque calculado se podrá encontrar la fuerza tangencial, con la siguiente ecuación:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{\frac{D_p}{1000}} \quad \text{Ec. 3.13 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

$$F_{t_{p1}} = \frac{2 \cdot 0.252}{\frac{14}{1000}} = 36.06 \text{ [N]}$$

Conociendo el ángulo de presión y la fuerza tangencial se obtiene la fuerza radial:

$$F_r = F_t \cdot \tan(\phi) \quad \text{Ec. 3.14 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

$$F_{r_{p1}} = 36.06 \cdot \tan(20) = 13.12 \text{ [N]}$$

Para el cálculo del torque, fuerza tangencial y fuerza radial de la rueda 1, se utilizará las mismas ecuaciones del piñón 1 (Ec. 3.12 a Ec. 3.14)

$$\text{Torque: } T = \frac{9550 \cdot P_{ot}}{w_1} = \frac{9550 \cdot 0.37}{3843.14} = 0.919 \text{ [Nm]}$$

$$\text{Fuerza tangencial: } F_{t_{r1}} = \frac{2 \cdot 0.919}{\frac{51}{1000}} = 36.06 \text{ [N]}$$

$$\text{Fuerza radial: } F_{r_{r1}} = 36.06 \cdot \tan(20) = 13.12 \text{ [N]}$$

Como se puede observar las fuerzas tangenciales y radiales del piñón 1 y rueda 1 son iguales, esto es por la tercera ley de Newton.

SEGUNDO ESCALÓN

Para el cálculo del torque y fuerzas de los engranajes de los escalones 2, 3 y 4 se emplearán las ecuaciones anteriormente detalladas (Ec. 3.12 a la Ec. 3.14).

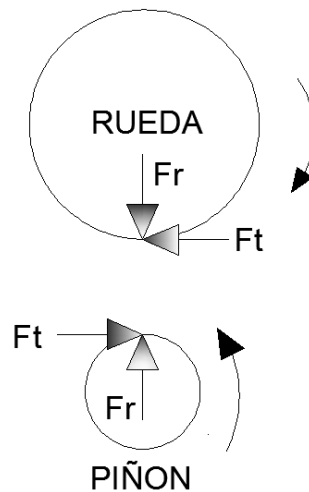


Figura 37. Diagrama de fuerzas del segundo escalón

Piñón 2:

Torque del piñón 2:

$$T_{p2} = \frac{9550 \cdot Pot}{w1} = \frac{9550 \cdot 0.37}{3843.14} = 0.919 \text{ [Nm]}$$

Fuerza tangencial del piñón 2:

$$Ft_{p2} = \frac{2 \cdot T_{p2}}{\frac{D_{pp2}}{1000}} = \frac{2 \cdot 0.919}{\frac{18}{1000}} = 102.16 \text{ [N]}$$

Fuerza radial del piñón 2:

$$Fr_{p2} = Ft_{p2} \cdot \tan(\phi) = 102.16 \cdot \tan(20) = 37.18 \text{ [N]}$$

Rueda 2:

Torque de la rueda 2:

$$T_{r2} = \frac{9550 \cdot Pot}{w2} = \frac{9550 \cdot 0.37}{1098.04} = 3.22 \text{ [Nm]}$$

Las fuerzas tangencial y radial de la rueda 2 son iguales a las del piñón 2.

$$Ft_{r2} = Ft_{p2} = 102.16 \text{ [N]}$$

$$Fr_{r2} = Fr_{p2} = 37.18 \text{ [N]}$$

TERCER ESCALÓN

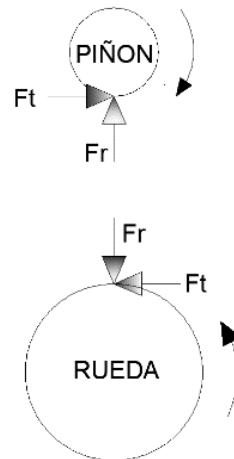


Figura 38. Diagrama de fuerzas del tercer escalón

Piñón 3:

Torque del piñón 3:

$$T_{p3} = \frac{9550 \cdot Pot}{w2} = \frac{9550 \cdot 0.37}{1098.04} = 3.22 \text{ [Nm]}$$

Fuerza tangencial del piñón 3:

$$Ft_{p3} = \frac{2 \cdot T_{p3}}{\frac{Dp_{p3}}{1000}} = \frac{2 \cdot 3.21}{\frac{19.5}{1000}} = 300.05 \text{ [N]}$$

Fuerza radial del piñón 3:

$$Fr_{p3} = Ft_{p3} \cdot \tan(\phi) = 300.05 \cdot \tan(20) = 120.13 \text{ [N]}$$

Rueda 3:

Torque de la rueda 3:

$$T_{r2} = \frac{9550 \cdot Pot}{w3} = \frac{9550 \cdot 0.37}{339.87} = 10.4 \text{ [Nm]}$$

Las fuerzas tangencial y radial de la rueda 2 son iguales a las del piñón 3.

$$Ft_{r3} = Ft_{p3} = 300.05 \text{ [N]}$$

$$Fr_{r3} = Fr_{p3} = 120.13 \text{ [N]}$$

CUARTO ESCALÓN

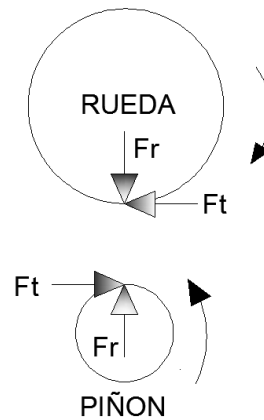


Figura 39. Diagrama de fuerzas del cuarto escalón

Piñón 4:

Torque piñón 4:

$$T_{p4} = \frac{9550 \cdot Pot}{w3} = \frac{9550 \cdot 0.37}{339.87} = 10.4 \text{ [Nm]}$$

Fuerza tangencial del piñón 4:

$$Ft_{p4} = \frac{2 \cdot T_{p4}}{\frac{Dp_{p4}}{1000}} = \frac{2 \cdot 10.4}{\frac{19.5}{1000}} = 1066.32 \text{ [N]}$$

Fuerza radial de piñón 4:

$$Fr_{p4} = Ft_{p4} \cdot \tan(\phi) = 1066.32 \cdot \tan(20) = 388.11 \text{ [N]}$$

Rueda 4:

Torque rueda 4:

$$T_{r4} = \frac{9550 \cdot Pot}{w4} = \frac{9550 \cdot 0.37}{35.63} = 99.168 \text{ [Nm]}$$

Las fuerzas tangencial y radial de la rueda 4 son iguales a las del piñón 4.

$$Ft_{r4} = Ft_{p4} = 1066.32 \text{ [N]}$$

$$Fr_{r4} = Fr_{p4} = 388.11 \text{ [N]}$$

Tabla 20.

Resultados de fuerzas y torques en engranajes.

	Escalón 1		Escalón 2		Escalón 3		Escalón 4	
	Piñón 1	Rueda 1	Piñón 2	Rueda 2	Piñón 3	Rueda 3	Piñón 4	Rueda 4
Torque (Nm)	0,252	0,919	0,919	3,22	3,22	10,4	10,4	99,168
Fuerza tangencial (N)	36,06	36,06	102,16	102,16	300,05	300,05	1066,32	1066,32
Fuerza radial (N)	13,12	13,12	37,18	37,18	120,13	120,13	388,11	388,11

4.2.1.3 CÁLCULO DE ESFUERZO POR FLEXIÓN

Una vez calculado las fuerzas y torques de cada engranaje, se analizará el esfuerzo por flexión para determinar la selección apropiada del material y así verificar los factores de seguridad recomendados.

Para iniciar el análisis es recomendable comenzar analizando el o los engranajes más críticos y así determinar los valores limítrofes de la resistencia del material. Normalmente el engranaje más pequeño y a la vez, el que se encuentra al extremo del par de torsión mayor (de menor velocidad) es el más crítico. (Budynas & Nisbett, 2008).

En la tabla 20 se puede verificar que el engranaje crítico es la rueda 4, pero como se trata de la rueda interior del mandril que se encuentra ya fabricada no amerita el cálculo de esfuerzo. De los engranajes fabricados los más críticos son la rueda 3 y piñón 4, el análisis se realizará con más énfasis en la última mencionada ya en ésta también se encuentra la fuerza tangencial más elevada.

ESFUERZO POR FLEXIÓN DEL PIÑÓN 4

$$\sigma_{agma} = Ft * Ko * Kv * Ks * \frac{1}{B * m} * \frac{Kh * Kb}{YJ} [MPa] \quad \text{Ec. 3.15 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

Donde:

σ_{agma} : Esfuerzo por Flexión (MPa)

Ft : Fuerza tangencial (N)

Ko : Factor de sobrecarga

Kv : Factor dinámico

Ks : Factor de tamaño

B : Ancho de cara de engrane (mm)

M : modulo (mm)

Kh : Factor de distribución de carga

Kb : Factor de espesor de aro

YJ : Factor geométrico para resistencia a la flexión

Para la selección de los parámetros adecuados se analizará según las necesidades o requerimientos del diseño.

Factor de sobrecarga (Ko). La selección del factor adecuado se realizará con la ayuda de la tabla 21, donde el valor adecuado será de 1, debido a que es una máquina de fuente de potencia uniforme y no de impacto.

Tabla 21.

Factor de sobrecarga (Ko)

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

$$K_{Op4} = 1$$

Factor dinámico (Kv). Antes de determinar el factor Kv, se seleccionará el valor de Q, donde los valores 5 a 7 corresponden a engranes de calidad comercial, por lo tanto se seleccionó un valor de 6.

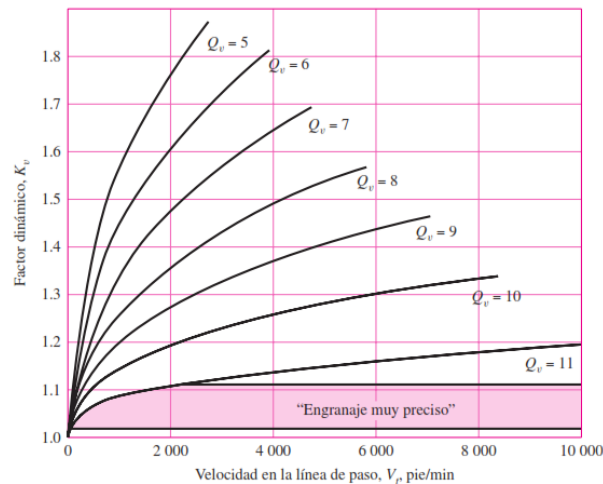


Figura 40. Factor dinámico Kv en función de la velocidad en la línea de paso

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Con el valor de Q buscaremos los valores B, A y Vmax:

$$B = 0.25(12 - Qv)^{2/3}$$

$$B = 0.25(12 - 6)^{2/3} = 0.83$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.825) = 59.77$$

$$V_{max} = \frac{[A + (Qv - 3)]^2}{200} \text{ [m/s]}$$

$$V_{max} = \frac{[0.83 + (6 - 3)]^2}{200} = 19.7 \text{ [m/s]}$$

Teniendo así un factor dinámico de:

$$Kv = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V}} \right)^B$$

$$Kv = \left(\frac{59.77 + \sqrt{200 * 19.7}}{59.77} \right)^{0.83}$$

$$Kv_{p4} = 0.55$$

Factor de tamaño (Ks). La selección de factor Ks se lo hará con la tabla 22 donde al tener un módulo menor a 5, el factor será igual a 1.

Tabla 22

Factor de tamaño (Ks)

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Fuente: (Mott, 2006)

$$Ks_{p4} = 1$$

Factor de distribución de carga (Kh). La selección del valor Kh se lo realizó con el ancho de cara del piñón 4, al ser este menor de 50 mm se utilizará un factor igual a 1.6.

Tabla 23

Factor de distribución de carga (Kh)

Ancho de la cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥ 20 (500)	2.0

Fuente: (Norton, 1999)

$$Kh_{p4} = 1.6$$

Factor geométrico (YJ). Para la selección de este factor se acudió a la figura 41, donde con el dato del número de dientes del piñón 4 ($Z=13$) se encontrara valor del factor YJP

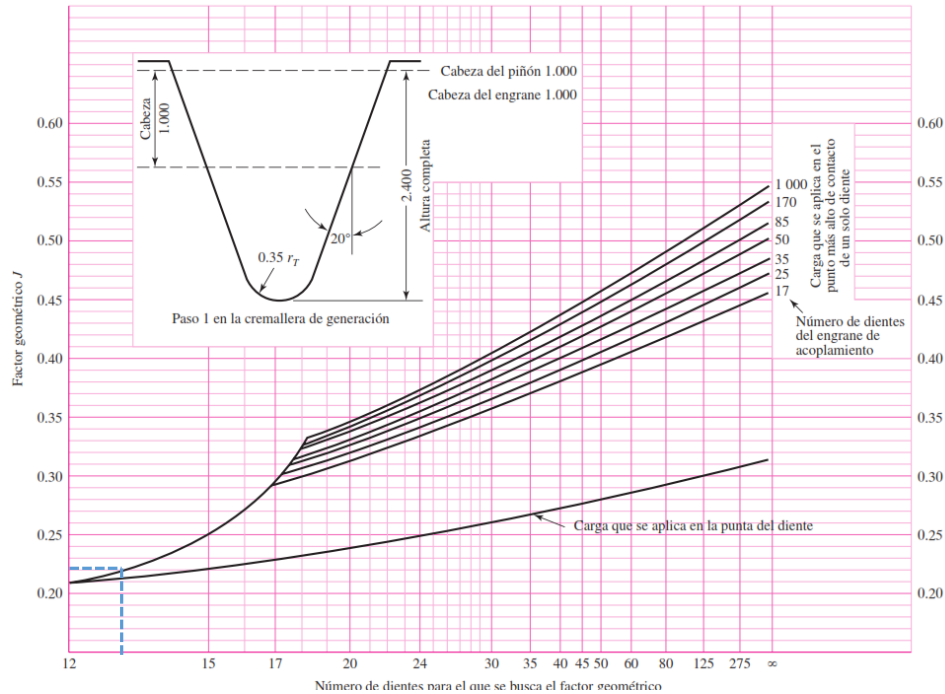


Figura 41. Factor geométrico en engranes rectos.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

$$YJ_{p4} = 0.22$$

Factor de espesor del aro (Kb). Para la selección de este factor primero se calculará la relación de apoyo m_B .

$$m_B = \frac{tR}{ht}$$

Las variables tR y ht están representadas en la figura 42.

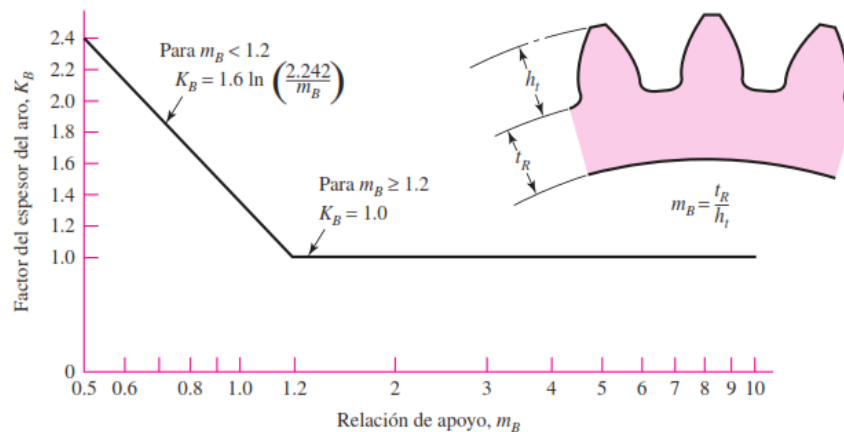


Figura 42. Factor de espesor del Aro

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Dado así que h_t es igual a la altura del diente y t_R es el diámetro de base sobre 2.

$$h_t = h_4 = 3.38 \text{ [mm]}$$

$$t_R = \frac{D_{i_{p1}}}{2} = 7.88 \text{ [mm]}$$

Se calculó el valor m_B igual a:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = 2.33$$

Y como este valor es mayor a 1.2, el valor del factor será igual a 1. (Budynas & Nisbett, 2008)

$$K_{b_{p4}} = 1$$

Una vez seleccionado los factores calcularemos el esfuerzo por flexión para el piñón 4

$$\sigma_{agma} = Ft * K_o * K_v * K_s * \frac{1}{B * m} * \frac{K_h * K_b}{YJ}$$

$$\sigma_{agma_{p4}} = 1066.32 * 1 * 0.55 * 1 * \frac{1}{21 * 1} * \frac{1.6 * 1}{0.22}$$

$$\sigma_{agma_{p4}} = 136.11 \text{ [MPa]}$$

ESFUERZO DE FLEXIÓN PERMISIBLE PARA DEL PIÑÓN 4

Una vez calculado el esfuerzo por flexión y con la con la ayuda de la ecuación 3.16 se calculará el factor de seguridad del piñón.

$$\sigma_{perm} = \frac{St * Yn}{Sf * Y\theta * Yz} \quad \text{Ec. 3.16 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

Donde:

St: Esfuerzo flexionante permisible (N/mm²)

Yn: Factor de ciclos de esfuerzo para esfuerzo flexionante

Yθ: Factor de temperatura

Yz: Factor de confiabilidad

Sf: Factor de seguridad AGMA como relación de esfuerzo

Para iniciar el cálculo, primero seleccionará el material con el que se fabricará los engranajes, y para ello se eligió un material comercial y accesible en la industria ecuatoriana como es el acero **AISI 4340**, debido a que presenta una buena maquinabilidad para la fabricación de engranajes, además muy usado en la industria para elementos de máquinas por su gran resistencia mecánica. La hoja técnica de este acero se encuentra en el Anexo 3.

Tabla 24.

Propiedades mecánicas de acero AISI 4340.

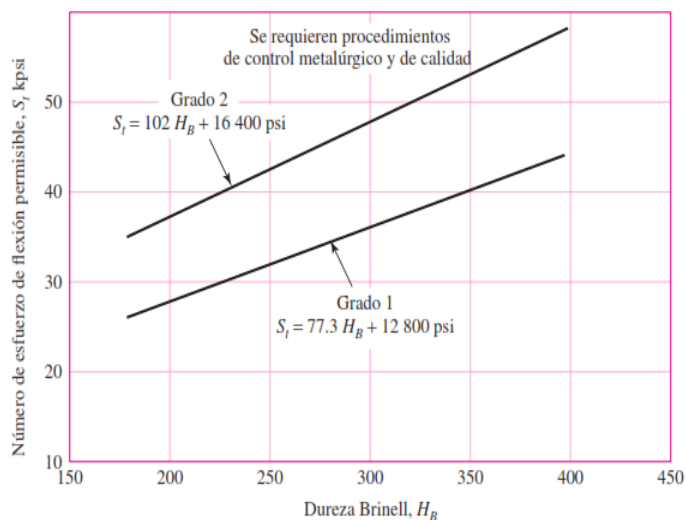
Resistencia a la tensión	$S_u = 981 \text{ [Mpa]}$
Resistencia a la fluencia	$S_y = 785 \text{ [Mpa]}$
Dureza	330 [HB]

Fuente: (El Acero, s.f)

Esfuerzo de flexión permisible (St). Para el cálculo del esfuerzo St, se tomará la ecuación de la figura 43 para un acero de grado 1.

Figura 14-2

Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos. Las ecuaciones en unidades SI son $S_f = 0.533H_B + 88.3$ MPa, grado 1 y $S_f = 0.703H_B + 113$ MPa, grado 2. (Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04.)

**Figura 43.** Número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

$$S_t = 0.533HB + 88.3 \text{ [MPa]}$$

$$S_{t_{p4}} = 264.19 \text{ [MPa]}$$

Factor de ciclos de esfuerzo (Yn). El factor Yn se seleccionará con la ecuación 3.17 y con el resultado obtenido se entrará a la figura 44.

$$N_c = 60 * L * n * q$$

Ec. 3.17 (Mott, 2006)

donde

N_c = número de ciclos de carga esperado

L = Vida del diseño, en horas

n = velocidad de giro del engranaje, en rpm

q = número de aplicaciones de carga por revolución

Para el cálculo de L se utilizará la tabla 25 de vida recomendada y se seleccionará la aplicación de motores eléctricos o máquinas en general.

$$L = 25000 \text{ [h]}$$

Tabla 25.

Vida de diseño recomendada

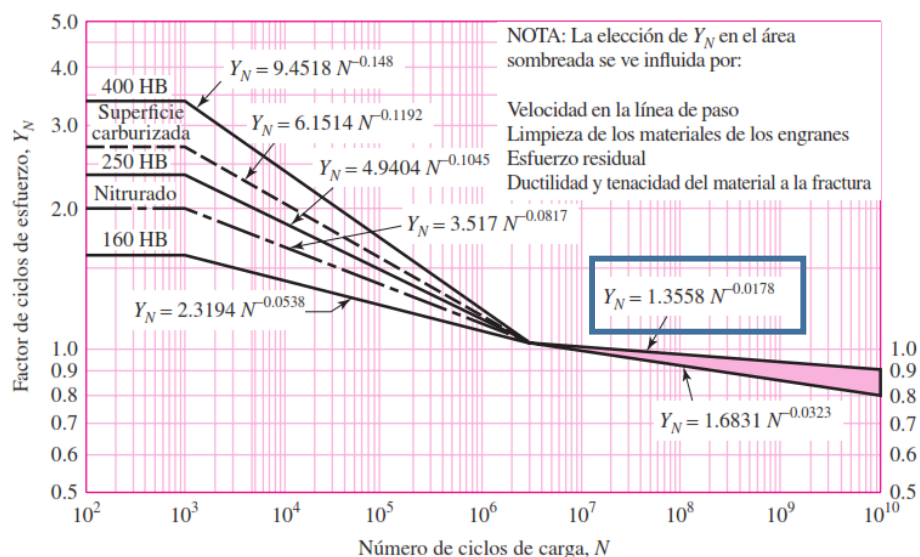
Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: (Mott, 2006)

La variable n será la velocidad del piñón 4 o eje 3, $w_3 = 339.87 [rpm]$ y $q=1$. Entonces con la fórmula 3.17

$$Nc = 60 * 25\,000 * 339.87 * 1 = 5.1 \times 10^8$$

Como el número de carga se encuentra en el área sombreada se tomará la ecuación superior de para el cálculo de Y_n . (Mott, 2006)

**Figura 44.** Factor de ciclos de esfuerzo

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

$$Y_{n_{p1}} = 1.3558 Nc^{-0.0178} = 1.3558 (4.1 \times 10^8)^{-0.0178}$$

$$Y_{n_{p4}} = 0.95$$

Factor de temperatura ($Y\theta$). El factor de temperatura será igual a 1, debido a que la temperatura del lubricante no subirá a más de 120°C. (Budynas & Nisbett, 2008)

$$Y\theta_{p4} = 1$$

Factor de confiabilidad (Yz). Se seleccionará un nivel de confianza moderado del 99%

Tabla 26.

Factor de confiabilidad

	Confiabilidad	$K_R (Yz)$
Factores de confiabilidad $K_R (Yz)$	0.9999	1.50
	0.999	1.25
	0.99	1.00
	0.90	0.85
	0.50	0.70

Fuente: ANSI/AGMA 2001-D04.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

$$Yz_{p4} = 1$$

Con todos los factores calculados y el valor de esfuerzo AGMA por flexión, se encontrará el factor de seguridad recomendado ($Sf > 1.3$),

$$Sf = \frac{St * Yn}{\sigma_{perm} * Y\theta * Yz}$$

$$Sf_{p1} = \frac{St_{p4} * Yn_{p4}}{\sigma_{permp4} * Y\theta_{p4} * Yz_{p4}} = \frac{264.19 * 0.95}{136.112 * 1 * 1}$$

$$Sf_{p1} = 1.84$$

ESFUERZO POR FLEXIÓN DEL RUEDA 3

Para el cálculo del esfuerzo por flexión se utilizará el mismo procedimiento del piñón 4

Factor de sobrecarga (K_o): $K_{o_{r3}} = 1$

Factor dinámico (K_v): $K_{v_{r3}} = 1.8$

Factor de tamaño (K_s): $K_{s_{r3}} = 1$

Factor de distribución de carga (K_h): $K_{h_{r3}} = 1.6$

Factor geométrico (Y_J): $Y_{J_{r3}} = 0.28$, para $Z_{r3} = 42$

Factor de espesor del aro (K_b): $K_{b_{r3}} = 1$

$$m_B = \frac{tR}{ht}$$

$$ht = h3 = 3.38 \text{ [mm]}$$

$$tR = \frac{Di_{r3}}{2} = \frac{59.25}{2} = 29.63 \text{ [mm]}$$

$$m_B = \frac{29.25}{3.38} = 8.76, \text{ como } m_B > 1$$

Una vez seleccionado los factores calcularemos el esfuerzo por flexión para la rueda 3.

$$\sigma_{agma_{r3}} = 330.05 * 1 * 0.55 * 1 * \frac{1}{17.5 * 1.5} * \frac{1.6 * 1}{0.28}$$

$$\sigma_{agma_{r3}} = 129.33 \text{ [MPa]}$$

ESFUERZO DE FLEXIÓN PERMISIBLE PARA DEL RUEDA 3

Una vez calculado el esfuerzo por flexión y con la con la ayuda de la ecuación 3.16 se calculará el factor de seguridad del piñón.

$$\sigma_{perm} = \frac{St * Y_n}{S_f * Y_\theta * Y_Z} \quad \text{Ec. 3.16 (Budynas \& Nisbett, 2008)}$$

Se utilizara el mismo material del piñón 4.

Esfuerzo de flexión permisible (St): $St_{r3} = 264.19 \text{ [MPa]}$

Factor de ciclos de esfuerzo (Yn): $Yn_{r3} = 0.95$

Factor de temperatura (Yθ): $Y\theta_{r3} = 1$

Factor de confiabilidad (Yz): $Yz_{r3} = 1$

Con todos los factores calculados y el valor de esfuerzo AGMA por flexión, se encontrará el factor de seguridad recomendado ($Sf > 1.3$),

$$Sf = \frac{St * Yn}{\sigma_{perm} * Y\theta * Yz}$$

$$Sf_{r3} = \frac{St_{r3} * Yn_{r3}}{\sigma_{perm_{r3}} * Y\theta_{r3} * Yz_{r3}} = \frac{194.96 * 0.95}{129.956 * 1 * 1}$$

$$Sf_{p1} = 1.94$$

La selección del material para los engranajes críticos fueron las adecuadas ya que no exceden el factor de seguridad recomendada.

Por motivos de comprobación se realizará el cálculo de los demás engranajes en el anexo 1.

4.2.2 CÁLCULO DE EJES

Para el cálculo de los ejes se tomará la referencia de los soportes de la caja reductora del motor reconstruido. Para este caso se diseñará los tres ejes que componen la caja reductora.

4.2.2.1 DISEÑO DE EJE 1

Para el diseño se realizó un esquema de los elementos que conformaran el eje 1, donde constan dos rodamientos, la rueda 1 y el piñón 2 del segundo escalón.

$$Fr_{r1} = 13.12 [N]$$

$$Fr_{p2} = 37.18 [N]$$

$$Ft_{r1} = 36.06 [N]$$

$$Ft_{p2} = 102.16 [N]$$

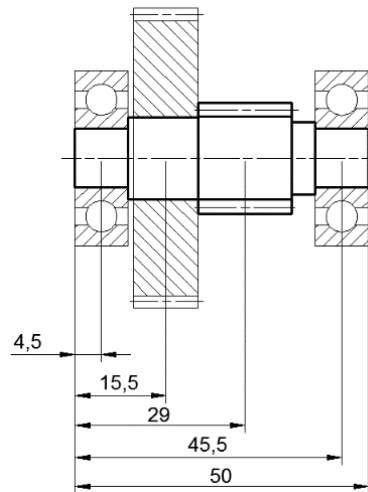


Figura 45. Esquema de elementos que conforman el eje 1

Una vez determinado el esquema de la flecha se procederá a realizar un diagrama de fuerzas que actuarán en el eje como la fuerza radial y tangencial ya calculadas.

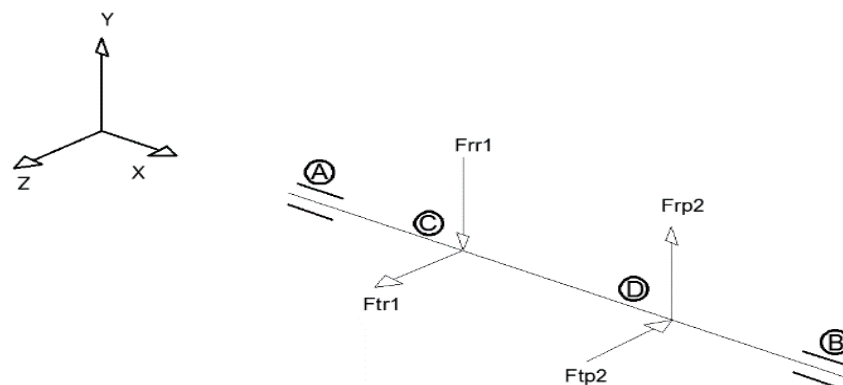


Figura 46. Diagrama de fuerzas del eje 1

En el cálculo de las reacciones de los puntos A y B se lo realizó con un programa de análisis de elementos donde se obtuvieron las siguientes gráficas y sus respectivas reacciones.

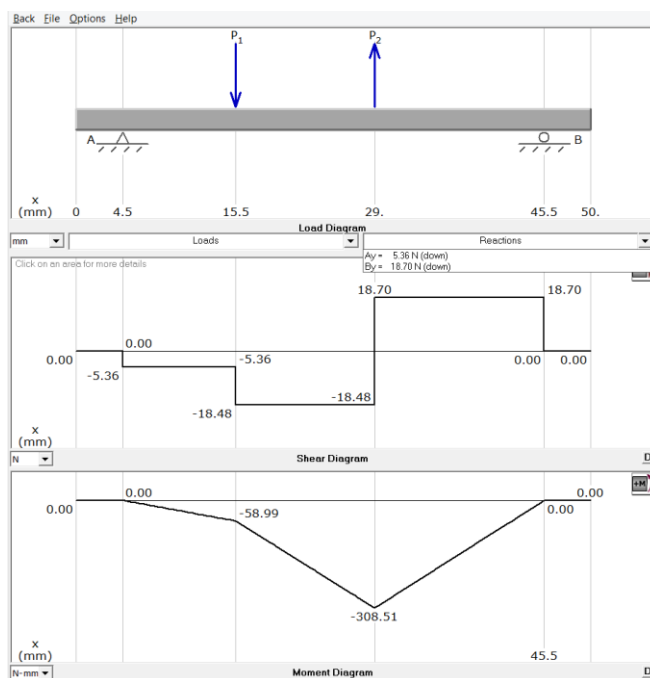


Figura 47. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en plano X-Y del eje 1

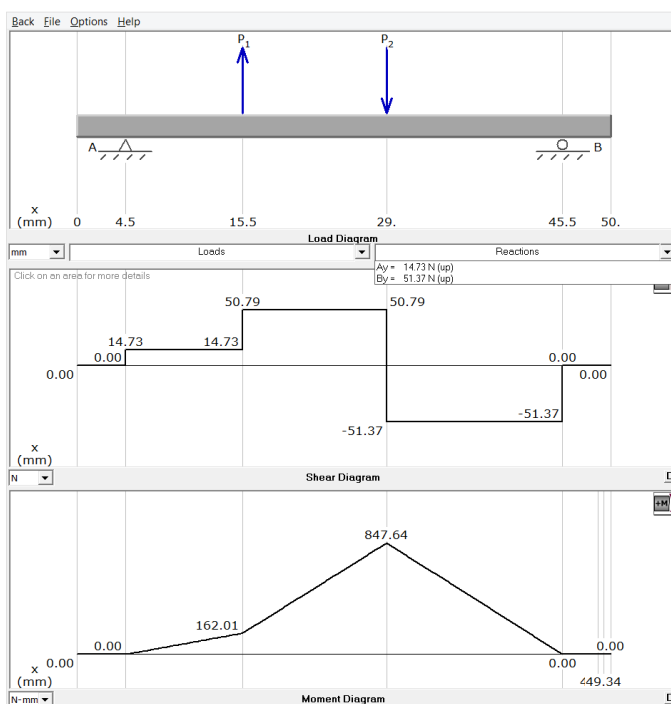


Figura 48. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en plano X-Z del eje 1

Reacciones en los apoyos A y B:

$$Ax_1 = 0 [N]$$

$$Bx_1 = 0 [N]$$

$$Ay_1 = -5.36 [N]$$

$$By_1 = -18.7 [N]$$

$$Az_1 = 14.73 [N]$$

$$Bz_1 = 51.37 [N]$$

Análisis de la sección crítica

Se determinará cuál es la sección crítica del eje con la ayuda de las gráficas de momentos de los planos X-Y y X-Z, donde se observa que la sección crítica se encuentra en el piñón 2 (punto D) y obteniendo el momento de flexión en D

$$\text{Momento en X-Y: } M_{xy_1} = -308.51 [Nmm]$$

$$\text{Momento en X-Z: } M_{xz_1} = 847.64 [Nmm]$$

Momento flector total:

$$Mt_{1D} = \sqrt{M_{xy_1}^2 + M_{xz_2}^2} = \sqrt{308.51^2 + 847.64^2} = 902.04 [Nmm]$$

Para calcular el diámetro mínimo se utilizara la fórmula ANSI/ASME B106.1M-1985

$$D = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_e} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.17 (Mott, 2006)}$$

Donde

$N =$ Factor de seguridad

$K_t =$ Valor preliminar de diseño

$M =$ Momento flector [Nmm]

$S_e =$ Resistencia a la fatiga [MPa]

$T =$ Torque [Nmm]

$S_y =$ Límite a la fluencia – resistencia a la fluencia [MPa]

Factor de Seguridad (N). Se supondrá un factor de diseño igual a 2, por lo que las flechas no se espera que tenga un impacto inusual o choque. (Mott, 2006)

$$N_{eje1} = 2$$

Valor preliminar de diseño (Kt). Se seleccionará un valor de chaflán agudo. (Mott, 2006)

$$Kt_{eje1} = 2.5$$

Resistencia a la fatiga (Se). Se supondrá en primer lugar el material del eje, para este se seleccionará el mismo material de los piñones **AISI 4340** para calcular resistencia a la fatiga para vida infinita, Se' .

$$Se = Se' * Cs * CR \quad \text{Ec. 3.18 (Mott, 2006)}$$

$$Se' = 0.5 * Su = 0.5 * 9.81 = 490.5 \text{ [MPa]}$$

Factor de tamaño (Cs). Se seleccionará un valor tentativo en la figura 49, ya que no se conoce el diámetro mínimo. Como el eje podría ser un valor entre 10 a 15 el factor aproximado será de 0.94

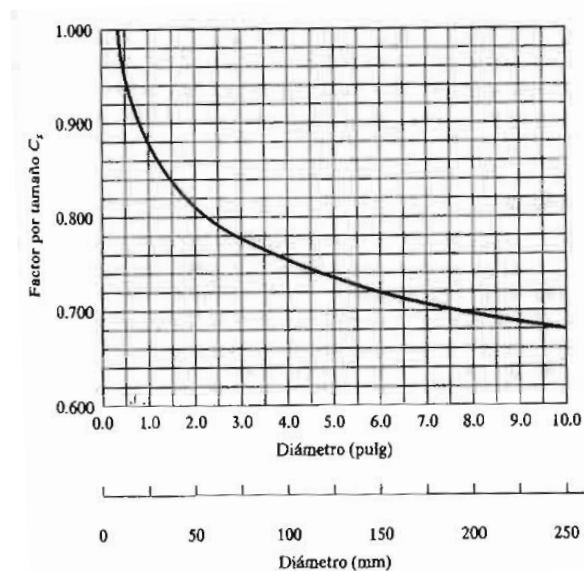


Figura 49. Factor de tamaño de ejes
Fuente: (Mott, 2006)

$$C_{Seje1} = 0.94$$

Factor de confiabilidad (C_R). Se seleccionará el mismo tipo de confianza moderada del diseño de engranes que es del 99% pero para flechas (tabla 27).

Tabla 27.

Factor de confiabilidad aproximado

Factores de confiabilidad aproximados C_R	
Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Fuente: (Mott, 2006)

$$C_{Reje1} = 0.81$$

Por lo tanto: $Se = Se' * K_s * K_r = 490.5 * 0.94 * 0.81$

$$Se = 373.47 \text{ [MPa]}$$

Remplazando todos los valores en la ecuación 3.17

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left[\frac{2.5 * 1818.68}{373.47} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{919.43}{785} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 4.99 \approx 5 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto el diámetro mínimo para la flecha es de 5mm.

Diseño de rigidez

En el diseño de rigidez se utilizará un programa CAD/CAE, en el cual se ingresaran los valores geométricos del eje y se observará los valores de deformación angular (pendiente) y deflexión transversal en los apoyos sean los permitidos. (Anexo 2)

Tabla 28.

Diseño de rigidez en eje 1

7.16 Los resultados para X coordinada	>	4,50	45,50
15...Desviación angular - Suma [°]	▼	0,00061152	0,00092763
16...Desviación - Suma [mm]	▼	6,7763E-21	1,6501E-19
10...Y - Desviación [mm]	▼	0	-5,421E-20
04...Z - Desviación [mm]	▼	-6,776E-21	1,5585E-19
03...Z - Desviación angular [°]	▼	-0,0005746	0,00087168

Ángulo de flexión Máxima (pendiente) en el eje 1

En la tabla 28 se observa que el ángulo de flexión en los puntos de apoyo A (4.5mm) y B (45.50mm) es de 0.00061152° y 0.000927° respectivamente. Estos valores son aceptables ya que son menores a $\theta < 0.03^\circ$. (Aaron, 1995)

Deflexión transversal en eje 1

La deflexión transversal se observa (tabla 28) en los puntos de apoyo A (4.5mm) y B (45.50mm), obteniendo como resultado que es de 6.77×10^{-21} mm y 1.65×10^{-19} mm respectivamente. Estos valores son aceptables ya que son menores a $\delta < 0.0127$ mm ó 0.0005 pulg . (Aaron, 1995)

4.2.2.2 DISEÑO DE EJE 2

Para el diseño de los dos siguientes ejes se realizará el mismo análisis.

$$Fr_{r2} = 37.18 [N]$$

$$Fr_{p3} = 120.13 [N]$$

$$Ft_{r2} = 102.16 [N]$$

$$Ft_{p3} = 330.05 [N]$$

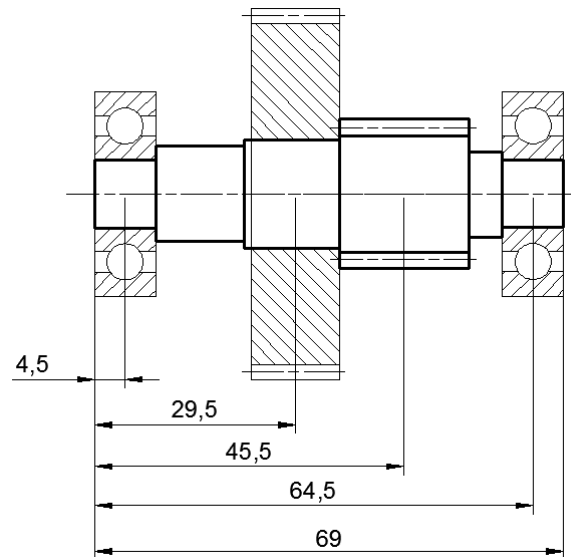


Figura 50. Esquema de elementos que conforman el eje 2

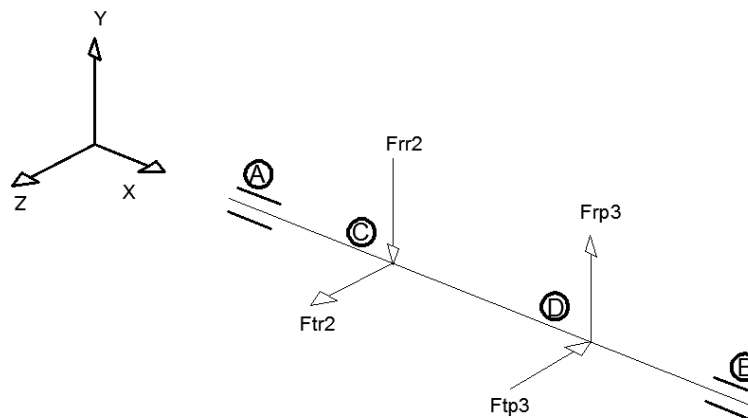


Figura 51. Diagrama de fuerzas del eje 2

En el cálculo de las reacciones de los puntos A y B se lo realizó con un programa de análisis de elementos donde se obtuvieron las siguientes gráficas y sus respectivas reacciones.

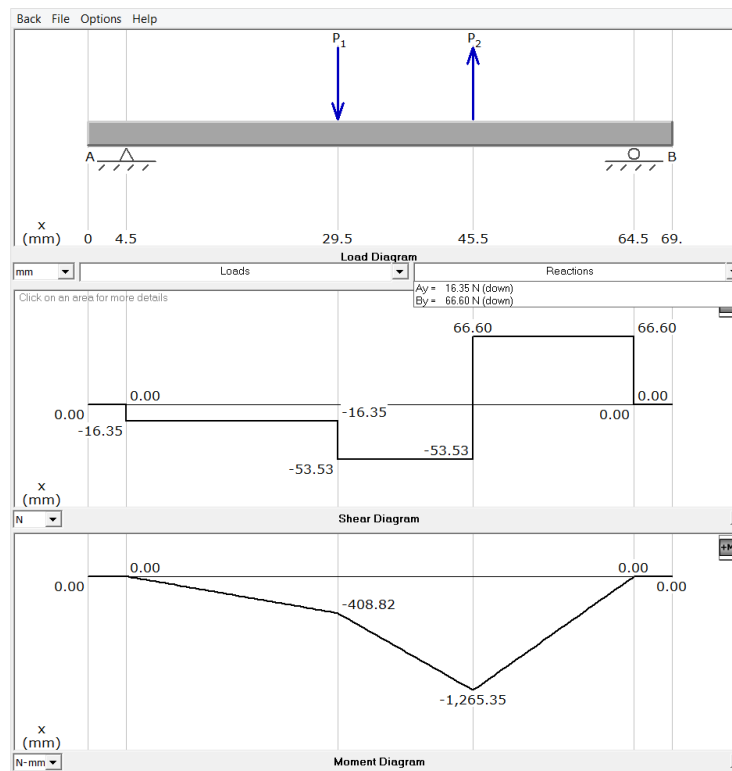


Figura 52. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en plano X-Y del eje 2

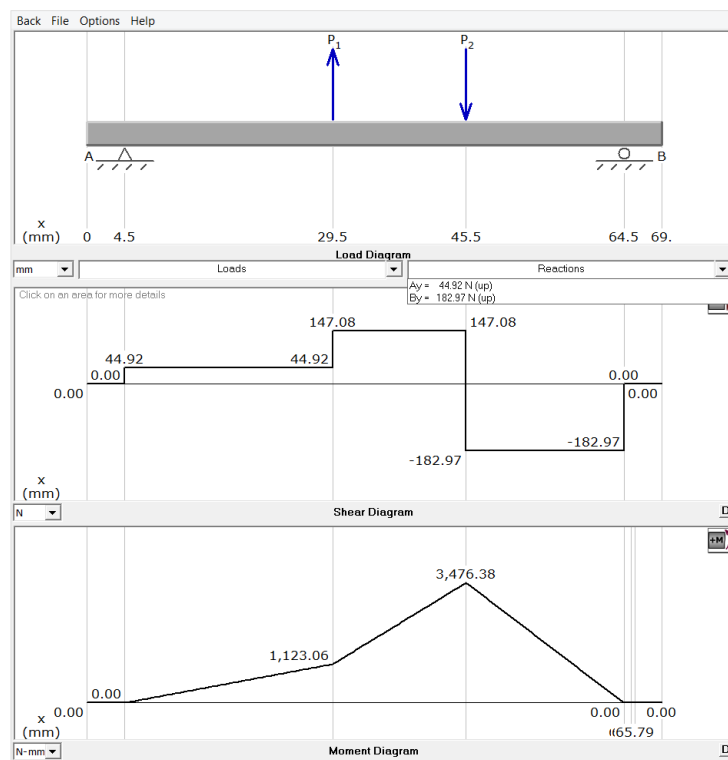


Figura 53. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en plano X-Z del eje 2

Reacciones en los apoyos A y B en el eje 2:

$$\begin{aligned} Ax_2 &= 0 \text{ [N]} & Bx_1 &= 0 \text{ [N]} \\ Ay_2 &= -16.35 \text{ [N]} & By_2 &= -66.60 \text{ [N]} \\ Az_2 &= 44.92 \text{ [N]} & Bz_2 &= 182.97 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Análisis de la sección crítica

Se determinará cuál es la sección crítica del eje obteniendo el momento flector total o resultante y con la ayuda de las gráficas de momentos de los planos X-Y y X-Z, donde se observa que la sección crítica se encuentra en el piñón 3 (punto D):

$$\text{Momento en X-Y: } M_{xy_2} = -1265.35 \text{ [Nmm]}$$

$$\text{Momento en X-Z: } M_{xz_2} = 3476.38 \text{ [Nmm]}$$

Momento flector total:

$$Mt_{2D} = \sqrt{M_{xy_2}^2 + M_{xz_2}^2} = \sqrt{1265.35^2 + 3476.38^2} = 3699.50 \text{ [Nmm]}$$

Para calcular el diámetro mínimo se utilizará la fórmula ANSI/ASME B106.1M-1985

$$D = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_e} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.17 (Mott, 2006)}$$

Factor de Seguridad (N): $N_{eje2} = 2$

Valor preliminar de diseño (Kt): $K_{t_{eje2}} = 2.5$

Resistencia a la fatiga (Se): Material AISI 4340

$$Se = Se' * Cs * CR \quad \text{Ec. 3.18 (Mott, 2006)}$$

$$Se' = 0.5 * Su = 0.5 * 9.81 = 490.5 \text{ [MPa]}$$

Factor de tamaño (Cs): $C_{Seje2} = 0.94$

Factor de confiabilidad (CR): $C_{Reje2} = 0.81$

Por lo tanto: $Se = Se' * Ks * Kr = 490.5 * 0.94 * 0.81$

$$Se = 373.47 \text{ [MPa]}$$

Remplazando todos los valores en la ecuación 3.17

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left[\frac{2.5 * 3699.50}{373.47} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{3218.01}{785} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 7.99 \approx 8 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto el diámetro mínimo para la flecha 2 será de 8 mm.

Diseño de rigidez

El diseño de rigidez se realizará con el mismo procedimiento realizado para el eje 1.

Tabla 29.

Diseño de rigidez del eje 2

7.16 Los resultados para X coordinad	>	4,50	64,50
15...Desviación angular - Suma [°]	▼	0,00264325	0,00408475
16...Desviación - Suma [mm]	▼	3,8752E-06	3,8498E-06
10...Y - Desviación [mm]	▼	-1,322E-06	1,3145E-06
04...Z - Desviación [mm]	▼	3,6426E-06	-3,618E-06
03...Z - Desviación angular [°]	▼	-0,0024846	0,00383926

Ángulo de flexión Máxima (pendiente) en el eje 2

En la tabla 29 se observa que el ángulo de flexión en los puntos de apoyo A (4.5mm) y B (64.50mm) es de 0.00264325° y 0.00408475° respectivamente. Estos valores son aceptables ya que son menores a $\theta < 0.03^\circ$. (Aaron, 1995)

Deflexión transversal en eje 2

La deflexión transversal que se observa (tabla 29) en los puntos de apoyo A (4.5mm) y B (64.50mm) es de 3.87×10^{-6} mm y 3.84×10^{-6} mm respectivamente. Estos valores son aceptables ya que son menores a $\delta < 0.0127$ mm ó 0.0005 pulg . (Aaron, 1995)

4.2.2.3 DISEÑO DE EJE 3

$$Fr_{r3} = 120.13 [N]$$

$$Fr_{p4} = 388.11 [N]$$

$$Ft_{r3} = 330.05 [N]$$

$$Ft_{p4} = 1066.32 [N]$$

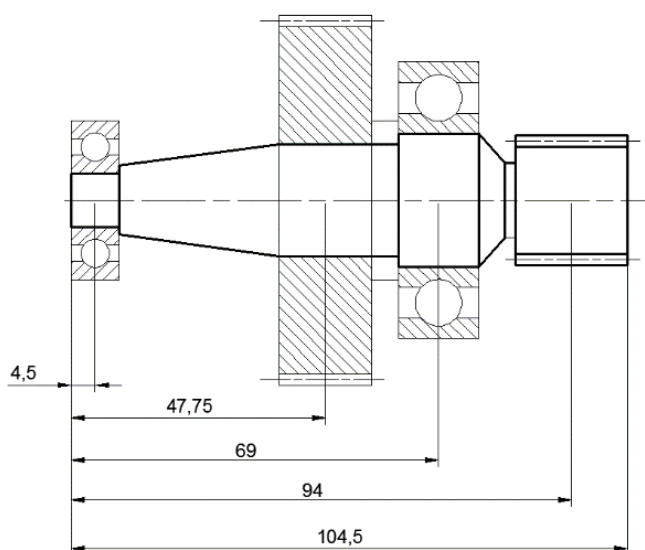


Figura 54. Esquema de elementos que conforman el eje 3

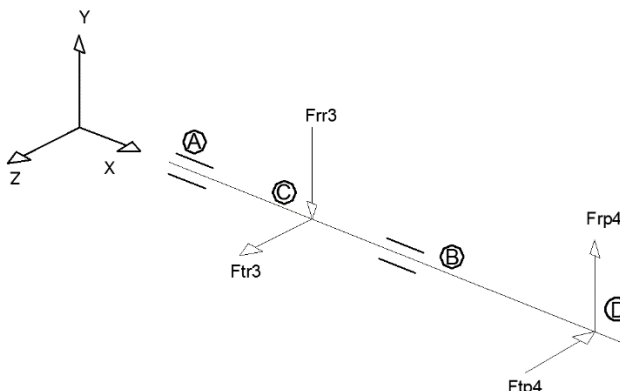


Figura 55. Diagrama de fuerzas del eje 3

En el cálculo de las reacciones de los puntos A y B se lo realizó con un programa de análisis de elementos donde se obtuvieron las siguientes gráficas y sus respectivas reacciones.

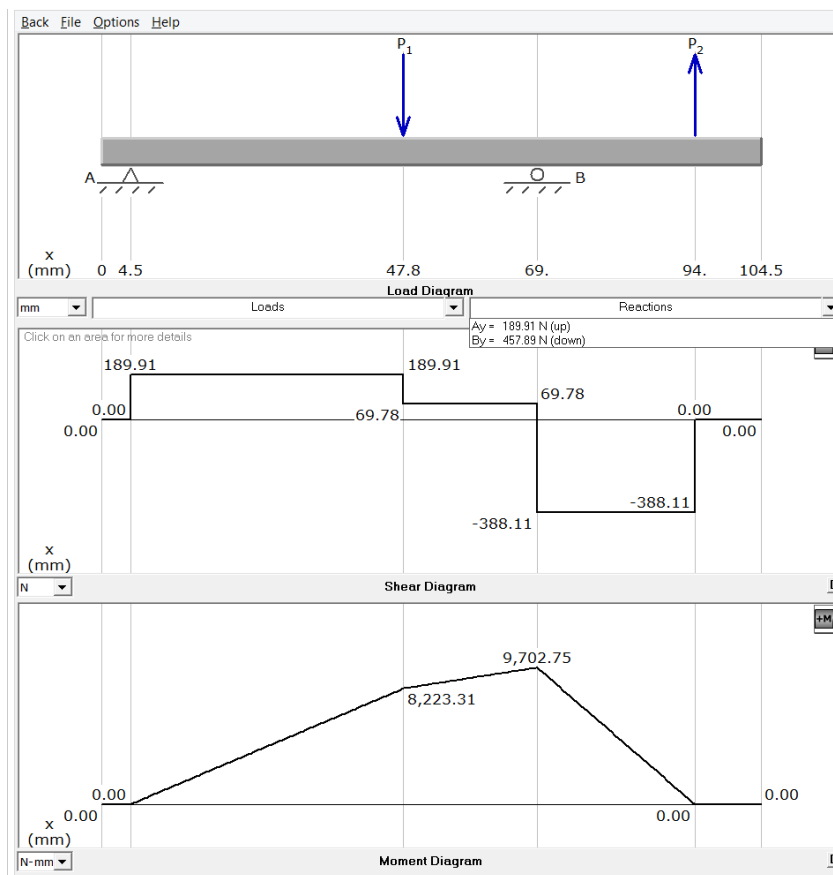


Figura 56. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en plano X-Y del eje 3

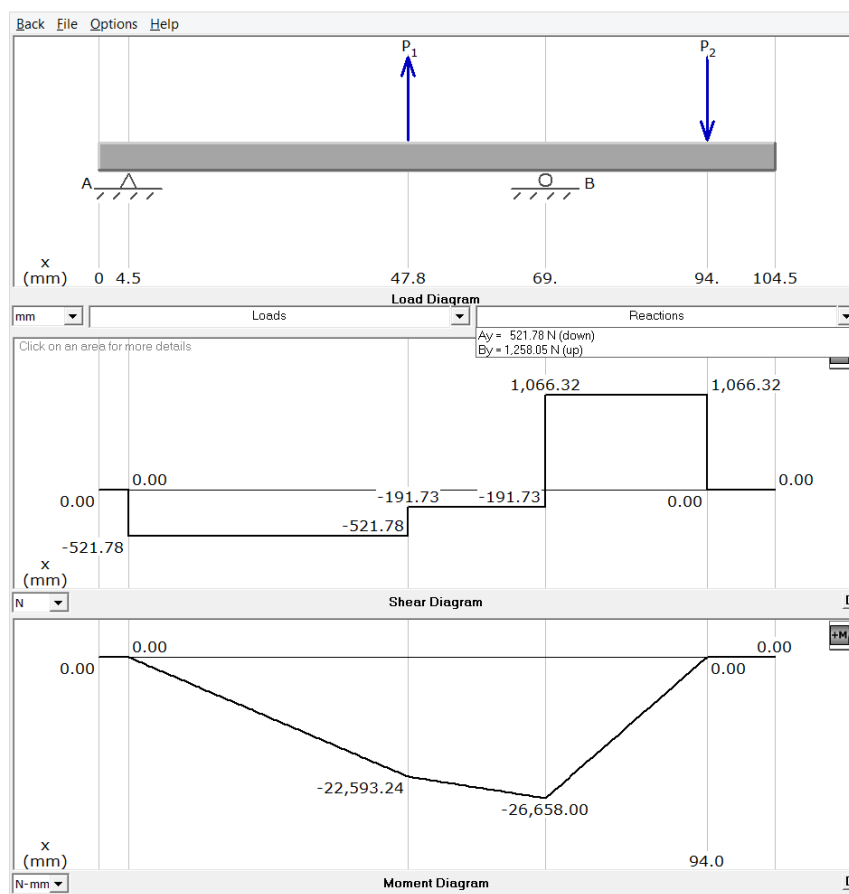


Figura 57. Diagramas de fuerza cortante y momento flector en plano X-Z del eje 3

Reacciones en los apoyos A y B:

$$A_{x3} = 0 \text{ [N]}$$

$$B_{x3} = 0 \text{ [N]}$$

$$A_{y3} = 189.91 \text{ [N]}$$

$$B_{y3} = -457.89 \text{ [N]}$$

$$A_{z3} = -521.78 \text{ [N]}$$

$$B_{z3} = 1258.05 \text{ [N]}$$

Análisis de la sección crítica

Se determinará cuál es la sección crítica del eje obteniendo el momento flector total o resultante con la ayuda de las gráficas de momentos de los planos X-Y y X-Z, donde se observa que la sección crítica se encuentra en el rodamiento:

Momento en X-Y: $M_{xy_3} = 9702.75 \text{ [Nmm]}$

Momento en X-Z: $M_{xz_3} = -26658 \text{ [Nmm]}$

Momento flector total:

$$Mt_{3B} = \sqrt{M_{xy_3}^2 + M_{xz_3}^2} = \sqrt{9702.75^2 + 26658^2} = 28368.86 \text{ [Nmm]}$$

Para calcular el diámetro mínimo se utilizará la fórmula ANSI/ASME B106.1M-1985

$$D = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S_e} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.17 (Mott, 2006)}$$

Factor de Seguridad (N): $N_{eje3} = 2$

Valor preliminar de diseño (Kt): $K_{t_{eje3}} = 2.5$

Resistencia a la fatiga (Se): Material AISI 4340

$$S_e = S_e' \cdot C_s \cdot C_R \quad \text{Ec. 3.18 (Mott, 2006)}$$

$$S_e' = 0.5 \cdot S_u = 0.5 \cdot 9.81 = 490.5 \text{ [MPa]}$$

Factor de tamaño (Cs): $C_{s_{eje3}} = 0.94$

Factor de confiabilidad (CR): $C_{R_{eje3}} = 0.81$

Por lo tanto: $S_e = S_e' \cdot K_s \cdot K_r = 490.5 \cdot 0.94 \cdot 0.81$

$$S_e = 373.47 \text{ [MPa]}$$

Remplazando todos los valores en la ecuación 3.17

$$D = \left[\frac{32 * 2}{\pi} \sqrt{\left[\frac{2.5 * 28368.86}{373.47} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{10396.64}{785} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 15.71 \approx 16 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto el diámetro mínimo para la flecha 3 será de 16 mm.

Diseño de rigidez

El diseño de rigidez se realizará con el procedimiento usado para el eje 1.

Tabla 30.

Diseño de rigidez del eje 3

7.16 Los resultados para X coordinada	>	4,50	69,00
15...Desviación angular - Suma [°]	▼	0,02202436	0,02011083
16...Desviación - Suma [mm]	▼	4,2668E-05	1,053E-05
10...Y - Desviación [mm]	▼	1,4593E-05	-3,601E-06
04...Z - Desviación [mm]	▼	-4,009E-05	9,895E-06
03...Z - Desviación angular [°]	▼	0,02069612	-0,018898

Ángulo de flexión máximo (pendiente) en el eje 3

En la tabla 30 se observa que el ángulo de flexión en los puntos de apoyo A (4.5 mm) y B (69 mm) es de 0.0220° y 0.020° respectivamente. Estos valores son aceptables ya que son menores a $\theta < 0.03^\circ$. (Aaron, 1995)

Deflexión transversal en eje 3

La deflexión transversal se observa (tabla 30) en los puntos de apoyo A (4.5mm) y B (69 mm) obteniendo como resultado que es de 4.26×10^{-5} mm y 1.05×10^{-5} respectivamente. Estos valores son aceptables ya que son menores a $\delta < 0.0127 \text{ mm}$ ó 0.0005 pulg . (Aaron, 1995)

4.2.3. CÁLCULO DE CHAVETAS

El cálculo de chavetas se realizará solo para las ruedas 1, 2 y 3, ya que los piñones serán fabricados en los mismos ejes por ser engranajes pequeños.

Chaveta para Rueda 1

La chaveta es un elemento que debe ser fabricado un material de menor resistencia que la los engranajes. La selección de la chaveta será un acero comercial ecuatoriano como el **760 AISI 1045** con las propiedades detalladas en la tabla 31.

Tabla 31.

Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

Resistencia a la tensión	$S_u = 637 \text{ [Mpa]}$
Resistencia a la fluencia	$S_y = 313 \text{ [Mpa]}$

Fuente: (El Acero, s.f)

Y las características del eje necesarias serán:

Diámetro donde se alojará la chaveta: $De_{ch1} = 14 \text{ [mm]}$

Ancho de la cara de la rueda 1: $B_{r1} = 11 \text{ [mm]}$

Torque de la rueda 1: $T_{r1} = 919.43 \text{ [Nmm]}$

Con la tabla 32 se seleccionará chavetas cuadradas normalizadas de acuerdo al diámetro donde se alojara la chaveta y la rueda.

Tabla 32.

Chavetas normalizadas

Pasadores y chavetas		Chavetas en cuña										TABLA 19 . 13			
Diámetro del eje d		Chaveta		Cabeza de la chaveta			Chaveteros				Eje	Cubo			
Mín.	Máx.	a	b	a1	c1	c2	e	h1	f	h					
10	12	4	4	4,1	7	4	2,5				1,5				
12	17	5	5	5,1	8	5	3				2				
17	22	6	6	6,1	10	6	3,5				2,5				
22	30	7	8	7,2	11	8	4				3				
30	38	8	10	8,2	12	10	4,5				3,5				
38	44	8	12	8,2	12	12	4,5				3,5				
44	50	9	14	9,2	14	14	5				4				
50	58	10	16	10,2	16	16	5				5				
58	65	11	18	11,2	18	18	6				5				
65	75	12	20	12,2	20	20	6				6				
75	85	14	22	14,2	22	22	7				7				
85	95	14	25	14,2	22	25	7				7				
95	110	16	28	16,2	25	28	8				8				
110	130	18	32	18,3	28	32	9				9				
130	150	20	36	20,4	32	36	10				10				
150	170	22	40	22,4	36	40	11				11				
170	200	25	45	25,4	40	45	13				12				
200	230	28	50	28,4	45	50	14				14				
230	260	32	56	32,5	50	56	16				16				
260	290	32	63	32,5	56	63	16				16				
290	330	36	70	36,5	63	70	18				18				
330	380	40	80	40,5	70	80	20				20				
380	440	45	90	45,6	75	90	23				22				
440	500	50	100	50,6	80	100	25				25				

Fuente: (Larburu, 1990)

Se seleccionará una chaveta de 5 x 5 mm.

$$Wch1 = 5 [mm]$$

$$Hch1 = 5 [mm]$$

Para el cálculo de la longitud mínima se lo realizara con la siguiente ecuación.

$$L = \frac{4 \cdot FS \cdot T}{D \cdot W \cdot Sy} \quad \text{(Mott, 2006)}$$

Donde

L: Longitud [mm]

FS: Factor de seguridad

T: Torque [Nmm]

W : ancho de chaveta o cuña [mm]

S_y : Limite a la fluencia – resistencia a la fluencia [MPa]

Factor de seguridad (FS). Se seleccionará un factor de 3.

$$L = \frac{4 * FS * T}{D * W * S_y} = \frac{4 * 3 * 919.43}{14 * 5 * 313} = 0.503 \text{ mm}$$

Como la longitud esta debajo del ancho de la rueda 2, se seleccionará una longitud de 9mm.

Chaveta para Rueda 2

Para el cálculo de las dos chavetas se lo realizará como la chaveta para la rueda 1.

Material (AISI 1045):

Resistencia a la tensión: $S_u = 637 \text{ [Mpa]}$

Resistencia a la fluencia: $S_y = 313 \text{ [Mpa]}$

Y las características del eje necesarias serán:

Diámetro donde se alojara la chaveta: $De_{ch2} = 16 \text{ [mm]}$

Ancho de la cara de la rueda 2: $B_{r2} = 13 \text{ [mm]}$

Torque de la rueda 2: $T_{r2} = 3218.01 \text{ [Nmm]}$

Con la tabla 23 se seleccionará las chavetas cuadradas normalizadas de acuerdo al diámetro donde se alojará la chaveta y la rueda. La chaveta de la rueda 2 seleccionada será la misma que en la rueda1.

$$W_{ch2} = 5 \text{ [mm]}, H_{ch2} = 5 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto la longitud mínima de la chaveta será:

$$L = \frac{4 * FS * T}{D * W * Sy} = \frac{4 * 3 * 3218.01}{16 * 5 * 313} = 1.54 \text{ mm}$$

Como la longitud esta debajo del ancho de la rueda 1, se optará por una longitud de 11mm.

Chaveta para Rueda 3

Material (AISI 1045):

Resistencia a la tensión: $Su = 637 \text{ [Mpa]}$

Resistencia a la fluencia: $Sy = 313 \text{ [Mpa]}$

Y las características del eje necesarias serán:

Diámetro donde se alojara la chaveta: $De_{ch3} = 21 \text{ [mm]}$

Ancho de la cara de la rueda 3: $B_{r3} = 17.5 \text{ [mm]}$

Torque de la rueda 3: $T_{r3} = 10396.64 \text{ [Nmm]}$

Con la tabla 24 se seleccionará chavetas cuadradas normalizadas de acuerdo al diámetro donde se alojará la chaveta y la rueda.

$$W_{ch3} = 6 \text{ [mm]}, H_{ch3} = 6 \text{ [mm]}$$

$$L = \frac{4 * FS * T}{D * W * Sy} = \frac{4 * 3 * 10396.64}{21 * 6 * 313} = 1.55 \text{ mm}$$

Como la longitud esta debajo del ancho de la rueda 3, se seleccionará una longitud de 15 mm.

4.2.4 CÁLCULO DE RODAMIENTOS

Para la selección del rodamiento se lo realizará con las siguientes fórmulas:

$$P = XFr + YFa \quad (\text{SKF, 2006})$$

$P =$ Carga dinámica equivalente [kN]

$X =$ Factor de carga radial del rodamiento

$Fr =$ Carga radial del rodamiento [kN]

$Y =$ Factor de carga axial del rodamiento

$Fa =$ Carga axial del rodamiento [kN]

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{SKF, 2006})$$

$L_{10} =$ Vida nominal, millones de revoluciones

$C =$ Capacidad de carga dinámica [kN]

$p =$ exponente de la ecuación de vida

= 3 para rodamiento de bolas y

= $\frac{10}{3}$ para rodamiento de rodillos.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \quad (\text{SKF, 2006})$$

$L_{10h} =$ Vida nominal, millones de revoluciones

$n =$ velocidad de giro

EJE 1- APOYO A

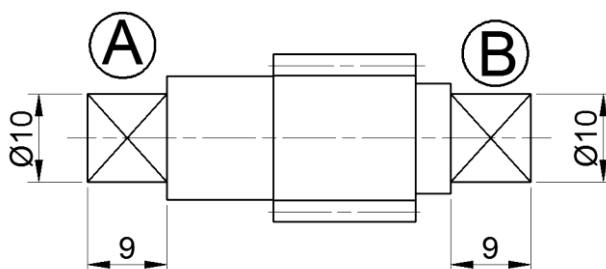


Figura 58. Esquema de eje 1 para la selección de rodamientos

Se calculará solo las fuerzas de carga radiales en el punto A ya que no existen fuerzas axiales.

$$Fr_{1A} = \sqrt{Ay_1^2 + Az_1^2} = \sqrt{5.36^2 + 14.73^2} = 15.67 [N]$$

$$Fr_{1A} = 0.001567 [kN]$$

Por lo tanto la carga dinámica será: $P = 0.001567 [kN]$

Ahora se calculará la vida nominal en horas de funcionamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \rightarrow L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}$$

$$= \frac{(2 \text{ jornada} * 250 \text{ dias} * 8 \text{ horas}) * 60 * 3843.14}{10^6}$$

$$L_{10} = 922.35$$

De la fórmula de *vida nominal en revoluciones* se despejará la *capacidad de carga dinámica (C)* para seleccionar el rodamiento en el catálogo SKF. El factor p será 3 por ser un rodamiento de bolas.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = P(L_{10})^{1/p} = 0.001567 [kN](922.35)^{1/3}$$

$$C_{1A} = 0.0153 [kN]$$

Con este dato se escogerá el rodamiento SKF*6200, ya que no sobrepasa los 5.4kN de capacidad de carga (dinámica) básica y concuerda con los diámetros principales del eje y la carcasa de la caja.

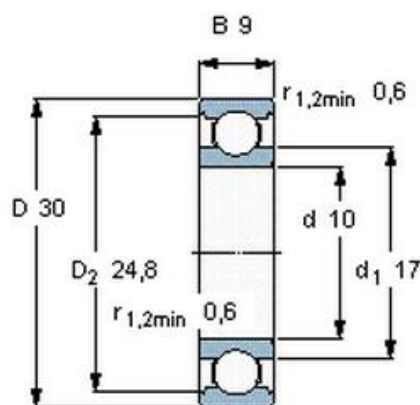


Figura 59. Esquema de rodamiento SKF*6200
Fuente: (SKF, 2006)

EJE 1- APOYO B

$$Fr_{1B} = \sqrt{By1^2 + Bz1^2} = \sqrt{18.7^2 + 51.37^2} = 54.67 \text{ [N]}$$

$$Fr_{1B} = 0.005467 \text{ [kN]}$$

Carga dinámica: $P = 0.005467 \text{ [kN]}$

Vida nominal en horas de funcionamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \rightarrow L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}$$

$$= \frac{(2 \text{ jornada} * 250 \text{ dias} * 8 \text{ horas}) * 60 * 3843.14}{10^6}$$

$$L_{10} = 922.35$$

Capacidad de carga dinámica:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = P(L_{10})^{1/p} = 0.001567 \text{ [kN]}(922.35)^{1/3}$$

$$C_{1B} = 0.0532 \text{ [kN]}$$

Con este dato se escogerá el rodamiento SKF*6200, ya que no sobrepasa los 5.4kN de capacidad de carga (dinámica) básica y concuerda con los diámetros principales del eje y la carcasa de la caja.

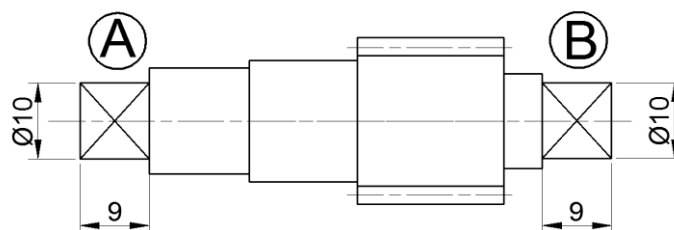
EJE 2 - APOYO A

Figura 60 Esquema de eje 2 para la selección de rodamientos

Se calculará solo las fuerzas de carga radiales en el punto A ya que no existen fuerzas axiales.

$$Fr_{2A} = \sqrt{Ay^2 + Az^2} = \sqrt{16.35^2 + 44.92^2} = 47.8 [N]$$

$$Fr_{2A} = 0.00478 [kN]$$

Carga dinámica: $P = 0.00478 [kN]$

Vida nominal en horas de funcionamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \rightarrow L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}$$

$$= \frac{(2 \text{ jornada} * 250 \text{ dias} * 8 \text{ horas}) * 60 * 1098.04}{10^6}$$

$$L_{10} = 263.53$$

Capacidad de carga dinámica:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = P(L_{10})^{1/p} = 0.00478 [kN](263.53)^{1/3}$$

$$C_{2A} = 0.0306 [kN]$$

Con este dato se escogerá el rodamiento SKF*6200, ya que no sobrepasa los 5.4kN de capacidad de carga (dinámica) básica y concuerda con los diámetros principales del eje y la carcasa de la caja.

EJE 2- APOYO B

$$Fr_{2B} = \sqrt{By^2 + Bz^2} = \sqrt{66.6^2 + 182.97^2} = 194.7 [N]$$

$$Fr_{2B} = 0.01947 [kN]$$

Carga dinámica será: $P = 0.01947 [kN]$

Vida nominal en horas de funcionamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \rightarrow L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}$$

$$= \frac{(2 \text{ jornada} * 250 \text{ dias} * 8 \text{ horas}) * 60 * 1098.04}{10^6}$$

$$L_{10} = 263.53$$

Capacidad de carga dinámica.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = P(L_{10})^{1/p} = 0.01947 [kN](263.53)^{1/3}$$

$$C_{2B} = 0.1248 [kN]$$

Con este dato se escogerá el rodamiento SKF*6200, ya que no sobrepasa los 5.4kN de capacidad de carga (dinámica) básica y concuerda con los diámetros principales del eje y la carcasa de la caja.

EJE 3 - APOYO A

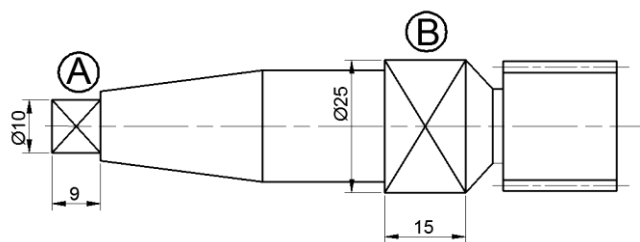


Figura 61.Esquema de eje para la selección de rodamientos

$$Fr_{3A} = \sqrt{Ay^3^2 + Az^3^2} = \sqrt{189.91^2 + 521.78^2} = 555.27 [N]$$

$$Fr_{3A} = 0.055527 [kN]$$

Carga dinámica: $P = 0.055527 [kN]$

Vida nominal en horas de funcionamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \rightarrow L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}$$

$$= \frac{(2 \text{ jornada} * 250 \text{ dias} * 8 \text{ horas}) * 60 * 339.87}{10^6}$$

$$L_{10} = 81.57$$

Capacidad de carga dinámica:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = P(L_{10})^{1/p} = 0.055527[kN](81.57)^{1/3}$$

$$C_{3A} = 0.2408 [kN]$$

Con este dato se escogerá el rodamiento SKF*6200, ya que no sobrepasa los 5.4kN de capacidad de carga (dinámica) básica y concuerda con los diámetros principales del eje y la carcasa de la caja.

EJE 3- APOYO B

$$Fr_{3B} = \sqrt{By^3 + Bz^3} = \sqrt{457.89^2 + 1258.05^2} = 1338.79 \text{ [N]}$$

$$Fr_{3A} = 0.01947 \text{ [kN]}$$

Carga dinámica será: $P = 0.133879 \text{ [kN]}$

Vida nominal en horas de funcionamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \rightarrow L_{10} = \frac{L_{10h} * 60 * n}{10^6}$$

$$= \frac{(2 \text{ jornada} * 250 \text{ dias} * 8 \text{ horas}) * 60 * 339.87}{10^6}$$

$$L_{10} = 81.57$$

Capacidad de carga dinámica:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \rightarrow C = P(L_{10})^{1/p} = 0.133879 \text{ [kN]} (81.57)^{1/3}$$

$$C_{3A} = 0.1248 \text{ [kN]}$$

Con este dato se escogerá el rodamiento SKF *6205, ya que no sobrepasa los 14.8 kN de capacidad de carga (dinámica) básica y concuerda con los diámetros principales del eje y la carcasa de la caja.

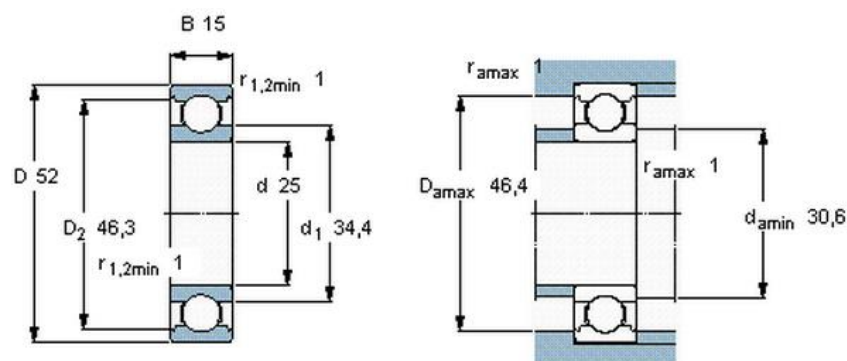


Figura 62. Esquema de rodamiento SKF*6205
Fuente: (SKF, 2006)

4.2.5 CALCULO DE HUSILLO

En el diseño de husillo se tomará en cuenta las medidas, pesos de los componentes del mandril frontal y posterior. Para la longitud eje se tomará la referencia de la bancada previamente adquirida por la empresa Indima.

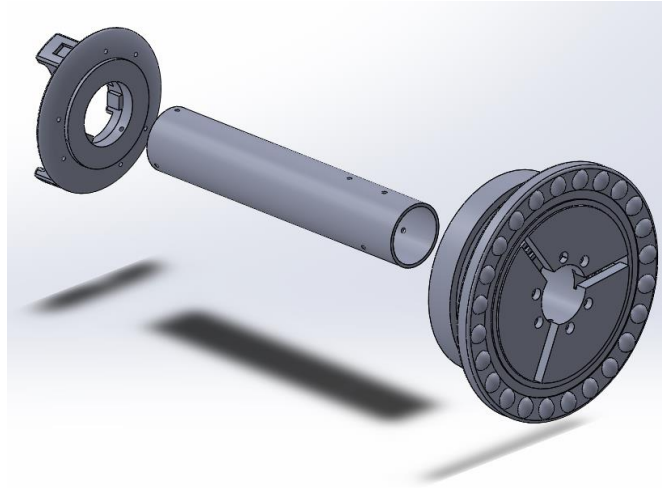


Figura 63. Simulación de husillo y componentes del mandril

Una vez teniendo estos parámetros se realizó un esquema con las medidas tentativas.

Ya determinado el esquema se colocarán todas las fuerzas que actuarán en el husillo como son la fuerza tangencial y radial de la rueda 4, además los pesos de los mandriles.

Los pesos de las partes del mandril delantero y posterior se los obtendrá de un programa CAD/CAE, teniendo los siguientes resultados:

$$\text{Peso total de Mandril frontal} = F_{mf} = 114.5 \text{ [N]}$$

$$\text{Peso total de Mandril posterior} = F_{mp} = 10.2 \text{ [N]}$$

$$\text{Fuerza radial de rueda 4} = F_{rr4} = 388.11 \text{ [N]}$$

$$\text{Fuerza tangencial de rueda 4} = F_{tr4} = 1066.32 \text{ [N]}$$

Igualmente con la ayuda del programa CAD/CAE se determinará los centros de gravedad o de masa de cada mandril montados en el husillo para colocar las fuerzas que actúan en ella.

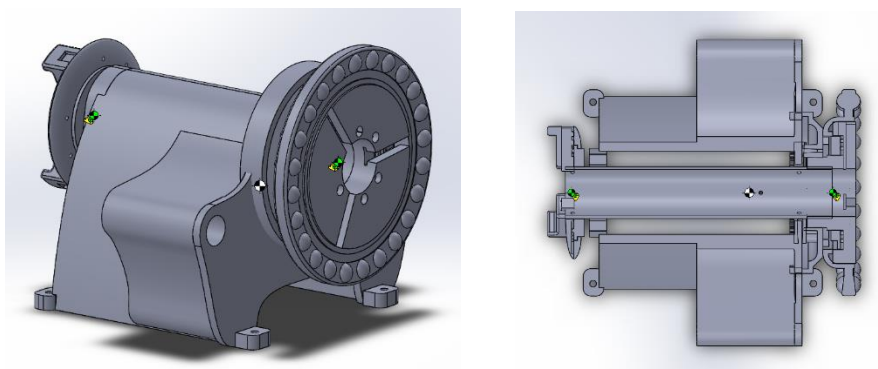


Figura 64. Centro de masas de mandriles

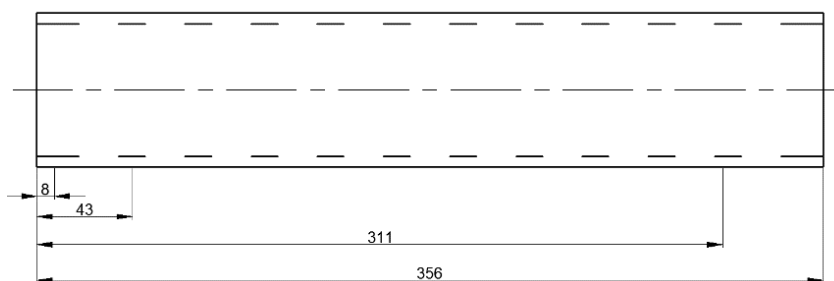


Figura 65. Esquema de medidas del husillo

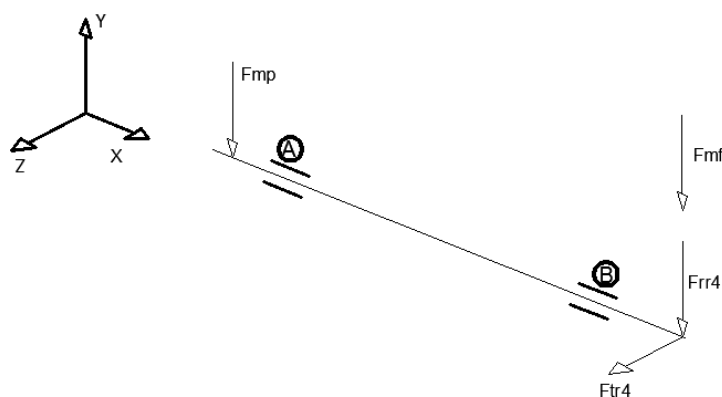


Figura 66. Diagrama de fuerzas del husillo

Para el cálculo de las reacciones de los puntos A y B se los realizará igual ejes o flechas. (Anexo 2)

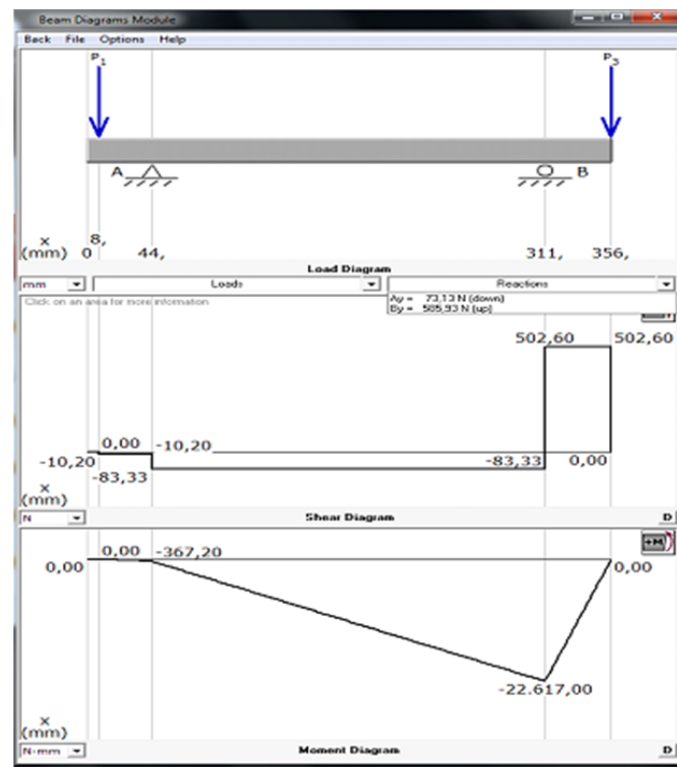


Figura 67. Diagrama de fuerza y momento flector en plano X-Y del husillo

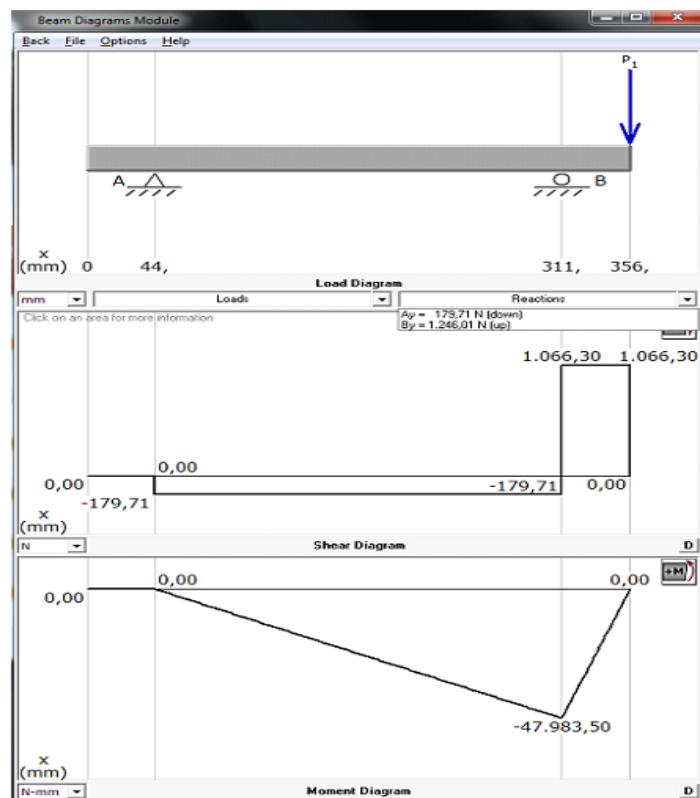


Figura 68. Diagrama de fuerzas y momento flector en plano X-Z del husillo

Reacciones en los apoyos A y B

$$A_{xh} = 0 [N]$$

$$A_{yh} = -73.13 [N]$$

$$A_{zh} = -179.71 [N]$$

$$B_{xh} = 0 [N]$$

$$B_{yh} = 585.93 [N]$$

$$B_{zh} = 1246.01 [N]$$

Análisis de la sección crítica

Como se observa en las gráficas de momentos en los planos xy e xz, el punto crítico del husillo se encuentra en el punto B, ya que se obtuvo el momento de flexión máxima en B.

Momento en X-Y: $M_{xy_h} = -22617 [Nmm]$

Momento en X-Z: $M_{xz_h} = -47985.5 [Nmm]$

Momento de flexión total:

$$M_{t_h} = \sqrt{M_{xy_h}^2 + M_{xz_h}^2} = \sqrt{22617^2 + 47985.5^2} = 53046.63 [Nmm]$$

Análisis de esfuerzo en el punto B

Para el diseño del husillo se asumirá que la barra perforada tendrá un diámetro exterior de 69.5 mm y diámetro interior 62.5 del material MECAPLUS 470 de Ivan Bohman. (Anexo 3)

Diámetro exterior: $d_{ext_h} = 69.5 [mm]$

Diámetro interior: $d_{int_h} = 62.5 [mm]$

Tabla 33.

Propiedades mecánicas de acero MECAPLUS 470

Resistencia a la tensión	$S_u = 539 [Mpa]$
Resistencia a la fluencia	$S_y = 392 [Mpa]$
Dureza	215 [HB]

Conociendo el material se analizará el esfuerzo flector y el esfuerzo cortante en el punto B.

$$\sigma_b = \frac{M * Y}{I}$$

$$\sigma_{b_h} = \frac{Mt_h * \frac{d_{ext}}{2}}{\frac{\pi(d_{ext_h}^4 - d_{int_h}^4)}{64}} = \frac{53046.63 * \frac{69.5}{2}}{\frac{\pi(69.5^4 - 62.5^4)}{64}} =$$

$$\sigma_{b_h} = 4.65 [Mpa]$$

$$\tau_b = \frac{T * r}{J}$$

$$\tau_{b_h} = \frac{\left(Ftr4 * \frac{d_{pr4}}{2}\right) * \left(\frac{d_{ext}}{2}\right)}{\frac{\pi(d_{ext_h}^4 - d_{int_h}^4)}{32}} = \frac{(99167.39) * \left(\frac{69.5}{2}\right)}{\frac{\pi(69.5^4 - 62.5^4)}{32}} =$$

$$\tau_{b_h} = 4.34 [Mpa]$$

Como el husillo va estar girando, se considera que el esfuerzo flector y cortante serán reversibles, entonces se tiene los momentos flectores y alternantes

$$\sigma_{b_h max} = 4.65 [Mpa]$$

$$\tau_{b_h max} = 4.34 [Mpa]$$

$$\sigma_{b_h min} = -4.65 [Mpa]$$

$$\tau_{b_h min} = -4.34 [Mpa]$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{b_h max} + \sigma_{b_h min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{b_h max} + \tau_{b_h min}}{2}$$

$$\sigma_m = 0 [Mpa]$$

$$\tau_m = -4.34 [Mpa]$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{b_h max} - \sigma_{b_h min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{b_h max} - \tau_{b_h min}}{2}$$

$$\sigma_a = 4.65 [Mpa]$$

$$\tau_a = -4.34 [Mpa]$$

Para la determinación de los esfuerzos reales se establecerá los factores de concentración de esfuerzos por fatiga y por cortante. Para el diseño se considera un sistema conservador por lo que $k_t = k_f = 1$

$$\sigma_{mr} = kt * \sigma_m = 0 [Mpa]$$

$$\tau_{mr} = kt * \tau_m = 0 [MPa]$$

$$\sigma_{ar} = kf * \sigma_a = 4.65 [Mpa]$$

$$\tau_{ar} = kt * \tau_a = 4.34 [MPa]$$

Aplicando la teoría de esfuerzo cortante máximo se obtendrá

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{\sigma_{mr}^2 + 4 \tau_{mr}^2} = 0 [Mpa] \quad \sigma_{eq_a} = \sqrt{\sigma_{ar}^2 + 4 \tau_{ar}^2} = 9.86 [MPa]$$

Se calculará la resistencia a la fatiga con los siguientes valores de la tabla.

Tabla 34.

Tabla de factores para cálculo de la resistencia a la fatiga.

Límite de resistencia a la fatiga	$Se' = 0.5Su = 0.5(539)$ $Se' = 196 MPa$
Factor de tamaño	$ktam = 1.24d^{-0.107}$ $ktam = 0.876$
Factor de carga y flexión	$kc = 0.85$ (por ser cargas combinadas)
Constante de efecto superficial- maquinado	$ksup = aSu^b$ $a = 4.51$ y $b = -0.265$ $ksup = 4.51(392)^{-0.265}$ $ksup = 0.927$
Factor de confiabilidad	$kconf = 0.75$

Con los datos de la tabla se obtendrá la resistencia a la fatiga del husillo:

$$Se = Se' * ktam * kc * ksup * kconf$$

$$Se = 196 * 0.876 * 0.85 * 0.927 * 0.75$$

$$Se = 101.84 MPa$$

Para finalizar utilizaremos el teorema de Soderberg para determinar el factor de seguridad y verificar si es el adecuado.

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sy} = \frac{1}{FS}$$

$$\frac{9.86}{101.84} + \frac{0}{392} = \frac{1}{FS}$$

$$FS = 10$$

Como conclusión obtenemos que los valores propuestos para del husillo son los adecuados ya que se tiene un factor de seguridad mayor a 2.

4.2.6 HERRAMIENTA MOLETEADORA

Para el diseño de la herramienta moleteadora se realizará un rediseño de una cortadora de tubo como se explicó en el capítulo 3. El diseño se lo realizó con herramientas CAD/CAE teniendo en cuenta todas las dimensiones de las partes del moleteador.

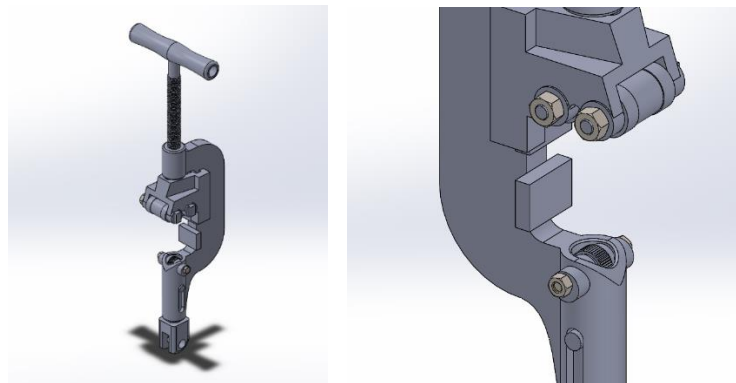


Figura 69. Diseño de herramienta moleteadora

La partes más críticas serán los pasadores en donde se coloran los dos bocines superiores y en la moleta de la parte inferior de la herramienta de moleteado.

4.2.7 DISEÑO DE PASADORES

Para el diseño se dieron las dimensiones tentativas de los pasadores, teniendo en cuenta las longitudes del soporte superior porta herramientas en donde se alojarán los bocines.

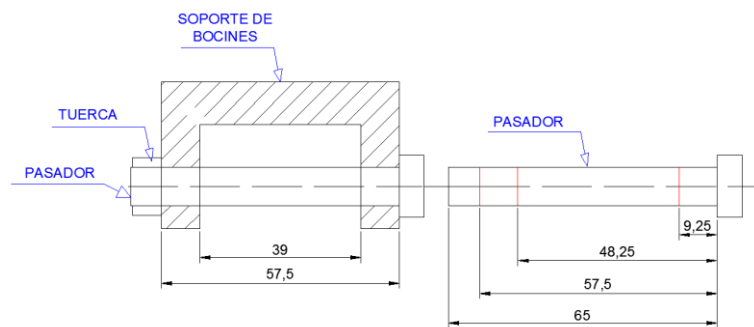


Figura 70. Dimensiones de pasadores A Y B

Una vez conocidas las dimensiones, se realizó un esquema de las fuerzas que actúan en los pasadores.

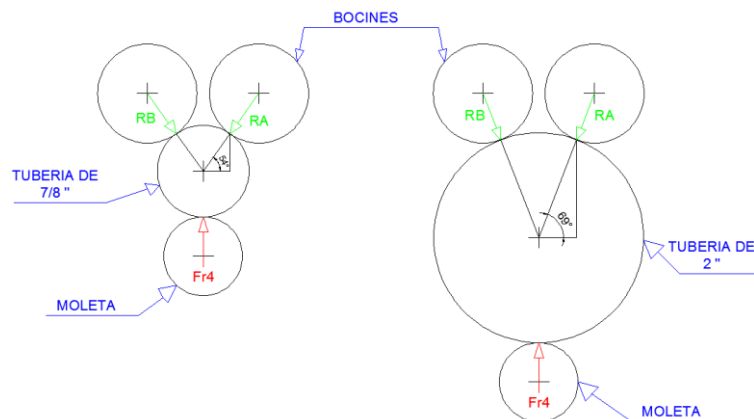


Figura 71. Esquema de fuerzas en pasadores A, B Y C

Cálculo de esfuerzo en los pasadores

▪ Pasadores A y B

Las reacciones que actúan en los pasadores A y B son el resultado de la fuerza radial que es transmitida durante el giro a la tubería que será moleteada. Del análisis del DCL se obtiene que:

$$\sum F_x = 0$$

$$A \cdot \cos \theta - B \cdot \cos \theta = 0$$

$$(1) \quad A = B$$

$$\sum F_y = 0$$

$$(2) \quad A \cdot \sin \theta + B \cdot \sin \theta + F_{r4} = 0$$

Para el cálculo se tomó el ángulo de 54° que se forma cuando se efectúa el moleteado de una tubería de $7/8"$, ya que es el caso más crítico.

Reemplazando (1) en (2), obtenemos las reacciones en cada uno de los pasadores:

$$A \cdot \sin(54^\circ) + A \cdot \sin(54^\circ) + 388.11 = 0$$

$$A = \frac{-388.11}{2 \cdot \sin(54^\circ)}$$

$$A = -239.5 \text{ N}$$

$$B = -239.5 \text{ N}$$

Las fuerzas A y B generan un esfuerzo cortante en los pasadores, conociendo el diámetro dado de los pasadores (9mm), podemos calcularlo:

$$\tau_{adm} = \frac{V}{A} = \frac{A}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}}$$

$$\tau_{adm} = \frac{239.5}{\pi \cdot \frac{9^2}{4}}$$

$$\tau_{adm} = 3.765 \text{ MPa}$$

El material seleccionado para los pasadores es el acero comercial A36, siendo su esfuerzo a la fluencia de 248.14 MPa.

$$FS = \frac{S_y}{\tau_{adm}} = 65.9$$

- **Pasador C**

En el pasador C actúa una fuerza cortante igual a la fuerza radial de la tubería para el proceso.

$$C = F_{r4} = 388.11 \text{ N}$$

La fuerza en C genera un esfuerzo cortante en el pasador, conociendo el diámetro dado (6.35mm), podemos calcularlo:

$$\tau_{adm} = \frac{V}{A} = \frac{A}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}}$$

$$\tau_{adm} = \frac{388.11}{\pi \cdot \frac{6.35^2}{4}}$$

$$\tau_{adm} = 12.255 \text{ MPa}$$

El material seleccionado para los pasadores es el acero comercial A36, siendo su esfuerzo a la fluencia de 248.14 MPa.

$$FS = \frac{S_y}{\tau_{adm}} = 20.25$$

Como resultado de los pasadores A, B y C se obtiene que el material seleccionado y su sección resisten el máximo esfuerzo cortante, ya que el factor de seguridad que se calculado es mayor al 2 para los tres casos.

4.2.8 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS CRÍTICOS

Mediante la simulación se ratificará los análisis realizados de los componentes críticos.

En primer lugar se comenzará con los ejes de la caja de reducción y con el elemento más crítico de la caja que es el eje 3-piñon 4, ya que consta con

las fuerzas más elevadas como se comprueba en el cálculo realizado en el ítem 4.2.2.

4.2.8.1 EJE 3 – PIÑÓN 4

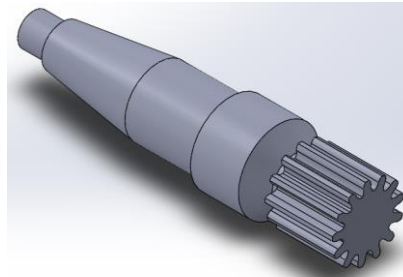
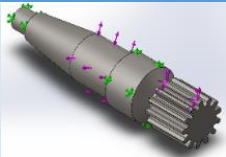


Figura 72. Eje 3 - piñón4 simulado en CAD/CAE

Se dibujará el eje 3–piñón 4 y se especificará las propiedades físicas del eje a ser analizados mostradas en la siguiente tabla.

Tabla 35.

Características físicas del eje 3 - piñón 4

<i>Aplicación de Cargas</i>	<i>Propiedades volumétricas</i>	<i>Propiedades del Material</i>
	Masa: 30.77 gr Volumen: 30767.12 mm ³ Peso: 30.77 gr	Nombre: AISI 4340 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 7.1e+008 N/m² Límite de tracción: 11.1e+008 N/m² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: 8e+010 N/m²

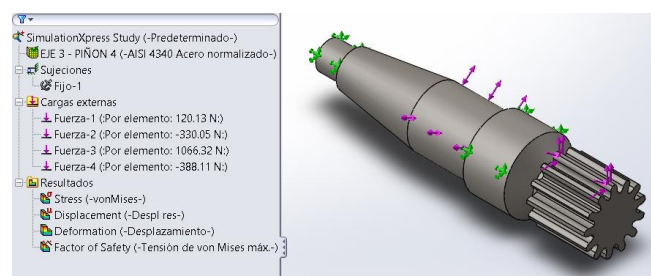
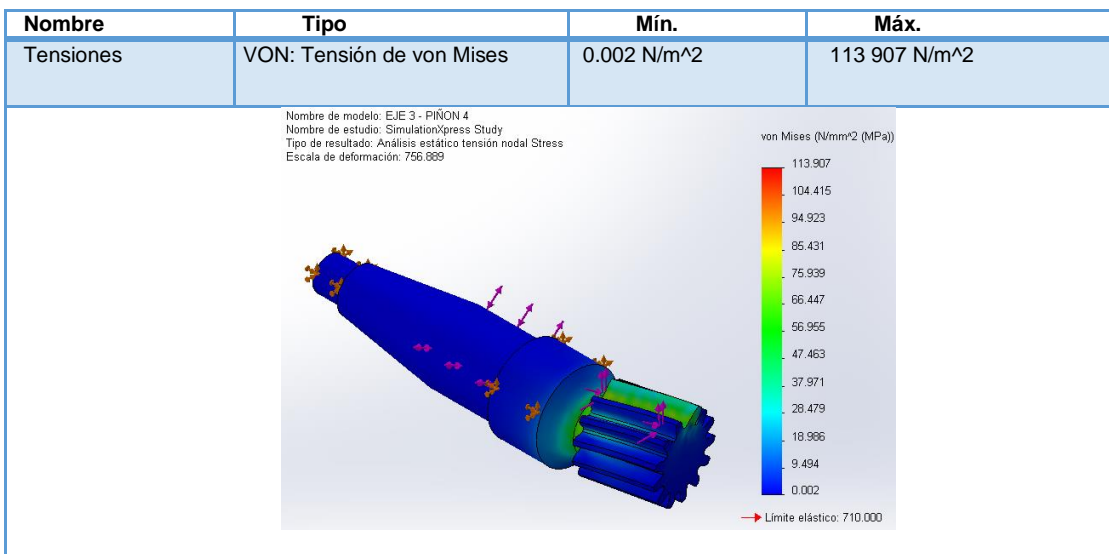


Figura 73. Eje 3 - piñón 4 simulado en CAD/CAE con fuerzas aplicadas.

Se aplicará las fuerzas principales calculadas y se observará los compartamientos en cada resultado y se definirá si el material es el adecuado.

Tabla 36.

Resultado del Estudio de Tensiones en eje 3 – piñón 4



Se verificará el factor de seguridad

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{710}{113.907} = 6.2$$

El factor de seguridad es el adecuado ya que no es menor a 1.3

Tabla 37.

Resultado del Estudio de Desplazamientos en eje 3-piñón 4

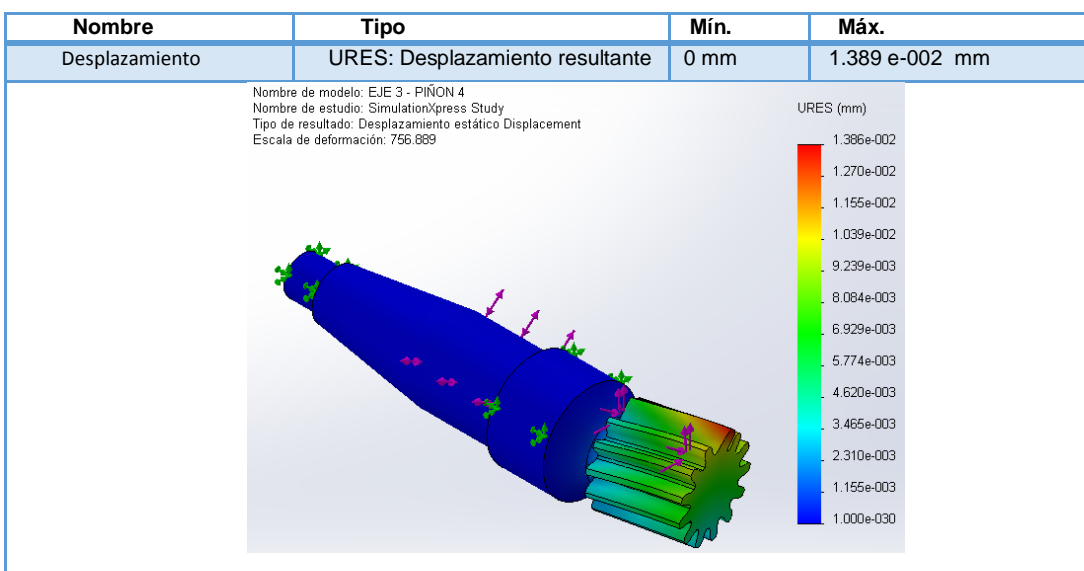
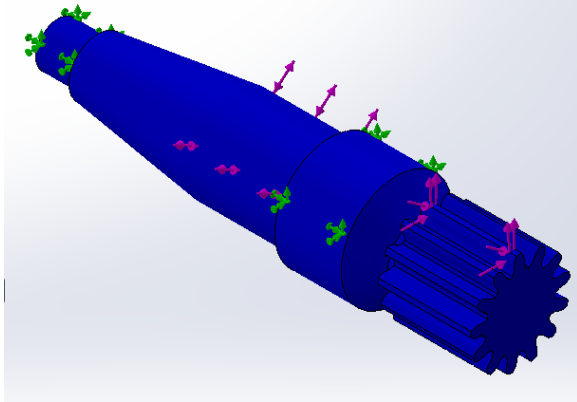


Tabla 38.

Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 3-piñon 4

Nombre	Tipo	Criterio de factor de seguridad
Factor de seguridad	Factor de seguridad	Azul > 1.5 , Rojo <1.5
<p>Nombre de modelo: EJE 3 - PIÑON 4 Nombre de estudio: SimulationXpress Study Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor of Safety Criterio: Tensiones von Mises máx. Rojo < FOS = 1.5 < Azul</p> 		

En la simulación se puede observar que el material AISI 4340 seleccionado es el adecuado porque no se observa indicios de puntos críticos de color rojo.

4.2.8.2 EJE 2 – PIÑÓN 3

Para el análisis de los restantes ejes se lo realizará de la misma forma que el eje 3-piñon 2.

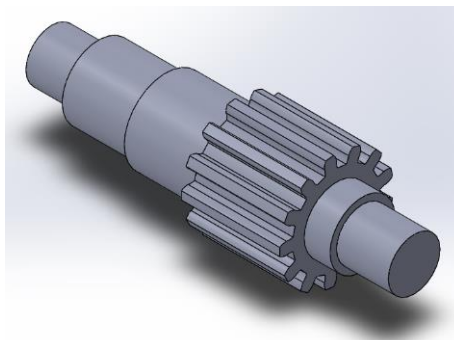
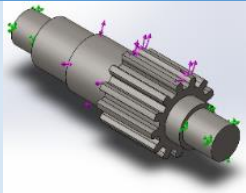


Figura 74. Eje 2-piñon3 simulado en CAD/CAE

Tabla 39.
Características físicas del eje 2 – piñón 3

Aplicación de Cargas	Propiedades volumétricas	Propiedades del Material
	Masa: 12.59 gr Volumen: 12585.98 mm ³ Peso: 12.59 gr	Nombre: AISI 4340 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 7.1e+008 N/m² Límite de tracción: 11.1e+008 N/m² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: 8e+010 N/m²

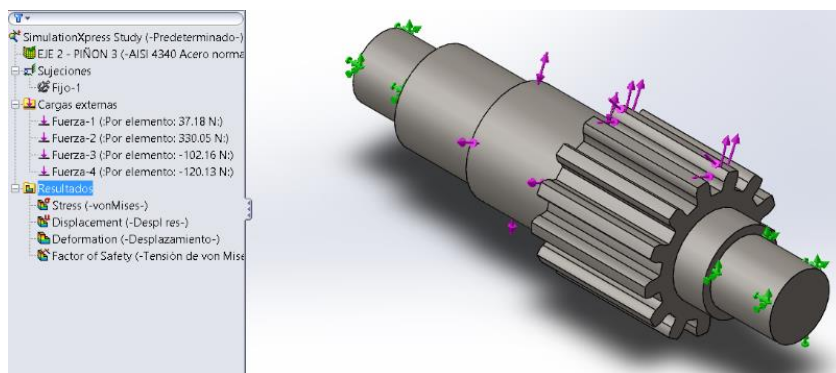
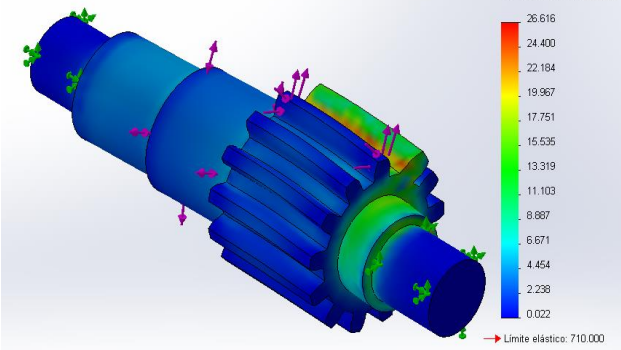


Figura 75. Eje 2-piñón 3 simulado en CAD/CAE con fuerzas aplicadas.

Tabla 40.
Resultado del Estudio de Tensiones en eje 2-piñón 3

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	0.022 N/m ²	26 616 N/m ²

Nombre de modelo: EJE 2 - PIÑÓN 3
 Nombre de estudio: SimulationXpress Study
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Stress
 Escala de deformación: 3035.87



von Mises (N/mm² (MPa))

→ Límite elástico: 710.000

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{710}{10.177} = 71$$

Tabla 41.
Resultado del Estudio de Desplazamientos en eje 2-piñón 3

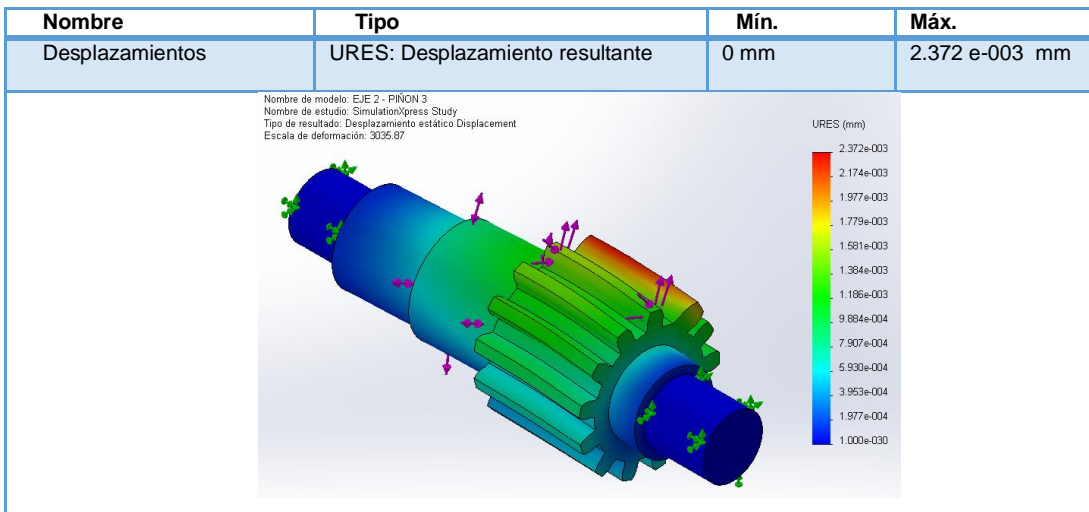
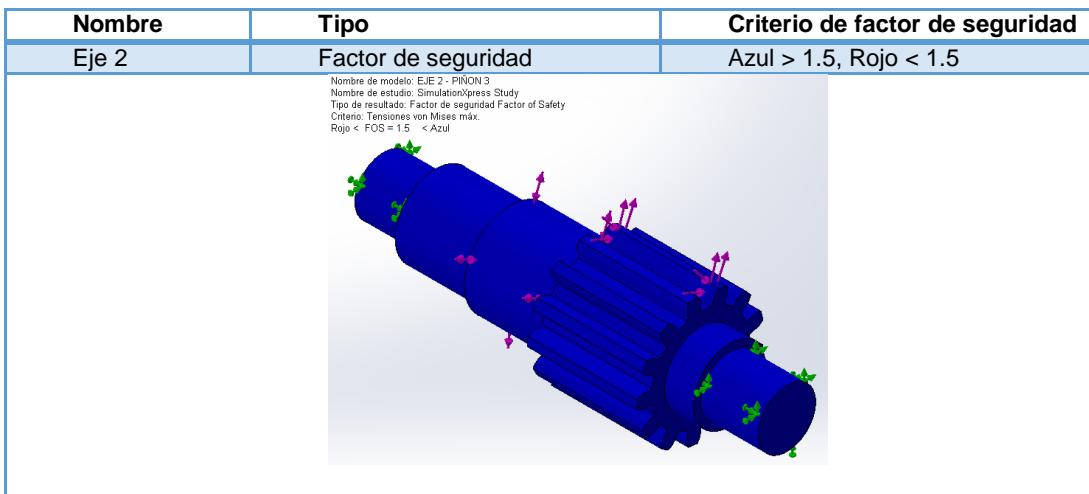


Tabla 42.
Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 2-piñón 3



En la simulación se puede observar que el material seleccionado es el adecuado, debido a que las fuerzas que actúan no son suficientes para que la pieza falle.

4.2.8.3 EJE 1 – PIÑÓN 2

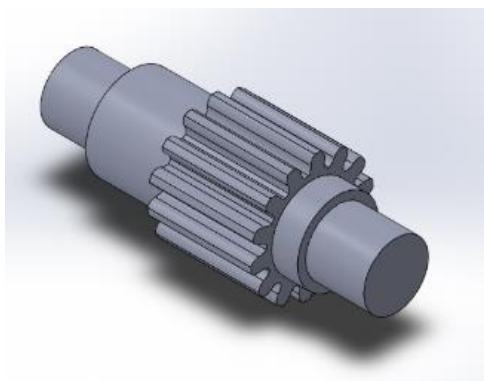
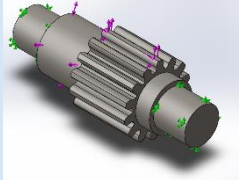


Figura 76. Eje 1 – piñón 2 simulado en CAD/CAE

Tabla 43.
Características físicas del eje 1 – piñón 2

Aplicación de Cargas	Propiedades volumétricas	Propiedades del Material	
	<p>Masa: 7.30 gr Volumen: 7296.48 mm³ Peso: 7.30 gr</p>	<p>Nombre: Tipo de modelo: Criterio de error predeterminado: Límite elástico: Límite de tracción: Módulo elástico: Coeficiente de Poisson: Densidad: Módulo cortante:</p>	<p>AISI 4340 Isotrópico elástico lineal Tensión máxima de von Mises 7.1e+008 N/m² 11.1e+008 N/m² 2.05e+011 N/m² 0.32 7850 kg/m³ 8e+010 N/m²</p>

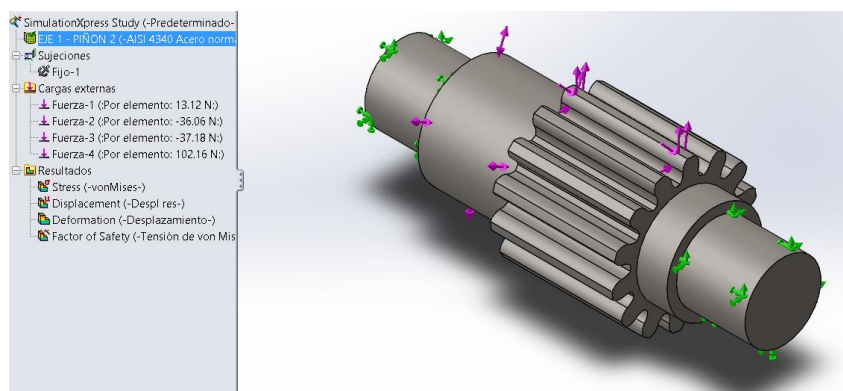
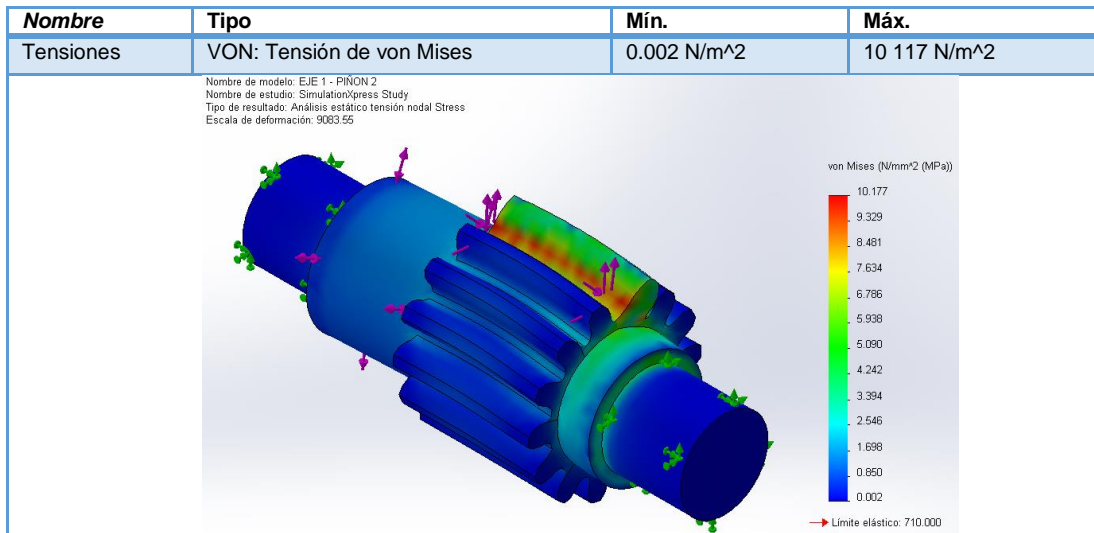


Figura 77. Eje 1 – piñón 2 simulado en CAD/CAE con fuerzas aplicadas.

Tabla 44.
Resultado del estudio de tensiones en eje 1-piñón 2



Donde el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{710}{10.177} = 71$$

Tabla 45.
Resultado del estudio de desplazamientos en eje 1-piñón 2

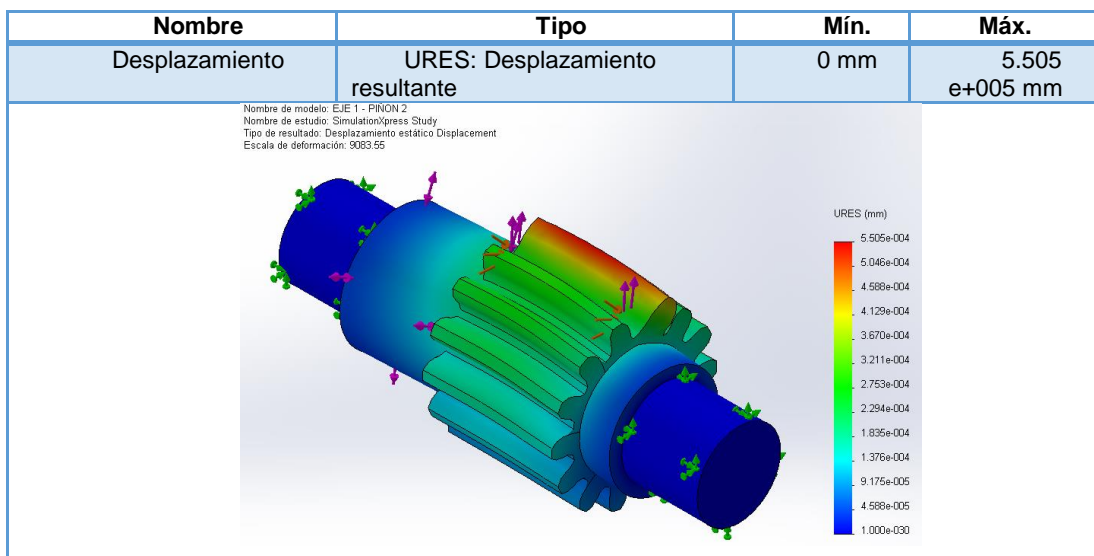
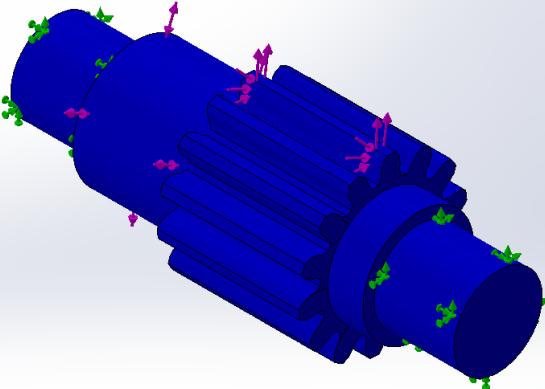


Tabla 46.

Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 1-piñón 2.

Nombre	Tipo	Criterio de factor de seguridad
Eje 2	Factor de seguridad (1.5)	Azul > 1.5 , Rojo < 1.5
<p>Nombre de modelo: EJE 1 - PIÑON 2 Nombre de estudio: Simulation/press Study Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor of Safety Criterio: Tensiones von Mises máx. Rojo < FOS = 1.5 < Azul</p> 		

En la simulación se puede observar que el material seleccionado y diseño es el adecuado, debido a que las fuerzas que actúan sobre el elemento no son suficientes para que la pieza falle.

4.2.8.4 HUSILLO

En la simulación del husillo se aplicará todas las fuerzas, reacciones, tipo de material que especificadas en los cálculos de husillo.

Tabla 47.

Características físicas del Husillo

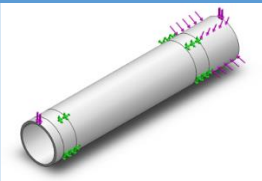
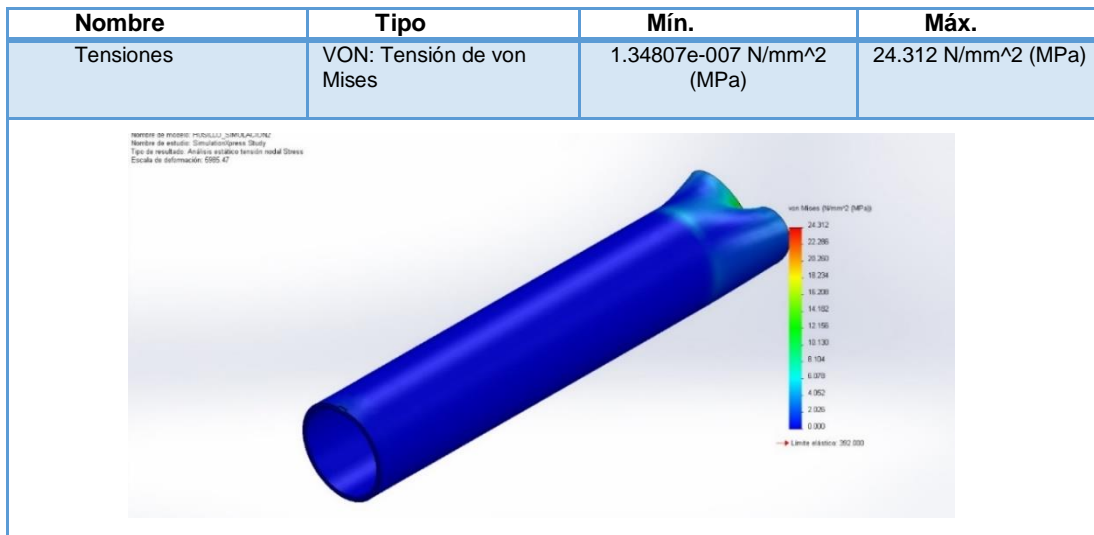
Aplicación de Cargas	Propiedades volumétricas	Propiedades del Material
	Masa:2.02506 kg Volumen:0.00025797 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:19.8456 N	Nombre: Mecaplus 470 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 392 N/m² Límite de tracción: 539 N/m² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: 8e+010 N/m²

Tabla 48.

Resultado del Estudio de Tensiones en husillo.



$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{392}{24.312} = 16$$

El factor de seguridad es el adecuado ya que es mayor al calculado (10).

Tabla 49.

Resultado del Estudio de Desplazamientos en husillo.

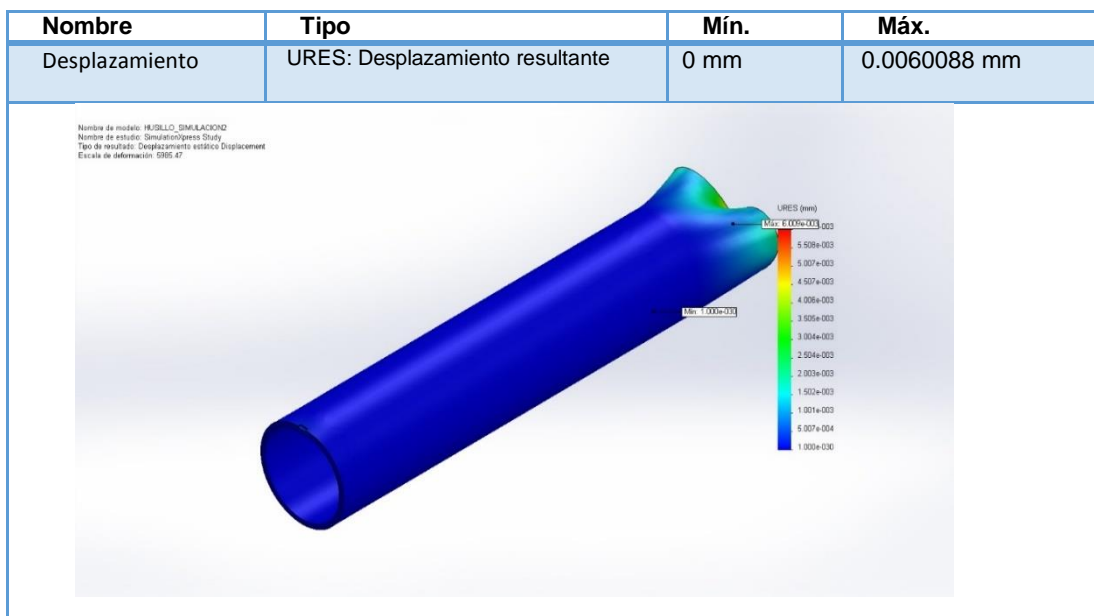
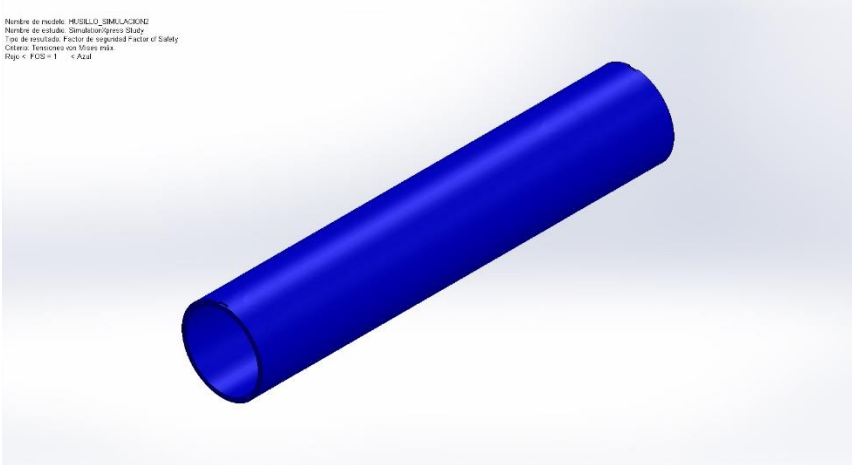


Tabla 50.

Resultado del Estudio de factor de seguridad en eje 3-piñón 4

Nombre	Tipo	Criterio de factor de seguridad
Factor de seguridad	Factor de seguridad	Azul > 1.5 , Rojo <1.5
<div style="font-size: small;"> Nombre de estudio: MODELO_SIMULACION2 Nombre de estudio: Simulacion/seguro Study Tipo de resultado: Factor de seguridad/Factor of Safety Criterio: Tensiones con Mises/mises Rango: < FOS=1 < Azul </div> 		

En la simulación se puede observar que el material y parámetros seleccionados en el diseño son los adecuados porque no se observa indicios de puntos críticos de color rojo.

4.2.8.5 ESTRUCTURA

Para el diseño y forma de la estructura se tomará las medidas de soporte, el diseño en CAD fue realizado con un perfil en L de 35 x 35 x 5 mm.

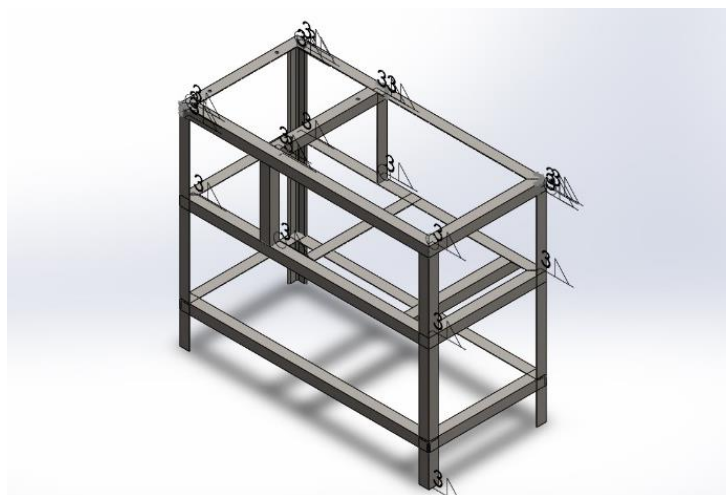


Figura 78. Estructura de máquina moleteadora

Una vez diseñada se calculará los pesos estimados de los componentes de la máquina, ya que la estructura soportará el peso total de la máquina moleteadora.

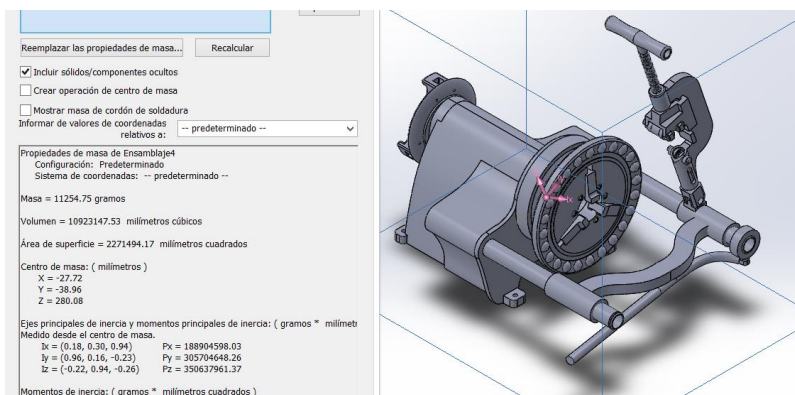


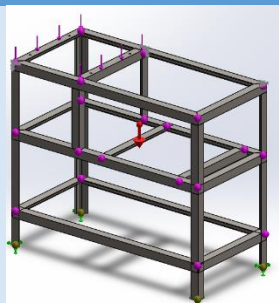
Figura 79. Calculo de peso

$$\text{Peso general de máquina moleteadora} = 11254.75 \text{ g} = 110.29 \text{ N}$$

Como las anteriores simulaciones se tendrá las propiedades del material y sus propiedades volumétricas.

Tabla 51.

Características físicas de la estructura de máquina moleteadora.

Aplicación de Cargas	Propiedades volumétricas	Propiedades del Material
	Masa: 2.02506 kg Volumen: 0.00025797 m ³ Densidad: 7850 kg/m ³ Peso: 19.8456 N	Nombre: ASTM A36 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 235 N/m ² Límite de tracción: 470 N/m ² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 8e+010 N/m ²

Se colocará la fuerza total que genera el peso de la máquina moleteadora en los elementos que lo soportan.

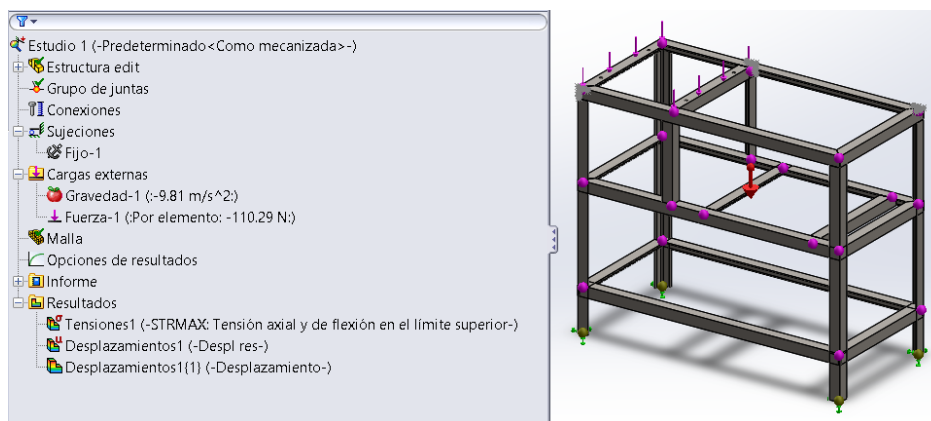
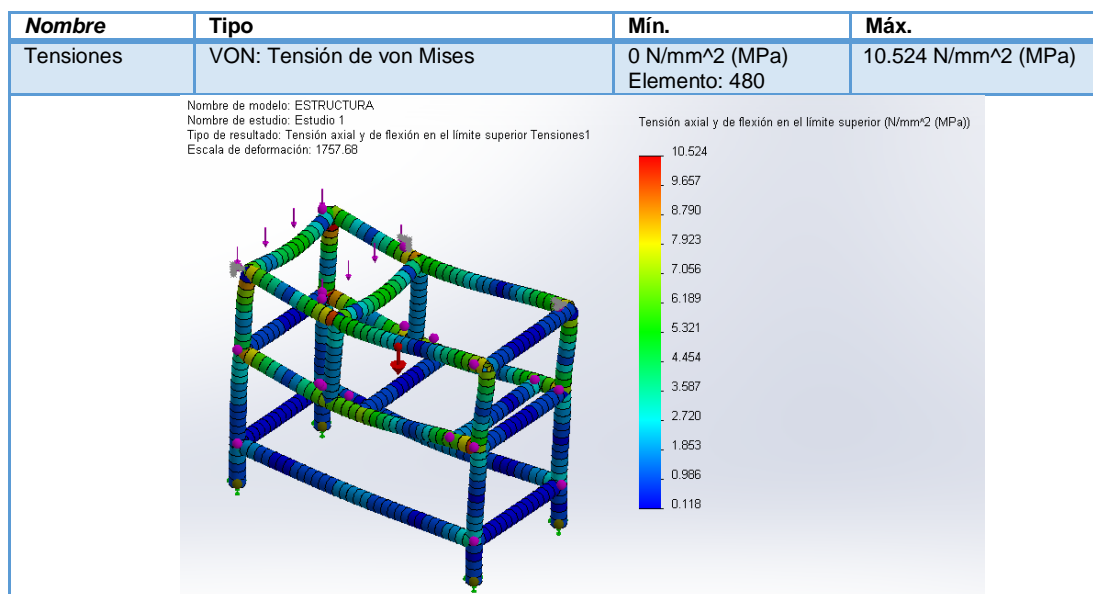


Figura 80. Estructura simulado en CAD/CAE con fuerzas aplicadas.

Al simular se obtiene que el esfuerzo máximo que puede soportar es 10.52 MPa.

Tabla 52.

Resultado del Estudio de Tensiones en eje 2-piñón 3



$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{248.14}{10.52} = 23$$

Donde se obtiene un factor de seguridad de 23 y por tanto factible para soportar el peso máquina moleteadora.

4.3 DISEÑO ELÉCTRICO

Una vez realizado el diseño mecánico se realiza el diseño eléctrico teniendo en cuenta la necesidad del cliente. Se ha solicitado que el accionamiento sea por un interruptor de pedal el cual activará el giro a los mandriles, además dos focos (verdes y rojo) para verificar el encendido de la máquina.

Se realizará un esquema eléctrico para verificar las instalaciones y realizar un listado de los componentes eléctricos que se necesitaran.

- Interruptor de pie
- Interruptor de 3 posiciones
- Cable sucre de 3 cables
- Cable sucre de 4 cables
- Enchufe polarizado de 15 A-125V
- Un Relé de 110 V
- Puente de diodos
- Caja eléctrica

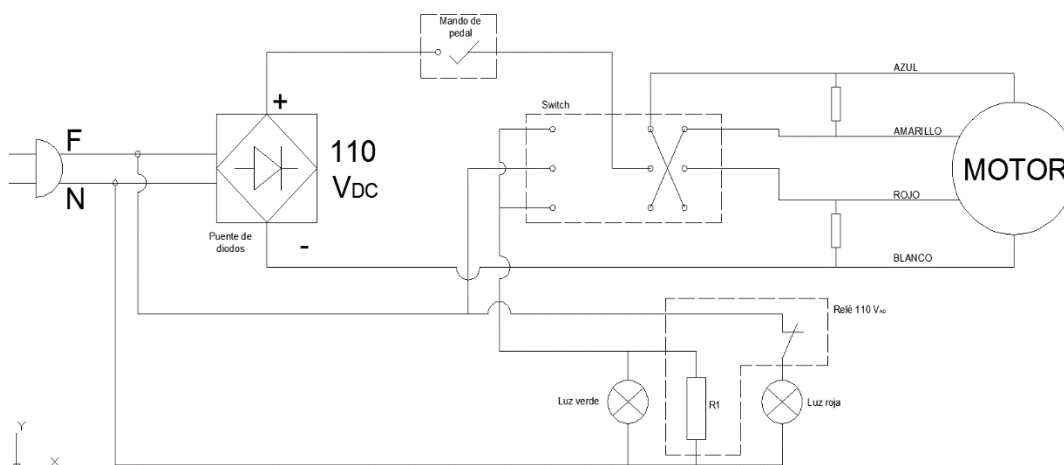


Figura 81. Esquema eléctrico de máquina moledora

CAPÍTULO 5

CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA

5.1 DOCUMENTACIÓN PARA LA MANUFACTURA

La fabricación de cada uno de los elementos que conforman la máquina moleteadora se llevó a cabo de acuerdo al diseño y los planos realizados, el procedimiento de manufactura para cada uno de sus elementos se detalla en el Anexo

5.2 PROCESOS DE MANUFACTURA EMPLEADOS EN CADA ELEMENTO FABRICADO

5.2.1 EJES DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES

La caja reductora para cumplir con la relación de transmisión requiere de 3 ejes, en los cuales están entallados los piñones. Para la fabricación se adquirió un eje de una pulgada que luego fue maquinado en el torno y la fresadora para otorgarles las medidas finales según los parámetros detallados en el diseño.



Figura 82. Maquinado de ejes de transmisión.

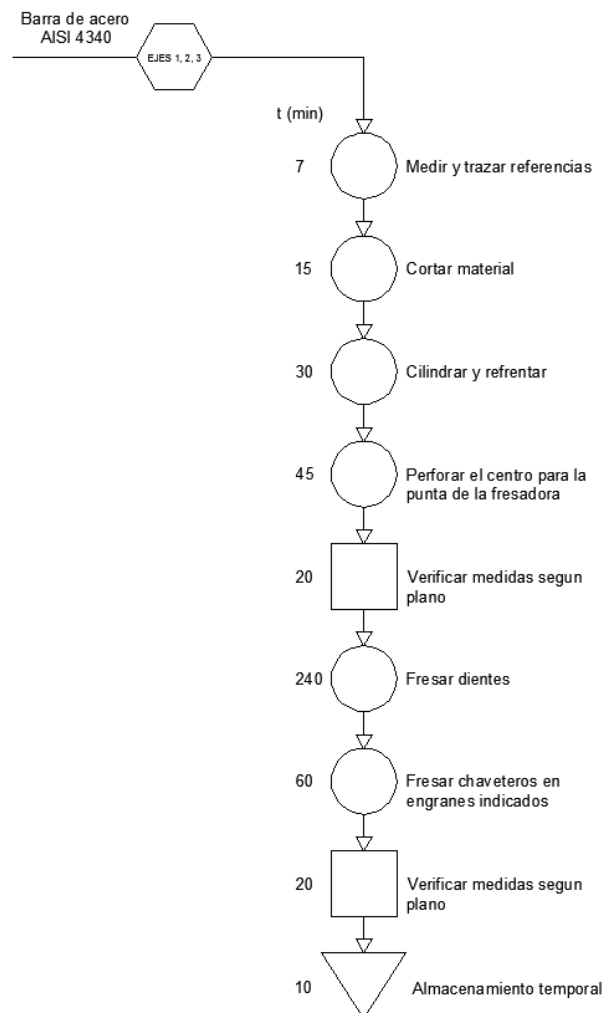


Figura 83. Diagrama de procesos de los ejes

5.2.2 ENGRANES DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES

La transmisión del movimiento giratorio se lo realiza a través de engranes, la caja reductora posee tres ruedas y su fabricación se lo realizó mediante torneado y fresado.



Figura 84. Maquinado de engranes

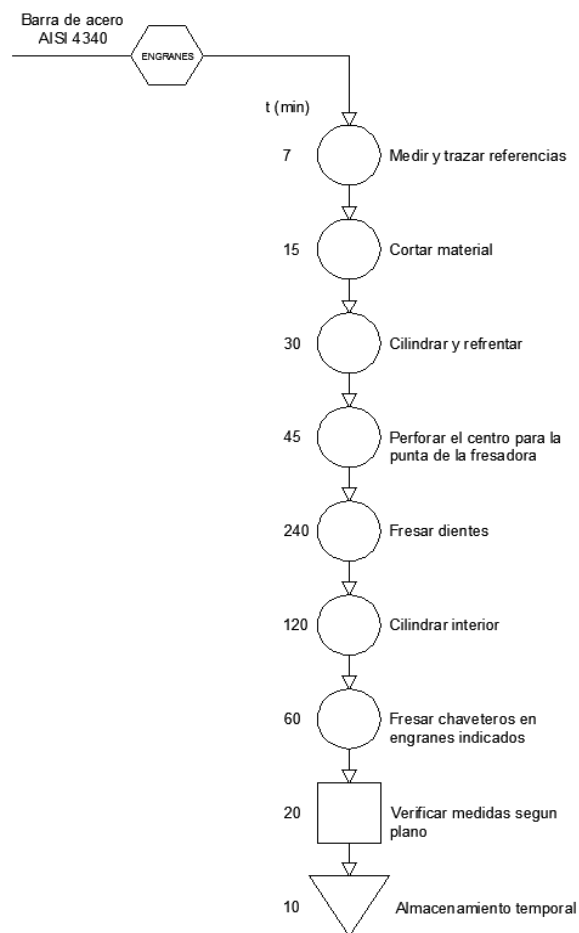


Figura 85. Diagrama de procesos de los engranes

5.2.3 ENSAMBLE DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES

Los ejes y engranes deben ser acoplados dentro de su respectiva caja mediante presión según el orden de los escalones.



Figura 86. Ensamble de la caja reductora de velocidades

5.2.4 EJE PRINCIPAL DEL MANDRIL Y EJES DE SOPORTE

El eje principal está ubicado en el interior del mandril acoplando todos los elementos rotatorios que lo conforman, los ejes de soporte están ubicados en la parte lateral del mandril. Estos elementos fueron fabricados utilizando el torno.

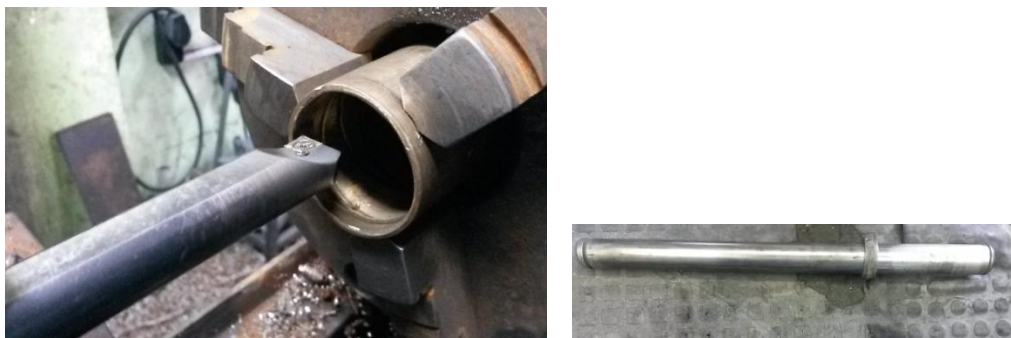


Figura 87. Eje principal y soportes del mandril

5.2.5 ENSAMBLE DEL MANDRIL

El ensamble de los mandriles a su eje permite que el movimiento del motor sea transmitido a todos sus elementos y al tubo a ser moleteado.



Figura 88. Ensamble de mandril posterior



Figura 89. Ensamble de mandril frontal

5.2.6 HERRAMIENTA MOLETEADORA.

Para realizar el moleteado se utilizó la herramienta de corte de la máquina de segunda mano Rigid 300, en ella se instaló un par de moletas.



Figura 90. Herramienta moleteadora
Fuente: (RIDGID, 2013)

5.2.7 PALANCA MOVILIZADORA Y BOCINES/ANILLOS

En un mecanismo que nos ayudará a posicionar la herramienta moleteadora en el tubo.



Figura 91. Palanca movilizadora y bocines/anillos

5.2.8 ESTRUCTURA DE SOPORTE.

Es la mesa donde se encuentra soportado todo el peso de la máquina moleteadora, está conformado por ángulos o perfiles en L cortados y soldados.

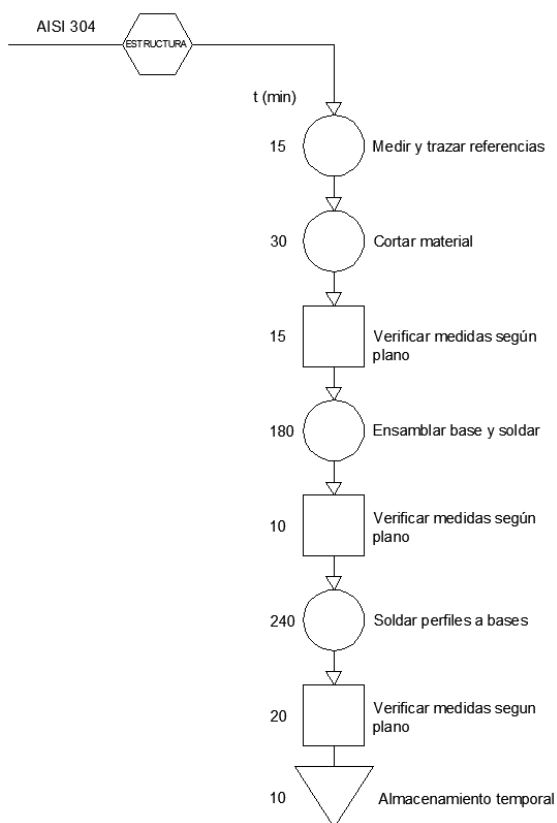


Figura 92. Diagrama de procesos de la estructura de soporte

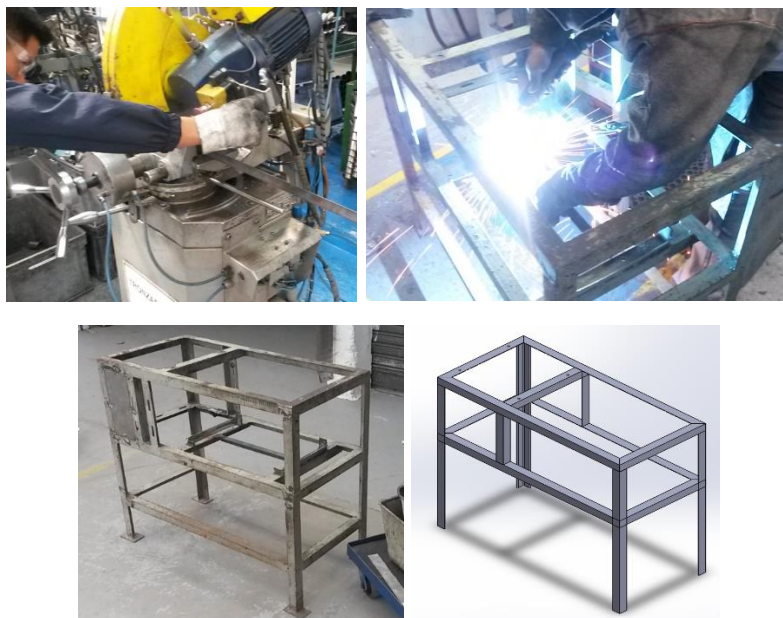


Figura 93. Estructura de soporte

5.2.9 INSTALACIÓN ELÉCTRICA

Se colocará todos los componentes eléctricos según el plano de conexión que muestra la Figura 81.

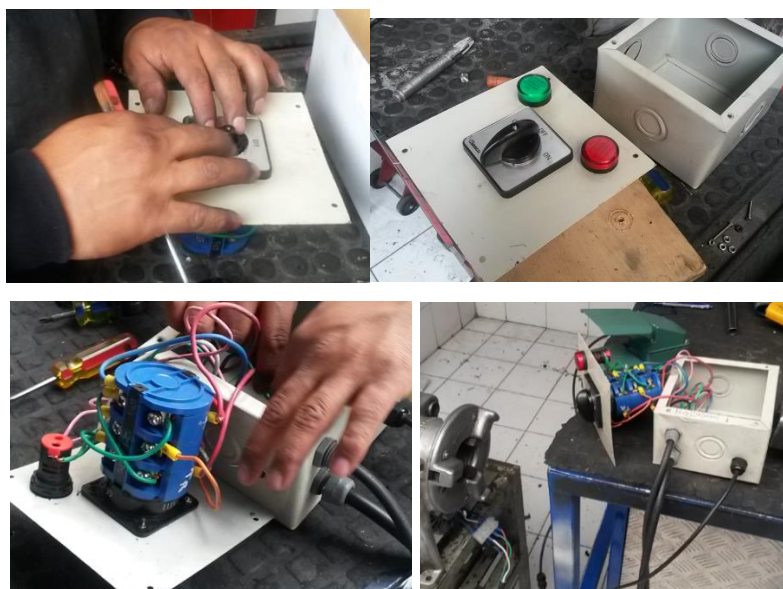


Figura 94. Componentes eléctricos

5.3 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Una vez ensamblada la máquina moleteadora se realizará pruebas de desempeño para validar los resultados de moleteado en cada uno de los tubos.

Procedimiento de pruebas de funcionamiento

- Verificar que todas las conexiones eléctricas (cables, toma corriente, etc.) se encuentren en buenas condiciones para evitar cualquier accidente.
- Encender máquina para comprobar que todos los elementos se encuentre debidamente acoplados, además escuchar que no exista ruidos fuera de lo normal.
- Cabe recalcar que cuando una máquina se enciende por primera, presentará vibración moderadamente alta y esto es normal debido a que todos los elementos se están acoplando por primera vez.
- Realizar pruebas para el cálculo de potencia real, donde con la ayuda de una pinza amperimétrica se medirá el amperaje de la máquina en vacío y en operación.
- Moletear tubería de diámetro: 7/8", 1", 1 1/4", 1 1/2" y 2" y realizar inspección visual de los tubos moleteados.
- Toma de tiempos de moleteado en cada una de las tuberías indicadas.

5.3.1 TOMA DE DATOS PARA LAS PRUEBAS

DATOS PARA CÁLCULO DE POTENCIA

Con la ayuda de la pinza amperimétrica se tomará datos en el arranque a vacío y en operación.



Figura 95. Pruebas de potencia

Tabla 53.

Pruebas de arranque en vacío

N° de Prueba	Tipo de arranque	Consumo de corriente [A]
1	Vacío	1.9
	Vacío	1.5
3	Vacío	1.8
4	Vacío	2.1
5	Vacío	2.0
	Promedio	1.86

Aplicando la ecuación 5.1 se obtiene la potencia en vacío:

$$P = V \times I \quad [W]$$

$$P = 110 \times 1.86 = 204.6 \text{ W} = 0.204 \text{ kW}$$

Tabla 54.

Pruebas de arranque en operación.

N° de Prueba	Tipo de arranque	Consumo de corriente [A]
1	En operación	2.7
2	En operación	2.7
3	En operación	2.5
4	En operación	2.6
5	En operación	2.4
	Promedio	2.58

$$P_{op} = 110 \times 2.58 = 283 \text{ W} = 0.23 \text{ kW}$$

DATOS PARA EL TIEMPO DE PROCESO EN EL MOLETEADO

Con la ayuda de un cronometro se tomara el tiempo de moleteado por diferentes tuberías.

Tabla 55.

Tiempo de moleteado según el diámetro

Diámetro de tubo [pulg.]	Tiempo en segundos de moleteado [seg]			Promedio [seg]
	Prueba 1	Prueba 2	Prueba 3	
7/8"	0.23	0.22	0.22	0.22
1"	0.25	0.25	0.26	0.25
1 ¼"	0.27	0.27	0.26	0.26
1 ½"	0.28	0.28	0.29	0.28
2"	0.28	0.28	0.30	0.28

INSPECCIÓN VISUAL DE CADA UNO DE LOS MOLETEADOS EN DIFERENTES DIÁMETROS DE TUBERÍAS.

Se realizó una inspección visual a todos los tubos moleteados teniendo en cuenta las características de calidad del cliente. Las características del cliente son:

- Estrías constantes tanto en paso y profundidad.



Figura 96. Tubería para pruebas de diferentes diámetros

5.3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

POTENCIA REAL

Con los resultados de la potencia a vacío y en operación determinados en las tablas 53 y 54 se puede establecer que la capacidad del motor será del 75%.

TIEMPO TOTAL DE MOLETEADO

El mayor tiempo de moleteado es de 124,37 segundos, con lo cual se cumpliría la expectativa de que el tiempo máximo de moleteado sea menor a 180 segundos, considerando una pasada.

INSPECCIÓN VISUAL

El moleteado cumple con las características del cliente, tanto en paso y en profundidad para los diferentes diámetros propuestos en el proyecto.

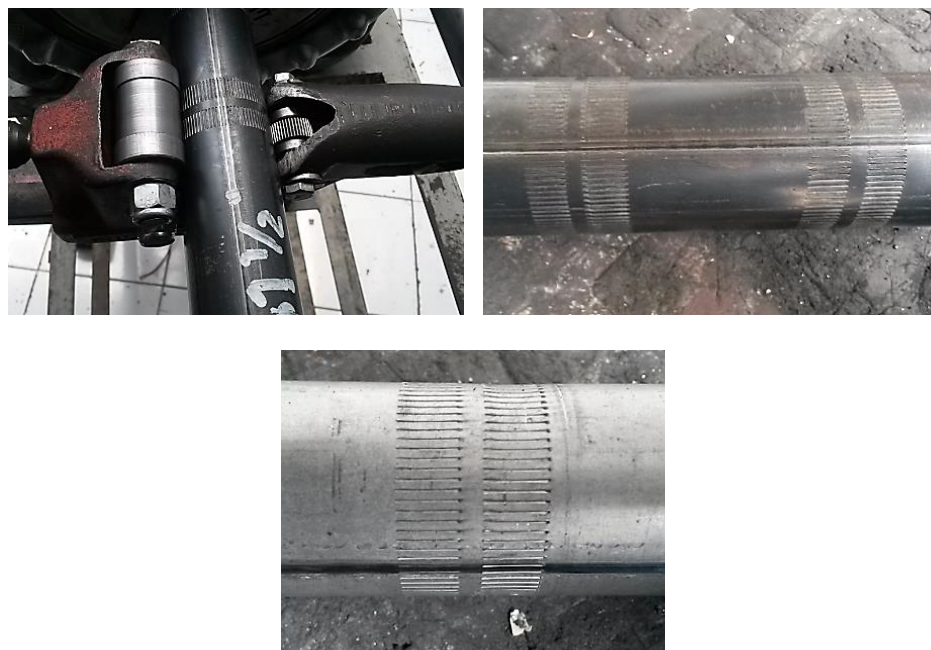


Figura 97. Tuberías moleteadas

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

En el presente capítulo se realizará un detalle de todos los gastos que incurren en el diseño, construcción y montaje de la máquina. Además de un análisis financiero donde se verificará con valores los beneficios del proyecto desarrollado.

6.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

Para el desarrollo de análisis económico en primera instancia se obtendrá los costos directos e indirectos para posteriormente realizar del periodo de recuperación de la inversión.

6.1.1 COSTOS DIRECTOS

Son los costos que están directamente relacionados con el proceso de producción del equipo.

- Costos de materiales directos

Tabla 56.

Costos de materiales directos

COSTOS DE MATERIALES					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT	P. UNIT	P. TOTAL
PIEZAS O PARTES ADQUIRIDAS EN BUEN ESTADO					
1	Motor 1/2 HP monofásico	u	1	240.00	240.00
2	Mandril delantero	u	1	150.00	150.00
3	Mandril posterior	u	1	100.00	100.00
4	Bancada	u	1	50.00	50.00
5	Eje principal	u	1	60.00	60.00
PIEZAS FABRICADAS					

Continúa 

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT	P. UNIT	P. TOTAL
6	Eje 1 - piñón 2 - AISI 4340 Ø 25 mm	kg	0.21	2.5	0.53
7	Eje 2 - piñón 3 - AISI 4340 Ø 25 mm	kg	0.29	2.5	0.72
8	Eje 3 - piñón 4 - AISI 4340 Ø 25 mm	kg	0.44	2.50	1.11
9	Rueda 1 - AISI 4340 Ø 55mm	kg	0.04	3	0.13
10	Rueda 2 - AISI 4340 Ø 70 mm	kg	0.45	5	2.27
11	Rueda 3 - AISI 4340 Ø 70 mm	kg	0.60	5	3.02
12	Buje de bronce lubricado - BRONCE - SAE 40	kg	1.38	8.0	11.01
13	Kit de conductores de mandril - AISI 4140 Ø 20 mm	kg	0.37	2.50	0.92
ACCESORIOS					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT	P. UNIT	P. TOTAL
14	Moletas	u	2	50.00	100.00
15	Pernos de cabeza plana 24 x 3/4"	u	6	0.2	1.2
16	Prisionero 5/16" - 24 x 1/4"	u	4	0.10	0.4
17	Prisioneros 5/16" - 24 x 1/2"	u	3	0.10	0.3
18	Perno 5/16" x 18 x 2 3/4"	u	6	0.3	1.8
19	Prisionero 1/4" - 18 x 1/4"	u	2	0.1	0.2
20	Perno 3/8" x 1 1/4"	u	2	0.30	0.6
21	Perno base M9 x 60	u	4	0.5	2
22	Resortes posicionadores	u	6	1.80	10.80
23	Enchufe polarizado 15 a - 125V	u	1	2.85	2.85
24	Cable sucre de 3 cables	m	5	2.50	12.50
25	Cable sucre de 4 cables	m	3	3.00	9.00
26	Interruptor 3 posiciones	u	1	15.36	15.36
27	Interruptor de pie	u	1	45.50	45.50
TOTAL DE MATERIALES DIRECTOS					822.23

- Costos de mano de obra

Tabla 57.

Costos de mano de obra

MANO DE OBRA DIRECTA				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	Horas/ Hombre	COSTO UNITARIO USD/HH	COSTOS (USD)
1	Tornero	120	4.31	517.20
3	Soldador	16	5.55	88.80
4	Electricista	16	4.31	68.96
TOTAL MANO DE OBRA				674.96

- Total de costos directos

Tabla 58.

Total de costos directos

TOTAL COSTOS DIRECTOS	
DESCRIPCIÓN	TOTALES
MATERIALES DIRECTOS	822.23
MANO DE OBRA DIRECTA	674.96
TOTAL	1,497.19

6.1.2 COSTOS INDIRECTOS

- Costos de materiales indirectos

Tabla 59.

Costos de materiales indirectos

MATERIALES INDIRECTOS DE FABRICACIÓN					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT.	P. UNIT	P. TOTAL
1	Tubería acero negro 7/8"	m	1.00	2.50	2.50
2	Tubería acero negro 1/2"	m	1.00	2.50	2.50
3	Tubería acero negro 1"	m	1.00	3.00	3.00
4	Tubería acero negro 1 1/2"	m	1.00	5.00	5.00
5	Tubería acero negro 2"	m	1.00	6.00	6.00
TOTAL GASTOS FABRICACIÓN					19.00

- Costos de mano de obra indirecta

Tabla 60.

Costos de mano de obra indirecta

MANO DE OBRA INDIRECTA				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	HH	COSTO UNITARIO USD/HH	P. TOTAL
1	Tesista	80	10.00	800.00
2	Director del proyecto	32	25.00	800.00
3	Codirector del proyecto	32	25.00	800.00
TOTAL MANO DE OBRA INDIRECTA				2,400.00

- Gastos de fabricación

Tabla 61.

Gastos de fabricación

GASTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT.	P. UNIT	P. TOTAL
1	Movilización y Transporte	-	-	320.00	320.00
2	Papelera y útiles	-	-	200.00	200.00
3	Teléfono e Internet	-	-	200.00	200.00
4	Energía eléctrica	KWh	3,000.00	0.10	300.00
5	Otros Gastos Indirectos	-	-	200.00	200.00
TOTAL GASTOS FABRICACIÓN					920.10

- Total de costos indirectos

Tabla 62.

Total costos indirectos

TOTAL COSTOS INDIRECTOS	
DESCRIPCIÓN	TOTALES
GASTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN	920.10
MATERIALES INDIRECTOS DE FABRICACIÓN	19.00
MANO DE OBRA INDIRECTA	2,400.00
TOTAL	3,339.10

6.1.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA MOLETEADORA

Son los costos que están directamente relacionados con el proceso de producción del equipo y que serán asumidos en su totalidad por INDIMA.

Tabla 63. Costo total asumido por INDIMA

COSTO TOTAL	
DESCRIPCIÓN	TOTALES
MATERIALES DIRECTOS	822.23
MANO DE OBRA DIRECTA	674.96
MATERIALES INDIRECTOS DE FABRICACIÓN	19.00
TOTAL	1,516.19

6.2 ANÁLISIS FINANCIERO

Considerando el presente proyecto necesita una inversión inicial, se analizará por medio de indicadores como el VAN, TIR, TMAR, B/C la viabilidad de la implementación de esta máquina dentro del proceso productivo de INDIMA.

6.2.1 TASA MÍNIMA ACEPTABLE DE RENDIMIENTO

El indicador financiero TMAR es una medida de rentabilidad y representa la tasa de descuento que se utilizará para evaluar el proyecto.

El cálculo del TMAR se realizará mediante la siguiente ecuación:

$$TMAR = i + f + pr$$

Donde:

$i = 8\% =$ Tasa de interés de bonos a largo plazo

$f = 3\% =$ Tasa de riesgo(máx. 3%)

$pr = 3.16\% =$ Inflación de acuerdo a las estadísticas del banco central

$$TMAR = (0.08 + 0.03 + 0.0316) * 100\%$$

$$TMAR = 14.16\%$$

Del cálculo obtenemos que la TMAR es del 15%

6.2.2 VALOR ACTUAL NETO (VAN)

El valor actual neto es la diferencia entre los valores presentes en el flujo de caja y la inversión inicial. Por medio de este indicador se determina si el proyecto produce ganancias, si el VAN es positivo se recomienda aceptar el proyecto.

En la tabla 64 en el cuadro de resultados, se determina que el valor es favorable ya que tiene un valor 1662.9.

6.2.3 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Es uno de los criterios utilizados para establecer la rentabilidad de un proyecto. Para esto se compara con la tasa de descuento (TMAR), si se verifica que el TIR es mayor, se determina que el proyecto es deseable, ya que el rendimiento del proyecto es mayor al requerido.

Comparando los valores obtenidos del TIR y TMAR , se concluye que el proyecto es rentable dado que tiene valor de 16% y 15% respectivamente.

6.2.4 FACTOR BENEFICIO COSTO (B/C)

La relación beneficio/costo es el resultado de dividir el valor actualizado de los ingresos entre el valor actual de los costos de inversión. Según el análisis, cuando el factor B/C es mayor que la unidad se dice que el proyecto es rentable.

$$\frac{B}{C} = \frac{\text{Total de ingresos actualizados}}{\text{Total de costos de inversión}} = \frac{\$3178.86}{\$1516} = \$2.10$$

Del resultado obtenido podemos concluir que el proyecto es rentable, ya que por cada dólar invertido en el proyecto se obtendrá una ganancia de \$2.10.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- Se realizó un estudio de los procesos de moleteado, sus parámetros y los diferentes tipos moletas que pueden ser aplicados, determinando que el proceso requerido por INDIMA es el moleteado por deformación, debido a que no necesita refrigerantes durante el mecanizado y la herramienta de mecanizado es más fácil de adquirir.
- Los parámetros de diseño se determinaron basándose en el estudio previo de los diferentes tipos de moleteados según la norma DIN 82, las recomendaciones de diseño y la experiencia de los proveedores de INDIMA, obteniendo una máquina cuyas características técnicas satisfagan las necesidades del proceso.
- Las revoluciones necesarias para que el proceso se realice de manera efectiva es 35 rpm, este parámetro se obtuvo mediante el estudio de parámetros en el libro Alrededor del torno y se comprobó a través de las pruebas realizadas en un torno en el material de los manubrios fabricados en INDIMA.
- Se realizó el diseño mecánico de la máquina moleteadora para tubería de siete octavos hasta dos pulgadas basándose los parámetros seleccionados, las recomendaciones del código aplicable y los requerimientos de INDIMA, en cumplimiento con el presupuesto asignado para el presente proyecto.

- Para la fabricación de los elementos de la máquina se seleccionaron materiales que tengan un alto grado de maquinabilidad y que se encuentren fácilmente en el mercado.
- Los factores de seguridad obtenidos son mayores a 1.5, lo que nos indica que el elemento diseñado resistirá las cargas consideradas con cierto grado de incertidumbre.
- La simulación y análisis de los elementos de la máquina se realizó con los softwares CAD/CAE, mediante los cuales se verificó que los resultados obtenidos son satisfactorios.
- La construcción de la máquina se realizó conforme al diseño mecánico, basándose en los planos, diagramas de flujo y hojas de procesos de cada elemento, la selección y adquisición de los elementos mediante catálogo fue realizada de tal manera que éstos puedan ser acoplados a la máquina sin interferencia de ningún tipo.
- Para validar la máquina se realizó pruebas de funcionamiento en los diferentes diámetros de tubería y modelos de manubrios fabricados en INDIMA S.A, donde el moleteado cumplió con los requerimientos de apariencia y profundidad requeridas por el cliente.
- El manual de operación y funcionamiento de la máquina moleteadora, proporciona información precisa y secuencial necesaria para operar la máquina de manera segura y confiable, además identifica los peligros potenciales en caso de manejo inadecuado de la máquina. La elaboración de éste manual posee pautas generales que permiten que cualquier trabajador pueda operarla.
- Mediante el análisis económico y financiero se logró determinar que el proyecto es rentable, ya que sus indicadores obtuvieron los siguientes

resultados; VAN es positivo, TIR es de 16% y la relación beneficio/costo es 2.10.

7.2 RECOMENDACIONES

- Para la construcción del equipo se utilizó elementos intercambiables, para que en caso de falla, se pueda realizar el mantenimiento rápidamente sin necesidad de trasladar la máquina a un taller especializado.
- Es necesario realizar mantenimiento periódico de los componentes y accesorios de la máquina moleteadora para alargar su vida útil.
- La geometría de los piñones es pequeña por lo que se entalló en el mismo eje para proporcionar estabilidad al conjunto.
- Antes de realizar las pruebas de funcionamiento se debe verificar que todos los elementos mecánicos y eléctricos se encuentren a punto, y en buen estado.
- La primera vez que se enciende la máquina existirán vibraciones debido a que sus elementos se están acondicionando para la operación por lo que solo se deberá tomar medidas si el problema persiste.
- Analizar las ventajas económicas que se tendría si se realiza la automatización de la máquina construida.

BIBLIOGRAFÍA

- Aaron, D. (1995). *Diseño de máquinas: teoría y práctica*. México: Compañía Editorial Continental.
- Aliexpress . (s.f, s.f s.f). *Productos: Portada de la tienda*. Obtenido de aliexpress.com: <http://es.aliexpress.com/>
- Bartsch, W. (1981). *Alrededor del torno*. Barcelona: Reverté.
- Bartsch, W. (1981). *Alrededor del torno*. Barcelona: Reverté.
- Budynas, R., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- DIN 82 Kordelteilungen., R.-u. (1971). Berlin: Deutsches Institut für Normung.
- Ebay. (s.f, s.f s.f). *Ridgid: Ebay*. Obtenido de Ebay Wen site: www.ebay.com/bhp/ridgid-300
- El Acero. (s.f). *Productos: Aceros*. Obtenido de Sitio web El Acero : www.elacero.com.ec
- El taller de Rolando. (s.f, s.f s.f). *Estriado: El taller de Rolando*. Obtenido de El taller de Rolando Web site: www.eltallerderolando.com/tag/estriado/
- Foro Metal-Afición. (s.f, s.f s.f). *Máquinas y herramientas: Foro Metal-Afición*. Obtenido de Foro Metal-Afición Web site: www.foro.metalaficion.com
- G02. alicdn. (s.f, s.f s.f). *Chucks: g02.a.alicdn*. Obtenido de g02.a.alicdn web site: www.g02.s.alicdn.com
- Gerling, H. (1997). *Alrededor de las máquinas-herramienta*. Barcelona: Reverté.
- Haan, E. R. (1952). *Moletados en su torno. Notas de taller*, 113-115.
- INDIMA S.A. (2014). *Presentacion INDIMA Español 2014*. Quito.
- Larburu, N. (1990). *Máquinas prontuario*. Madrid: Paraninfo S.A.

LIKEST CisFun Technology Corp. (s.f.). *Chamfering machine*. Obtenido de Sitio Web LIKEST: www.likest.com/chamfering_machine/

Mcanicaa blog spot. (s.f, s.f s.f). *Herramienta de corte del torno: Mecanica industrial*. Obtenido de Mcanicaa blog spot Web site: www.mcanicaa.blogspot.com

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson educación.

Norton, R. (1999). *Diseño de máquinas* . México: Pearson Educación.

Piñeiro, M. M. (2000). *Metrología: Introducción, Conceptos e Instrumentos*. Oviedo: Universidad de Oviedo.

Popscreen. (s.f, s.f s.f). *Productos: Popscreen web site*. Obtenido de Popscreen web site: www.popscreen.com

REMS for professionals. (s.f, s.f s.f). *Productos: REMS for professionals*. Obtenido de REMS Web site: www.rems.de/rosca/maquina-roscadora/rem-s-tornado.aspx

Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Barcelona: Universidad Politécnica de Catalán.

RIDGID. (2013). *Impulsor motorizado modelo 300 completo: Manual de operario*. Obtenido de sitio web Ridgid: www.ridgid.com/ec/es/accionamiento-motorizado-modelo-300-completo

Shigley, J., & Mischke, C. (2002). *Diseño en ingeniería mecánica* (Sexta ed.). México: Mc Graw-Hill.

SKF. (2006). *Catálogo General*. Gotemburgo: SKF.

ZEUS. (2013, Febrero). *Asistencia: Catálogo de productos ZEUS*. Obtenido de Sitio web ZEUS: www.zeus-tooling.de