



UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

TEMA:

**“ESTUDIO PARA LA FABRICACIÓN DE CATALINAS PARA MOTOCICLETAS DE
ENSAMBLAJE NACIONAL”**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ**

AUTOR:

CRISTIAN RONALD POVEDA CÓRDOVA

QUITO - MAYO 2017

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

Ing. Andrés Castillo

CERTIFICA:

Que el trabajo titulado **"ESTUDIO PARA LA FABRICACIÓN DE CATALINAS PARA MOTOCICLETAS DE ENSAMBLAJE NACIONAL"**, realizado por el estudiante: **CRISTIAN RONALD POVEDA CÓRDOVA**, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple las normas estatutarias establecidas por la Universidad Internacional del Ecuador, en el Reglamento de Estudiantes.

El mencionado trabajo consta de un empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de acrobat. Autoriza al señor: Cristian Ronald Poveda Córdova, que lo entregue a la biblioteca de la facultad, en su calidad de custodia de recursos y materiales bibliográficos.

Quito, Mayo 2017


Ing. Andrés Castillo

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, **Cristian Ronald Poveda Córdova**

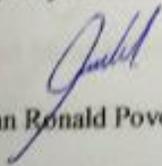
DECLARO QUE:

La investigación de cátedra denominada **“ESTUDIO PARA LA FABRICACIÓN DE CATALINAS PARA MOTOCICLETAS DE ENSAMBLAJE NACIONAL”**, ha sido desarrollada con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría, apoyado en la guía constante de mi docente.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico para la facultad de Ingeniería en Mecánica Automotriz.

Quito, Mayo 2017


Cristian Ronald Poveda Córdova
CI: 1712501731

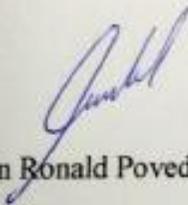
**UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ**

AUTORIZACIÓN

Yo, Cristian Ronald Poveda Córdova

Autorizo a la Universidad Internacional del Ecuador, la publicación en la biblioteca virtual de la institución, de la investigación de cátedra: **“ESTUDIO PARA LA FABRICACIÓN DE CATALINAS PARA MOTOCICLETAS DE ENSAMBLAJE NACIONAL”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Quito, Mayo 2017



Cristian Ronald Poveda Córdova

CI: 1712501731

DEDICATORIA

A mis padres, que con su amor, esfuerzo y sacrificio hicieron posible culminar con éxito mi carrera y cumplir uno de mis sueños.

A mi hermana y sobrinos por ser mi inspiración para superarme cada día.

Cristian Ronald Poveda Córdova

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por sus infinitas bendiciones, a mi familia por su apoyo incondicional.

A todos quienes forman parte de la Universidad Internacional del Ecuador, en especial a mis maestros por compartir sus conocimientos y guiarme en la realización de esta investigación.

A mis amigos y compañeros.

Cristian Ronald Poveda Córdova

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICADO	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
AUTORIZACIÓN	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
ÍNDICE GENERAL	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE ECUACIONES	XVII
RESUMEN	XVIII
SUMMARY	XIX
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I	2
1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	2
1.1. Planteamiento del problema.....	2
1.2. Alcance.....	6
CAPÍTULO II.....	7
2. MARCO TEÓRICO.....	7
2.1. Descripción de catalinas.....	7
2.2. Tipos.....	9
2.3. Mercado local.....	10

2.3.1. Tipos de motocicletas ensambladas en el país.....	10
2.3.1.1. Clasificación de las motocicletas	10
2.3.1.1.1. De carretera:	11
2.3.1.1.2. Campo	17
2.3.2. Tiempo de vida útil de las catalinas.....	20
2.3.2.1. Condiciones de desgaste prematuro.....	21
2.3.3. Tipos de catalinas que se requieren en el país	22
2.3.3.1. Normas gubernamentales.....	26
2.3.3.1.1. ISO TS 16949.....	26
2.3.3.1.2. ISO 14001	27
2.3.3.1.3. OHSAS 18001	28
2.3.4. Elección de catalina.....	29
2.3.4.1. Tabla comparativa.....	29
2.3.4.2. Análisis	31
CAPÍTULO III.....	33
3. INGENIERÍA DEL PROYECTO – CONSIDERACIONES TÉCNICAS.....	33
3.1. Parámetros operativos	33
3.2. Consideraciones morfológicas y constructivas	34
3.2.1. Morfológicas.....	34
3.2.2. Material.....	35
3.3. Diseño del modelo propuesto.....	37
3.3.1. Parámetros de diseño	37
3.3.2. Esfuerzos de diseño	41
3.3.3. Esfuerzos de trabajo.....	43
3.3.4. Validación estructural del diseño	47
3.4. Diseño mediante CAD	48
3.4.1. Elaboración del modelo	48
3.4.2. Mallado del sólido	58
3.4.3. Aplicación de estudios.....	62
3.4.3.1. Estático.....	62
3.4.3.2. Impacto	68
3.4.3.3. Fatiga.....	71
3.4.4. Presentación y análisis de resultados.....	75
3.4.4.1. Estático.....	75
3.4.4.2. Impacto	78
3.4.4.3. Fatiga.....	80
CAPÍTULO IV.....	82

4. FACTIBILIDAD.....	82
4.1. Factibilidad constructiva	82
4.1.1. Proceso constructivo.....	82
4.1.1.1. Actividades	85
4.1.1.2. Costos.....	99
 CAPÍTULO V.....	 101
5. EVALUACIÓN ECONOMÓMICA.....	101
5.1. Evaluación económica del proyecto.....	101
5.1.1. Establecer tamaño de mercado y objetivo de ventas	101
5.1.2. Definición de Precio	102
5.1.3. Presupuesto de costos de producción y de gastos de operación	103
5.1.4. Costo indirecto.....	106
5.1.5. Costo total.....	107
5.1.6. Utilidad	107
5.1.7. Construcción del Estado de Resultados y Evaluación de TIR y VAN.....	107
5.1.8. VAN Y TIR	109
5.1.9. Flujo de caja.....	109
5.2. Comparación de precios	110
5.3. Conclusiones	112
 BIBLIOGRAFÍA	 114
 ANEXOS	 117
Anexo 1: Motocicletas que utilizan catalinas de 56 dientes	117
1.1. Sukida SKR 250.....	117
1.2. Daytona RX 250.....	117
1.3. Axxo RZ 250.....	118
1.4. Motor uno M1R 250.....	118
 Anexo 2: Morfologías y medidas.....	 119
2.1. Tabla de especificaciones de cadena.....	119
2.2. Información de acero al carbono.....	120
2.3. Pesos y medidas disponibles	120
2.4. Resultados del sistema solid works.....	121
2.5. Catalina de estudio	122
2.6. Descripciones de catalina.....	122
 Anexo 3: Planos.....	 123

3.1. Vista delantera.....	123
3.2. Vista posterior	124
3.3. Vista plano delantera.....	125
3.4. Vista plano posterior	126
Anexo 4: Mecánica de Shigley ed. 8	127
Anexo 5: Número de motocicletas matriculadas	138
Anexo 6: Datos contables	139
6.1. Datos.....	139
6.2. Resultados	140
6.3. Evaluación.....	141

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1.: Comparación entre opciones de catalina	30
Tabla 3.1.: Marcas y modelos de motos que cuentan con catalina de 56 dientes (especificaciones técnicas)	33
Tabla 3. 2.: Especificaciones técnicas Sukida SKR 250 modelo estudiado	34
Tabla 3. 3.: Especificaciones técnicas de catalina a realizar.....	35
Tabla 4.1.: Costos de trabajos.....	99
Tabla 5. 1.: Tamaño de mercado.....	102
Tabla 5. 2.: Detalle de costos	102
Tabla 5. 3.: Unidades a producir.....	104
Tabla 5. 4.: Costos y procesos	104
Tabla 5. 5.: Mano de obra	105
Tabla 5. 6.: Referencia valor mano de obra	105
Tabla 5. 7.: Costos operacionales	106
Tabla 5. 8.: Costos indirectos.....	106
Tabla 5. 9.: Costo total.....	107
Tabla 5. 10.: Utilidad	107
Tabla 5. 11.: Estado de resultados proyección a 10 años.....	108
Tabla 5. 12.: Flujo de caja con detalle de recuperación de la inversión	109
Tabla 5. 13.: Comparación de precios catalinas importadas.....	110

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1.: Yamaha FZ 16, 149cc	13
Figura 2.2.: LML STAR, 200cc.....	14
Figura 2.3.: Yamaha FJR, 1300cc.....	15
Figura 2.4.: Factory FXR 150cc	16
Figura 2.5.: Keeway Superlight, 200cc.....	17
Figura 2.6.: Sukida SKR, 200cc.....	18
Figura 2.7.: Motor 1 Nasca Desert, 200cc	20
Figura 2.8.: Comparación desgaste catalina	21
Figura 2.9.: Comparación desgaste de piñones por excesiva tensión en cadena	21
Figura 2.10.: Ventas mensuales de motos.....	22
Figura 2.11.: Importaciones mensuales de motos.....	24
Figura 2.12.: Cuadro de participación de ventas por marca	25
Figura 2.13.: Cuadro comparativo de desgaste.....	30
Figura 3.1.: Figura catalina 56 dientes, muestra física	36
Figura 3.2.: Nomenclatura de cadena. Paso, ancho y diámetro.	38
Figura 3.3.: Catalina con diagrama de paso y ángulo.	38
Figura 3.4.: Ejemplo de momento de torsión.....	42
Figura 3.5.: Punto de presión máximo entre cadena y catalina	44
Figura 3.6.: Selección archivo nuevo programa solid Works.....	49
Figura 3.7.: Acceso a Toolbox.....	49
Figura 3.8.: Selección de normativa (DIN).....	50

Figura 3.9.: Buscar catalina referente a la que se desea realizar.....	50
Figura 3.10.: Insertar ensamblaje.....	51
Figura 3.11.: Catalina con número de dientes seleccionados (56).....	51
Figura 3.12.: Catalina formada	52
Figura 3.13.: Elaboración de orificios de sujeción	52
Figura 3.14.: Orificios extruidos.....	53
Figura 3.15.: Elaboración de orificios externos	53
Figura 3.16.: Orificios externos extruidos	54
Figura 3.17.: Elaboración de detalles curvos	54
Figura 3.18.: Detalle dibujo final.....	55
Figura 3.19.: Fijación centrada del detalle.....	55
Figura 3.20.: Extrucción de corte.....	56
Figura 3.21.: Repartición de detalle en los 4 puntos definidos.....	56
Figura 3.22.: Extrucción detalles definidos en el contorno de la catalina	57
Figura 3.23.: Dibujo de refrendado cubo posterior de catalina.....	57
Figura 3.24.: Extrucción del dibujo dando el refrendado en el cubo posterior.....	58
Figura 3.25.: Figura final de catalina	58
Figura 3.26.: Definición de parámetros para el mallado para calcular esfuerzos	59
Figura 3.27.: Selección de pieza para mallado	60
Figura 3.28.: Sistema cargando datos	60
Figura 3.29.: Pieza con mallado.....	61
Figura 3.30.: Acercamiento final mallado	61
Figura 3.31.: Elección de estudio estático	62

Figura 3.32.: Elección de material	63
Figura 3.33.: Tabla con nomenclatura de metales	63
Figura 3.34.: Elección de torsión que será aplicada a la pieza	64
Figura 3.35.: Puntos de torsión de la pieza	64
Figura 3.36.: Incorporación de datos (valor de RPMS) al sistema	65
Figura 3.37.: Punto de contacto cadena – catalina.....	66
Figura 3.38.: Puntos de contacto definidos	66
Figura 3.39.: Elección de ejecución de análisis estático	67
Figura 3.40.: Sistema cargando datos para análisis estático	67
Figura 3.41.: Elección de estudio estático	68
Figura 3.42.: Elección de fuerza centrífuga	69
Figura 3.43.: Incorporación de datos (RPMS Y ACELERACION).....	70
Figura 3.44.: Sistema cargando resultados de estudio estático de impacto	71
Figura 3.45.: Elección estudio de fatiga.....	72
Figura 3.46.: Elección de material para estudio.....	72
Figura 3.47.: Curva S vs N.....	73
Figura 3.48.: Elección de suceso.....	73
Figura 3.49.: Elección de suceso de impacto	74
Figura 3.50.: Sistema cargando resultados de estudio	74
Figura 3.51.: Resultado de esfuerzos	75
Figura 3.52.: Resultados de desplazamiento.....	76
Figura 3.53.: Distribución de factor de seguridad.....	77
Figura 3.54.: Resultado de esfuerzo en estudio de impacto.....	78

Figura 3.55.: Resultado de deformación en estudio de impacto	79
Figura 3.56.: Análisis de factor de seguridad en estudio de impacto	80
Figura 3.57.: Resultados estudio de fatiga	81
Figura 4.1.: Proceso constructivo de catalinas	82
Figura 4.2.: Proceso línea de producción	85
Figura 4.3.: Forma inicial de la pieza a producir	86
Figura 4.4.: Equipo automático de oxicorte	89
Figura 4.5.: Pieza elaborada detalles internos	90
Figura 4.6.: Pieza con refrendado en cubo posterior	91
Figura 4.7.: Esquema torno paralelo	95
Figura 4.8.: Pieza con dientes elaborados	95
Figura 4.9.: Fresadora universal	97

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ec. [3.1].....	39
Ec. [3.2].....	39
Ec. [3.3].....	40
Ec. [3.4].....	40
Ec. [3.5].....	43
Ec. [3.6].....	44
Ec. [3.7].....	45
Ec. [3.8].....	46
Ec. [3.9].....	47
Ec. [3.10].....	69

RESUMEN

En este trabajo se analiza la viabilidad de implementar una fábrica manufacturera de catalinas para motocicletas de ensamblaje nacional. Además se detalla la ingeniería aplicada para maquinar esta pieza al explicar los criterios de diseño con sus pruebas técnicas. Finalmente, se desarrolla un detallado análisis financiero.

Se presenta un tipo de procedimiento de manufactura para producir catalinas de tracción de motocicleta de 56 dientes, seleccionada por su aplicabilidad y utilidad a nivel nacional. Se revisa el tipo de materia prima que se utiliza para la fabricación de esta pieza. Se considera el tipo de método de corte posible en el país, como por ejemplo oxicorte, los dientes y detalles son maquinados con herramientas de remoción de viruta como lo son: torno paralelo para devanados y perforaciones, fresadora universal para dientes y estriados. Luego se debe templar los dientes de la catalina mediante el método de inducción finalmente se lo galvaniza y empaca para su distribución.

SUMMARY

In this work the feasibility of implementing a manufacturing factory for motorcycles sprocket national assembly is analyzed. Besides engineering applied to machine this piece to explain design criteria with detailed technical tests. Finally, a detailed financial analysis is developed.

A type of manufacturing process is presented for producing motorcycle sprocket drive teeth 56, selected for its applicability and usefulness nationwide. The type of raw material used to manufacture this piece is reviewed. It is considering the type of cutting method possible in the country, as oxyfuel cutting, the teeth and details are machined with chip removal tools as they are parallel windings and boring lathe, milling machine universal teeth and striated. Then you must tune the ratchet teeth by induction method finally galvanize him and packaged for distribution.

INTRODUCCIÓN

El estudio y análisis de la fabricación de catalinas de tracción para motocicletas es posible mediante el análisis de los parámetros operativos, considerando morfología y construcción, diseño del modelo propuesto para determinar su desempeño y eficiencia según su desgaste por el uso en la motocicleta.

Para este proyecto es totalmente necesario contar con una catalina para poder comparar los datos recopilados con el diseño realizado. Además después de realizar cálculos y establecer parámetros y diseño se debe producir la catalina en mención para poder someterla a pruebas de eficiencia y desempeño en uso diario y no son valores teóricos que se suelen tomar en cuenta para estas situaciones.

Utilizando el método científico ya que para este caso se puede cuantificar los valores exactos, se justificarán todos los parámetros necesarios ya que se realizó y consideró todos los puntos tanto operativos, diseño y validación de la pieza en mención.

Y para finalizar el estudio de fabricación de catalinas de tracción para motocicletas de fabricación nacional, concluyo en que el diseño de la catalina será eficiente y se minimizará el desperdicio de material, ayudando al planeta ya que se puede reciclar material y dar uso a los restos sobrantes.

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. Planteamiento del problema

En el país las motocicletas son usadas diariamente con muchos fines ya que muchas personas que adquieren estas máquinas las ocupan como su principal herramienta de trabajo, por su bajo costo, alto rendimiento y se movilizan mejor en el tráfico vehicular optimizando tiempo y dinero.

La motocicleta cuenta con una parte fundamental para su buen desempeño la cual es el sistema de tracción en el cual consta el piñón corona, la cadena de tracción y el piñón grande o comúnmente llamado catalina, estos 3 elementos son primordiales para la movilización de la motocicleta por cuenta propia, estas tres piezas son las que transmiten la fuerza del motor a la llanta trasera.

Es por esto que son piezas que sufren desgaste excesivo y este desgaste ocurre por varios motivos, algunos de ellos son las condiciones climáticas que acortan la vida a estas 3 piezas, el terreno, el mantenimiento, el material, etc.

El Ecuador está incentivando el crecimiento de la matriz productiva ya que un producto realizado y diseñado en el Ecuador tendría un buen costo, con buena calidad y con más

variedad de producto, además el no tener que importar es una gran ayuda para las empresas que ensamblan motos en el Ecuador.

La carencia de diversos tipos de catalinas en tiendas de repuestos de motocicletas es un gran problema ya que la motocicleta pasa parada varias semanas, simplemente por una catalina de tracción que en la mayoría de casos se trae del exterior, esto en casos de motos de gama alta, en motos comerciales o mal llamadas motos chinas el caso es diferente hay repuestos pero altamente costosos por que las piezas son importadas, con la producción nacional de catalinas de tracción se ayudará a reducir estos índices dando un producto de buena calidad, variedad y modelos que el cliente desee.

Teniendo en cuenta todos estos puntos el proyecto se enfocará en el “ESTUDIO PARA LA FABRICACIÓN DE CATALINAS DE TRACCIÓN DE MOTOCICLETAS DE FRABICACIÓN NACIONAL” enfocándose en el análisis de la pieza tanto en diseño estructural como en el desempeño que esta va a cumplir, dando seguridad y confort al cliente, evitando accidentes que muchos sistemas de tracción ocasionan por sus bajos estándares de calidad.

En la mayoría de los casos los importadores buscan lo más barato para traer al Ecuador ya que piensan que sólo son piezas, pero no están pensando en la seguridad que estas piezas deben brindar debido a su trabajo en altas revoluciones y en algunos casos producen mutilaciones y accidentes graves.

Por lo tanto como objetivo principal se desarrollará un estudio técnico para determinar la factibilidad de fabricar catalinas de tracción para motocicletas ensambladas en el Ecuador.

Tomando en cuenta los siguientes puntos:

- Revisar referentes teóricos relacionados a la catalina de tracción de motocicletas, así como información en relación al mercado local.
- Establecer los parámetros técnicos y operativos de la catalina para efectuar al diseño mecánico con la correspondiente validación y análisis de resultados.
- Efectuar los estudios de factibilidad constructiva y económica para determinar la conveniencia de producir catalinas en el país.

La necesidad creada por el aumento del parque ciclomotor, demanda repuestos con diseños innovadores y versátiles, con materiales altamente resistentes de un costo de producción bajo con mayores alternativas de adquisición en modelos y precio, siempre tomando en cuenta la seguridad del consumidor.

En la actualidad la oferta de repuestos para motocicletas está muy debajo de la demanda nacional requerida por el sector ciclomotor, ya que la gran mayoría de repuestos de motocicletas ofertados no son capaces de soportar o acoplarse a la variedad de diseños y marcas de motocicletas que existen en el país tanto de origen nacional como importado. La mayoría de repuestos no ofrece márgenes de alta calidad más bien carecen de un control de calidad, sufren desgaste más breve, lo cual aparte de ser una molestia no permite el perfecto desempeño de la motocicleta.

En el mercado nacional existen muy pocas fábricas que se dedican a la producción de repuestos de motocicletas, y los repuestos que se elaboran son muy pocos como: parrillas, manubrios, patas de cambios.

En la cuestión de catalinas de tracción no hay fábricas que se dediquen a la construcción de estos repuestos, generando así un monopolio en el mercado entre las ensambladoras que importan estos repuestos de China o Colombia a costos bajos y los venden en costos altos, además de que estos repuestos no tienen buena resistencia, no cuentan con alternativas y modelos, las cuales poco satisfacen las necesidades del usuario. Por otro lado los costos promedio de los kits de tracción varían entre los 30 y 100 dólares americanos.

Un punto importante es la poca seguridad que brindan las catalinas de tracción que se venden en tiendas distribuidoras de repuestos, por el ahorro de material el momento de la fundición de los metales se produce grietas desde la base de la catalina hacia los dientes, se rompen los dientes de tracción, los orificios donde se emperna la catalina suelen irse agrandando. Todos estos defectos son muy peligrosos ya que si llega a fallar este sistema el conductor de la motocicleta puede accidentarse. La mayoría de estas motos puede llegar a alcanzar los 100 km/h, en esta velocidad si algo llegase a fallar el conductor puede llegar a sufrir daños irreparables.

Es por esto que se realiza este estudio para la fabricación de catalinas para motocicletas de una fábrica manufacturera de kits de tracción de motocicletas de origen nacional, la cual tiene el fin de generar productos de calidad con una vida útil óptima con recursos y mano de obra nacional.

1.2. Alcance

El contenido del proyecto de investigación, se compone del estudio para demostrar la factibilidad de fabricar catalinas de tracción de motocicletas de fabricación nacional en el Ecuador.

Para lo cual es necesario realizar una serie de estudios tanto como de parámetros operativos, diseños con esfuerzos y validando su diseño estructural, además el estudio de factibilidad tomando en cuenta el proceso constructivo, actividades y costos, todos estos datos se necesitan para llegar al logro de los objetivos del proyecto y demostrar si es o no factible el mismo.

Se realizará el estudio basándose en un solo tipo de cadena de paso 428, el cual es el paso más utilizado por motocicletas utilitarias de fabricación nacional, la cual da más fuerza a la motocicleta por la relación de transmisión que se genera entre el piñón de 17 dientes y la catalina de 46 dientes.

Se enfocará en el uso de materia prima nacional además de mano de obra para su producción, dando así oportunidad de empleo a más personas.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Descripción de catalinas

Catalina o rueda dentada es un mecanismo de forma circular que consta de dientes que rodean todo su perímetro, el cual tiene como propósito principal transmitir la rotación de una rueda dentada a otra. La rueda dentada que recibe el movimiento se denomina conductora y la que está conectada a ella es la conducida, pueden estar conectadas por varias maneras como: banda, cadena, etc.

La catalina es un elemento de transmisión que en conjunto con el piñón conductor y la cadena transmiten la potencia del motor a la rueda trasera de la motocicleta. La transmisión de movimiento entre ejes se realiza con ruedas dentadas que tengan el mismo paso, a diferencia de la transmisión por correa esta no tiene brida ya que no necesita ser direccionada, los dientes ayudan a que el movimiento sea transmitido con precisión y siga un solo camino sin desviaciones.

“El utilizar este sistema tiene como ventaja mantener la relación de transmisión constante ya que no existe deslizamiento debido a los dientes con los que cuenta cada piñón conductor y conducido incluso transmitiendo grandes potencias, lo cual se representa como mayor eficiencia mecánica para lo cual no es necesario que el medio de transmisión en este caso la cadena, esté tensa.” (CEJAROSU, 2005).

Ventajas del sistema de tracción mediante piñón, cadena y catalina frente a polea y correa:

- Velocidades y capacidad de transmisión mayor
- Mayor eficacia
- No hay deslizamiento
- Resiste grandes cargas
- Mayor relación de transmisión en espacios reducidos
- Mayor resistencia a la temperatura y humedad
- Puede trabajar con baño de aceite

El uso más común de las catalinas se da en las bicicletas y motocicletas en las cuales en el eje motriz va un pequeño piñón que da movimiento a la cadena que a su vez da movimiento a la rueda dentada que está instalada en la manzana de la rueda posterior de la motocicleta, dando así opciones para multiplicar su potencia y torque cambiando el tamaño de la catalina posterior de la motocicleta, además se puede ubicar los ejes de transmisión a diferentes distancias sin necesidad de usar tren de engranajes, los primeros vehículos usaron este sistema para ser impulsados.

La elección de cadenas y piñones es más fácil y descomplicada gracias a los estándares que ya están establecidos por las normas ANSI (Americana), ISO (Internacional), JIS (Japonés). Gracias a estas normas se pudo jugar con la multiplicación o desmultiplicación de fuerza dando como resultado mayor velocidad al disminuir dientes de la catalina y mayor fuerza al aumentarlos.

2.2. Tipos

“La clasificación de los engranajes se la realiza según la disposición de sus ejes y según los tipos de dientes. Según estos parámetros existen los siguientes tipos.” (ROJAS, 2002):

Ejes paralelos

- Cilíndricos de dientes rectos
- Cilíndricos de dientes helicoidales
- Doble helicoidales

Ejes perpendiculares

- Helicoidales cruzados
- Cónicos de dientes rectos
- Cónicos de dientes helicoidales
- Cónicos hipoides
- De rueda y tornillos sin fin

Por forma de transmitir el movimiento

- Transmisión simple
- Transmisión con engranaje loco
- Transmisión compuesta

Transmisión mediante cadena o polea dentada

- Mecanismo piñón cadena
- Polea dentada

Aplicación especial

- Planetarios
- Interiores de cremallera

2.3. Mercado local

2.3.1. Tipos de motocicletas ensambladas en el país

“La motocicleta es un vehículo impulsado por un motor de dos o cuatro tiempos que cuenta con sistemas adaptados a un cuadro metálico el cual sostiene dos ruedas los cuales forman su estructura. Todas tienen en común estos parámetros básicos, lo único que las diferencia es la potencia del motor puede ser de alto o bajo cilindraje lo cual requiere adaptaciones más robustas que soporten la fuerza generada por el motor y se pueda desempeñar de mejor manera. Existen varios tipos de motocicleta, según su uso, estética o apariencia.” (CASAJUS, 2001)

2.3.1.1. Clasificación de las motocicletas

La clasificación de las motocicletas es simple y se deriva en dos tipos, de carretera y de campo.

De carretera.- Las motocicletas diseñadas para carretera son las cuales están en condiciones de transitar por caminos de primer y segundo orden, este tipo de motos tienen subdivisiones, aquí en el país son:

- Deportivas
- Naked
- Scooter
- Turismo
- Ciclomotor
- Custom

De Campo.- Las motocicletas diseñadas para campo son las cuales están en condiciones de transitar por caminos de tercer orden o a campo traviesa, son ocupadas para deportes extremos y aventura, estos tienen subdivisiones, aquí en el país son:

- Moto Cross
- Enduro
- Doble Propósito

2.3.1.1.1. De carretera:

Naked.- Es una motocicleta desprotegida y a simple vista su motor y suspensión no cuenta con carenado.

Las motocicletas Naked tienen dos divisiones las cuales son:

- Roadster: son de gran cilindrada y con poca protección del viento para que puedan realizar viajes largos.
- Streetfighter: de gran potencia pero con acabados deportivos.

Las marcas de alta gama que se pueden encontrar en el país para este tipo de motos son:

- Yamaha
- Ducati
- Aprilia
- Triumph
- Ktm
- Suzuki
- Honda

Y en baja gama existen marcas como:

- Motor 1
- Thunder
- Galardi
- Tuko
- Keeway
- Sukida
- Pulsar



Figura 2.1.: Yamaha FZ 16, 149cc
Fuente: (YAMAHA, 2016)

Scooter.- Son motocicletas con el chasis abierto en el cual el conductor ya no tiene el motor bajo su asiento sino en la parte trasera, unido a la llanta trasera y los pies dentro del puente y la columna delantera de la moto. Los scooters tienen ruedas que están entre las 11 y 16 pulgadas.

La mayoría de scooters en el Ecuador tienen embrague centrífugo y, tenemos un modelo en singular el cual es la vespa que tiene el selector de cambios en el manillar del embrague.

En diferencia con la mayoría de las motocicletas, los scooters siempre están estructurados con carenado el cual es una protección para piernas, rodillas y el carenado cubre la parte mecánica y eléctrica.

Las marcas que se pueden encontrar en el país para este tipo de motos son:

- Vespa-Piaggio

- Motor 1
- Thunder
- Lml



Figura 2.2.: LML STAR, 200cc
Fuente: (LML, 2015)

Turismo.- La motocicleta de turismo como su nombre lo indica es la motocicleta diseñada para realizar viajes muy grandes. Su principal característica son sus motores de gran cilindrada y cuentan con tanques de combustible muy grandes, tienen una posición de manejo erguida, en gran mayoría están equipadas con parrillas, maletas, parabrisas.

Las marcas de alta gama que se pueden encontrar en el país para este tipo de motos son:

- Honda
- Yamaha
- Suzuki
- Harley Davidson
- Tryumph

- Ktm
- Kawasaki

Y en baja gama existen marcas como:

- Motor 1
- Thunder
- Galardi
- Sukida
- Keeway
- Pulsar



Figura 2.3.: Yamaha FJR, 1300cc
Fuente: (YAMAHA, YAMAHA MOTORS, 2015)

Ciclomotor.- Son pequeñas motocicletas las cuales son impulsadas con un motor menor a 75 cc y alcanzan velocidades máximas hasta 50km/h.

Los ciclomotores están diseñados para niños, cuentan con embragues centrífugos, frenos de tambor, encendido de pedal y muy pocas conexiones eléctricas, todo en ellas es muy simplificado.

En el país existen dos marcas en especial Factory y Bosuer las cuales son ensambladas por Metaltronics.



Figura 2.4.: Factory FXR 150cc
Fuente: (FACTORY, 2016)

Custom.- Son aquellas motocicletas que permiten ser personalizadas y modificadas dependiendo de los gustos del cliente, partiendo siempre de un chasis estándar, se modifica a gusto del cliente: guardabarros, protecciones, tanque, suspensión, aros y accesorios. Este tipo de motos son realizadas acorde a la personalidad y gustos de su propietario.

Las marcas de alta gama que se pueden encontrar en el país para este tipo de motos son:

- Harley Davidson
- Suzuki
- Kawasaki
- Honda
- Yamaha
- Royal Enfield

Y en baja gama existen marcas como:

- Motor 1
- Keeway
- Sukida
- Galardi
- Pulsar



Figura 2.5.: Keeway Superlight, 200cc
Fuente: (KEEWAY, 2015)

2.3.1.1.2. Campo

Enduro y motocross.- La motocicleta de enduro es la mezcla de las motos de Cross y las motos de Trial, estéticamente es parecida a las motos de motocross. Tienen motores con y sin radiador, siempre cuentan con faro delantero y su uso específico es para cruzar campos con terrenos escabrosos, muy bruscos y también caminos de primer orden siempre y cuando se realice cambios en su sistema de arrastre, su caja de cambios y motor están diseñados para cualquier tipo de terreno por la distribución de torque y potencia.

Las marcas de alta gama que se pueden encontrar en el país para este tipo de motos son:

- Honda
- Yamaha
- Suzuki
- Kawasaki
- Ktm
- Husaverg

Y en baja gama existen marcas como:

- Motor1
- Sukida
- Galardi



Figura 2.6.: Sukida SKR, 200cc
Fuente: (SUKIDA, SUKIDA MOTORS, 2013)

Doble propósito.- Son motocicletas para uso tanto en caminos de primero, segundo y tercer orden, caminos donde otro tipo de motos no pueden ingresar con facilidad, tienen motores de alto y medio cilindraje, con buen rendimiento de gasolina ya que cuentan con grandes tanques.

Tienen gran tamaño y un gran peso, están equipadas con suspensiones para poder cruzar cualquier obstáculo en el camino, muy buenas luces, accesorios como: parrilla, maletas, luces extras. Cuentan con una comodidad de manejo insuperable.

Las marcas de alta gama que se pueden encontrar en el país para este tipo de motos son:

- Yamaha
- Honda
- Suzuki
- Kawasaki
- Tryumph
- Ktm
- Bmw
- Ducati
- Aprilia

Y en baja gama existen marcas como:

- Motor 1
- Sukida

- Galardi
- Tundra
- Thunder



Figura 2.7.: Motor 1 Nasca Desert, 200cc
Fuente: (UNO, 2015)

2.3.2. Tiempo de vida útil de las catalinas

El paso de los kilómetros, el uso y el desuso genera desgaste en los componentes del kit de tracción de la motocicleta, los cuales están en un rango de uso alrededor de los 15.000 km a 30.000 km en los mejores casos.

El mejor indicador del desgaste es la holgura entre la cadena y la catalina que se va haciendo evidente con el uso. En la catalina se puede observar el desgaste en los dientes, estos se van afilando debido al rozamiento que existe con la cadena y pierden altura, también aparenta una inclinación mientras se va desgastando. (SMX, 2014)

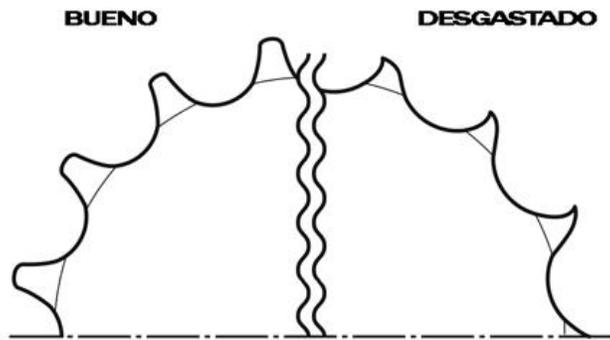


Figura 2.8.: Comparación desgaste catalina
Fuente: (MOTOTRES, 2014)

2.3.2.1. Condiciones de desgaste prematuro

Es muy importante la tensión que tenga la cadena, si la cadena está muy tensionada el desgaste del piñón y catalina va a ser más rápido debido a que existe más rozamiento entre la cadena y los piñones.



Figura 2.9.: Comparación desgaste de piñones por excesiva tensión en cadena
Fuente: (PROJECT)

El trabajo que realice la motocicleta influye demasiado en la vida de sus componentes de tracción, si la motocicleta está con demasiada carga afecta directamente al kit de tracción pues este permite el movimiento, en algunos casos llega a romperse cuando se excede el límite de carga de la motocicleta.

La vida útil de la catalina se acorta debido a su uso frecuente, el contacto directo con la suciedad y su exposición a la intemperie por lo que puede también sufrir roturas en cuerpo y dientes, por el desgaste en sus pernos de sujeción. Si se la sigue usando con falla, ésta además de desgastarse más rápido afecta al resto del conjunto como cadena y piñón.

2.3.3. Tipos de catalinas que se requieren en el país

En los últimos años se ha visto un crecimiento elevado en la industria motociclista. Hasta el día de hoy cerca de 200.000 motocicletas han sido ensambladas a nivel nacional, este monto demuestra que el crecimiento que se ha registrado en el sector de la industria y manufactura de motocicletas del Ecuador está en auge y genera alrededor de unos 4.000 empleos directos.

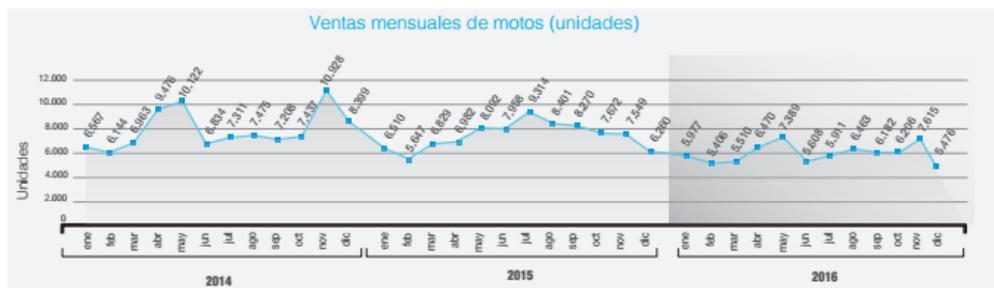


Figura 2.10.: Ventas mensuales de motos

Fuente: (AEADE, 2017)

Los índices de ensamblaje y ventas de motocicletas en el transcurso de estos últimos años dieron paso a que 12 empresas del área automotriz se asocien desde mediados del año pasado con los siguientes objetivos: promover, fortalecer, defender y apoyar las actividades de fabricación y ensamblaje de partes para motocicletas.

Las compañías que integran la Asociación de Empresas Ensambladoras de Motocicletas y Afines (Aeame) son: Imveresa, Vehículos y Comercio Astudillo, Unnomotors, Metaltronic, Prointer, Motosa, Dukare, Indufrance, Assemblimotos, Mercantil Dismayor, Massline e Ivthunder Motors. Según estos representantes el sector mueve entre ciento cincuenta y doscientos millones de dólares al año.

“En el país 17 empresas ensamblan motocicletas. El 100% de CKD proviene de China. Sólo Motor Uno o Thunder incluyen partes nacionales, pero en no más del 3% de las piezas utilizadas”. (LÍDERES, 2012)

A nivel nacional el crecimiento de la manufactura de piezas para motocicletas en los últimos dos años ha incrementado potencialmente, empresas como Motor Uno incentiva a que se utilicen piezas fabricadas en Ecuador así como: parrillas, volantes, protectores de motor, etc.

En el tema de catalinas las ensambladoras ocupan piezas importadas, utilizando gamas tanto bajas como altas en repuestos para las motocicletas en las cuales se toman en cuenta a piñones y coronas de varios dientes y, con pasos que van entre 428, 520 y 530.



Figura 2.11.: Importaciones mensuales de motos
Fuente: (AEADE, 2017)

En cuestión de piñones sus medidas varían desde 13 a 17 dientes, con pasos 428, 520 y 530.

En coronas depende de lo que el cliente necesite y desee hacer con su moto, interviene mucho la relación de transmisión que el propietario de la moto quiera combinar, sea para ganar potencia o torque.

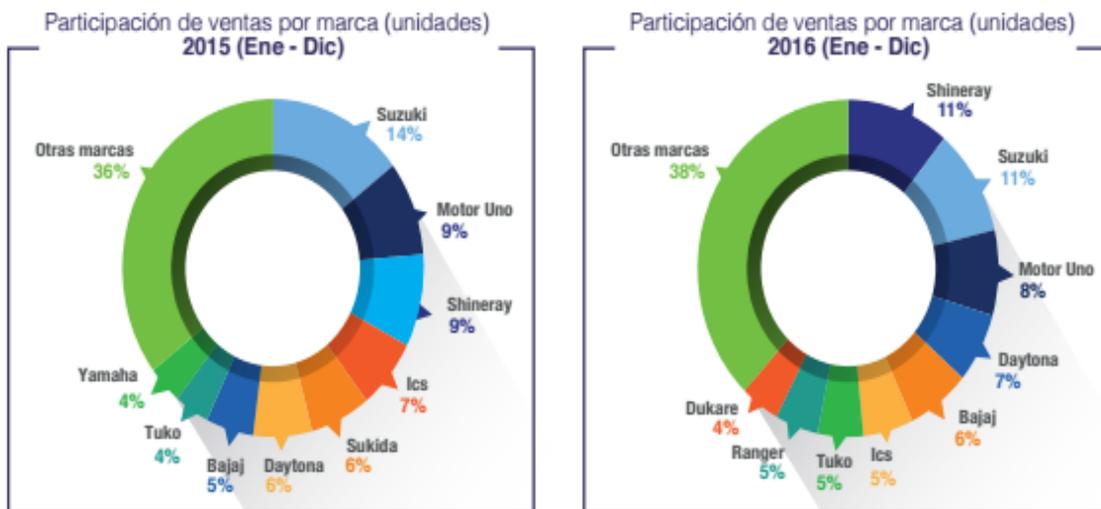
Fábricas de motopartes en el país

En el Ecuador no existen empresas dedicadas a la producción de catalinas de tracción para motocicletas, ya que muchas de las empresas dedicadas a realizar motopartes prefieren enfocarse en producir partes más simples como parrillas, defensas y patas de apoyo.

Los torneros son los únicos que se dedican a la producción de catalinas o piñones, los cuales pueden diseñar la catalina con las medidas necesarias siempre y cuando tengan la muestra y a un costo alto.

Este trabajo no es muy perfeccionista ya que los dientes de la catalina no vienen con ángulo en las caras de apoyo para la cadena, sino con una punta simple y sin cuerpo de empuje, lo cual afecta el tiempo de vida de la cadena y catalina ya que existe rozamiento excesivo y no permite el perfecto desempeño del sistema de tracción.

“Metaltronic es una empresa líder en la manufactura de motopartes con mano de obra ecuatoriana, integran diseños innovadores, materia prima de alta resistencia y procesos vigorosos de manufactura. Actualmente esta empresa fabrica: basculantes, manubrios, patas de apoyo, parrillas y defensas” para varios modelos de motocicletas de las marcas Thunder, United Motors UM, Motor 1 e ICS”. (METALTRONICS, 2016)



Fuente: Base de matriculación del Servicio de Rentas internas (SRI), 2016.

Figura 2.12.: Cuadro de participación de ventas por marca
Fuente: (AEADE, 2017)

La empresa antes mencionada tiene una infraestructura muy buena, además cuenta con tornos cnc, fresadoras, inductores de calor con lo cual ya se podría producir piezas como catalinas y piñones.

Esta empresa compra para sus motocicletas piezas en China en grandes cantidades ya que de esta manera su costo de producción baja y resulta más económico, el único inconveniente es que por el volumen de piezas muchas de ellas vienen con defectos y son desechadas.

Teniendo producción nacional se puede controlar más la calidad del trabajo y brindar una garantía más eficaz.

2.3.3.1. Normas gubernamentales

Las empresas ensambladoras y manufactureras de autopartes están calificadas con normas internacionales de calidad especiales para la industria automotriz como la QS 9000 y ISO TS 16949:2002 más avanzada que la anterior. También está siendo aplicada la Norma ISO 14.001 sobre medio ambiente y la 18.000 sobre ergonomía. A continuación se detallan las normas de calidad aplicadas en la industria automotriz ecuatoriana.

2.3.3.1.1. ISO TS 16949

La Norma ISOTS 16949 es una especificación técnica basada en ISO 9001, es el patrón que precisa los requerimientos del sistema de calidad para la cadena de provisión de la industria

automotriz. Está basada en el desarrollo de un sistema de gestión de calidad con el objetivo de tener una mejora continua insistiendo en la prevención de errores y en la disminución de desechos de la fase de producción. Esta norma se aplica en la etapa de desarrollo, diseño, producción y si procede, instalación y servicio de productos relacionados con la automoción.

Esta norma se ha vuelto un requisito fundamental para las empresas que se encuentran dentro del vínculo de abastecimiento automotriz. En estos últimos años es mejor obtener la Certificación ISO TS 16949 ya que la mayoría de los ensambladores solicitan esta certificación de sus proveedores.

Mientras tanto las empresas que están dentro del sector automotriz esta norma simboliza la oportunidad para la estandarización y mejora, ayudando a obtener nuevas áreas de negocio e ingresar en nuevos mercados potenciales. (ANALIZA, 2015)

2.3.3.1.2. ISO 14001

Es una norma internacional que nace de la serie ISO 14000, esta serie de normas están enfocadas en realizar esfuerzos medioambientales en todo tipo de empresas u organizaciones. La Norma 14001 trata de cómo poner en marcha un sistema de gestión ambiental dentro de una empresa, es adaptable a cualquier empresa que sea responsable con el impacto ambiental que puede generar su producción. La norma permite a las empresas establecer riesgos definiendo todos los puntos afectados para así reducir su impacto y ayuda al crecimiento sostenible de la organización.

Beneficios de la Norma ISO 14001:

- Reducir residuos y consumo de energía.
- Reducción del costo de las actividades de la empresa.
- Mejora oportunidades de negocio.
- Respaldo legal para ganar confianza de clientes y partes asociadas a la empresa.
- Cambio del entorno empresarial constante.

2.3.3.1.3. OHSAS 18001

La Norma OHSAS 18001 tiene como fundamentos los requisitos mínimos de las prácticas en la seguridad y salud dentro de un empresa u organización y que permita que una organización controle sus riesgos dando así resguardo a sus empleados y a la misma empresa y genera el máximo desempeño de la empresa para empleados, operaciones y clientes.

La OHSAS 18001 está dirigida a organizaciones implicadas con la seguridad de su personal y lugar de trabajo como lo son las empresas automotrices ya que existen más riesgos por el manejo de materia prima y procesos. (CALIDAD, 2015)

Beneficios de la norma OSHSAS 18001:

- Mejora continua de las condiciones laborales.
- Identificar los riesgos y definir controles para su gestión.

- Reducción de accidentes laborales y bajas por enfermedad para disminuir el costo que esto representa en tiempo y dinero por la inactividad.
- Motivación laboral por mejores condiciones laborales.

2.3.4. Elección de catalina

La motocicleta en el Ecuador es ocupada para diferentes fines, el uso más común es para trabajo ya sea en encomiendas, supervisión, carga, etc. Es por este motivo que para este estudio elegimos 3 tipos de catalinas que se usan actualmente en la mayoría de motocicletas de trabajo, las cuales son:

- Catalina de 23 dientes paso 428
- Catalina de 32 dientes paso 428
- Catalina de 56 dientes paso 428

Es necesario saber qué tipo de catalina es más óptima para el desempeño de la motocicleta, facilitando al usuario trabajo, ahorrando dinero, menos desgaste de piezas.

2.3.4.1. Tabla comparativa

En la actualidad la catalina de 56 dientes se utiliza en la mayoría de motos que realizan trabajos como: transporte de carga, para instalaciones eléctricas, servicios puerta a puerta. Su uso es debido a la gran carga que puede soportar y el aumento en la potencia para poder subir cuestas fácilmente.

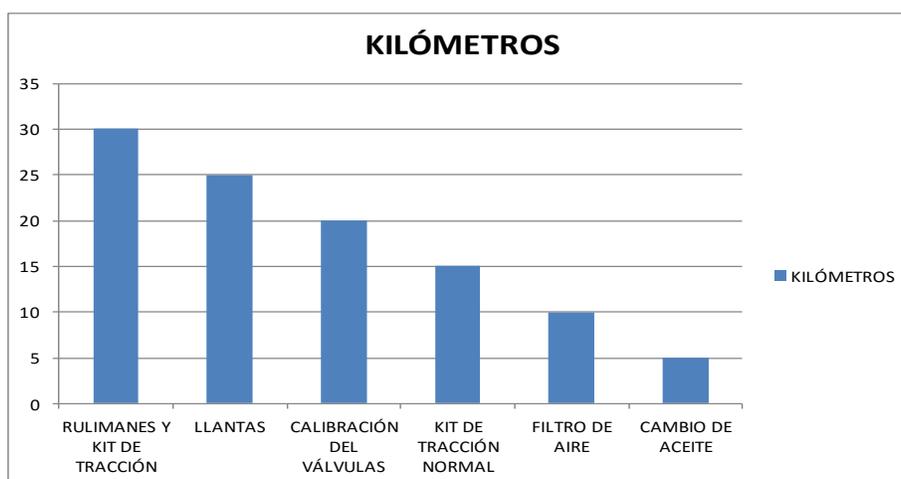


Figura 2.13.: Cuadro comparativo de desgaste
Fuente: (UNO, SERVICIO TÉCNICO, 2017)

Recopilando datos comparativos necesarios para la selección de una catalina que brinde al usuario beneficios tenemos los siguientes puntos descritos en la siguiente tabla.

Tabla 2. 1.: Comparación entre opciones de catalina

	23 DIENTES	32 DIENTES	56 DIENTES
COSTO	\$ 8.00	\$ 8.00	\$ 8.00
DISEÑO	relleno	destajes alivianado	destajes alivianado
MATERIAL	acero comercial	acero endurecido	acero endurecido
VELOCIDAD FINAL "piñon 13t"	90km/h	85km/h	80km/h
RELACION DE TRANSMISION	1.77	2.46	4.31
SUJECION	base de caucho	perno en muelle de caucho	perno de acero directo a manzana
MANTENIMIENTO	cambio de base	cambio de muelles	ninguno
RENDIMIENTO	6 mil km	10 mil km	15 - 20 mil km

1 bueno
2 regular
3 malo

Fuente: (UNO, SERVICIO TÉCNICO, 2017)

Según los datos que brindan las tablas comparativas se puede notar que la catalina de 56 dientes mejora a otras catalinas por los siguientes puntos:

Diseño.- El diseño de la catalina de 56 dientes es aliviado con destajes distribuidos en su cuerpo lo cual representa mejor desempeño y resistencia a golpes o tirones. Por sus detalles devanados puede soportar más carga, distribuye mejor la fuerza de empuje.

Material.- Como la mayoría de catalinas es construido en acero endurecido lo cual brinda más resistencia al desgaste prematuro. En algunos de los casos la pieza puede ser mezclada con aluminio para tener una pieza más resistente a la fricción con menos peso.

Sujeción.- se mejora en este tipo de catalina la sujeción porque no cuenta con cauchos de transmisión o muelles de sujeción de caucho, esta catalina va empernada directo a la manzana de la motocicleta, con este método no se pierde par en el arranque de la moto.

Mantenimiento.- No requiere mantenimiento ya que no tiene elementos que se desgasten o que necesiten cambio.

Rendimiento.- Duración para cambio entre 15 y 20 mil km.

2.3.4.2. Análisis

Como se puede apreciar en la tabla se detalla la relación de transmisión de cada una de las catalinas, dando a conocer que si se instala una catalina de 23 dientes tendremos mayor velocidad pero menos potencia, su diseño estructural es muy poco detallado no soporta golpes o esfuerzos grandes por lo cual puede romperse, su material se desgasta más pronto ya que es acero comercial de baja calidad y no soporta mucho el desgaste. Con la catalina

de 32 dientes existe un nivel intermedio entre velocidad y potencia es por esto que algunas motos optan por instalar esta catalina, pero no cumple en sí su labor ya que la moto sufre mucho desgaste en embrague en cuestas muy inclinadas o caminos de tercer orden ya que en varios casos viajan 2 personas en la moto más la encomienda, producto o herramientas cuando es servicio, en cuestión a sus diseño es alivianado y su sujeción a comparación de la de 23 dientes es de perno con muelle de caucho no muy útil para uso continuo.

La catalina de 56 dientes brinda una buena velocidad y una potencia alta como se puede notar en la tabla anterior la velocidad entre la catalina de 32 dientes y la de 56 dientes se ve afectada por tan solo ± 5 km/h, es por esto que mucha gente que trabaja en su motocicleta o brinda servicios en la misma prefiere usar la catalina de 56 dientes, además tiene un diseño alivianado que soporta golpes, esfuerzos grandes, el material en la mayoría de casos es acero endurecido o con mezcla de aluminio, esto permite que tenga un desgaste menor.

Después del análisis realizado mediante las muestras tomadas en la ciudad se llega a la conclusión que la catalina que mejor desempeño brinda por sus características para trabajar es la de 56 dientes. Por los varios parámetros de desempeño que cumple.

CAPÍTULO III

3. INGENIERÍA DEL PROYECTO – CONSIDERACIONES TÉCNICAS

3.1. Parámetros operativos

Los parámetros operativos indican las prestaciones a las cuales estará sometida la catalina de tracción que es objeto de este estudio; cabe indicar que se ha seleccionado este elemento mecánico debido a que es utilizado como componente estándar en varios modelos de motocicletas como se indica en la siguiente tabla:

Tabla 3. 1.: Marcas y modelos de motos que cuentan con catalina de 56 dientes (especificaciones técnicas)

Marca	Modelo	Motor
Motor 1	M1R 200 R	193 cc, 1 cil, 4 tiempos, 2 válv
Motor 1	M1R 250 M	223 cc, 1 cil, 4 tiempos, 2 válv
Daytona	RX DY 250	250 cc, 1 cil, 4 tiempos, 2 válv
Axxo	RZ 250	250 cc, 1 cil, 4 tiempos, 2 válv
Sukida	SKR 250S	250 cc, 1 cil, 4 tiempos, 2 válv

Fuente: (SUKIDA, SUKIDA, 2016)

Como se puede observar, la catalina de tracción a ser analizada viene instalada en múltiples modelos de motocicletas de ensamblaje nacional, revisar anexo 1, razón por la cual es de

vital importancia el determinar si será posible fabricar en un futuro este componente en el país para evitar la importación del mismo, contribuyendo de esta manera al desarrollo nacional.

Las motocicletas de origen asiático, específicamente provenientes de China, usualmente no solo utilizan las mismas catalinas en ciertos modelos, sino también las motorizaciones, razón por la cual se utilizará como parámetros de diseño los valores indicados por el fabricante para el motor de cilindraje más alto, en este caso para los 250cc, así se tiene:

Tabla 3. 2.: Especificaciones técnicas Sukida SKR 250 modelo estudiado

Parámetro	Valor
Potencia máx	12.5kw (16.76hp) @ 7500rpm
Torque máx	17.5 Nm @ 6000rpm

Fuente: (SUKIDA, SUKIDA, 2016)

3.2. Consideraciones morfológicas y constructivas

3.2.1. Morfológicas

Como primer punto se identifica morfológicamente la catalina de tracción que será objeto del presente estudio, esto quiere decir que se va a identificar todas las características en cuanto a forma del elemento; es importante indicar que el elemento en estudio es normalizado, es estandarizado en referencia a un código, en este caso para las cadenas y catalinas es la norma ANSI/ASME B 29.1M / DIN 8188 / ISO & 606 1395 la misma que se

puede observar en el anexo 2.1. A continuación se expone la información respectiva a la cadena y a la catalina de tracción en cuestión.

Tabla 3. 3.: Especificaciones técnicas de catalina a realizar

Parámetro	
Cadena a acoplar	ANSI 40 / ISO DIN 08A-1
Código	428
Paso	12.70 mm
Espesor interno	7.93mm
Tracción máxima	1440 kgf
Catalina de tracción	
Número de dientes	56
Tipo de cubo o manzana	“A” (sin cubo)
Diámetro del cubo	60 mm
Ranura de chaveta	ninguna
Espesor	7.30 mm
Diámetro primitivo	112 mm
Brazos	4

Fuente: Cristian Poveda

Para mayor detalle en cuanto a dimensiones los planos se pueden observar en el anexo 3.

3.2.2. Material

El material del cual están hechas las catalinas de tracción depende de varios factores tales como velocidad de giro, potencia a transmitir, factores ambientales tales como temperatura, exposición a ambientes corrosivos y muchos otros factores como la generación de ruido,

etc. De acuerdo a la norma ANSI B 29.1M las catalinas de tracción pueden ser elaboradas de plástico, plástico con insertos metálicos, de acero comercial, de acero endurecido, de acero inoxidable e incluso de materiales no ferrosos especializados. (IHS, 2016).

Debido a la aplicación y a las prestaciones a utilizar, estas catalinas de tracción que vienen montadas en las motocicletas antes mencionadas están hechas de acero comercial sin aleaciones, además la norma antes referida indica que el contenido del acero a utilizar no debe superar el 0.7% de carbono ya que al incrementarse el contenido la aleación ferrosa tiende a hacerse frágil, llegando a convertirse en fundición gris, la cual carece de ductilidad el momento de operar.



Figura 3.1.: Figura catalina 56 dientes, muestra física
Fuente: Cristian Poveda

Por tal razón selecciona el acero AISI SAE 1045 calidad 760 ya que es un acero al carbono no aleado para maquinaria con buenas características para ser maquinado de diferentes

maneras, presenta también una alta resistencia mecánica a la tensión, torsión con una dureza superficial acorde a la aplicación. (BOHMAN, 2015).

Es importante indicar que para seleccionar el material se ha comprobado la existencia del mismo en el mercado local, en la presentación de planchas.

3.3. Diseño del modelo propuesto

3.3.1. Parámetros de diseño

Las transmisiones de cadena trabajan bajo relaciones constantes, esto quiere decir que no involucran deslizamiento ni arrastre pero sobre todo larga vida útil.

La ANSI ha estandarizado las cadenas y catalinas respecto a sus tamaños y sus capacidades.

En las cadenas se entiende como paso a la distancia lineal entre los centros de los rodillos, el ancho se entiende al espacio interior entre las placas de eslabón. Las cadenas pueden ser fabricadas con hilos sencillos, dobles, triples, etc. a continuación se indica una imagen de la nomenclatura de la cadena ya explicada. (JOSEPH, 2002)

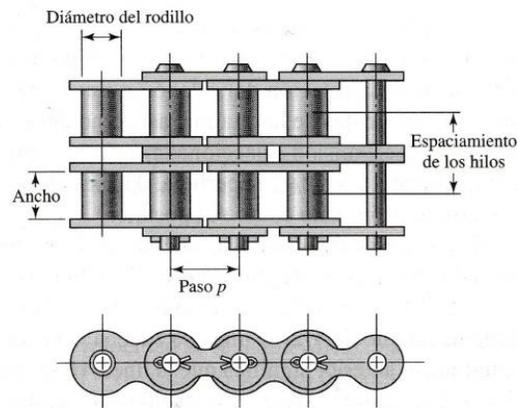


Figura 3.2.: Nomenclatura de cadena. Paso, ancho y diámetro.
Fuente: (JOSEPH, 2002)

Así como las cadenas tienen sus dimensiones estandarizadas, las catalinas también tienen establecidos los parámetros geométricos que las gobiernan, así se tiene el ángulo γ como ángulo de paso y D como diámetro de paso, esto se puede observar en la siguiente imagen.

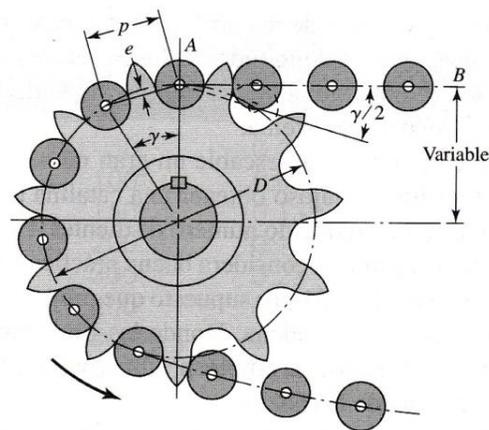


Figura 3.3.: Catalina con diagrama de paso y ángulo.
Fuente: (JOSEPH, 2002)

Estos parámetros geométricos tanto de la cadena como de la catalina son utilizados para su fácil identificación y comercialización; al ser elementos estandarizados tienen predefinida

la potencia máxima que pueden resistir, en este caso, la cadena es el elemento limitante al transmitir potencia ya que por la constitución de la catalina la hace mucho más resistente a esfuerzos mecánicos.

Como la resistencia del conjunto cadena y catalina viene dado por la resistencia mecánica de la cadena, a continuación se va a determinar la potencia máxima que la cadena y por ende el conjunto podrán transmitir de forma segura, así se empieza por determinar la potencia máxima en hp que el eslabón de la cadena H_1 será capaz de transmitir:

Ec. [3.1]

$$H_1 = 0.004N_2^{1.08}n_2^{0.9}p^{(3-0.07p)}$$

En donde:

H_1	Potencia nominal que el eslabón de la cadena puede transmitir
N_2	Número de dientes de la catalina (56)
n_2	Velocidad de la catalina
p	Paso de la cadena ($1/2 = 0.5$ plg)

Antes de poder utilizar la fórmula antes descrita se requiere saber las revoluciones a las cuales gira la catalina, razón por la cual se procede a efectuar el siguiente cálculo de relación de transmisión:

Ec. [3.2]

$$n_2 = \frac{N_1}{N_2} \times n_1$$

En donde:

N_1 Número de dientes de la catalina menor (17)

n_1 Velocidad de la catalina menor (la catalina menor que es la motriz de 17 dientes gira a 7500rpm cuando se transmite la potencia máxima)

Así se tiene:

$$n_2 = \frac{17}{56} \times 7500$$

$$n_2 = 2276.78rpm$$

Una vez que ya se tiene las rpm de la catalina mayor, se puede utilizar la fórmula para determinar la potencia máxima en hp que el eslabón de la cadena H_1 será capaz de transmitir, así se tiene:

Ec. [3.3]

$$H_1 = 0.004 \times 56^{1.08} \times 2276.78^{0.9} \times 0.5^{(3-0.07 \times 0.5)}$$

$$H_1 = 41.60hp$$

Ahora se procede a calcular la potencia máxima que la cadena podrá transmitir teniendo como limitante los rodillos:

Ec. [3.4]

$$H_2 = \frac{1000KrN_2^{1.5}p^{0.8}}{n_2^{1.5}}$$

En donde:

Kr Constante establecida por American Chain Association (ACA) igual a 17 para cadenas de paso $\frac{1}{2}$ plg y ancho $\frac{5}{16}$ plg (número de cadena ANSI 40).

Así se tiene:

$$H_2 = \frac{1000KrN_2^{1.5}p^{0.8}}{n_2^{1.5}}$$

$$H_2 = \frac{1000 \times 17 \times 56^{1.5} \times 0.5^{0.8}}{2276.78^{1.5}}$$

$$H_2 = 37.66hp$$

Una vez obtenidos los valores H_1 y H_2 se puede observar que ambos valores superan los 16.67 hp de potencia que salen del motor de la motocicleta, razón por la cual se observa claramente que el conjunto de la cadena y catalinas, serán capaces de transmitir satisfactoriamente la potencia suministrada por el motor.

3.3.2. Esfuerzos de diseño

Pese a que la catalina de tracción que es objeto de este estudio es un elemento estandarizado, esto quiere decir que su forma y material está regida por una normativa la cual asegura su resistencia mecánica, se procederá a determinar el esfuerzo máximo de diseño que podrá soportar el elemento mecánico en cuestión.

La catalina de tracción está hecha de acero AISI SAE 1045 tiene una resistencia a la cedencia (S_y) de 32kg/mm^2 (314MPa) y una resistencia máxima a la tracción (S_u) de 65kg/mm^2 (637MPa), además se puede determinar que durante su funcionamiento trabajará de varias maneras, por ejemplo a momentos mantendrá la transmisión de potencia y par (comportamiento estático), en otro momento transmitirá de forma fluctuante la potencia y par (comportamiento repetitivo) y finalmente sobre todo durante el arranque la transmisión de potencia y torque se llevarán a cabo de forma violenta o súbita (comportamiento de impacto).

Es importante además indicar que la catalina estará transmitiendo potencia y torque, por ende estará sujeta a esfuerzos cortantes torsionales (ROBERT, 2009)

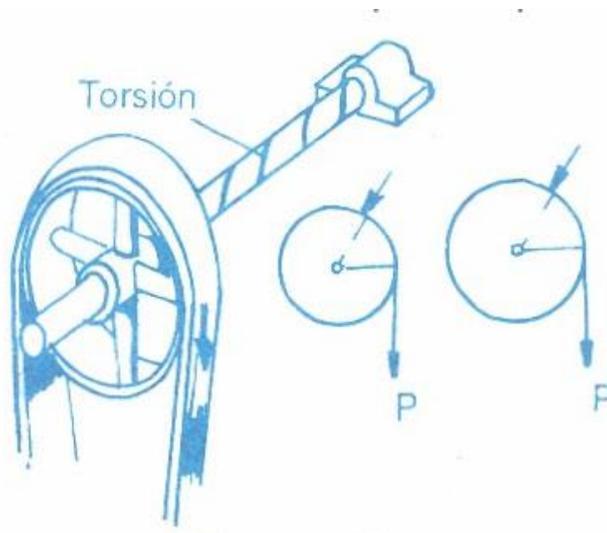


Figura 3.4.: Ejemplo de momento de torsión
Fuente: (SENA, 2014)

De acuerdo con los conceptos de resistencia de materiales, el comportamiento más crítico en un elemento mecánico es el impacto, razón por la cual se limitará su capacidad resistiva a este parámetro, así se tiene:

Ec. [3.5]

$$\tau_d = \frac{S_y}{12}$$

En donde:

τ_d Esfuerzo cortante de diseño (MPa)

S_y Esfuerzo de cedencia (314MPa)

Así se tiene:

$$\tau_d = \frac{314}{12}$$

$$\tau_d = 26.16MPa$$

Este esfuerzo cortante torsional de diseño es el máximo valor de esfuerzo que se puede generar en la catalina de tracción para que pueda operar satisfactoriamente a lo largo del tiempo.

3.3.3. Esfuerzos de trabajo

Los esfuerzos de trabajo son aquellos que se generan cuando un elemento mecánico entra en operación sobre todo en las condiciones más críticas y es ahí cuando desarrollan

esfuerzos mayores; debido a la naturaleza de operación de la catalina de tracción se procede a determinar el esfuerzo cortante de trabajo a desarrollarse en la parte del diente justo donde el rodillo de la cadena hace presión.

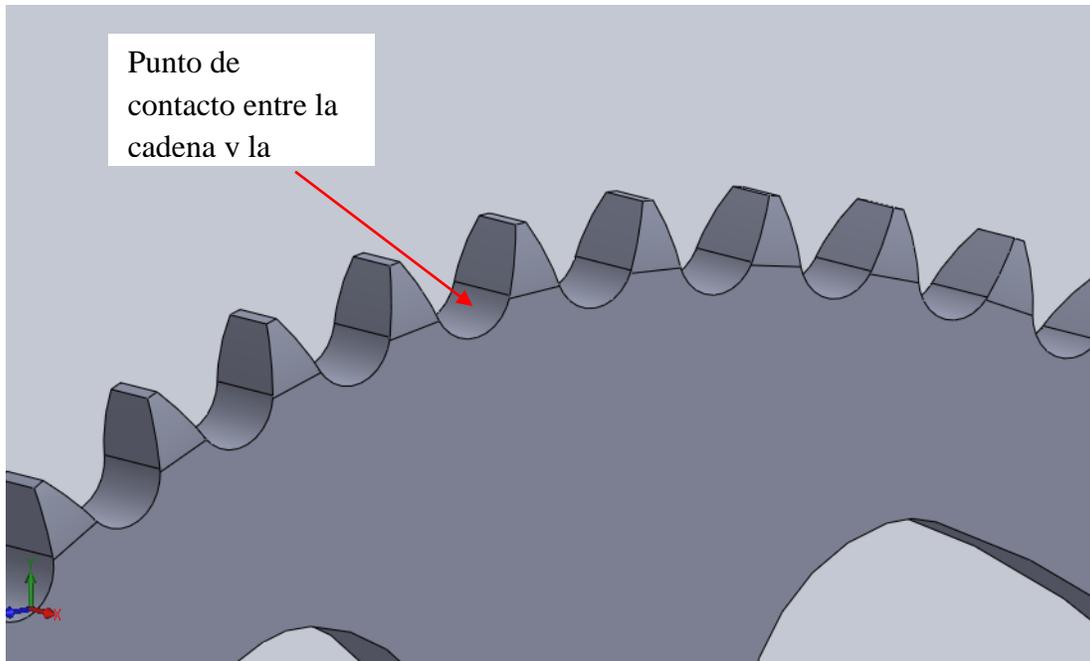


Figura 3.5.: Punto de presión máximo entre cadena y catalina
Fuente: Cristian Poveda

Como primer paso se procede a determinar el torque que se transmite a la catalina de tracción, para esto se utiliza el concepto de relación de transmisión.

Ec. [3.6]

$$T_2 = T_1 \times \frac{N_2}{N_1}$$

En donde:

T_1 Torque aplicado a la catalina motriz (Nmm)

T_2 Torque aplicado a la catalina de tracción (17500Nmm)

N_1 Número de dientes de la catalina motriz (17)

N_2 Número de dientes de la catalina de tracción (56)

Así se tiene:

$$T_2 = 17500 \times \frac{56}{17}$$

$$T_2 = 57647Nmm$$

Ahora se procede a determinar el momento polar de inercia de la catalina de tracción para finalmente poder determinar el esfuerzo cortante torsional.

Ec. [3.7]

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

En donde:

J Momento polar de inercia (mm⁴)

D_p Diámetro de paso de la catalina (224mm)

Así se tiene:

$$J = \frac{\pi \times 224^4}{32}$$

$$J = 247167843.1mm^4$$

Finalmente se procede a calcular el esfuerzo cortante torsional aplicado a la catalina de tracción.

Ec. [3.8]

$$\tau_t = \frac{T \times \frac{D_p}{2}}{J}$$

En donde:

τ_t	Esfuerzo cortante de trabajo (MPa)
D_p	Diámetro de paso de la catalina (224mm)
J	Momento polar de inercia (247167843.1mm ⁴)
T	Torque aplicado a la catalina de tracción (57647Nmm)

Así se tiene:

$$\tau_t = \frac{57647 \times \frac{224}{2}}{247167843.1}$$

$$\tau_t = 0.026MPa$$

Este es el valor del esfuerzo generado en la zona de contacto entre la catalina y la cadena, el momento que se pone en funcionamiento la transmisión.

3.3.4. Validación estructural del diseño

Una vez determinado el esfuerzo cortante torsional de diseño y el de trabajo se procede a determinar la condición fundamental de la resistencia de materiales que dice:

Ec. [3.9]

$$\tau_d > \tau_t$$

Esto quiere decir que bajo ningún concepto el esfuerzo de trabajo debe ser mayor al esfuerzo de diseño ya que este último representa el valor máximo de esfuerzo que se puede alcanzar, además maneja el concepto de factor de diseño o de seguridad que para el caso del comportamiento de impacto es de 12 respecto al esfuerzo de cedencia.

De acuerdo a los valores calculados se tiene que el esfuerzo de diseño es de 26.16MPa, mientras que el esfuerzo de trabajo resultó de 0.026MPa, lo que indica que la catalina es totalmente segura para la operación bajo las condiciones asumidas.

Es importante indicar que para los cálculos de esfuerzos se ha asumido como que la catalina tiene un cuerpo sólido cuando no lo es, pero al verificar la diferencia entre los esfuerzos antes calculados se puede comprender fácilmente porque el fabricante ha optado con total seguridad a realizar cuatro orificios curvilíneos a fin de reducir material y por ende peso y costo.

Debido a la complejidad de las formas con todos los detalles que se tienen en el elemento mecánico en estudio, posteriormente se llevará a cabo una validación mediante un software de elementos finitos el cual pueda dar un mayor acercamiento al comportamiento estructural del mismo.

Una vez más se recalca que este elemento mecánico es estandarizado y que al obedecer a una normativa como la ANSI no obliga a efectuar comprobaciones mecánicas posteriores ya que todas sus dimensiones y materiales son reguladas.

3.4. Diseño mediante CAD

Una vez que se han efectuado los cálculos estructurales utilizando los conceptos de resistencia de materiales, se procede a utilizar un software de diseño mecánico como es SolidWorks para efectuar un análisis más preciso debido a los diferentes detalles que presenta el elemento mecánico en cuestión.

3.4.1. Elaboración del modelo

Para que el software a utilizar pueda analizar estructuralmente el elemento mecánico es necesario como punto de partida elaborar el modelo en 3D. Para ello se abre el software y se selecciona un nuevo archivo de ensamblaje.

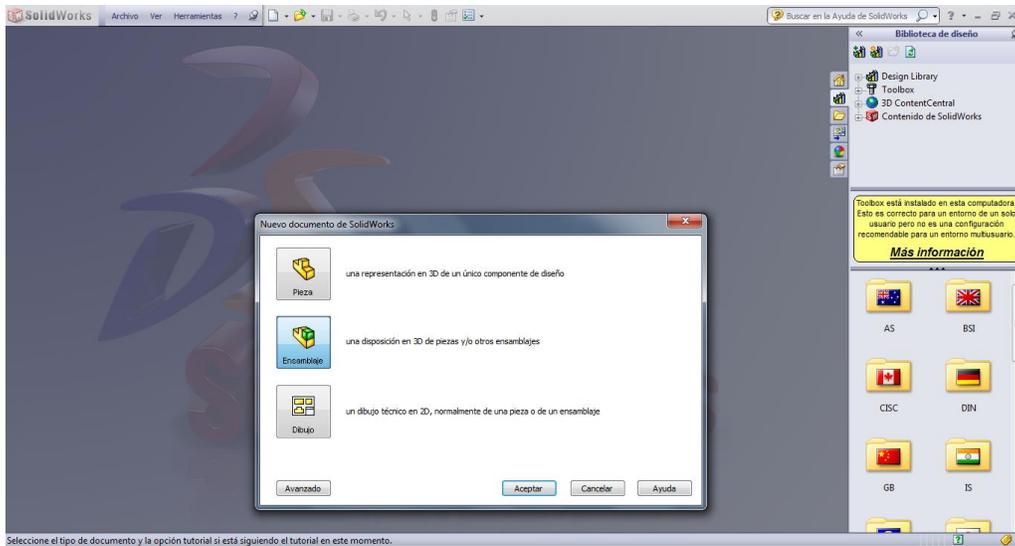


Figura 3.6.: Selección archivo nuevo programa SolidWorks
Fuente: Cristian Poveda

Luego en el costado derecho del área de trabajo se despliega la opción “Toolbox” para acceder a los elementos normalizados que se dispone en la biblioteca.

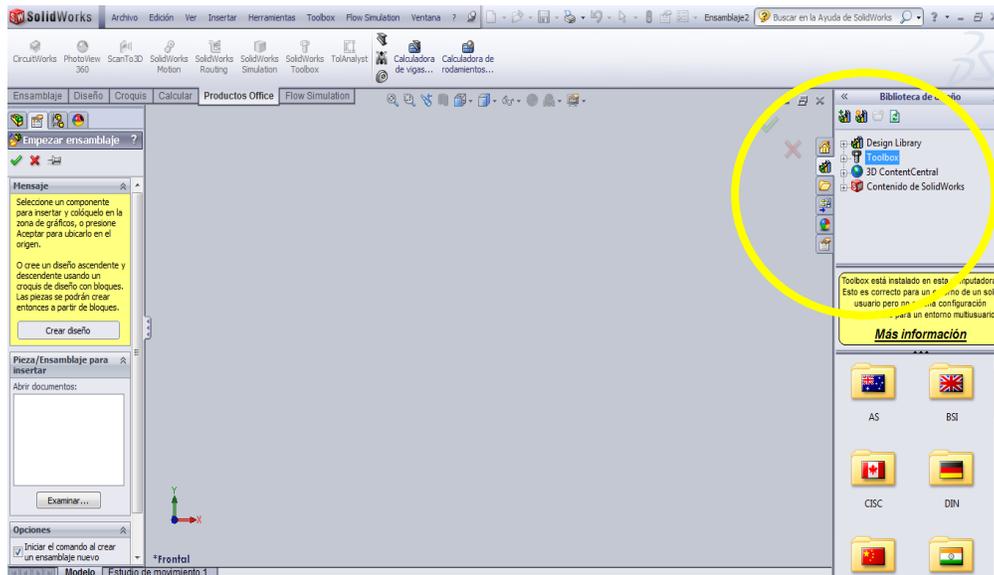


Figura 3.7.: Acceso a Toolbox
Fuente: Cristian Poveda

Una vez abierta la biblioteca se busca los elementos de transmisión por cadena, para el caso de la catalina de tracción se lo ubica en la normativa DIN.

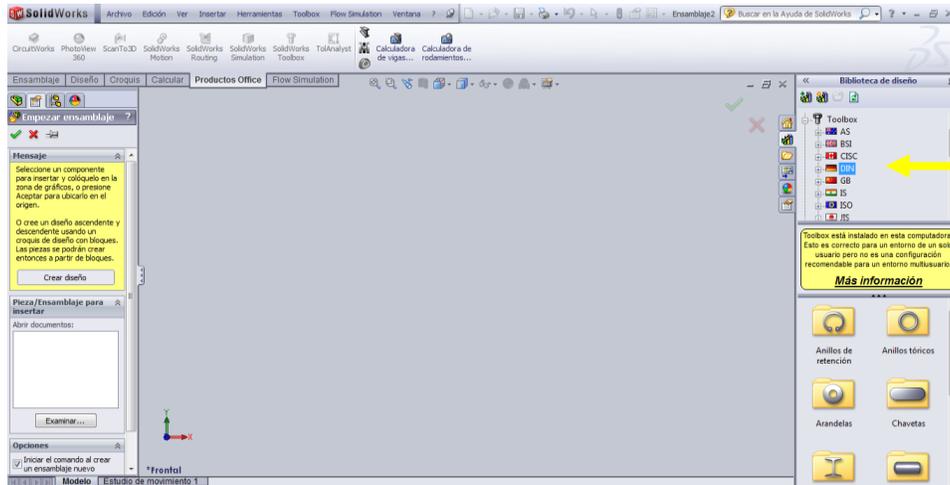


Figura 3.8.: Selección de normativa (DIN)
Fuente: Cristian Poveda

Dentro de la normativa DIN se busca las catalinas que correspondan a este caso, esto es “Cadena de rodillos de tipo europeo”.

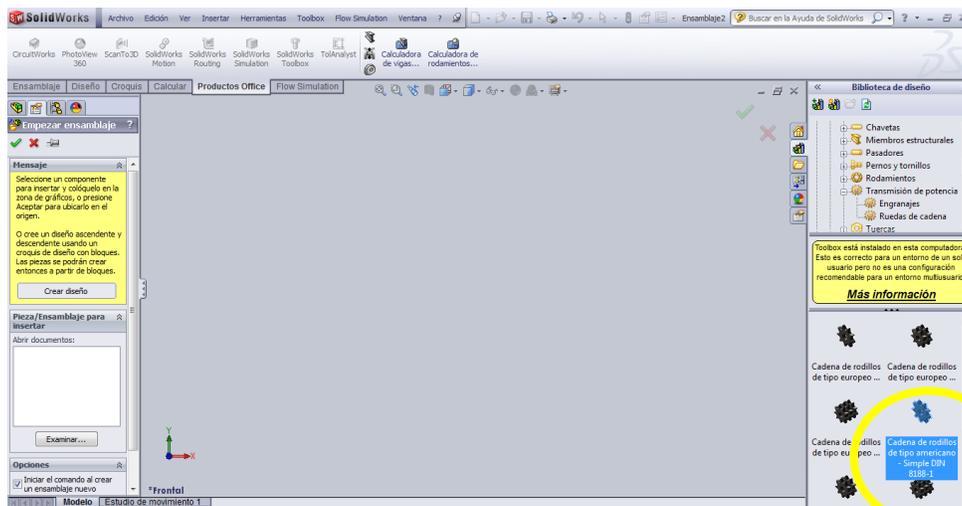


Figura 3.9.: Buscar catalina referente a la que se desea realizar
Fuente: Cristian Poveda

Dando clic derecho se selecciona la opción “Insertar en el ensamblaje....”

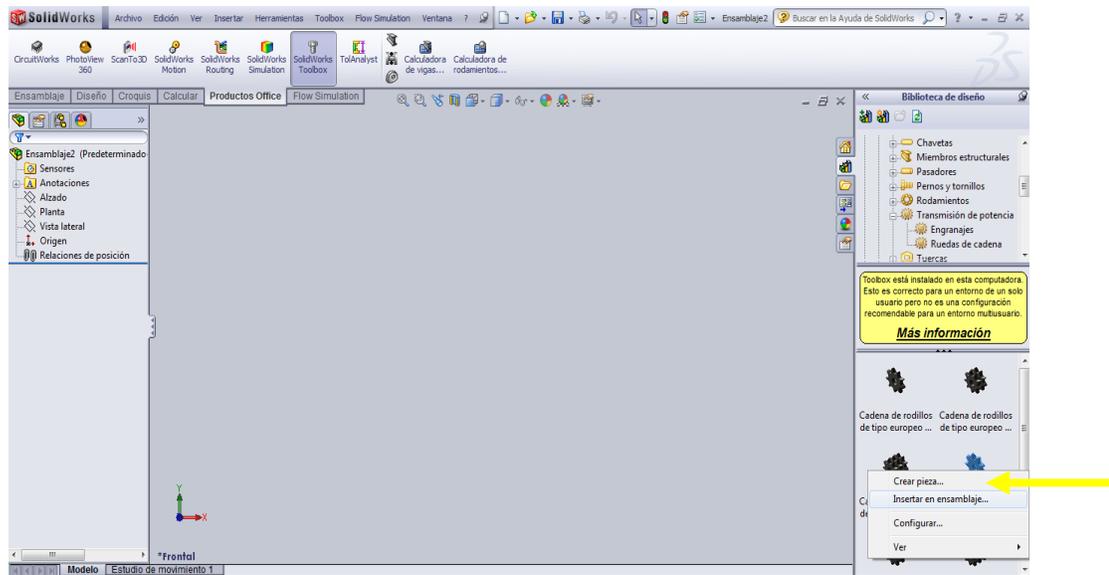


Figura 3.10.: Insertar ensamblaje
Fuente: Cristian Poveda

Una vez desplegado el cuadro de diálogo se establecen todos los parámetros geométricos tales como número de dientes, tipo de catalina, características de la chaveta y demás.

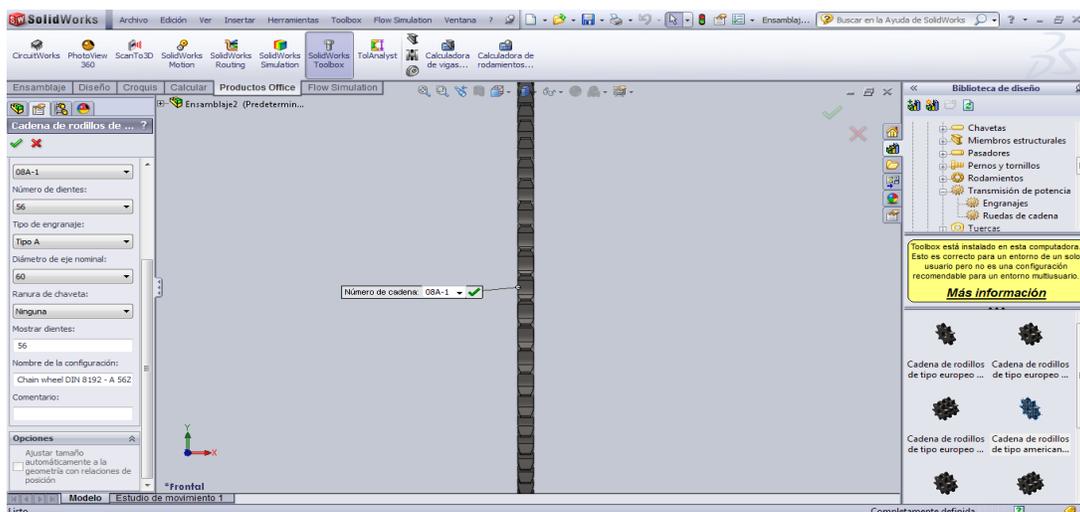


Figura 3.11.: Catalina con número de dientes seleccionados (56)
Fuente: Cristian Poveda

Acabada esta operación se da clic en aceptar y se genera la catalina.

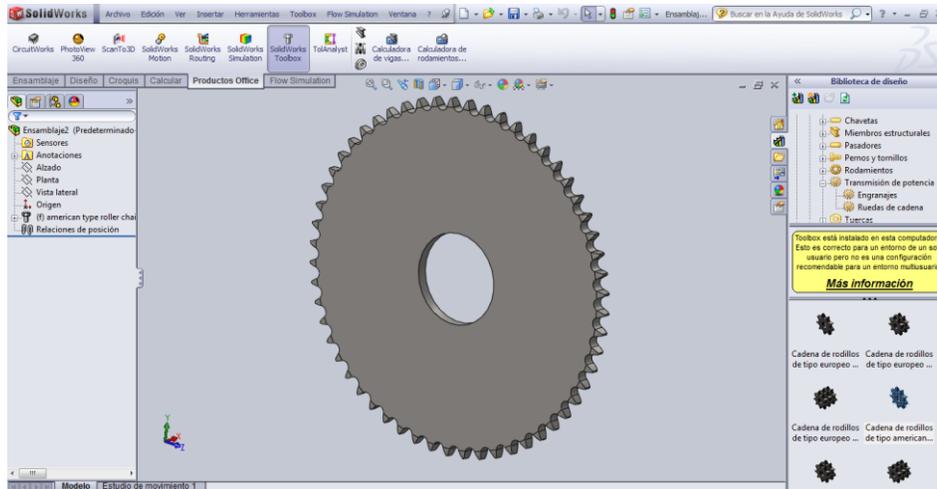


Figura 3.12.: Catalina formada
Fuente: Cristian Poveda

La catalina está generada pero no cuenta con los detalles, razón por la cual se empieza a elaborar un croquis 2D con los cuatro orificios de 11 mm de diámetro que se encuentran alrededor del orificio principal.

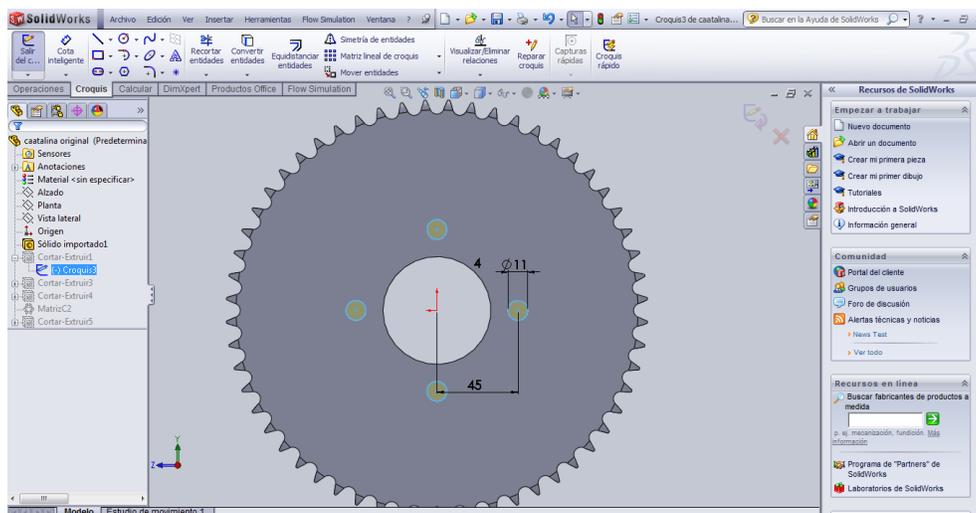


Figura 3.13.: Elaboración de orificios de sujeción
Fuente: Cristian Poveda

Ahora se utiliza esos orificios para extruir el corte a través de toda la catalina.

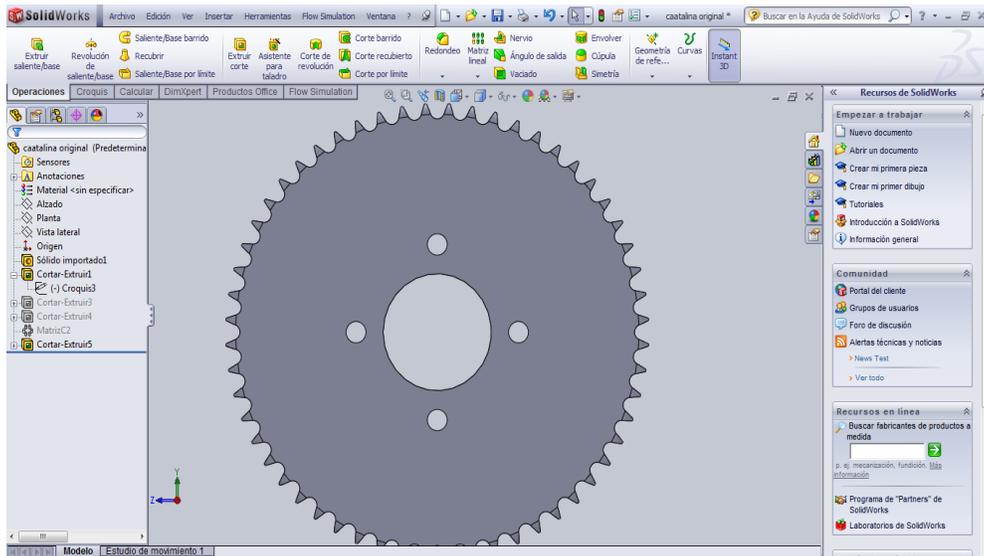


Figura 3.14.: Orificios extruidos
Fuente: Cristian Poveda

Así como se ha elaborado los 4 orificios de diámetro 11 mm se procede a elaborar 4 orificios de diámetro 8mm mediante el mismo proceso.

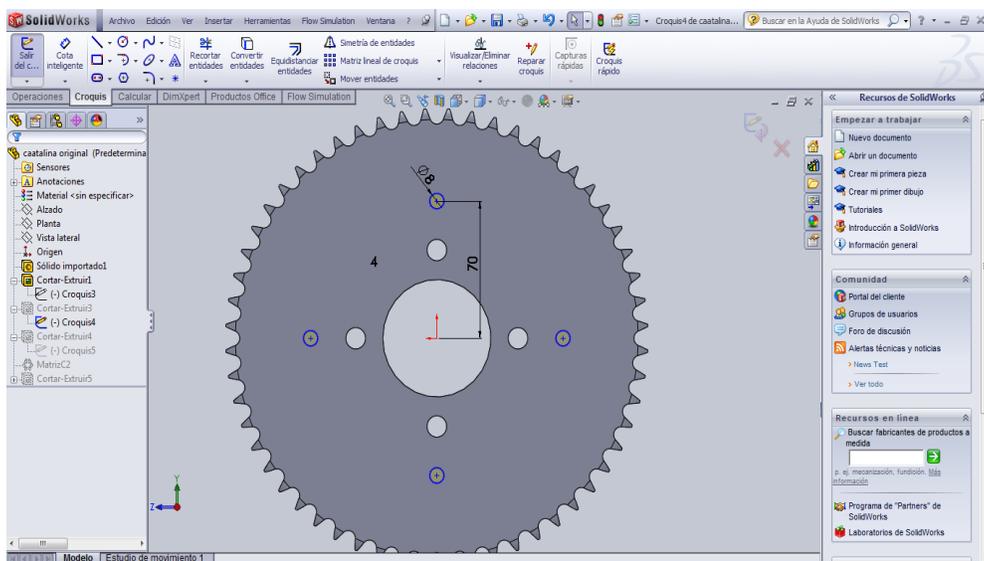


Figura 3.15.: Elaboración de orificios externos
Fuente: Cristian Poveda

Es así como queda la pieza ya extruidos los orificios externos.

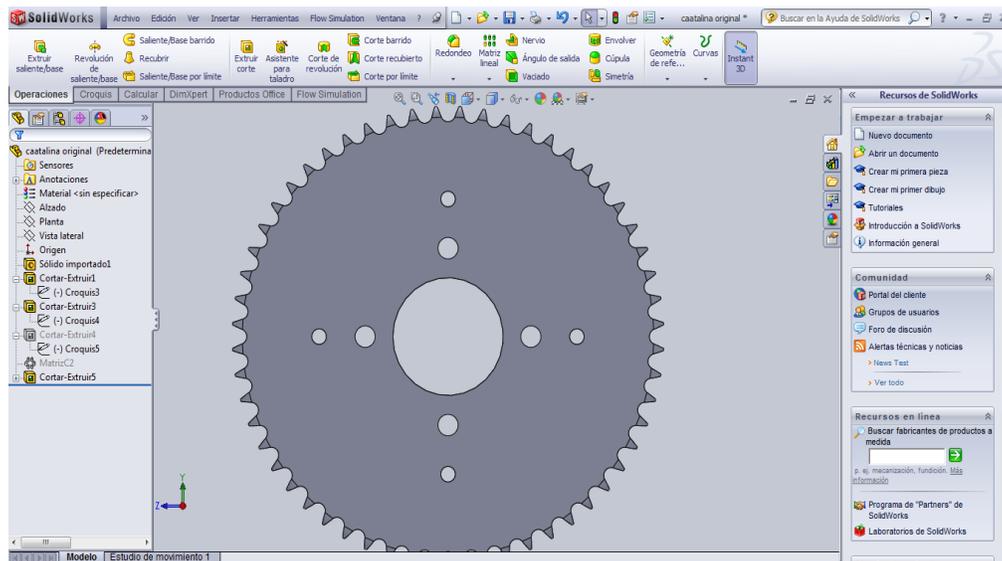


Figura 3.16.: Orificios externos extruidos
Fuente: Cristian Poveda

Ahora se empieza a elaborar los cuatro detalles curvos, para ello se elabora otro croquis 2D, se toman referencias desde los orificios de 8 y 11 mm para poder guiar a la herramienta spline y conseguir la forma deseada.

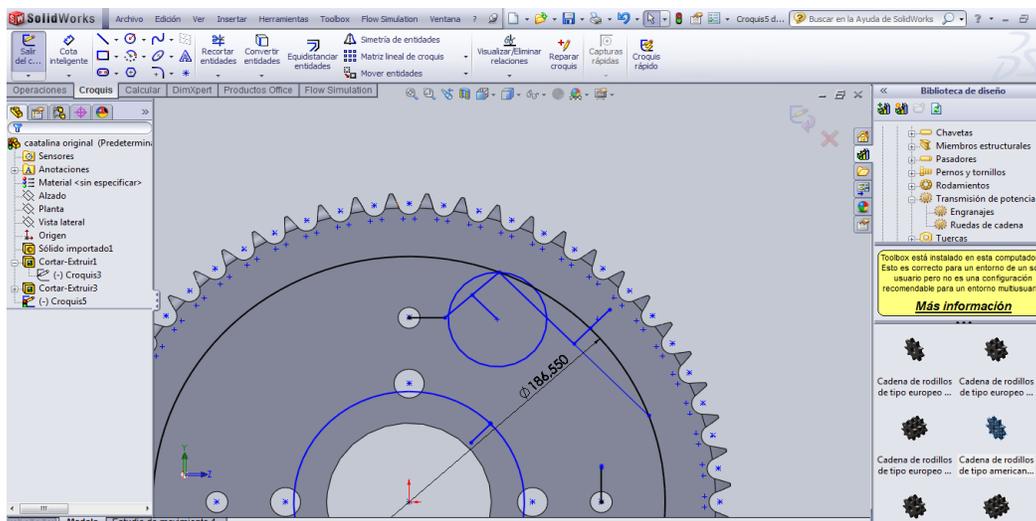


Figura 3.17.: Elaboración de detalles curvos
Fuente: Cristian Poveda

Se copia las medidas tanto de un lado como del otro para que sea pareja la extrucción de los detalles curvos.

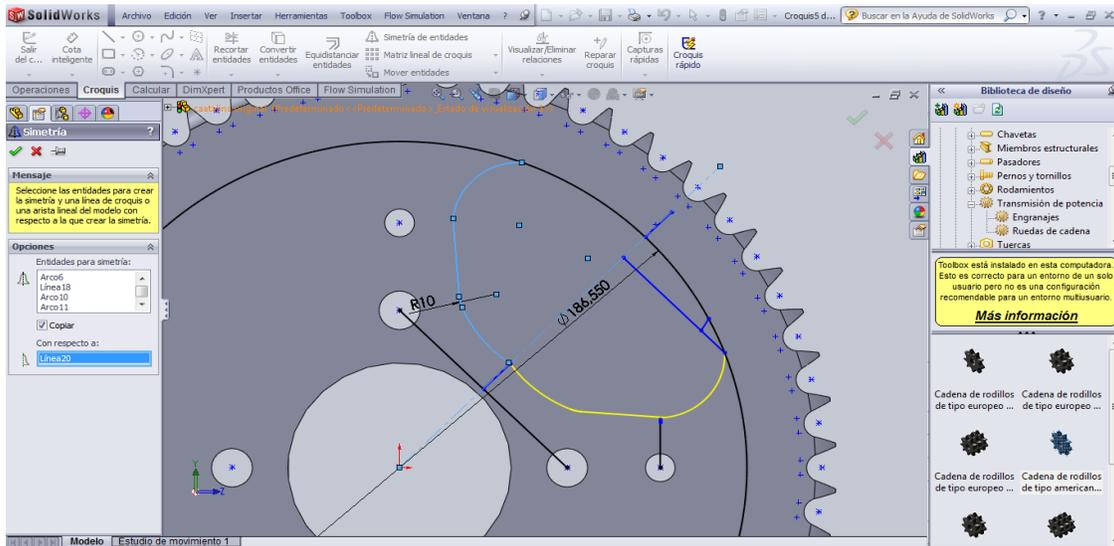


Figura 3.18.: Detalle dibujo final
Fuente: Cristian Poveda

Se centra el detalle curvo para extruir los cuatro detalles.

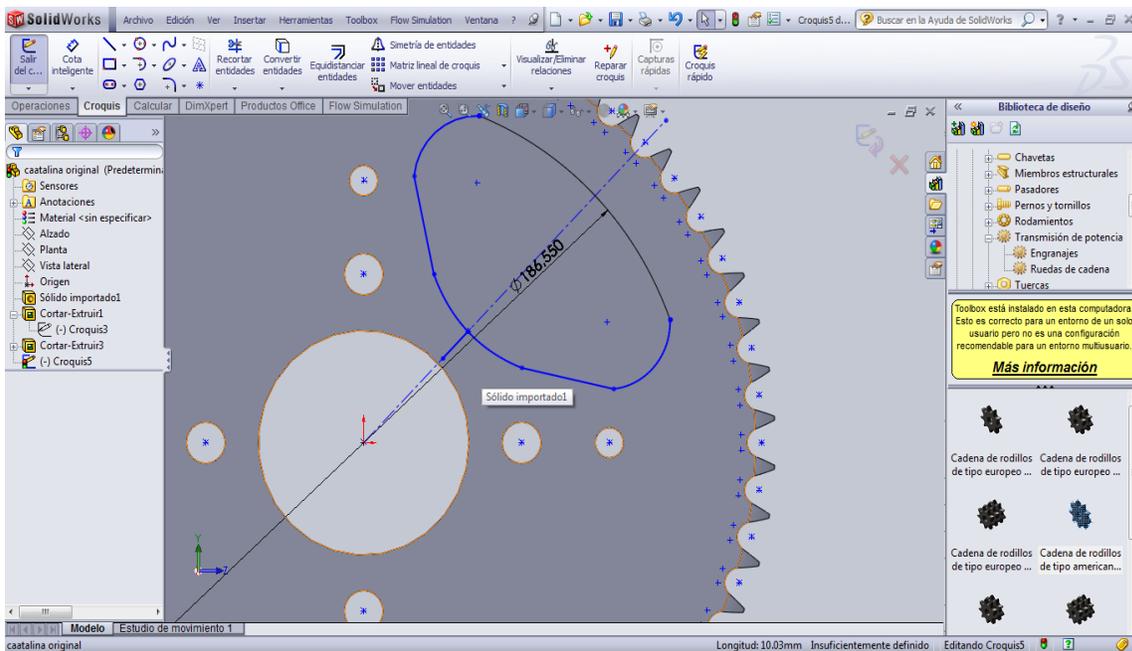


Figura 3.19.: Fijación centrada del detalle
Fuente: Cristian Poveda

Utilizando el croquis conseguido con el contorno deseado se procede a extruir el corte por toda la catalina.

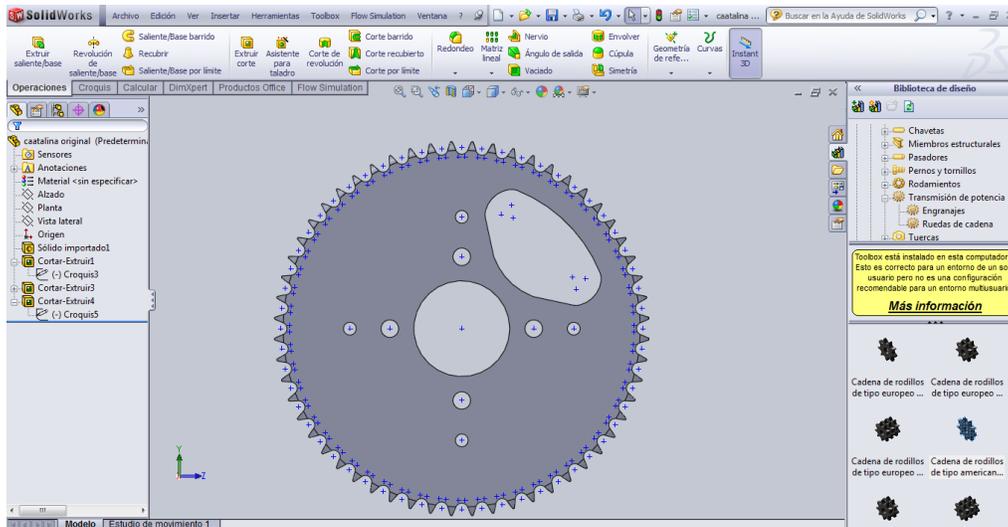


Figura 3.20.: Extrucción de corte
Fuente: Cristian Poveda

En este punto se desea repetir el detalle, para esto se utiliza la operación arreglo circular para reproducir el corte antes efectuado.

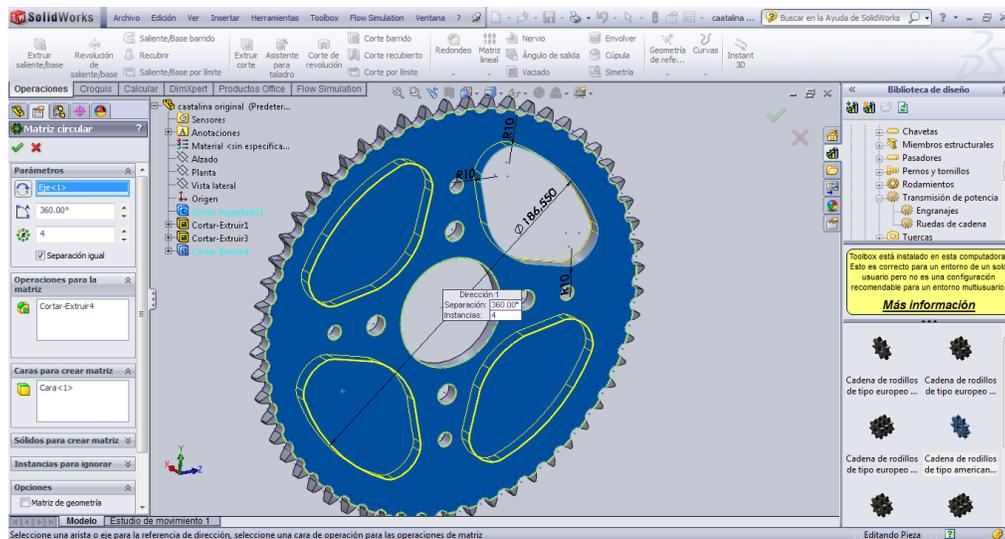


Figura 3.21.: Repartición de detalle en los 4 puntos definidos
Fuente: Cristian Poveda

Como paso final se extruyen los detalles definidos en el contorno de la catalina.

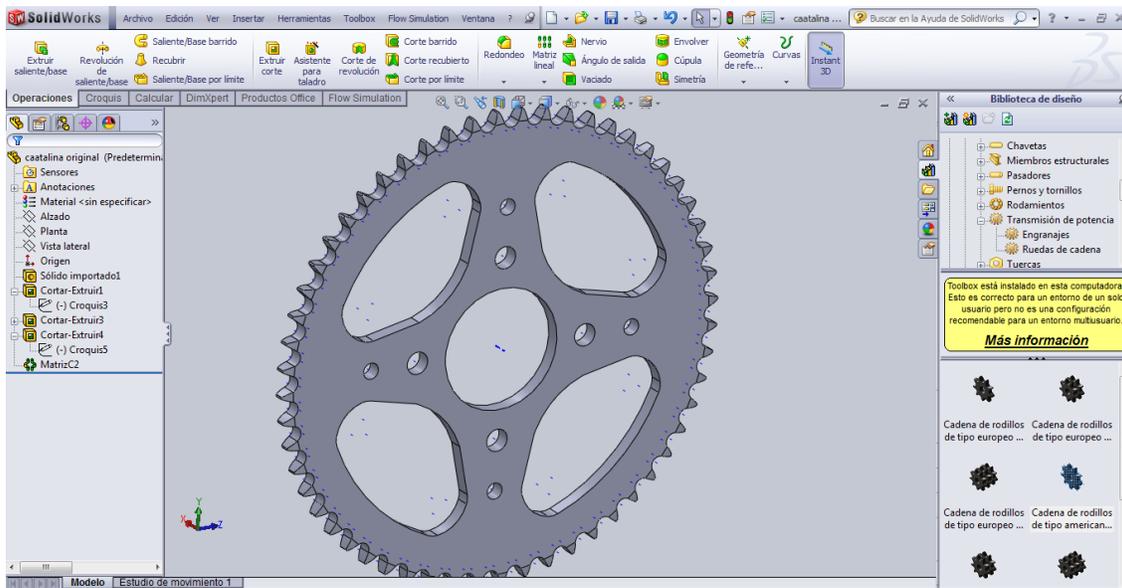


Figura 3.22.: Extrucción detalles definidos en el contorno de la catalina

Fuente: Cristian Poveda

Por último se efectúa la operación de refrendado en el cubo posterior de la catalina, para esto se elabora otro croquis 2D y se dibuja el detalle.

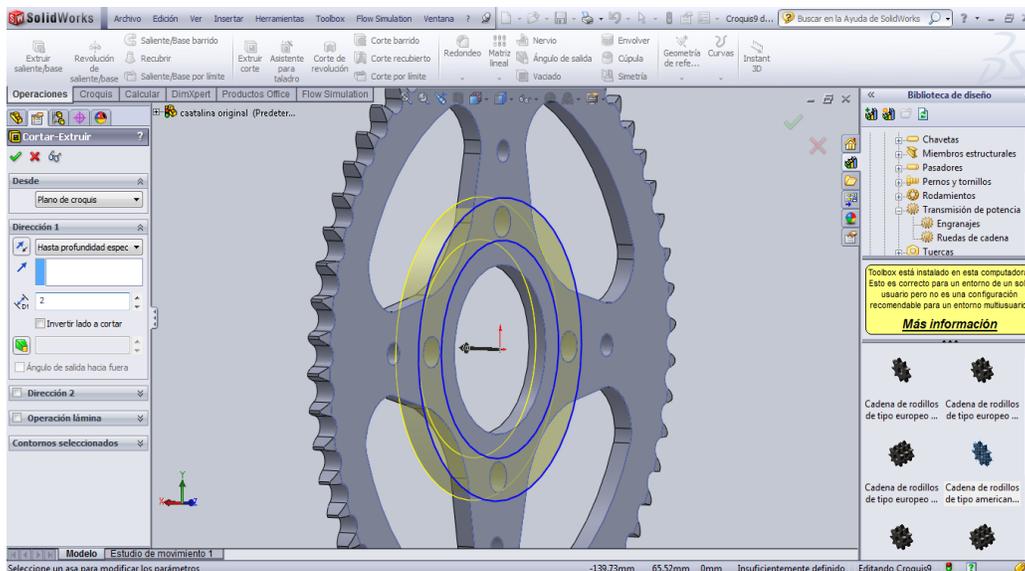


Figura 3.23.: Dibujo de refrendado cubo posterior de catalina

Fuente: Cristian Poveda

Ya centrado el refrendado se procede a extruir dando así forma al cubo posterior.

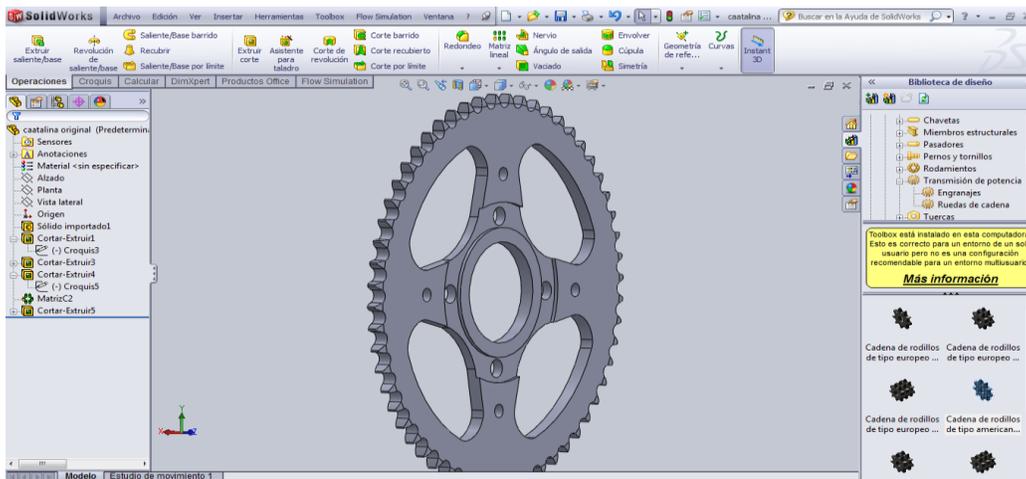


Figura 3.24.: Extrucción del dibujo dando el refrendado en el cubo posterior

Fuente: Cristian Poveda

3.4.2. Mallado del sólido

Una vez que el modelo 3D está hecho, con todos y cada uno de los detalles, se procede a elaborar el mallado, que consiste en dividir el modelo tridimensional en muchísimas partes pequeñas para que el software pueda analizar cada una de estas partes y así poder determinar un resultado global.

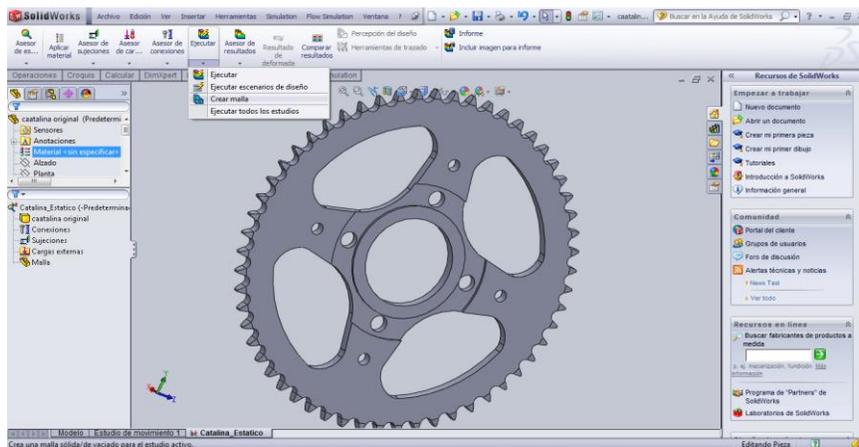


Figura 3.25.: Figura final de catalina

Fuente: Cristian Poveda

En este punto se pasa a definir los parámetros del mallado, esto quiere decir definir el tamaño de cada una de las pequeñas partes que el software analizará más adelante. Debido a la forma de los dientes de la catalina y al tamaño de los mismos se decide utilizar una malla fina, con los siguientes valores para que los pequeños sólidos se puedan acomodar a las diferentes superficies existentes.

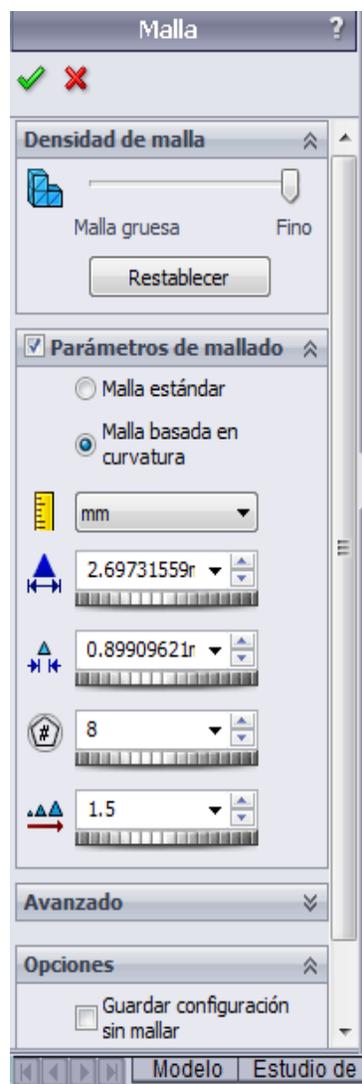


Figura 3.26.: Definición de parámetros para el mallado para calcular esfuerzos
Fuente: Cristian Poveda

Se aclara que al utilizar estos parámetros más pequeños que los asignados por defecto, el mallado será más fino razón por la cual se exigirá mucho más al procesador del computador, que en este caso es una laptop IBM core I3 de cuarta generación de 1.93Ghz de velocidad, además el computador cuenta con un espacio libre de 400Gb y una memoria RAM de 4GB.

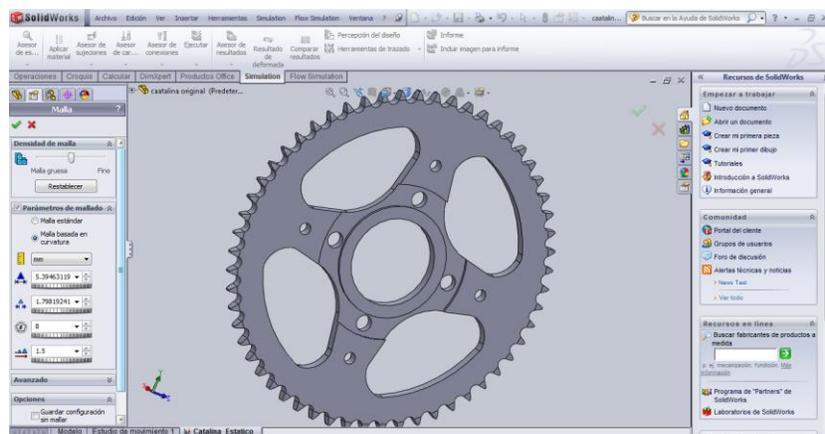


Figura 3.27.: Selección de pieza para mallado
Fuente: Cristian Poveda

Una vez seleccionado los parámetros antes mencionados se empieza el proceso.

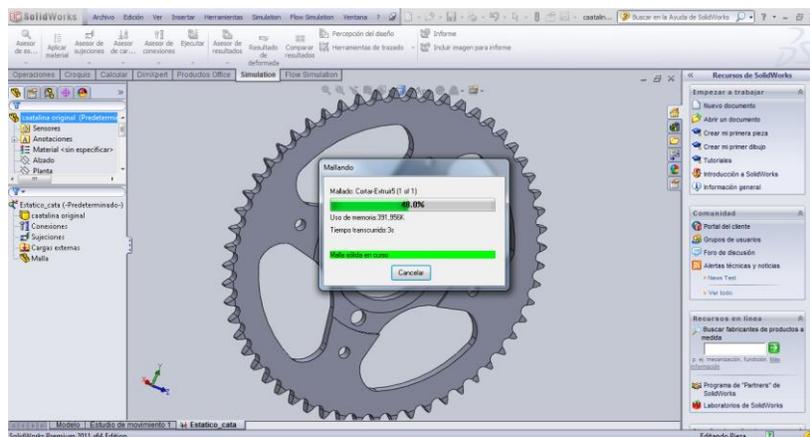


Figura 3.28.: Sistema cargando datos
Fuente: Cristian Poveda

El momento que el software ha terminado la operación se muestra el elemento en estudio dividido en pequeñas partes o sólidos.

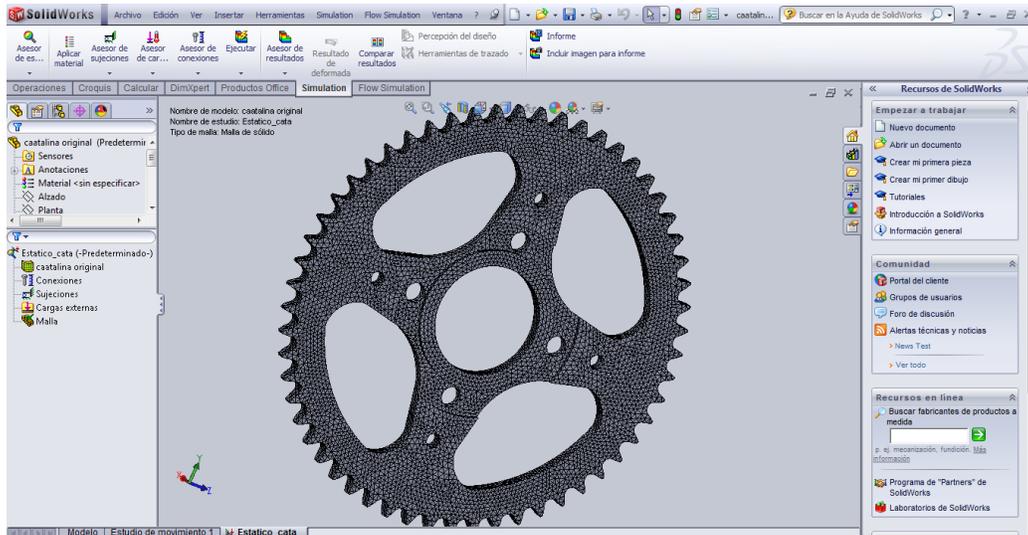


Figura 3.29.: Pieza con mallado

Fuente: Cristian Poveda

Este mallado nos dará los datos de los estudios que realiza el programa.

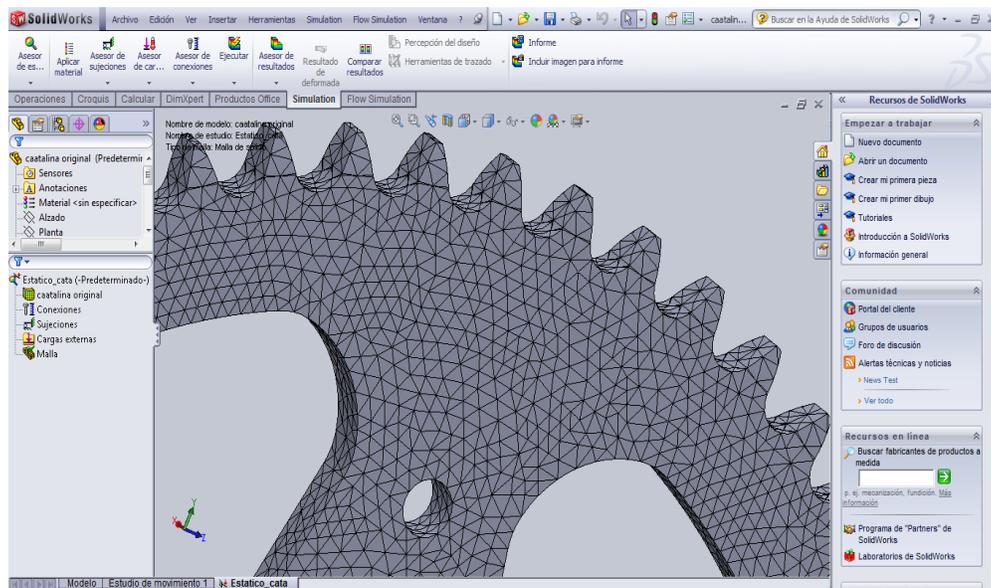


Figura 3.30.: Acercamiento final mallado

Fuente: Cristian Poveda

3.4.3. Aplicación de estudios

3.4.3.1. Estático

El primer estudio a realizarse es el denominado estático, esto quiere decir que se analizará el componente cuando este mantiene la transmisión de potencia a revoluciones constantes, para ello se utiliza el modelo anteriormente elaborado, entonces se selecciona un nuevo estudio y se escoge el tipo “Estático”.

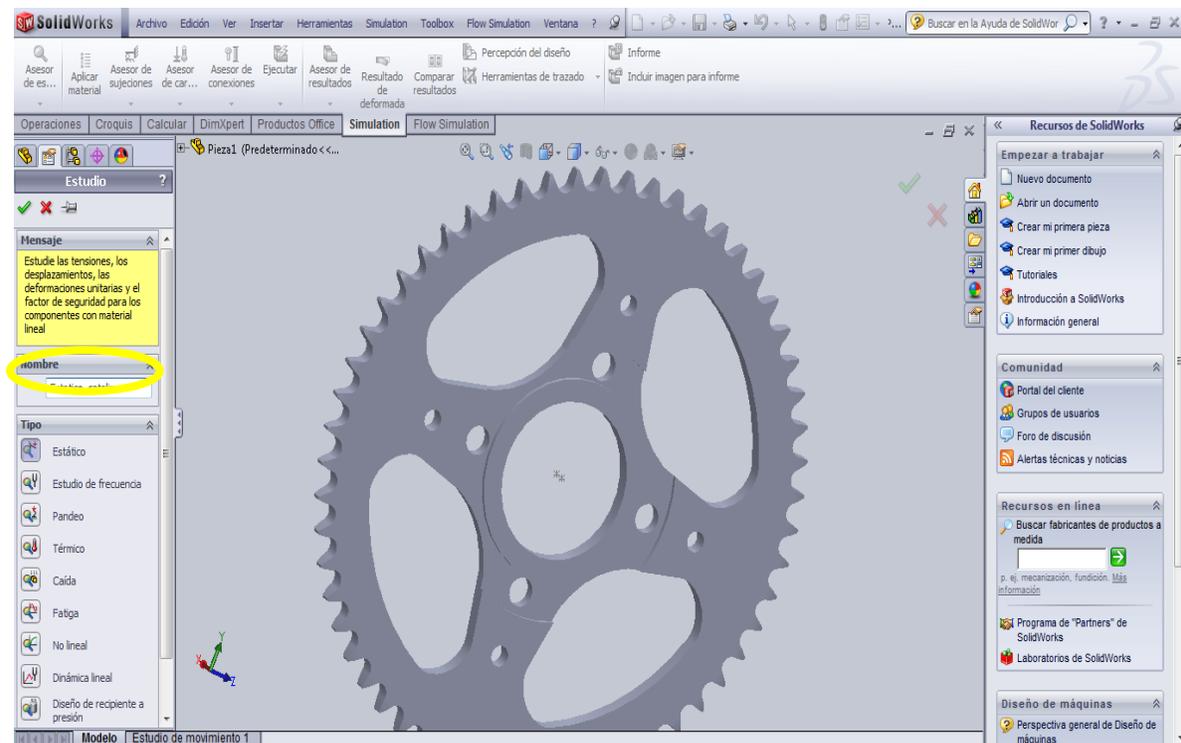


Figura 3.31.: Elección de estudio estático
Fuente: Cristian Poveda

Una vez que se ha seleccionado el tipo de estudio estático se procede a aplicar el tipo de material que el software tomará como referencia para ejecutar el análisis.

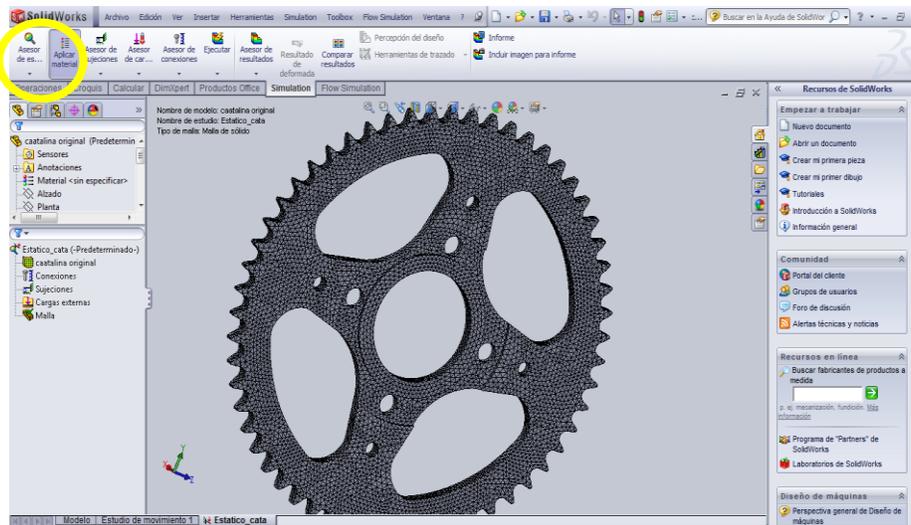


Figura 3.32.: Elección de material
Fuente: Cristian Poveda

En la siguiente tabla del programa se escoge el material con el cual se realizará el estudio.

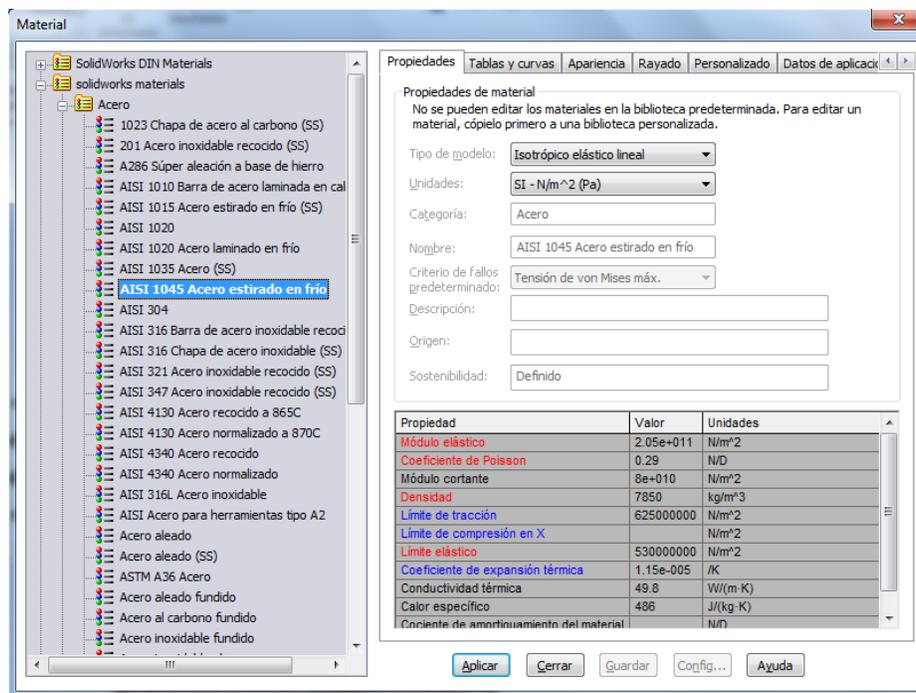


Figura 3.33.: Tabla con nomenclatura de metales
Fuente: Cristian Poveda

Ahora se procede a aplicar el torque aplicado a la catalina de tracción $T_2 = 57,647Nm$, para esto se ubica la pestaña del asesor de carga y se selecciona la opción de “torsión”.

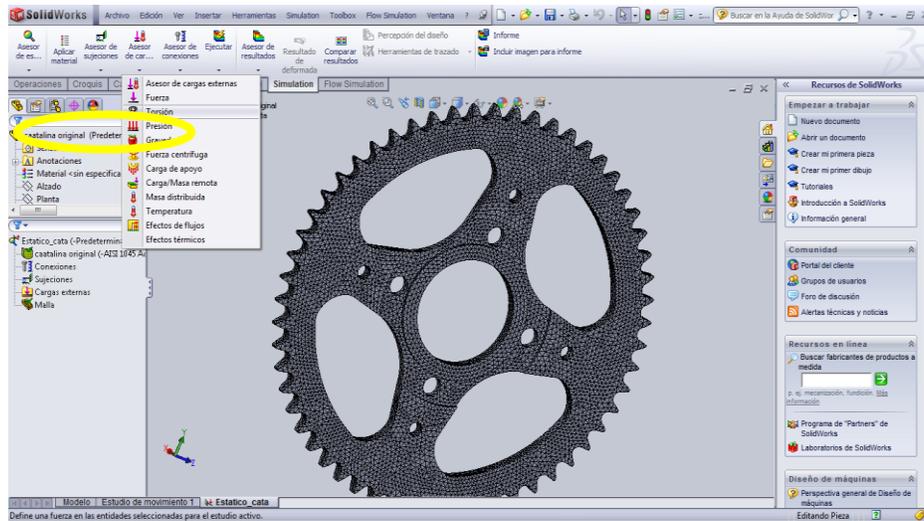


Figura 3.34.: Elección de torsión que será aplicada a la pieza
Fuente: Cristian Poveda

En el menú contextual que se despliega en el costado izquierdo de la pantalla, se proporciona el dato de torque calculado anteriormente.

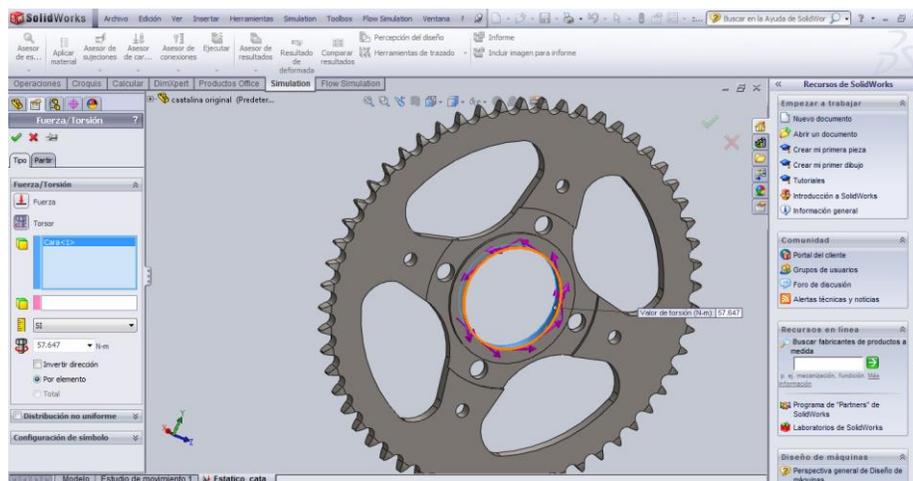


Figura 3.35.: Puntos de torsión de la pieza
Fuente: Cristian Poveda

Ahora se ingresa el valor de las rpms máximas en las cuales se asume que este elemento puede estar girando de forma constante durante la transmisión de potencia y par, en este caso es 2276.78rpms.

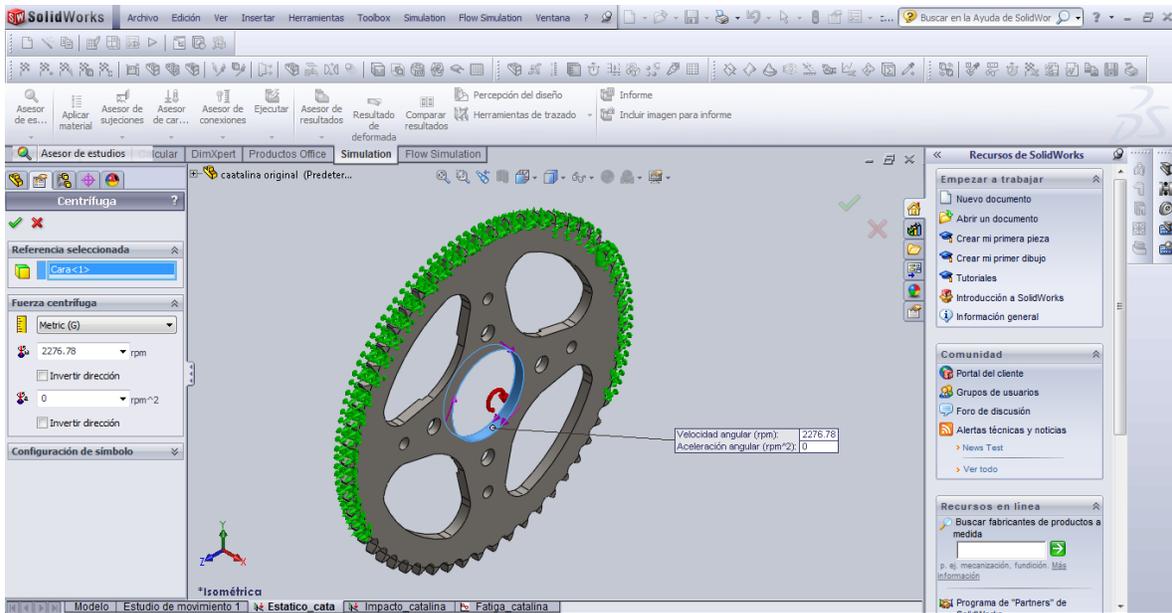


Figura 3.36.: Incorporación de datos (valor de RPMS) al sistema

Fuente: Cristian Poveda

Como se puede visualizar en la imagen anterior, aparece una flecha curva de color rojo en sentido de las manecillas del reloj, esto indica que el parámetro de la velocidad angular se ha adjudicado satisfactoriamente.

Finalmente resta indicar al software cuales son las superficies que efectuarán la reacción, esto quiere decir que se debe indicar en qué dientes (36) la cadena tomará contacto con la catalina para que pueda completarse el concepto de acción y reacción y que de esta manera el software pueda llevar a cabo el análisis.

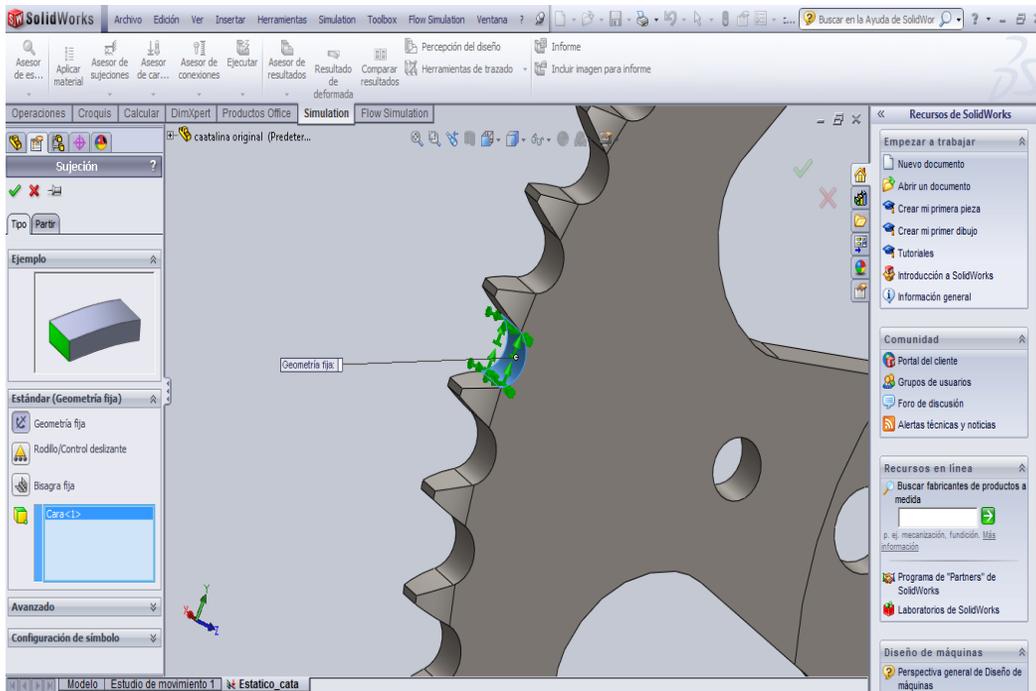


Figura 3.37.: Punto de contacto cadena – catalina

Fuente: Cristian Poveda

Se define cada uno de los puntos de contacto y se reparte por la catalina.

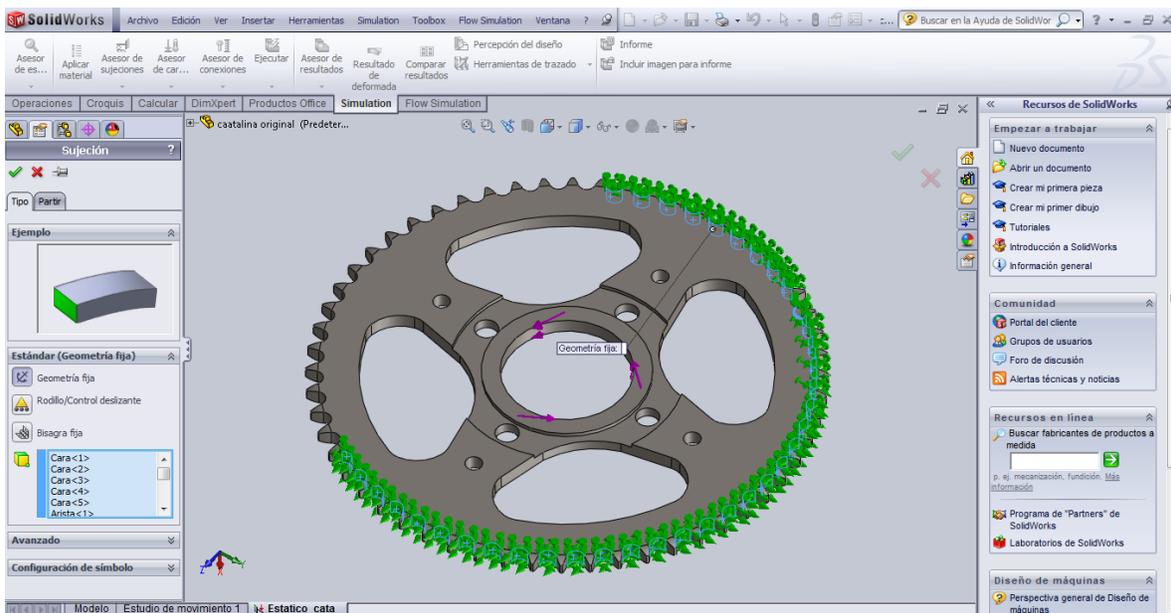


Figura 3.38.: Puntos de contacto definidos

Fuente: Cristian Poveda

Una vez asignadas las superficies de restricción se lleva cabo el análisis estático.

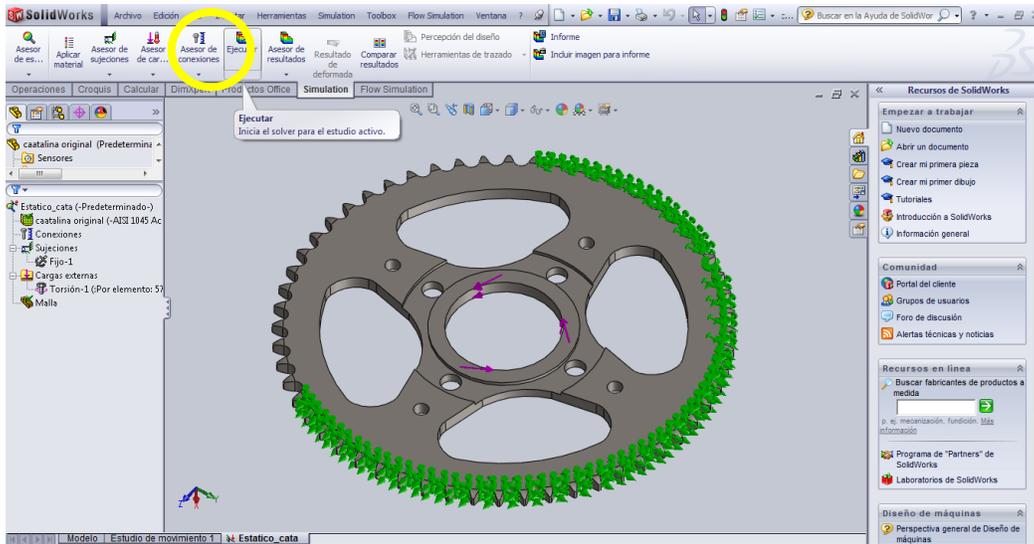


Figura 3.39.: Elección de ejecución de análisis estático
Fuente: Cristian Poveda

El software analizará los datos registrados para darnos los resultados del estudio.

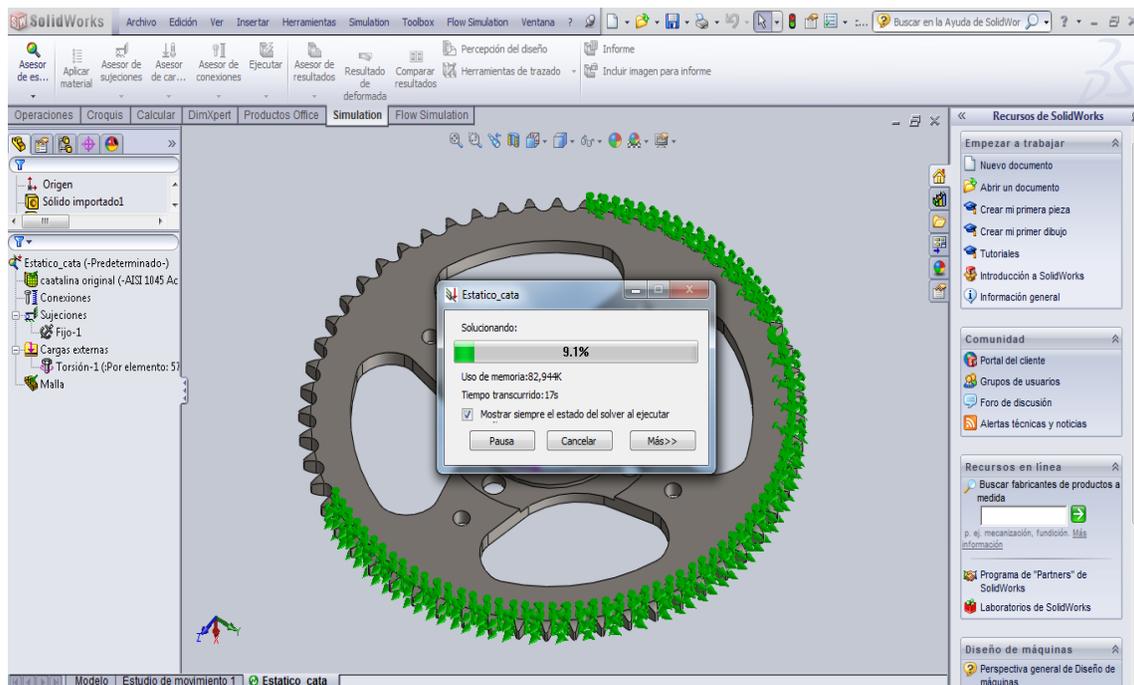


Figura 3.40.: Sistema cargando datos para análisis estático
Fuente: Cristian Poveda

3.4.3.2. Impacto

El segundo estudio a realizarse es el denominado impacto, esto quiere decir que se analizará el componente cuando este transmite la potencia de forma súbita o violenta, esto ocurre especialmente cuando la motocicleta arranca ya que generalmente se parte del reposo y se inicia la marcha. Para ello se selecciona un nuevo estudio “estático”, a diferencia del anterior se incluirán parámetros como aceleración angular para simular la condición de arranque.

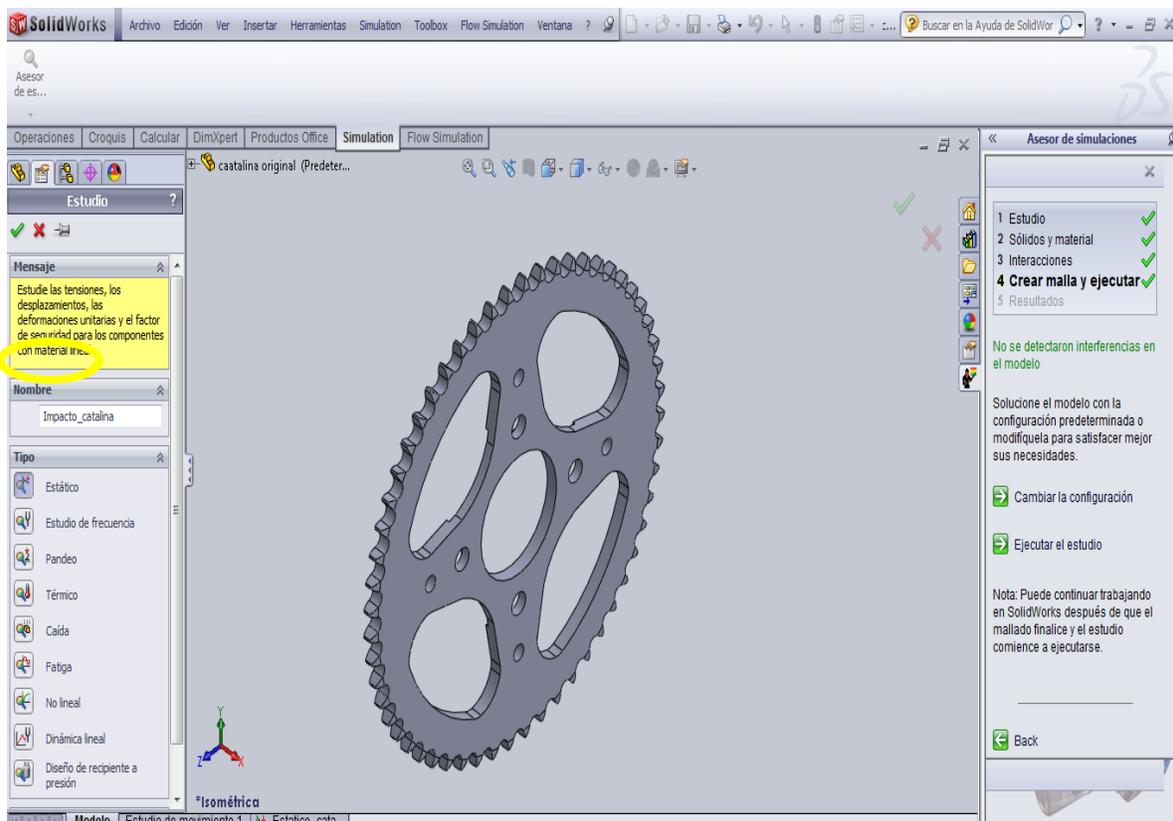


Figura 3.41.: Elección de estudio estático
Fuente: Cristian Poveda

Ahora se aplica el material AISI SAE 1045, también se selecciona los 36 dientes de la catalina que se acoplan con la cadena y se aplica el torque tal como se lo hizo en el estudio anterior. Una vez que están aplicados todos los parámetros ya mencionados se procede a aplicar las condiciones de arranque que simularán la condición más crítica que es la de impacto. Para ello se selecciona el menú asesor de carga la opción “fuerza centrífuga” como se indica a continuación.

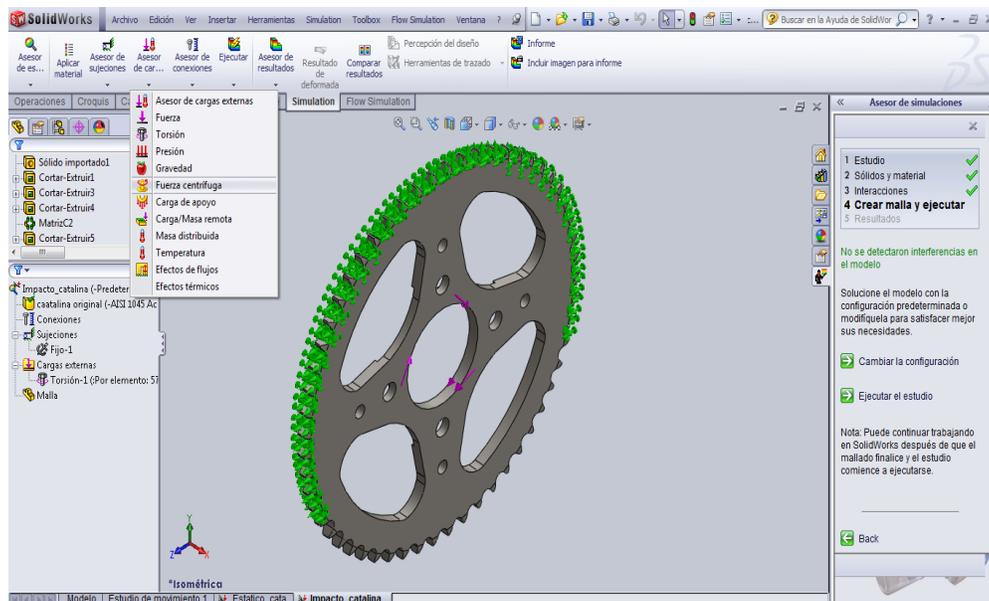


Figura 3.42.: Elección de fuerza centrífuga
Fuente: Cristian Poveda

En este punto se aplican los parámetros necesarios en la ventana que se despliega en la parte izquierda. Para este punto se ingresa como dato de velocidad de giro las 2276.78 rpms a las cuales el motor entrega la potencia máxima. También se requiere el dato de aceleración angular, para ello se procede a calcular dicho parámetro:

Ec. [3.10]

$$\alpha = \frac{Wf - Wo}{t}$$

En donde:

α Aceleración angular de la catalina (rev/min²)

Wf Velocidad angular final (2276.78 rev/min a potencia máxima)

Wo Velocidad angular inicial (0 rev/min en reposo)

t Tiempo aproximado necesario para partir desde el ralentí hasta las revoluciones de máxima potencia con carga (30 segundos =0.5 min). Este tiempo se ha registrado en pruebas realizadas por el investigador con asfalto seco alcanzando una velocidad lineal de 160 km/h

Así se tiene:

$$\alpha = \frac{2276.78 - 0}{0.5}$$
$$\alpha = 4553.56 \text{ rev/ min}^2$$

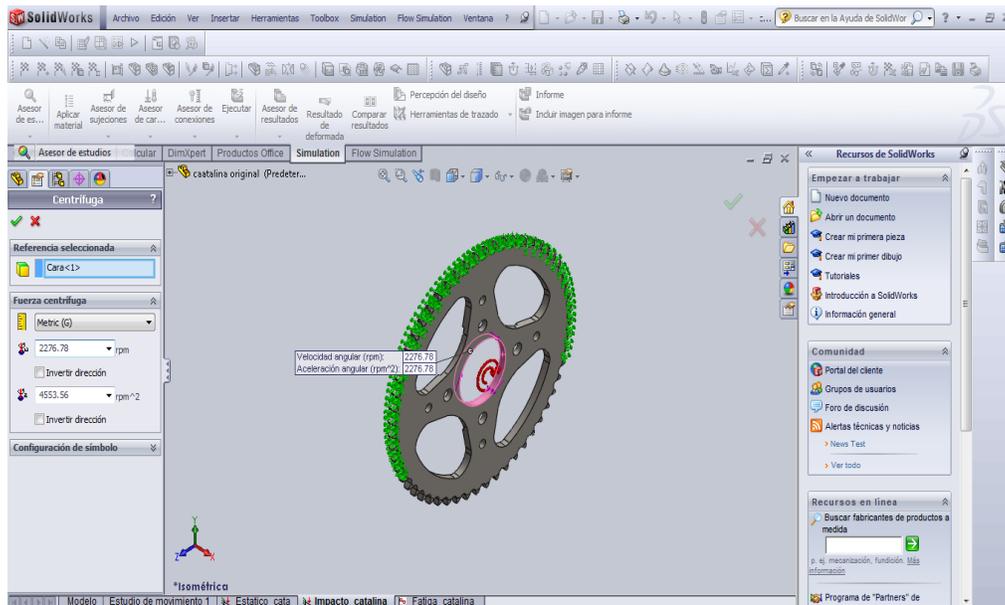


Figura 3.43.: Incorporación de datos (RPMS Y ACELERACIÓN)

Fuente: Cristian Poveda

Una vez ingresados todos los parámetros necesarios, se ejecuta el inicio del análisis.

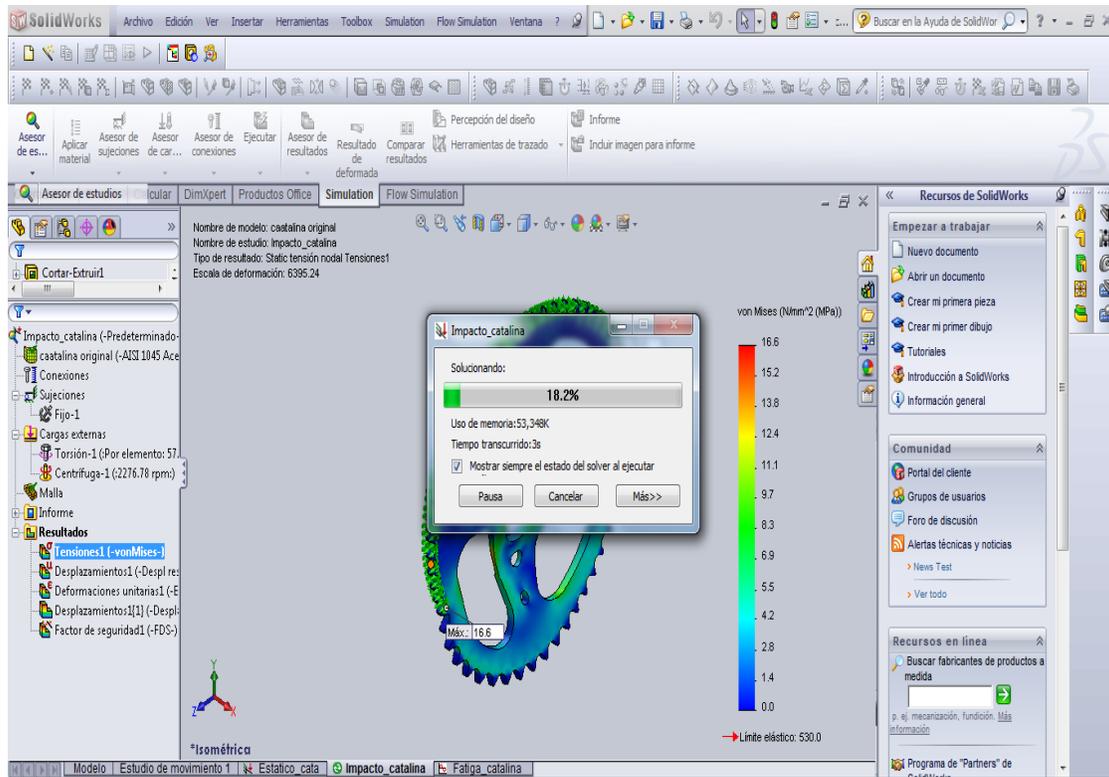


Figura 3.44.: Sistema cargando resultados de estudio estático de impacto
Fuente: Cristian Poveda

3.4.3.3. Fatiga.

El tercer y último estudio a realizarse es el denominado fatiga, esto quiere decir que se analizará el componente cuando este transmita la potencia de forma cíclica o repetitiva, este estudio es de vital importancia porque el uso continuado de una motocicleta genera no solo en la catalina de tracción sino en todos sus componentes la repetición de esfuerzos a lo largo de los ciclos de operación, para esto se inicia un nuevo estudio “fatiga”.

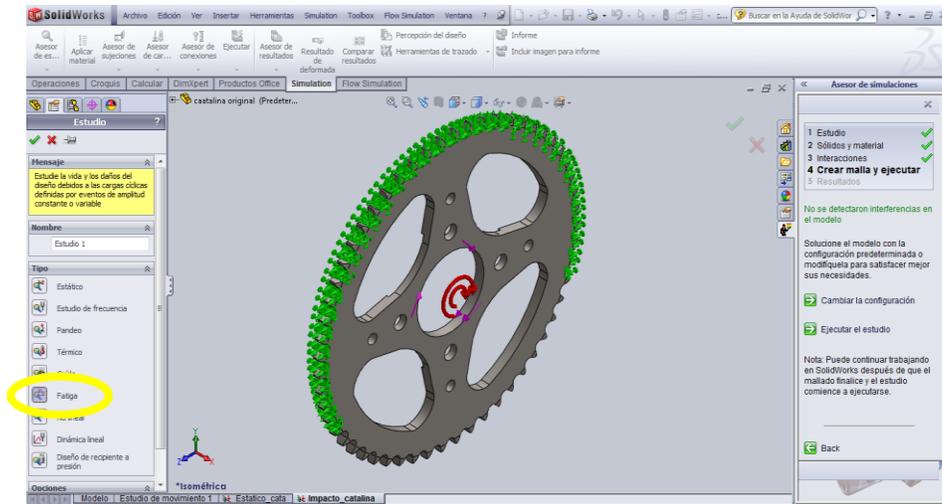


Figura 3.45.: Elección estudio de fatiga

Fuente: Cristian Poveda

Como siguiente paso se determina la curva S vs N que depende del material, esta curva lo que representa es la relación entre los esfuerzos aplicados y el número de ciclos que el elemento mecánico en estudio será capaz de desarrollar de forma segura, razón por la cual se selecciona acero estructural para que utilice la curva respectiva y pueda efectuar el posterior análisis.

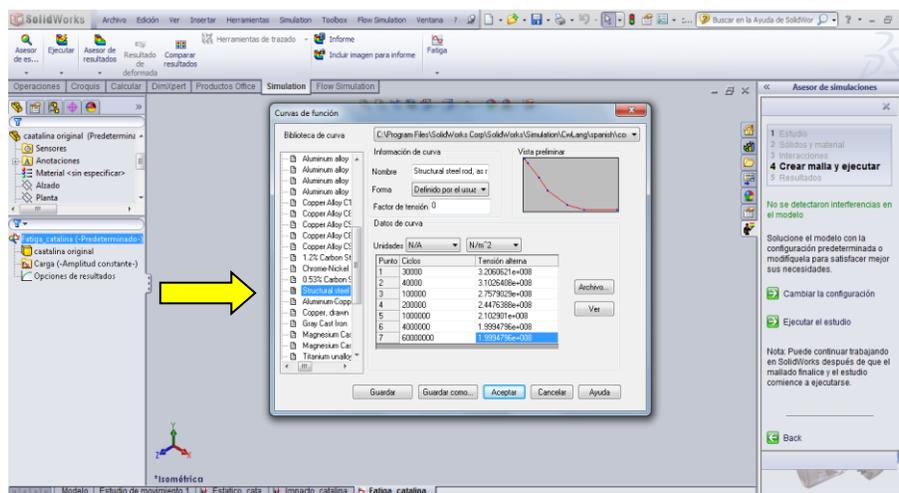


Figura 3.46.: Elección de material para estudio

Fuente: Cristian Poveda

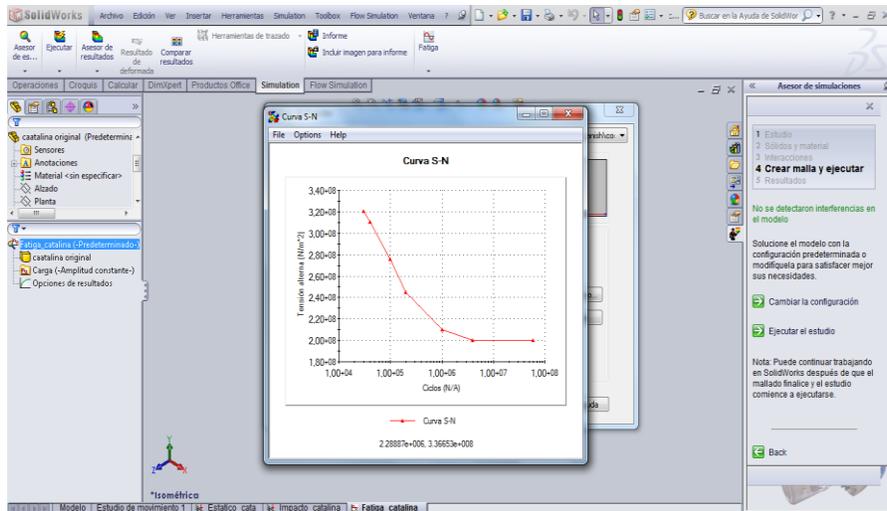


Figura 3.47.: Curva S vs N
Fuente: Cristian Poveda

Posteriormente se utiliza un suceso previamente analizado, en este caso se utiliza el estudio de impacto anteriormente ejecutado, es importante indicar que este estudio de fatiga es complementario a un estudio estático o de impacto razón por la cual se lo efectúa al final. Se pudo seleccionar como base el estudio estático pero se opta por tomar el estudio de impacto como referencia ya que es más crítico.

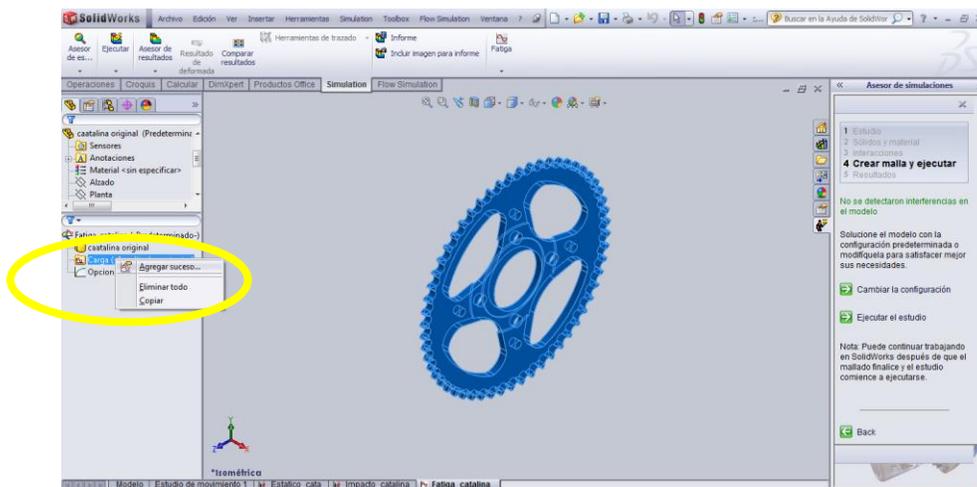


Figura 3.48.: Elección de suceso
Fuente: Cristian Poveda

El software nos dará los resultados luego de cargar toda la barra de proceso.

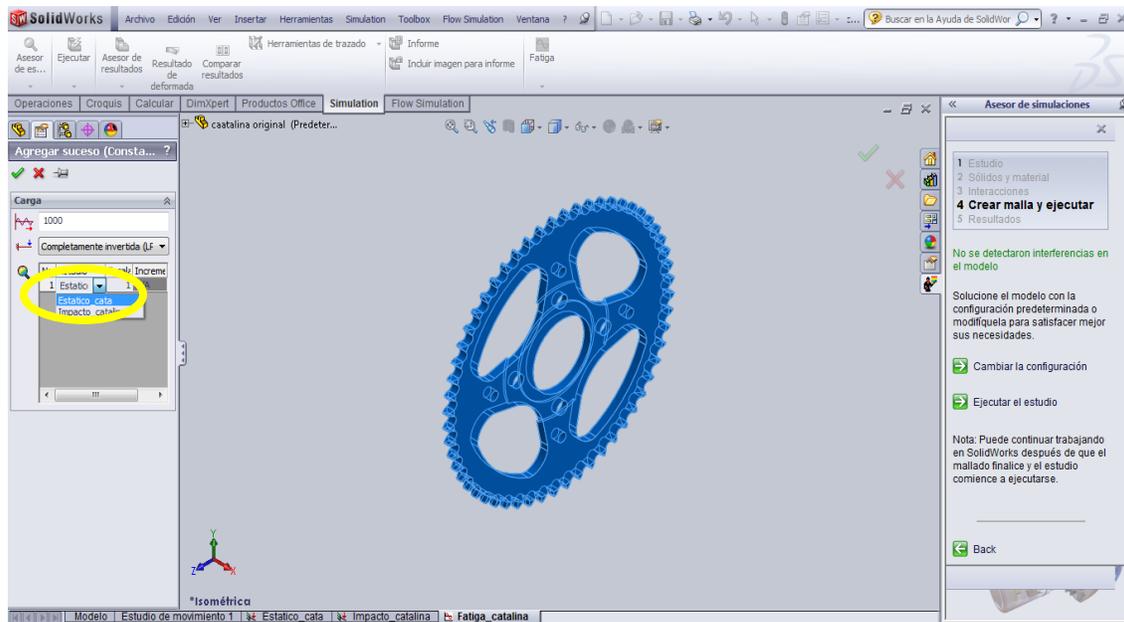


Figura 3.49.: Elección de suceso de impacto

Fuente: Cristian Poveda

Sistema cargando los resultados de estudio.

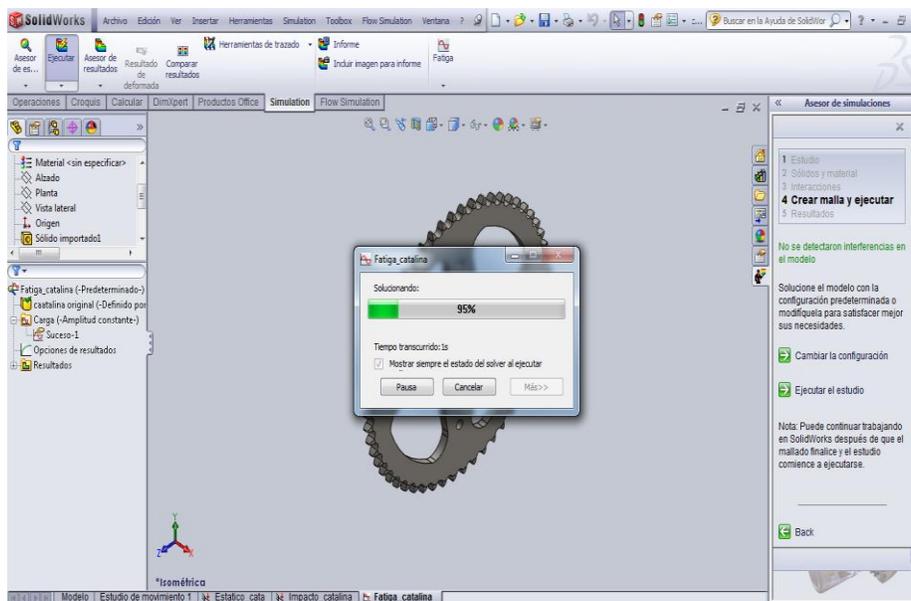


Figura 3.50.: Sistema cargando resultados de estudio

Fuente: Cristian Poveda

3.4.4. Presentación y análisis de resultados

3.4.4.1. Estático

Una vez desarrollado el estudio estático se desprende los resultados, el primer resultado a analizar es el de **esfuerzos** de Von Mises, el cual es un análisis tridimensional espacial de esfuerzos que permite determinar de forma precisa los valores de esfuerzo máximo a desarrollarse sobre el elemento en cuestión.

Como se puede observar en la imagen adjunta, el esfuerzo máximo de 17.1MPa se desarrolla en los primeros dientes de la catalina que toman contacto con la cadena; el esfuerzo mínimo se desarrolla en el extremo del diente, y esto es lógico porque al estar la cadena sujeta en múltiples dientes, el esfuerzo se reparte y como el rodillo de la cadena solo toma contacto con la parte curva del diente, el extremo del mismo queda exento de tensiones, razón por la cual en dicho lugar se desarrolla un esfuerzo de 0 MPa.

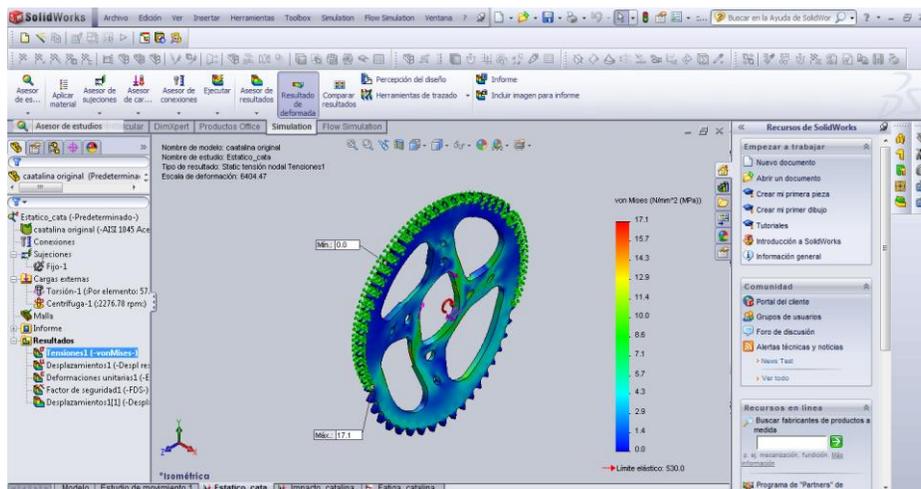


Figura 3.51.: Resultado de esfuerzos
Fuente: Cristian Poveda

El siguiente resultado es el de **desplazamiento** estático que indica la deformación máxima en milímetros que sufrirá la catalina bajo operación, en este caso se determina la deformación máxima de 4.186×10^{-3} mm ubicado justo donde la catalina no tiene apoyo con la cadena. El extremo del diente se deforma 1×10^{-30} mm, esto es un valor extremadamente pequeño y esto se debe a que el torque transmitido no soporta un solo diente, sino varios y esto minimiza la deformación.

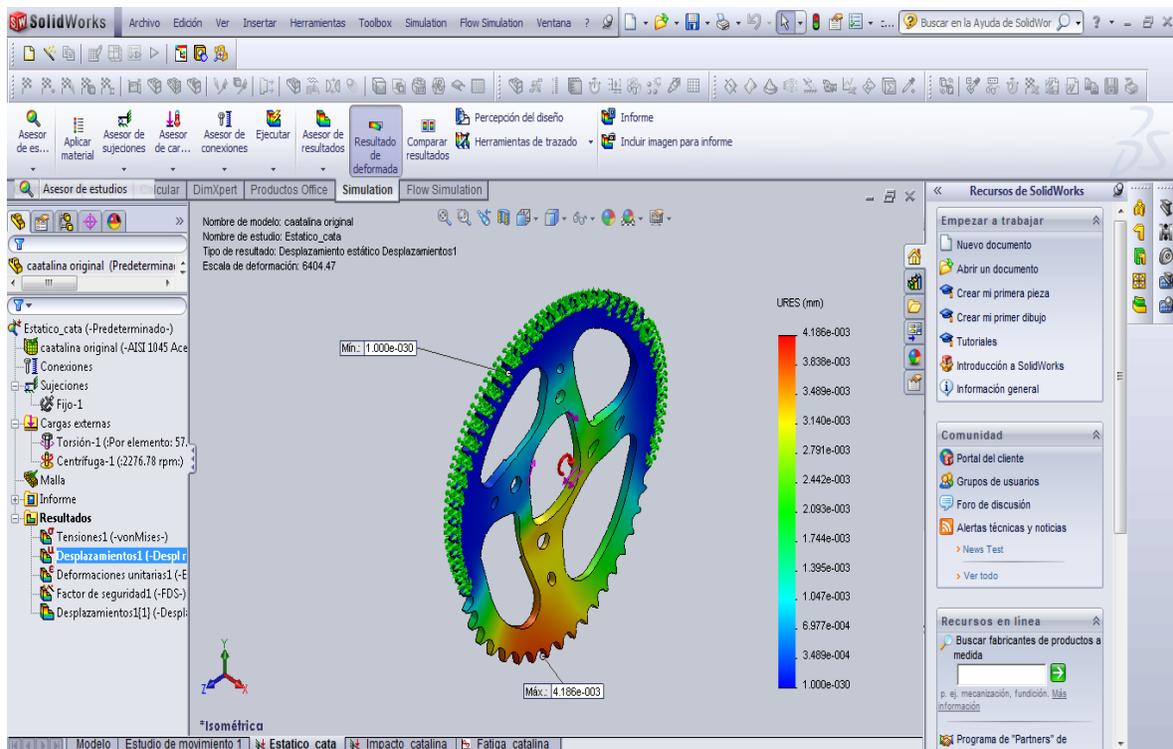


Figura 3.52.: Resultados de desplazamiento
Fuente: Cristian Poveda

Por último se tiene la distribución de **factor de seguridad** o factor de servicio que permite determinar cuántas veces está sobredimensionado el elemento mecánico en las partes más críticas. De acuerdo con los análisis antes indicados se puede observar que la parte más crítica es la zona donde la catalina empieza a tomar contacto con la cadena, en este caso

esta zona presenta un valor de factor de seguridad de 30.93 lo cual es extremadamente alto lo que hace pensar que la catalina es muy segura ya que en ingeniería para elementos mecánicos y bajo condiciones extremas el factor de diseño no supera 12, ya que si se supera el elemento se vuelve muy caro y reforzado, tomando en cuenta esto, el valor de factor de seguridad en el extremo del diente de más de 180 mil deja claro que este elemento bajo las condiciones de transmisión de potencia sostenida trabajará sin ningún inconveniente.

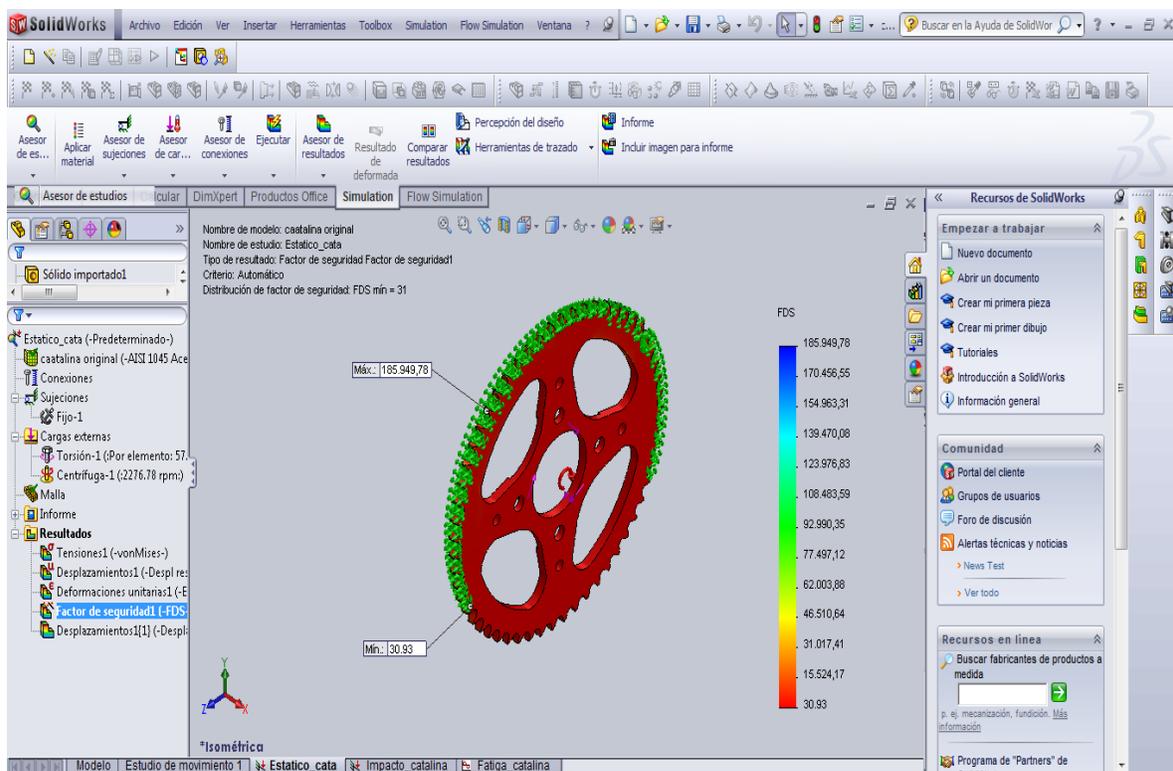


Figura 3.53.: Distribución de factor de seguridad
Fuente: Cristian Poveda

El software utilizado para estos análisis también genera un informe a detalle el cual se encuentra al final del documento como anexo 2.4.

3.4.4.2. Impacto

Una vez desarrollado el estudio de impacto se desprende los resultados, como primer resultado a analizar es el de esfuerzos de Von Mises, el cual es un análisis tridimensional espacial de esfuerzos que permite determinar de forma precisa los valores de esfuerzo máximo a desarrollarse sobre el elemento en cuestión.

Como se puede observar en la imagen adjunta, el esfuerzo máximo de 16.6MPa se desarrolla en el primer diente que tiene contacto la cadena, y es lógico ya que el momento en que se produce el incremento de velocidad (aceleración) el primer diente de la catalina es el más exigido, mientras que el menor valor de esfuerzo se encuentra a partir del diente de la mitad hacia adelante, esto indica que durante la aceleración los dientes que más se esfuerzan son los de la primera mitad en contacto con la cadena.

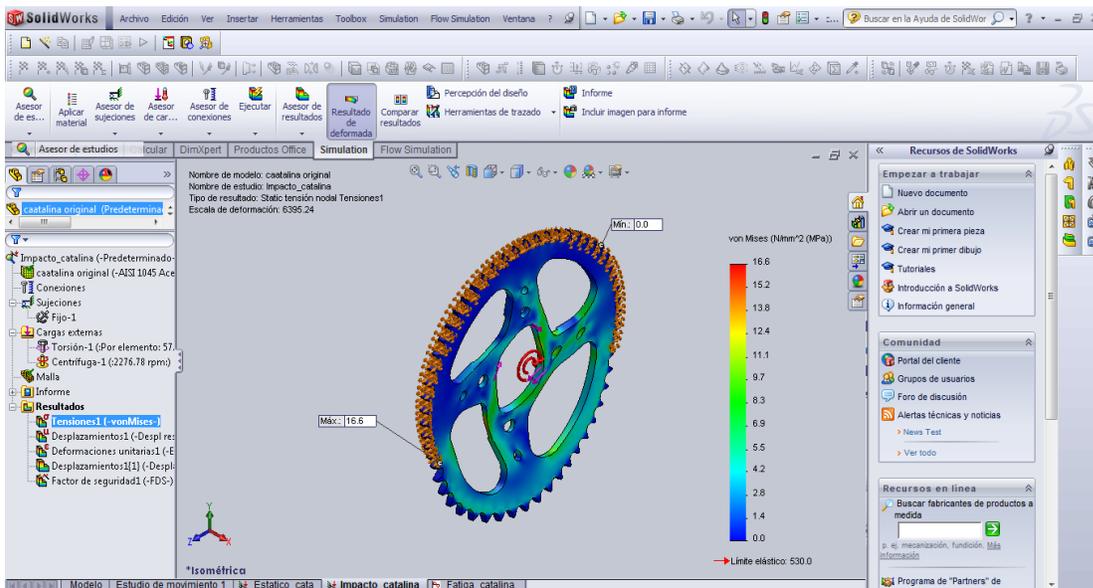


Figura 3.54.: Resultado de esfuerzo en estudio de impacto

Fuente: Cristian Poveda

El siguiente estudio a analizar es el de **deformación**, para poder determinar cuántos milímetros se deforman las partes críticas, como se puede observar en la siguiente imagen, la máxima deformación de 4.28×10^{-2} mm se tiene en la mitad del lado de la catalina no engranado con la cadena ya que no tiene apoyo en la misma, esto puede deberse al hecho que cuando se efectúa la aplicación súbita de la fuerza los dientes de la catalina que están en contacto con la cadena se comportan de forma solidaria y se deforman menos en este caso 1×10^{-30} mm.

Como se puede observar de los datos obtenidos, los resultados son muy diferentes a los obtenidos en el estudio estático ya que puede transmitirse la misma potencia a las mismas revoluciones teniéndose comportamientos muy diferentes.

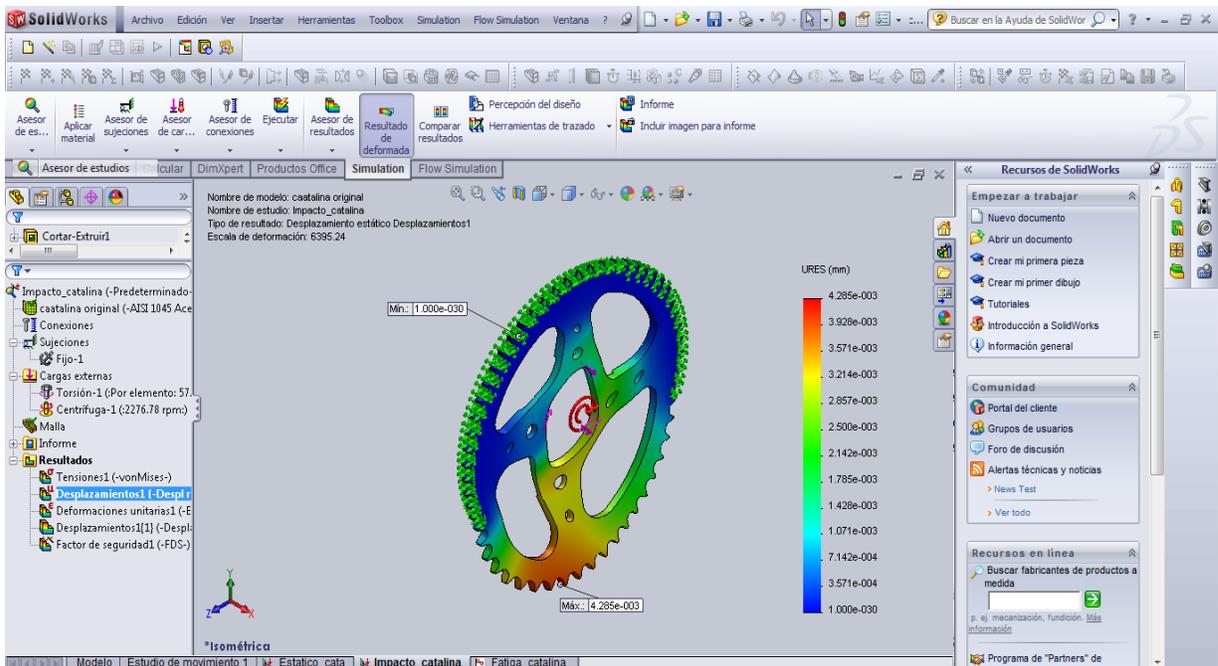


Figura 3.55.: Resultado de deformación en estudio de impacto
Fuente: Cristian Poveda

Por último se tiene el análisis del **factor de seguridad** el cual muestra en los valores más críticos cual es el valor del factor de servicio, cabe la pena indicar que mientras este factor tenga un valor superior a 1 se entiende que el elemento mecánico no falla, así se puede observar que el valor mínimo es de 31.94 justamente en la parte donde se generó el mayor esfuerzo y la mayor deformación, razón por la cual se puede ratificar que esta catalina de tracción soportará tranquilamente la aplicación de cargas violentas o súbitas.

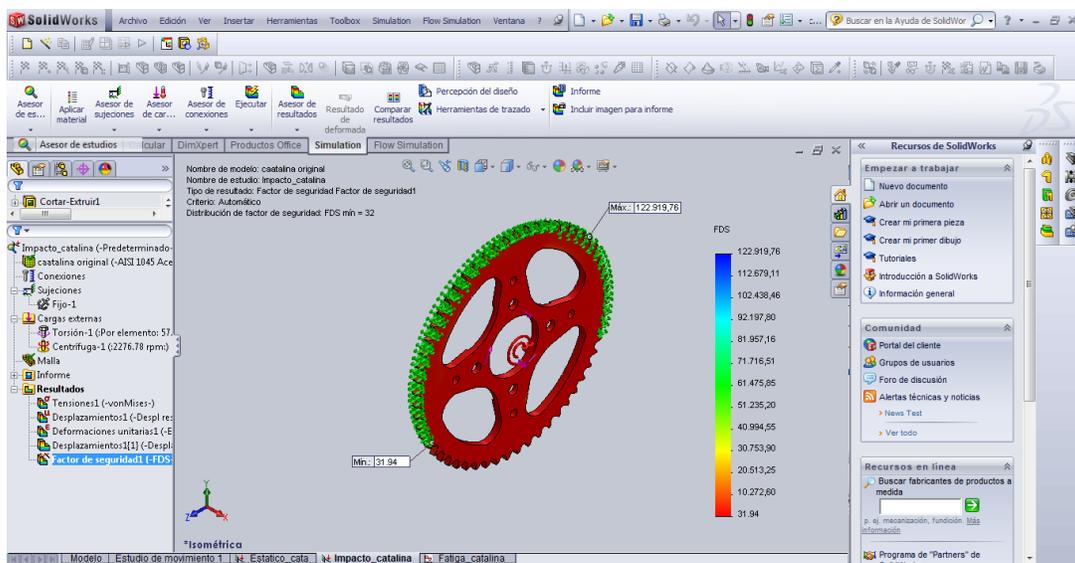


Figura 3.56.: Análisis de factor de seguridad en estudio de impacto

Fuente: Cristian Poveda

El software utilizado para estos análisis también genera un informe a detalle el cual se encuentra al final del documento como anexo 2.4.

3.4.4.3. Fatiga

Este estudio entrega resultados diferentes a los dos estudios anteriormente ejecutados, ya que el objetivo no es analizar esfuerzos, deformaciones o factor de seguridad, sino más bien

determinar el número de ciclos que será capaz de soportar y la ubicación más crítica del elemento a fatiga.

El resultado que se tiene en este estudio es el de **vida** en ciclos del elemento al trabajar en ciclos de funcionamiento, así se tiene que el software ha calculado que el elemento será capaz de resistir 6×10^7 ciclos, esto quiere decir que será capaz de soportar 60 millones de ciclos de aceleración súbita, lo que hace pensar que soportará sobradamente por muchos miles de kilómetros; es difícil determinar exactamente a cuantos kilómetros corresponde este número de ciclos pero tomando en cuenta que elementos como el sistema de arranque está diseñado para 250 mil ciclos, se entiende que 60 millones de ciclos es una vida útil muy amplia.

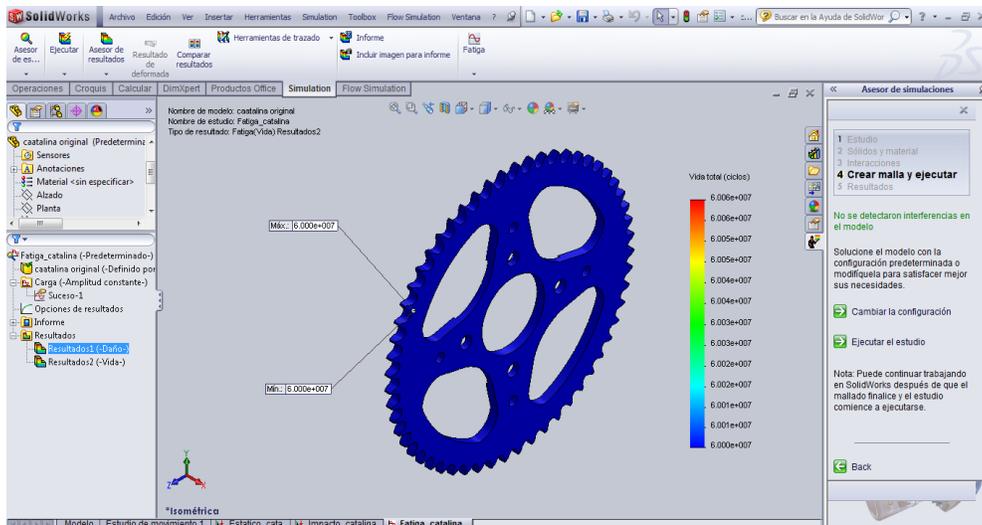


Figura 3.57.: Resultados estudio de fatiga
Fuente: Cristian Poveda

El software utilizado para estos análisis también genera un informe a detalle el cual se encuentra al final del documento como anexo 2.4.

CAPÍTULO IV

4. FACTIBILIDAD

4.1. Factibilidad constructiva

Una vez desarrollados los análisis de ingeniería que validan la resistencia estructural de la catalina de tracción, se procede a bosquejar los procesos y actividades necesarios para elaborar el objeto en estudio.

4.1.1. Proceso constructivo

El proceso constructivo principal o de valor se va a llamar “Fabricación de la catalina de tracción” el cual está compuesto de diversas actividades, a continuación se presenta un diagrama macro del proceso en cuestión.

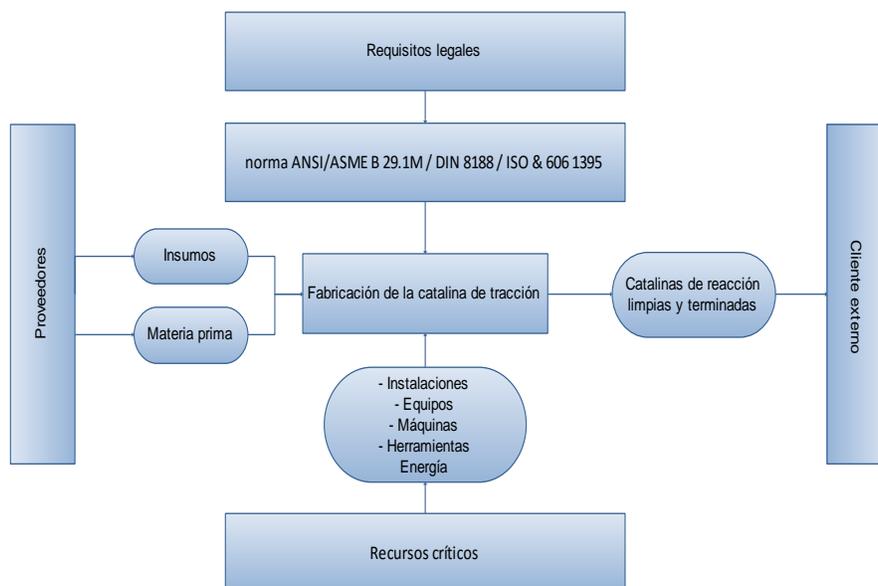


Figura 4.1.: Proceso constructivo de catalinas

Fuente: Cristian Poveda

A continuación se detallan los aspectos relevantes del diagrama antes expuesto.

Proveedores.- Los proveedores del proceso constructivo en este caso son aquellos que proporcionarán los insumos tales como elementos de corte (cuchillas, discos, fungibles) y de materias primas y, los proveedores de planchas metálicas del acero correspondiente.

Los proveedores que se ha encontrado a nivel nacional tiene materiales de muy buena calidad, esto quiere decir que la pieza tendrá muy buena calidad por los materiales que se emplearán.

En cuestión de herramientas y maquinaria en el Ecuador no se pueden encontrar algunas cosas pero se podrá importar, aprovechando el cupo que brinda el gobierno en importaciones de maquinaria, todo esto gestionado mediante el PYMES el cual da beneficios a empresas nuevas que quieran incursionar en el crecimiento de la matriz productiva del país.

Requisitos legales.- En este apartado se tiene la normativa a seguir para respetar las dimensiones y proporciones de la catalina de tracción, en este caso se trata de ANSI/ASME B 29.1M / DIN 8188 / ISO & 606 1395, con lo cual nuestros clientes como ensambladoras tendrán un producto bien realizado y con normas que acreditan el proceso de fabricación de las mismas, ya que son normas internacionales que se debe respetar para un óptimo desempeño de la motocicleta utilizando la pieza manufacturada nacionalmente.

Además se cumplirá con los requisitos y disposiciones gubernamentales que rigen en el país para la elaboración de las mismas, con el fin de no afectar al medio ambiente y garantizar el bienestar de los empleados que realicen este trabajo protegiéndolos de los riesgos a los que estén expuestos.

Recursos críticos.- Los recursos críticos son aquellos que inciden directamente en la realización del proceso, así se tiene las instalaciones como el lugar donde se producirán los productos, la energía que se requerirá para el funcionamiento de las máquinas, y los diferentes equipos, máquinas y herramientas necesarias como torno, herramientas de corte, y demás necesarias.

Se tomará en cuenta a empresas pequeñas que puedan ayudar en la realización de algunos procesos constructivos de la catalina, mejorando así la producción teniendo un mejor control de calidad y una oferta amplia en el sector de la industria de motocicletas del país.

Además el ocupar a talleres para realizar los trabajos ayuda a mejorar la economía de los mismos, ya que tendrían un ingreso fijo por el trabajo mensual que se llegaría a contratar.

Clientes externos.- Los clientes externos son las entidades a quienes se destinarán las catalinas elaboradas las cuales se producirán siguiendo los más altos estándares de calidad.

Entre ellas tenemos a Motor 1, Thunder y locales de repuestos a nivel nacional pero cabe recalcar que nuestro principal propósito es llegar directamente a las ensambladoras ya que ellos las ensamblan y distribuyen los repuestos, sin quitar de lado también a las tiendas de

motopartes que tenemos en todo el territorio nacional, estimando un mayor porcentaje de ventas en la costa ya que es donde se encuentra en mayor número el parque de motocicletas del Ecuador, un medio en oriente y sierra.

Es importante indicar que el análisis de costos se lo efectuará tomando como referencia los valores investigados en diferentes acercamientos con empresas metalmeccánicas del sector con las cuales se trabajará para evitar el gasto excesivo en maquinaria y mano de obra, dando así una mayor rentabilidad a la empresa y poder dar un precio módico al cliente final.

4.1.1.1. Actividades

Las actividades necesarias para el proceso constructivo en cuestión arrancan desde el momento que el proveedor deja la materia prima e insumos necesarios para el proceso.

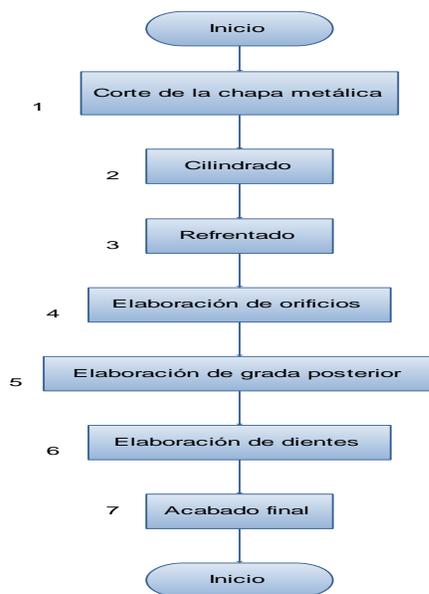


Figura 4.2.: Proceso línea de producción
Fuente: Cristian Poveda

(1) Corte de la chapa metálica.- Este proceso se lo lleva mediante oxicorte ya que por el grosor de la plancha y la forma redonda, la cual se asemeja a una galleta, se requiere un equipo capaz de cortar ese espesor y dejar la menor cantidad de rebabas.

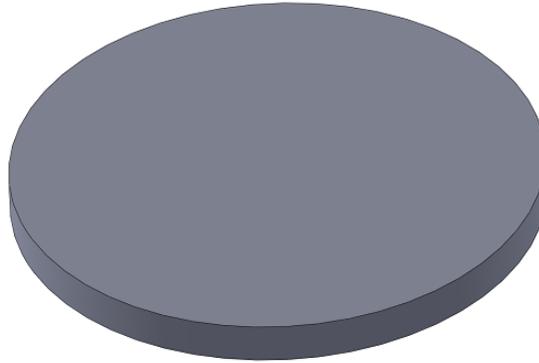


Figura 4.3.: Forma inicial de la pieza a producir
Fuente: Cristian Poveda

Oxicorte.- Es una práctica adjunta a la soldadura, es usada desde hace más de un siglo en todo tipo de usos industriales para facilitar el trabajo en la preparación de piezas a soldar, ayuda a dar forma a bordes de piezas que tienen espesor muy grande, realiza cortes de chapas metálicas, barras de acero y más elementos ferrosos.

El oxicorte tiene dos fases, la primera fase consta en calentar el material a una temperatura alta por medio de la llama resultante de la quema de un gas inflamable, el más usado es acetileno; la segunda fase es la corriente de oxígeno dosificada por un mando, corta el material de forma rápida y precisa.

En la fase de calentamiento se utiliza un gas inflamable cualquiera como: acetileno, hidrógeno, propano, hulla, tetreno o crileno, el fin de este gas inflamable es producir una llama para calentar el material, mientras que como comburente siempre se utiliza oxígeno para lograr causar la oxidación que se necesita para el proceso de corte.

El oxicorte tiene buena aplicación en aceros al carbono y aceros de baja aleación. (INGMECÁNICA, 2014).

El proceso de oxicorte se realiza gracias a un soplete ya sea de una cabeza única o por separado, requiere de dos conductos, el primero por donde circula el gas inflamable como el acetileno y otro para el gas de corte que es el oxígeno. El soplete de oxicorte calienta el material a cortar con su llama de gas inflamable y al abrir la válvula de oxígeno genera una reacción con el hierro de la zona afectada que lo transforma en óxido férrico, este se derrite en forma de chispitas al tener su temperatura de fusión inferior a la del acero.

Para realizar un corte más específico se utiliza camas de corte, la cual permite cortes precisos y de muy buena calidad, dado que la altura y la inclinación del soplete de corte respecto a la lámina se mantienen constantes en todo el proceso.

Este equipo se puede emplear, además que para oxicorte, para corte por plasma o por láser, con sólo cambiar la boquilla y alimentación de gases correspondiente para cada tipo de corte, cada uno tiene una precisión más exacta.

Características del oxicorte:

- Tanques de gas inflamable.
- Manorreductores, manómetros que reducen la presión de 150 atmósferas entre 0.1 a 10 atmósferas de los tanques.
- Soplete cortador, el cual permite la mezcla.
- Válvulas antiretroceso, permiten el paso del gas en un solo sentido.
- Mangueras.

Seguridad en el manejo de oxicorte.- Un equipo de oxicorte está surtido por dos tanques de acero que contienen gases comprimidos a alta presión y son inflamables estos son el oxígeno y el acetileno. En algunos casos ocurren accidentes por el mal uso, almacenaje, transporte y mantenimiento de estos equipos a pesar de todas las medidas de seguridad que se usan para poder trabajar con este sistema de corte.

El mayor peligro del oxicorte radica en que la llama de la boquilla puede superar una temperatura de 3100 °C, con el resultante, explosión o de sufrir alguna quemadura.

Elementos del oxicorte.- A más de los dos tanques que almacenan los dos gases el uno combustible (acetileno u otros) y el comburente (oxígeno), los elementos principales que participan en el proceso de oxicorte son el soplete, las mangueras, los manorreductores y las válvulas antiretroceso.

El trabajo de los manorreductores es la transformación de la presión del cilindro de gas (150 atm) a la presión de trabajo de 0,1 a 10 atm de una forma invariable. Están situados entre las botellas y los sopletes.

El soplete es el elemento que genera la dosificación y mezcla de gases. Las partes importantes del soplete son las dos conexiones con las mangueras ya que no puede existir fuga de gas por aquí, dos llaves de regulación para avivar la llama de calentamiento, el inyector, la cámara de mezcla y la boquilla.

Las válvulas antiretroceso son conectores de seguridad instalados en las mangueras y que sólo permiten el paso de gas en un sentido. Están hechas de un cuerpo metálico, una válvula de retención y una válvula de seguridad contra sobrepresiones.

Las mangueras o guías sirven para conducir los gases desde los cilindros hasta el soplete. Pueden ser rígidas o flexibles.



Figura 4.4.: Equipo automático de oxicorte
Fuente: (INGEMECÁNICA, s.f.)

(2) **Cilindrado.-** El cilindrado se hace para eliminar las rebabas en el contorno circular que dejó el oxicorte en el primer proceso.

(3) **Refrendado.-** El refrendado se efectúa para reducir el espesor del pedazo cortado anteriormente y dejarlo en 7.3mm que es el espesor de la catalina.

(4) **Elaboración de orificios.-** En esta etapa se elaboran los orificios de 8 y 11 milímetros así como la abertura central de la catalina de 60mm de diámetro. En esta actividad se elaboran las aberturas curvas de la catalina.

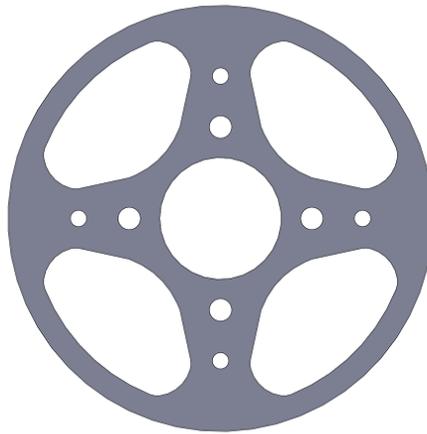


Figura 4.5.: Pieza elaborada detalles internos
Fuente: Cristian Poveda

(5) **Elaboración de grada posterior.-** La catalina presenta en la parte posterior una grada de 2 mm la cual se la efectúa mediante una operación de refrendado en el torno.



Figura 4.6.: Pieza con refrendado en cubo posterior
Fuente: Cristian Poveda

Torno paralelo.- El torno paralelo es una máquina que trabaja con dos movimientos en los planos z y x, posee un carro que desplaza las herramientas a lo largo de la pieza de izquierda a derecha y produce torneados cilíndricos, el carro transversal que se desplaza de forma perpendicular al eje del torno en donde se sujeta la pieza, con este carro se realiza la operación denominada refrendado. Cuenta con un tercer carro el cual se acciona manualmente, este puede girar 360° para poder maquinar conos, su posición es siempre sobre el carro transversal.

El punto extra que tiene este tipo de torno es que se pueden realizar todo tipo de tareas como: refrendado, taladrado, conos, ranurado, roscado, cilindros. Esto es posible mediante diferentes tipos de herramientas intercambiables y con formas variadas que se pueden ir acoplando.

El torno es una máquina, en la cual, la pieza a mecanizar, es la que tiene el movimiento de rotación a diferencia del resto de máquinas que son las piezas de desbaste las que tienen el

movimiento. El movimiento de desbaste lo realiza la herramienta montada en la torreta portaherramientas que está montada en el carro transversal, y este sobre el carro principal, que es el que realiza el avance contra la pieza que está en movimiento. (MECÁNICA, 2014)

Torneado.- Es el crear piezas mediante un procedimiento de desbaste del material generado en una máquina a revoluciones controladas. Las superficies de revolución son llamadas así a las piezas en las que se realiza un corte por un plano perpendicular a su eje. Esta operación se realiza en un torno.

El tipo de piezas que se puede hacer gracias a los movimientos que el torno puede realizar es muy extenso en función de la complejidad, longitud y diámetro de las formas a mecanizar.

Cuando se mecaniza una pieza va sujeta en el plato, este tiene movimiento rotatorio y la herramienta de desbaste va fija en la torreta la cual va sobre los carros los mismos que mueven en diferentes posiciones a la herramienta para arrancar material de la pieza que gira en el plato, dando así su forma final.

En resumen tenemos 3 movimientos básicos:

- **Movimiento de rotación:** La pieza se coloca sobre un eje que la hace girar sobre sí misma.
- **Movimiento de Avance:** La cuchilla avanza paralela a la pieza en un movimiento recto.

- **Movimiento de Penetración:** La cuchilla penetra contra la pieza cortando parte de ella formándose virutas.

Las partes básicas de un torno son:

- **Bancada:** Es el soporte de todo el conjunto de herramientas de desbaste es de fundición y tiene un gran peso para mantener todo firme el momento de maquinar piezas.
- **Eje principal y plato:** Es donde se coloca las piezas a trabajar para que giren a una velocidad controlada. Hay varios tamaños de platos para sujetar las piezas, se ajusta mediante los 5 contrapuntos que disponen los platos.
- **Carro Portaherramientas:** Es una caja de fundición llamada carro portaherramientas donde reposan todos los carros que se mueven en diferentes direcciones, tiene por finalidad contener en su interior los dispositivos que le transmiten los movimientos a los carros, los mismos que permiten desplazar la herramienta de desbaste en los 3 ejes. Hay 3 carros diferentes: carro longitudinal es el que se moviliza de izquierda a derecha y transporta al carro transversal; carro transversal se mueve hacia adelante y hacia atrás perpendicularmente al carro principal y también es perpendicular al eje del torno, es quien da la profundidad a las piezas y sobre este carro suele ir el carro auxiliar; el carro auxiliar es una base que puede rotar 360°, su principal trabajo es hacer conos o penetrar piezas con ángulo, su movimiento sólo puede ser realizado manualmente mediante la manivela.

- **La Torreta Portaherramientas:** Esta parte del torno se encuentra ubicada sobre el carro auxiliar y tiene la opción de sujetar varias herramientas en la misma operación de torneado, puede girar para establecer el ángulo de ataque para dar forma al material.
- **Caja de velocidades:** Este sistema ayuda a controlar las revoluciones de las velocidades, se acciona mediante unas palancas que mueven un conjunto de selectores los cuales cambian la relación de engranajes dentro de la caja. Esta parte es fundamental puesto que la velocidad a la que gira la pieza en el torno es un factor importante e influye en el tamaño de producción y la vida de la herramienta de desbaste. Las velocidades bajas específicamente son para trabajos más simples y detallados por cuanto se demora mucho tiempo a estas revoluciones; una velocidad muy alta puede dañar la herramienta de desbaste, ocasiona accidentes, acorta la vida del torno. Por estos puntos, la velocidad que se emplee al realizar una pieza es esencial ya que nos ahorra tiempo y desperdicio de material.

Debido al avance tecnológico ahora existen los tornos CNC, modernos y computarizados, también llamados de control numérico. Este torno utiliza un programa con datos alfanuméricos para sus 3 ejes XYZ, gracias a esto se puede controlar los movimientos del torno en sus ejes para dar forma a la pieza definida mediante el programa. El computador que lleva incorporado controla además del maquinado las velocidades y las posiciones.

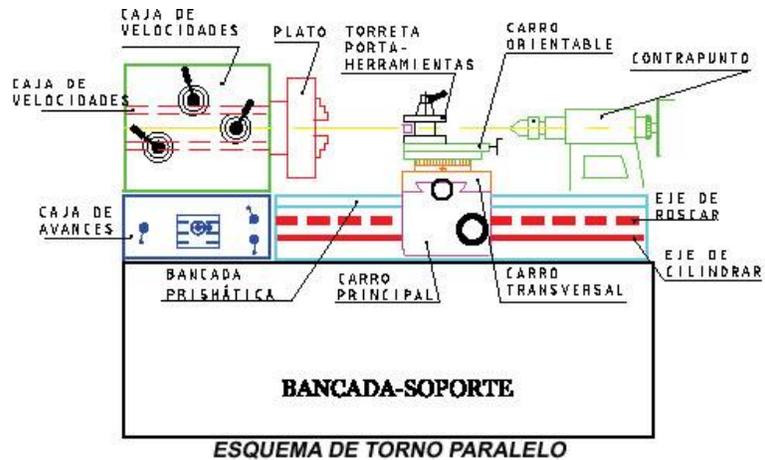


Figura 4.7.: Esquema torno paralelo
Fuente: (MECÁNICA, 2014)

(6) **Elaboración de dientes.-** Los dientes de la catalina se los elabora en una fresadora universal la cual con la fresa respectiva talla los dientes de la catalina.

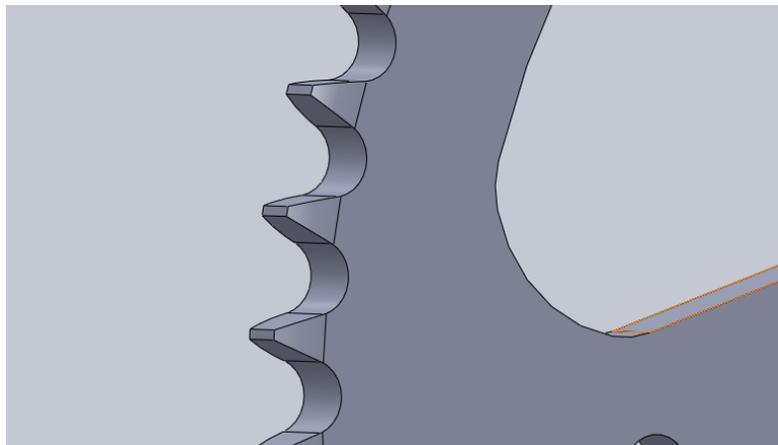


Figura 4.8.: Pieza con dientes elaborados
Fuente: Cristian Poveda

(7) **Acabado final.-** El pulido final de las superficies se lo lleva a cabo en el torno y la fresadora a fin de evitar que queden aristas vivas después del proceso.

Fresadora universal.- Es una máquina que permite crear y dar forma a piezas ya maquinadas, esto es posible por un proceso mecanizado el cual se da mediante el uso de una herramienta giratoria llamada fresa. El mecanizado es un método por remoción de material tanto por abrasión como por arranque de viruta.

La fresadora se usa para dar forma a una variedad de materiales: casi siempre se aplica a metales, como el acero y el bronce se suele maquinar también maderas y plástico. (HERRAMIENTAS, 2015).

Esta máquina se divide en 5 partes principales:

- 1) **Bastidor.-** Cuerpo de fijación y estabilidad de la máquina.
- 2) **Eje porta fresa.-** Es la parte que sostiene la herramienta de corte y la dota de movimiento, contiene engranajes en su interior.
- 3) **Mesa móvil.-** Esta parte dota de movimiento a la pieza a trabajar para que pueda moverse sobre el carro transversal, longitudinal y vertical.
- 4) **Carro transversal.-** Estructura de fundición rectangular sobre la que descansa la mesa.
- 5) **Mesa fija.-** Es un mecanismo sujetado a la cara frontal de la columna, por medio de unas guías. Por éstas, se traslada verticalmente, gracias a un tornillo que puede ser operado a mano o automáticamente.

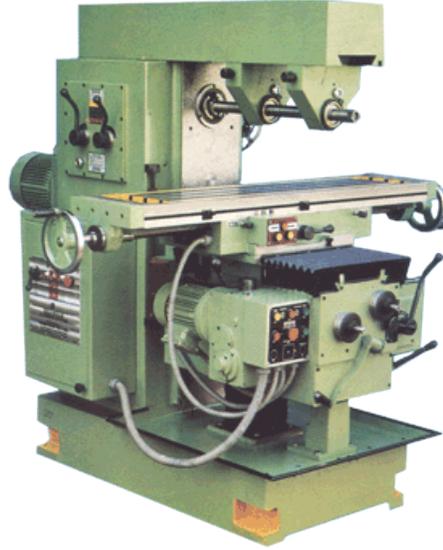


Figura 4.9.: Fresadora universal
Fuente: (HERRAMIENTAS, 2015)

Temple.- El temple es un proceso de tratamiento térmico el cual consiste en enfriar rápidamente una pieza que fue sometida a una alta temperatura para llegar a elevar la dureza de la pieza.

Una pieza de acero se debe calentar a una temperatura más elevada que su temperatura crítica, cerca de los 900°C y se la lleva inmediatamente a enfriar en agua, aceite, aire. Es importante conocer el material para poder escoger adecuadamente la temperatura y método de enfriamiento y así evitar que aparezcan grietas en su estructura que debiliten la pieza.

Existen diferentes métodos para realizar el calentamiento, entre los más comunes están: horno de gas, horno de sales, horno eléctrico y llama.

En el temple por inducción los aceros normalmente utilizados tienen un contenido de carbono entre 0,3% y 0,7%.

Ventajas del calentamiento por inducción:

- Permite tratar por partes la pieza.
- Control de la potencia aplicada.
- Inspección de la frecuencia.
- Inspección de los tiempos de calentamiento.
- Inspección del enfriamiento.
- Ahorro de energía.
- No hay contacto físico con el calor.
- Posibilidad de combinación en líneas de producción.
- Incrementa la utilidad.
- Economiza espacio.

El tratamiento por inducción se puede realizar de dos formas:

- **En estático:** Radica en colocar la pieza frente al inductor y ejecutar la operación sin mover la pieza ni el inductor. Esta forma de trabajo es muy precisa y rápida consta de una mecánica sencilla incluso sobre piezas de geometría complicada.
- **Progresivo:** Radica en movilizar la pieza ya sea manual o automáticamente ejecutando la acción en continuo movimiento de la pieza o el inductor. Este modo de trabajo permite el tratamiento de piezas de gran tamaño.

Para un mismo tipo de pieza el temple progresivo necesita potencias más pequeñas con tiempos de tratamiento más largos en diferencia al temple en estático. (ENRIGHT, 2011)

4.1.1.2. Costos

Los costos del proceso constructivo antes detallado se los desglosa en los relacionados en materia prima y actividades, los correspondientes a la materia prima es básicamente el de la plancha metálica y las actividades involucran las operaciones necesarias para transformar la materia prima en el producto final, se hace hincapié en que los valores de las actividades incluyen insumos y mano de obra; todos los valores incluyen IVA.

Tabla 4.1.: Costos de trabajos

	Materia prima	Costo aproximado	Detalle
1	Plancha de acero AISI SAE 1045, medidas 1250 x 2500 x 9 mm	\$10	De una plancha de acero con las dimensiones indicadas, se puede obtener 36 piezas de 250 mm
N°	Actividad	Costo aproximado	Detalle
1	Corte de la chapa metálica	\$20	Oxicorte
2	Cilindrado	\$3	Torno paralelo
3	Refrentado	\$3	Torno paralelo
4	Elaboración de orificios	\$2	Torno paralelo
5	Elaboración de la grada posterior	\$2	Torno paralelo
6	Elaboración de dientes	\$4	Fresadora universal
7	Acabado final	\$2	Fresadora - torno
	COSTO TOTAL	\$46	

Fuente: Cristian Poveda

Es importante recalcar que los costos estimados son relacionados a la fabricación de 1 catalina, tomando como referencia valores estipulados por talleres metalmecánicos de la

ciudad ya que es la forma más aproximada de llegar al valor de fabricación de una catalina terminada.

Este valor estimado se contrastará más adelante con los valores consultados sobre las catalinas importadas para poder determinar la factibilidad económica de producir localmente estas piezas.

CAPÍTULO V

5. EVALUACIÓN ECONOMÓMICA

5.1. Evaluación económica del proyecto

En cada uno de los siguientes numerales se detallará la información económica más relevante del proyecto, la misma está basada en fuentes y datos que demuestran la factibilidad del negocio.

5.1.1. Establecer tamaño de mercado y objetivo de ventas

Basados en la investigación realizada de las motos ensambladas por UNOCYCLES a nivel nacional nos enfocaremos en los modelos SKR y MIR de cilindraje 200 y 250 principalmente, adicional la pieza es también compatible con las motos ensambladas por THUNDER y METALTRONICS.

Del análisis realizado se ha definido el tamaño del mercado objetivo en 12.500 unidades a nivel nacional, estableciendo una meta del 50% es decir 6.250 piezas distribuidas en varias regiones del país según el cuadro detallado a continuación:

Tabla 5. 1.: Tamaño de mercado

VENTAS:	Mercado	Objetivo %	Unidades
COSTA	6.000	50%	3.000
SIERRA	3.500	50%	1.750
ORIENTE	3.000	50%	1.500
Suman:	12.500		6.250

Fuente: Cristian Poveda

Definimos la meta del 50% basándonos principalmente en la capacidad de producción y costos detallados a lo largo de este capítulo.

5.1.2. Definición de Precio

Basados en el siguiente detalle de costos se determinó el precio de venta a distribuidores en 5 dólares, obteniendo una utilidad del 38.44 % por cada pieza:

Tabla 5. 2.: Detalle de costos

Materia Prima y proceso	46
Costo por unidad	1.28
Mano de Obra y Costos de Producción	3.045
Costo por unidad	0.4872
Gastos Operacionales	7.068
Costo por unidad	1.1308
Gastos Indirectos	13300
Costo por unidad	0.18

Fuente: Cristian Poveda

La suma de los costos más la utilidad deseada nos da como resultado el precio de venta al proveedor.

	1.2800				
	0.4872				
	1.1308				
	<hr/>				
	0.1800				
Total					
Costos	3.078	Utilidad 38.44%	1.922	PVP =	5.00

Fuente: Cristian Poveda

La competencia tiene un precio promedio por pieza de 8 dólares lo que nos brinda una ventaja de costo en el mercado de tres dólares.

5.1.3. Presupuesto de costos de producción y de gastos de operación

El detalle de los costos y gastos presupuestados se definen de manera general en el siguiente cuadro, los mismos serán desglosados de manera más específica en el inferior de cada uno.

Un factor necesario para poder definir los costos y gastos es el número de unidades a producir, el cual fue detallado en numerales anteriores y que lo colocamos como referencia a continuación.

Tabla 5. 3.: Unidades a producir

<u>VENTAS:</u>	UNIDADES
COSTA	3.000
SIERRA	1.750
ORIENTE	1.500
Suman:	6.250

Fuente: Cristian Poveda

Tabla 5. 4.: Costos y procesos

<u>COSTOS:</u>	
MATERIA PRIMA	
Plancha y corte	30
<u>PROCESOS:</u>	
Cilindrado	3
Refrentado	3
Elaboración de orificios	2
Elaboración de la grada posterior	2
Elaboración de dientes	4
Acabado final	2
Suman:	46
Costo por unidad	1.28

Fuente: Cristian Poveda

- Cabe recalcar que en la plancha y corte son 30 por 36 piezas de 250mm.

Tabla 5. 5.: Mano de obra

MANO DE OBRA Y COSTOS DE PRODUCCION:	
3 operativos	1.404
Servicios básicos	1.500
Mantenimiento máquinas	111
Materiales	30
Suman:	3.045
Costo por unidades	0.4872

Fuente: Cristian Poveda

Tabla 5. 6.: Referencia valor mano de obra

MO
3045 / 6250
0.487173333

Fuente: Cristian Poveda

- Para definir el costo de los operativos se considera un sueldo básico más el aporte mensual que la ley indica.
- Servicios básicos los cuales pueden aumentar con base a la producción.
- Se considera el 1% del costo total de las maquinarias dividido para 12.
- Materiales Varios.

Tabla 5. 7.: Costos operacionales

GASTOS OPERACIONALES:	
Logística (Flete y bodega)	818
Vendedores	910
Administrativo	3.536
Gastos financieros	1.704
Varios	100
Suman:	7.068
Costo por unidades	1.1308

Fuente: Cristian Poveda

- La logística considera el costo de flete y un empleado más las aportaciones de ley obligatorias.
- Se presupuesta un vendedor considerando las obligaciones necesarias ante la ley.
- Administrativamente serán 3 personas las incluidas en esta línea, un gerente y dos asistentes, donde además de los sueldos se consideró las obligaciones patronales, igual que en los cargos anteriores.

5.1.4. Costo indirecto

Como costo indirecto consideramos la depreciación del 10% anual de lo invertido en maquinaria lo que nos representa:

Tabla 5. 8.: Costos indirectos

COSTOS IND.
13300 / 6250 / 12
0.18

Fuente: Cristian Poveda

5.1.5. Costo total

Tabla 5. 9.: Costo total

COSTO TOTAL	
Costo por unidad	1.28
Costo mano de obra y Producción	0.48
Gastos Operacionales	1.13
Costo indirecto	0.18
Total	3.07

Fuente: Cristian Poveda

5.1.6. Utilidad

Tabla 5. 10.: Utilidad

UTILIDAD	
Precio por unidad	5
Costo Total	3.07
Total	1.93

Fuente: Cristian Poveda

El valor de ganancia por cada pieza es de 1.93 dólares ya considerando todos los gastos y costos de elaboración, manejo, venta, etc.

5.1.7. Construcción del Estado de Resultados y Evaluación de TIR y VAN.

A continuación se detalla el Estado de Resultados basados en la información presentada en los numerales anteriores con una proyección lineal a 10 años, en el mismo se puede

observar que los resultados son positivos indicando la viabilidad del proyecto, obteniendo un beneficio neto sobre ventas del 24.57% por año.

Tabla 5. 11.: Estado de resultados proyección a 10 años

Análisis Financiero	Año	años										Total
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Ingresos por ventas		375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	3.750.000
Costo incremental		(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(1.323.713)
Depreciación		(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(133.000)
Utilidad Bruta		229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	2.293.287
Gastos de Operación												
Inv Mercadeo Corporativo	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Inv Mercadeo Línea	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Mercadeo	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Logística de las Plantas	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Logística y Distribución	0,00	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(9.816)	(98.160)
Vender	0,00	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(10.920)	(109.200)
Cobrar	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Soporte Comercial	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total Gasto de Ventas		(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(207.360)
Margen Operacional - Comercial		208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	2.085.927
Soporte Administrativo Línea	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Margen Operacional - Negocio		208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	2.085.927
Total Gastos Operación		(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(207.360)
Soporte Adm Corpor.Servicio	0,00	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(436.320)
Soporte Administrativo Corporativo	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total Soprtte Corporativo		(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(436.320)
MARGEN OPERACIONAL - ADM Y COM		164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	1.649.607
Movimiento Financiero Neto		(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(204.430)
Ingresos financieros		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Interes pagados		(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(204.430)
Otros, neto		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Otros ingresos		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Otros gastos		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
UTILIDAD ANTES DE IMPUESTO		144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	1.445.177
Impto y Particip. Trabajadores		(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(523.877)
BENEFICIO NETO		92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	921.300

24,5%

Fuente: Cristian Poveda

5.1.8. VAN Y TIR

Con los datos detallados en los numerales antes indicados y, considerando una rentabilidad mínima del proyecto del 15% se ha calculado el VAN el cual nos dio como resultado 498.728, indicando que el proyecto es viable para su puesta en marcha.

Por otro lado el cálculo del TIR nos da como resultado un 94.52%, lo que nos indica que los flujos serán suficientes para recuperar el monto de la inversión y, que el proyecto será rentable.

$$\text{VAN} \boxed{498,728} \text{ [USD]} \qquad \text{TIR} \boxed{94,52\%}$$

El resultado de estos dos indicadores nos da la pauta para afirmar la viabilidad y rentabilidad del proyecto. A continuación se detalla el flujo de caja donde se puede observar el tiempo de recuperación de la inversión con base a las proyecciones y cálculos realizados.

5.1.9. Flujo de caja

Tabla 5. 12.: Flujo de caja con detalle de recuperación de la inversión

FLUJO DE CAJA					
PERÍODO	EGRESOS [miles USD]	INGRESOS [miles USD]	NETO miles USD	VA	VA ACUM
0	133	0	(133)	(133)	(133)
1	249	375	126	109	(24)
2	249	375	126	95	72
3	249	375	126	83	154
4	249	375	126	72	226
5	249	375	126	63	289
6	249	375	126	54	343
7	249	375	126	47	391
8	249	375	126	41	432
9	249	375	126	36	468
10	249	375	126	31	499
RECUPERACION INVERSION					
	1,0	[Años]			
	2	[Meses]			

Fuente: Cristian Poveda

5.2. Comparación de precios

Tomando en cuenta algunas referencias de opciones de compra en la web se presenta el siguiente cuadro, como se puede observar todos son mucho más costos, teniendo que esperar el tiempo de envío y los costos adicionales que ello representa siendo difícil exigir algún tipo de garantía si se presentaría algún inconveniente.

Tabla 5. 13.: Comparación de precios catalinas importadas

Marca	Detalle	Precio	Referencia Gráfica
Protater / Estados Unidos	Catalina 56 dientes magnesio	64.95	
Sunstar / Estados Unidos	Catalina 56 dientes acero	25.52	

Vortex	Catalina 56 dientes acero	70	
China	Catalina china 56 dientes en acero	7	

Fuente: Cristian Poveda

Como se puede observar en la anterior tabla se detallan varias opciones de catalinas de diferentes tipos, desde la más costosa en marca americana con aleación de magnesio mucho más liviana hasta la más barata de procedencia China que tiene un precio de 7 dólares ya en el país, por lo cual no está sumado a este precio costos y porcentajes que tiene que cubrir la empresa para su distribución a nivel nacional.

El producto a desarrollar por mano de obra ecuatoriana es de muy buena calidad ya que en el estudio se tomó en cuenta todos los puntos como fatiga, desgaste y tensión que puede recibir la catalina en mención, dando así un producto que puede competir sin ningún problema con marcas del exterior por precios y calidad.

Ventajas de piezas maquinadas en Ecuador y no importadas.- El realizar una pieza mecánica en Ecuador deriva en varios puntos positivos para el crecimiento empresarial del país a comparación de importar como:

- Mejora de la competitividad económica nacional.
- Mercado local exigente.
- Inversiones en innovación.
- Optimización de recursos.
- Implementación de nuevos sistemas y normas de control.
- Incentivos y políticas relativas al cambio de la matriz productiva del país.
- Plazas de trabajo.

El importar piezas reduce todos los puntos detallados anteriormente ya que no se producen plazas de trabajo, no se invierte capital para innovación en las empresas, no se optimizan los recursos debido al deterioro de las piezas en el viaje, poco crecimiento en la exigencia del mercado los clientes no tienen más opciones que la que el distribuidor defina.

5.3. Conclusiones

Después de realizar muy detalladamente este estudio se puede concluir que en el Ecuador existe la posibilidad de emprender en el campo de la fabricación de piezas automotrices si se cuenta con un capital considerable o se puede gestionar el trabajo mediante terceras personas para iniciar, contamos con todos los materiales y herramientas a la mano.

Los datos contables se tomaron de precios que se encuentran en el mercado actual tanto en materiales y mano de obra. Como resultado indica que la recuperación de la inversión será de 1 año 2 meses, tiempo en que se producirá 6.250 piezas, obteniendo la rentabilidad del 38.44% por pieza fabricada lo cual significa 1.92 dólares libres que ingresan a la empresa por cada pieza, descontando ya todos los gastos. Esto indica que es una muy buena opción de emprendimiento ya que además, se puede realizar catalinas de diferentes medidas lo que dará más utilidad a la empresa.

Con las máquinas adquiridas se puede realizar un sinnúmero de piezas para motocicletas o vehículos, dando así un giro al negocio e implementar nuevas tecnologías y métodos en el país, ofertando producto nacional para diversos tipos de vehículos motorizados.

Para poder modelar la catalina en mención se encontraron datos estandarizados en las normas DIN 8187 / 8188 Y ISO de las cuales se tomó datos y se aplicó al estudio en el programa SOLIDWORKS, se explicó el proceso de cómo graficar una catalina desde el inicio, escogiendo los materiales, hasta las pruebas que se realizan con datos reales como. Fuerza y rpms.

El método utilizado fue basado en procedimientos ya establecidos y con normas ya implantadas internacionalmente, cumpliendo con estándares de calidad definidos para poder obtener un método que se adapte a las necesidades del país dando un diseño que esté más parecido a la muestra original. Además en el programa se puede diseñar piñones engranajes y más piezas que se podrían estudiar para producir en el país.

BIBLIOGRAFÍA

- AEADE. (31 de 01 de 2017). *AEADE*. Obtenido de <http://www.aeade.net/wp-content/uploads/2017/02/Sector-en-cifras-5-febrero-2017.pdf>
- ANALIZA, C. (2015). *analiza calidad*. Obtenido de <http://www.analizacalidad.com/docftp/fi1122iso14.htm>
- BOHMAN, I. (2015). ACEROS. En I. BOHMAN, *CATÁLOGO IVAN BOHMAN* (pág. 403). GUAYAQUIL.
- CALIDAD, G. (06 de 06 de 2015). Obtenido de http://www.calidad-gestion.com.ar/boletin/50_ohsas_18000.html
- CASAJUS, L. (30 de 10 de 2001). *CENTRO ZARAGOZA*. Obtenido de CARROCERÍA Y PINTURA: http://www.centro-zaragoza.com:8080/web/sala_prensa/revista_tecnica/hemeroteca/articulos/R10_A1.pdf
- CEJAROSU. (2005). *CADENA-PIÑÓN*. Obtenido de http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_cadena-pinon.htm
- ENRIGHT, C. (03 de 2011). *STANDARDS WORLDWIDE*. Obtenido de ASTM INTERNACIONAL: https://www.astm.org/SNEWS/SPANISH/SPMA11/infocus_spma11.html
- FACTORY. (2016). *FACTORY BIKE*. Obtenido de <http://www.factorybike.com.ec/index.php/productos1/pitbike>
- HERRAMIENTAS, D. M. (2015). *DE MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS*. Obtenido de <http://www.demaquinasyherramientas.com/maquinas/fresadoras-que-son-y-para-que-sirven>
- IHS. (2016). *ENGINEERING360*. Obtenido de IHS: file:///I:/ANTEPROYECTO/WEB_Y_ANEXOS/3.2/ANEXO_ANSI%20Roller%20Chain%20Sprockets%20Specifications%20_%20IHS%20Engineering360.htm
- INGEMECÁNICA. (s.f.). Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn44.html>
- INGMECÁNICA. (2014). *LOS FUNDAMENTOS DE LA TÉCNICA DEL OXICORTE*. Obtenido de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn44.html>

- JOSEPH, S. (2002). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. En S. JOSEPH, *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA*. MÉXICO: MCGRAW.
- KEEWAY. (2015). *KEEWAY CENTER*. Obtenido de <http://www.keeway.es/>
- Leon, P. (2011). *Pichiweb*. Obtenido de <https://en.wikipedia.org/wiki/Sprocket>
- LÍDERES, R. (28 de 09 de 2012). Obtenido de <http://www.revistalideres.ec/lideres/12-ensambladoras-motos-asocian-velocidad.html>. Si está pensando en hacer uso del mismo, por favor, cite la fuente y haga un enlace hacia la nota original de donde usted ha tomado este contenido. ElComercio.com
- LML. (01 de 01 de 2015). *LML MOTORS*. Obtenido de <http://www.lmlmotos.com/>
- MECÁNICA, F. (2014). *PCP*. Obtenido de <http://pcpiluisvives.webcindario.com/Actividad%2052%20torno%20paralelo.htm>
- METALTRONICS. (2016). *METALTRONICS*. Obtenido de <http://www.metaltronic.com.ec/index.php/motocicletas>
- MOTOTRES. (3 de 02 de 2014). *SUZUKI*. Obtenido de https://www.google.com.ec/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&ved=0ahUKEwjg_2s09rOAhXI7R4KHdBeCGAQjxwIAw&url=http%3A%2F%2Fwww.mototres.net%2Fnoticias%2Fconsejos-mototres%2F3-mantenimiento%2F387-mantenimiento-diario-de-tu-moto.html&bvm=bv.129759880
- POVEDA, C. (2017). DISEÑO SOLIDWORKS.
- PROJECT, S. (s.f.). Obtenido de https://electricmxproject.files.wordpress.com/2015/06/dsc_0402.jpg
- ROBERT, M. (2009). RESISTENCIA DE MATERIALES APLICADA. En M. ROBERT, *RESISTENCIA DE MATERIALES APLICADA*. MÉXICO: PEARSON.
- ROJAS, M. C. (30 de 08 de 2002). *METAL ACTUAL*. Obtenido de METAL ACTUAL: <http://www.metalactual.com/revista/9/pinones.pdf>
- SENA. (2014). *METALMECÁNICA*. Obtenido de SENA: http://biblioteca.sena.edu.co/exlibris/aleph/u21_1/alephe/www_f_spa/icon/15067/volumen03.html
- Shigley, P. (2010). *Diseño de maquinaria*. Mc GrawHill.
- SMX. (06 de 05 de 2014). *PROJEVT POR BLOQUES*. Obtenido de <https://electricmxproject.wordpress.com/2015/06/08/partes-de-una-moto-estilo-cross/>

SUKIDA. (2013). *SUKIDA MOTORS*. Obtenido de <http://sukida.com.ec/>

SUKIDA. (01 de 02 de 2016). *SUKIDA*. Obtenido de SUKIDA:
file:///I:/ANTEPROYECTO/WEB_Y_ANEXOS/3.1/%C2%A1Welcome%20Sukida%C2%AE%202013!%20_%20Modelos%20_%20Skr250s.htm

SUKIDA. (01 de 01 de 2016). *SUKIDA*. Obtenido de SUKIDA:
file:///I:/ANTEPROYECTO/WEB_Y_ANEXOS/3.1/%C2%A1Welcome%20Sukida%C2%AE%202013!%20_%20Modelos%20_%20Skr250s.htm

SUKIDA. (s.f.). *SUKIDA MOTORCYCLES*. Obtenido de
<http://sukida.com.ec/pages/modelos/skr250s.html>

UNO, M. (01 de 10 de 2015). *MOTOR UNO*. Obtenido de <http://motor-uno.com/>

UNO, M. (2017). *SERVICIO TÉCNICO*. <http://motor-uno.com/servicio-tecnico/tips-tecnicos/>.

YAMAHA. (2015). *YAMAHA MOTORS*. Obtenido de
http://www.yamahamotos.cl/modelos/ficha_fjr-1300a.php

YAMAHA. (01 de 01 de 2016). *YAMAHA MOTOR*. Obtenido de <http://www.yamaha-motor.com.mx/fz16fi-v2.php>

<http://www.protaper.com/default/drive-and-brake/mx-rs-rear-sprocket-magnesium-56.html>

<https://www.amazon.com/Sunstar-2-145656-56-Teeth-Chain-Sprocket/dp/B004ZIW76S>

<http://www.thestuntfactory.com/voresp55to.html>

<https://www.aliexpress.com/w/wholesale-34-tooth-sprocket.html>

ANEXOS

Anexo 1: Motocicletas que utilizan catalinas de 56 dientes

1.1. Sukida SKR 250

SKR250S



SKR250S | Detalles



Colores



AZUL



BLANCO



NEGRO MATE



ROJO

Transmisión
• Manual

2	3	4	5
N			
1			

Especificaciones Técnicas

Desplazamiento: 223

Motor: 166 FMM

Tipo de motor: 1 - cilindro / 4 - tiempos / 2 - valvulas

Diametro x Carrera: 65.5x66.2

Potencia Max.: 12.5 kw/7500 rpm

Torque Max.: 17.5/N.m / 6000 rpm

Radio de Compresión: 9.3:1

Sistema de Combustible: Carburador

Sistema de Lubricación: SOHC

Encendido: C.D.I.

[Ver más](#)

1.2. Daytona RX 250



RX DY 250

Descripción

Cilindraje: 250cc
Tipo de Motor: 4 tiempos Cadenilla
Enfriamiento: Aire
Freno Delantero: Disco
Freno Posterior : Tambor
Sistema de Encendido: Eléctrico/Pedal
Amortiguación Delantera: Telescópica normal
Amortiguación Posterior: Mono shock
Sistema de Transmisión: 5 velocidades
Aros: De magnesio
Accesorios: Panel digital
Capacidad del tanque: 3 galones
Consumo por Galón: 128km/g
Colores:
Blanco
Rojo

1.3. Axxo RZ 250



Solicitar más información

Ficha Técnica	
Subtipo: Doble Propósito	Marca: Axxo
Modelo: RZ 250	Precio Actual: \$2.875
Año: 2015	Recorrido: 0 Kms.
Color: Rojo	Motor (Cilindraje): 250
Transmisión: 5 velocidades	Tracción: 4 x 2
Placa: Azul y	Combustible: 4T
Ensamblado en: China	Ultimo número de la Placa: 0

1.4. Motor uno M1R 250

M1R 200 R redes sociales

Uso: Ciudad, Carretera, caminos de segundo y tercer orden.
Colores disponibles: ●●○

DETALLES TÉCNICOS SOLICITA MÁS INFORMACIÓN

CILINDRAJE	193 cc.
TIPO DE MOTOR	1-cilindro/4-tiempos/2-valvulas
TRANSMISION	5 velocidades
ARRANQUE	Electrico/Patada
SISTEMA DE COMBUSTIBLE	Carburador
FRENO DELANTERO	Disco
FRENO POSTERIOR	Disco

[Mostrar Más](#)



Anexo 2: Morfologías y medidas

2.1. Tabla de especificaciones de cadena

ROLON CHAIN NO.	ANSI NO.	ISO/DIN NO.	Pitch P mm	Width between Inner plates W (min.) mm	Roller Diameter d1 (max.) mm	Pin Diameter d2 (max.) mm	Pin Width b1 (max.) mm	Connecting Pin Width			Overall Width b4 (max.) mm	Inner Plate Height h (max.) mm	Ultimate Tensile Strength (min.) kgf	Average weight kg/m
								Spring clip b2 (max.) mm	Cotter b3 (max.) mm					
\$ B 25	25	04C	6.35	3.18	3.30	2.31	7.90	8.70	-	-	-	5.96	350	0.14
\$ B 35	35	06C-1	9.525	4.77	5.08	3.58	12.15	13.10	13.60	14.80	14.80	8.66	1030	0.40
R 40	40	08A-1	12.70	7.90	7.95	3.96	16.80	17.90	18.10	19.85	19.85	11.71	1440	0.69
R 50	50	10A-1	15.875	9.55	10.16	5.08	20.60	21.90	22.20	23.75	23.75	15.00	2270	1.04
R 60	60	12A-1	19.05	12.70	11.90	5.94	25.60	26.75	-	28.60	28.60	18.00	3245	1.57
R 80	80	16A-1	25.40	15.75	15.88	7.92	32.20	33.90	36.0	38.0	38.0	23.80	5780	2.85
R 100	100	20A-1	31.75	18.90	19.05	9.53	40.10	-	43.70	45.35	45.35	29.40	9030	4.57
R 120	120	24A-1	38.10	25.22	22.23	11.10	49.80	-	54.70	56.40	56.40	36.30	12950	5.91
R 140	140	28A-1	44.45	25.50	25.40	12.70	54.30	-	58.80	59.70	59.70	42.30	17580	7.96
R 160	160	32A-1	50.80	31.55	28.57	14.27	65.10	-	69.10	69.30	69.30	48.30	23130	10.30
R 180	180	36A-1	57.15	35.80	35.75	17.45	73.0	-	71.50	83.00	83.00	54.30	28695	13.20
R 200	200	40A-1	63.50	38.20	39.68	19.84	80.0	-	86.40	90.30	90.30	60.10	36070	15.60
R 240	240	48A-1	76.20	47.70	47.63	23.80	95.40	-	104.90	105.50	105.50	72.30	53965	24.61

ANSI / ASME B 29.1M / DIN 8188 / ISO 606&1395

2.2. Información de acero al carbono

► Cód. IBCA: 760 ≅ C45 ≅ AISI 1045



Información general							
Acero al carbono sin aleación de esmerada manufactura, con buena tenacidad. Características en su alta uniformidad y rendimiento. Puede utilizarse en condición de suministro o con tratamiento térmico de temple y revenido. Aplicable a partes relativamente simples de máquinas. Dureza de suministro aproximada: 200 HB.							
Análisis típico %	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
C45	0,42 - 0,50	≤ 0,40	0,50 - 0,80	0,045	0,045	≤ 0,40	≤ 0,10
AISI 1045	0,43 - 0,50	0,15 - 0,35	0,60 - 0,90	0,030	0,050		
Normas equivalentes	AISI (1045), SAE (C1045), W.Nr (1.1820), DIN (CK45)						
Código de color	Rojo / Florno						
Propiedades mecánicas				Tratamiento térmico			
Resistencia a la tracción	65 kg/mm ²			TIPO	°C		
Esfuerzo de cedencia	32 kg/mm ²			Forjado	800 - 1050		
Elongación, A5	min 10%			Normalizado	830 - 850		
Reducción de área	40 %			Temple (agua)	770 - 810		
Dureza	220 - 235			Temple (aceite)	790 - 830		
				Revenido (herramientas de corte)	100 - 300		
				Revenido de bonificación	550 - 650		
Aplicaciones							
Componentes sencillos, como por ejemplo:							
<ul style="list-style-type: none"> • Pernos • Chavetas • Piezas de mediana resistencia para aplicación automotriz • Ejes 							

2.3. Pesos y medidas disponibles

Medidas en stock							
Redondo				Cuadrado			
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Cuadrado (mm)	Peso (kg/m)
25	3,9	90	51,0	166	171,5	5 x 5	0,2
30	5,7	100	63,0	170	182,1	35 x 35	9,8
32	6,5	105	69,5	180	204,1	40 x 40	12,8
38	9,1	115	83,3	190	227,4	45 x 45	16,2
40	10,1	120	90,7	200	252,0	50 x 50	20,0
50	15,8	125	98,4	230	333,3	60 x 60	28,8
60	22,7	130	106,5	250	393,8	70 x 70	39,2
70	30,9	140	123,5	300	567,0	80 x 80	51,2
80	40,3	150	141,8	320	645,1	90 x 90	64,8
				350	771,8	130 x 130	135,2
						32 x 32	8,2
Planchas				Platinas			
Planchas (mm)	Peso (kg/m)	Planchas (mm)	Peso (kg/m)	Platinas (mm)	Peso (kg/m)	Platinas (mm)	Peso (kg/m)
10 x 610	48,8	35 x 700	196,0	10 x 40	3,2	25 x 40	8,0
12 x 610	58,6	40 x 610	195,2	12 x 40	3,8	25 x 50	10,0
20 x 610	97,6	50 x 615	246,0	12 x 60	5,8	25 x 80	16,0
20 x 620	99,2	60 x 610	292,8	15 x 100	12,0	30 x 70	16,8
25 x 610	122,0	60 x 615	295,2	20 x 100	16,0	30 x 80	19,2
25 x 620	124,0	70 x 615	344,4	20 x 150	24,0	40 x 80	25,6
30 x 615	147,6	90 x 700	504,0	20 x 50	8,0	60 x 100	48,0

* Medidas y pesos son teóricos IVAN BOHMAN C.A. facturará el peso del material una vez efectuado el corte

2.4. Resultados del Sistema Solidworks

Propiedades físicas de caatalina original (Part Configuration - Predeterminado)

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Las propiedades físicas se copiaron desde un ensamblaje cuando éste se guardó como pieza.
Para actualizar las propiedades físicas, abra el ensamblaje y vuelva a guardarlo como pieza.

Densidad = 0.00 gramos por milímetro cúbico

Masa = 267.04 gramos

Volumen = 267036.55 milímetros cúbicos

Área de superficie = 83072.09 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = 0.00

Y = 0.00

Z = 0.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el centro de masa.

Ix = (0.00, 1.00, 0.00) Px = 900795.75

Iy = (0.00, 0.00, 1.00) Py = 900795.75

Iz = (1.00, 0.00, 0.00) Pz = 1799227.40

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Lxx = 1799227.40 Lxy = 0.00 Lxz = 0.00

Lyx = 0.00 Lyy = 900795.75 Lyz = 0.00

Lzx = 0.00 Lzy = 0.00 Lzz = 900795.75

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

Ixx = 1799227.40 Ixy = 0.00 Ixz = 0.00

Iyx = 0.00 Iyy = 900795.75 Iyz = 0.00

Izx = 0.00 Izy = 0.00 Izz = 900795.75

2.5. Catalina de estudio



2.6. Descripciones de catalina

Description/ Specification of Motorcycle Sprocket

We offer our client an excellent quality range of Motorcycle Sprocket, which are manufactured from high grade quality raw materials. These Motorcycle Sprocket can be customized as per our precious customers specifications. These Motorcycle Sprocket are widely known for its durability and quality. Our Motorcycle Sprocket can be availed at industrial leading price.

- 1 Sprocket with A3,45#steel
- 2 Thickness:6-7.0mm
- 3 OEM offered
- 4 Factory supply directly
- 5 High quality, long working life
- 6 Hardness: 40-50HRC
- 7 Abrasion resistance

Specifications

Front:12T/13T/14T/15T/16T/17T

Rear:35T/36T/37T/38T/39T/40T/41T/42T/42T/43T/44T/45T/46T/47T/48T/49T/50T/51T/52T/53T/54T

Chain:420,428,428H,415,520,530

Material

1. A3 steel
2. 45#steel

Heat treatment

1. High frequency quenching
2. Carburization

Surface treatment

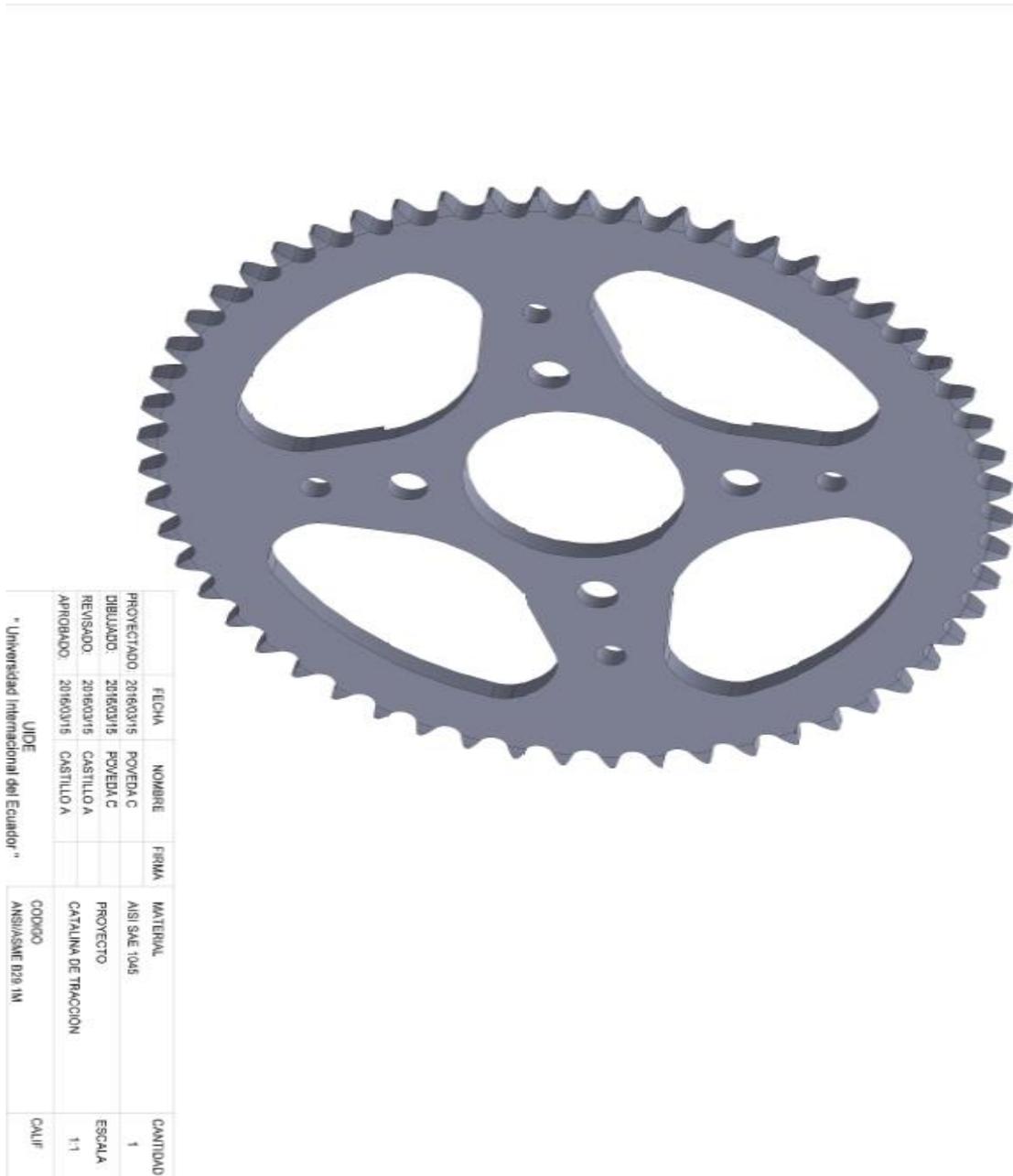
1. Sand blasting
2. Dull polish
3. Galvanization
4. Chrome plating
5. Painting
6. Electrophoresis plating

Packaging

Blister card, Slide blister, Plastic bags, Carton, Vacuum packing, Sprockets and chain set box

Anexo 3: Planos

3.1. Vista delantera

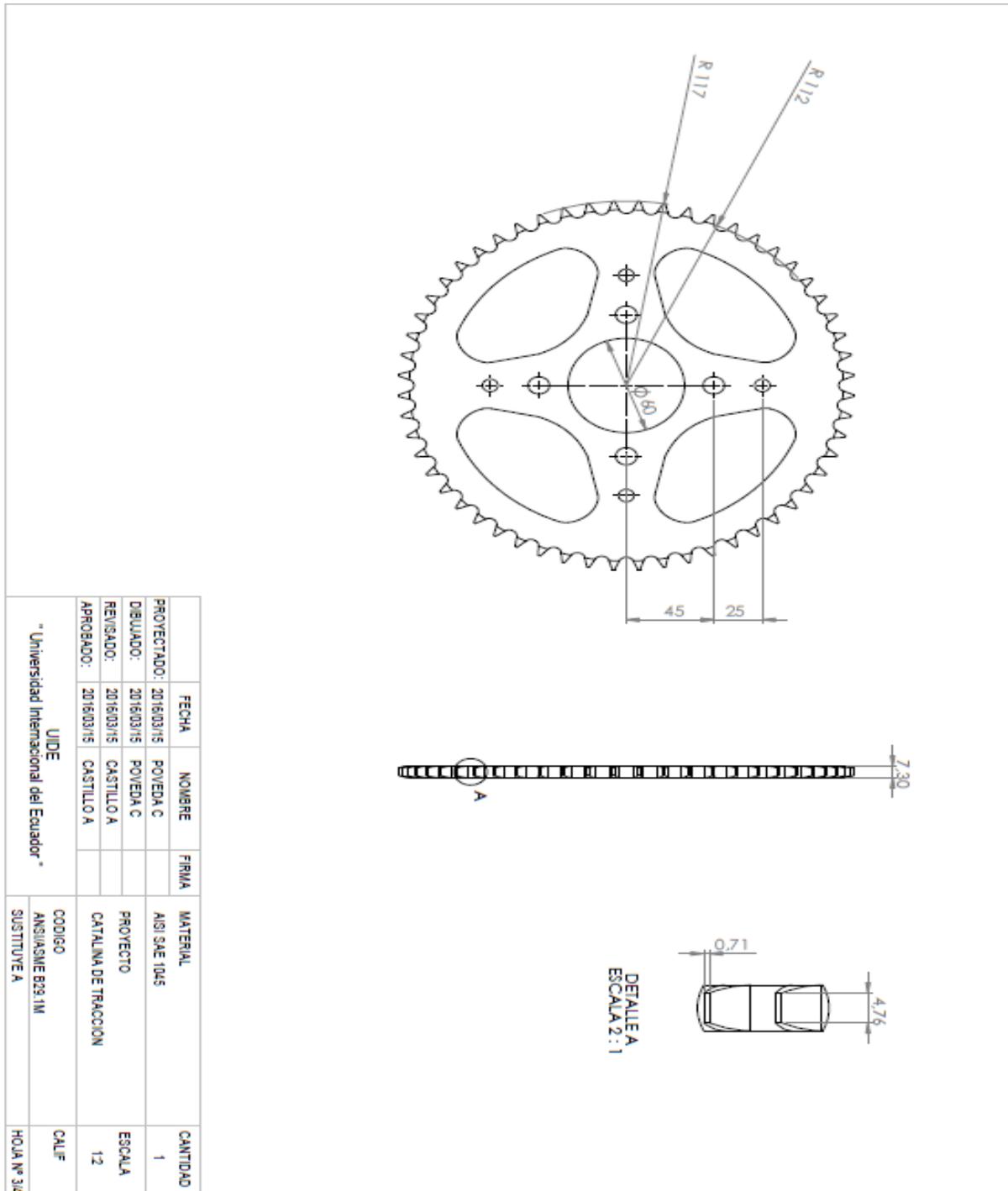


3.2. Vista posterior

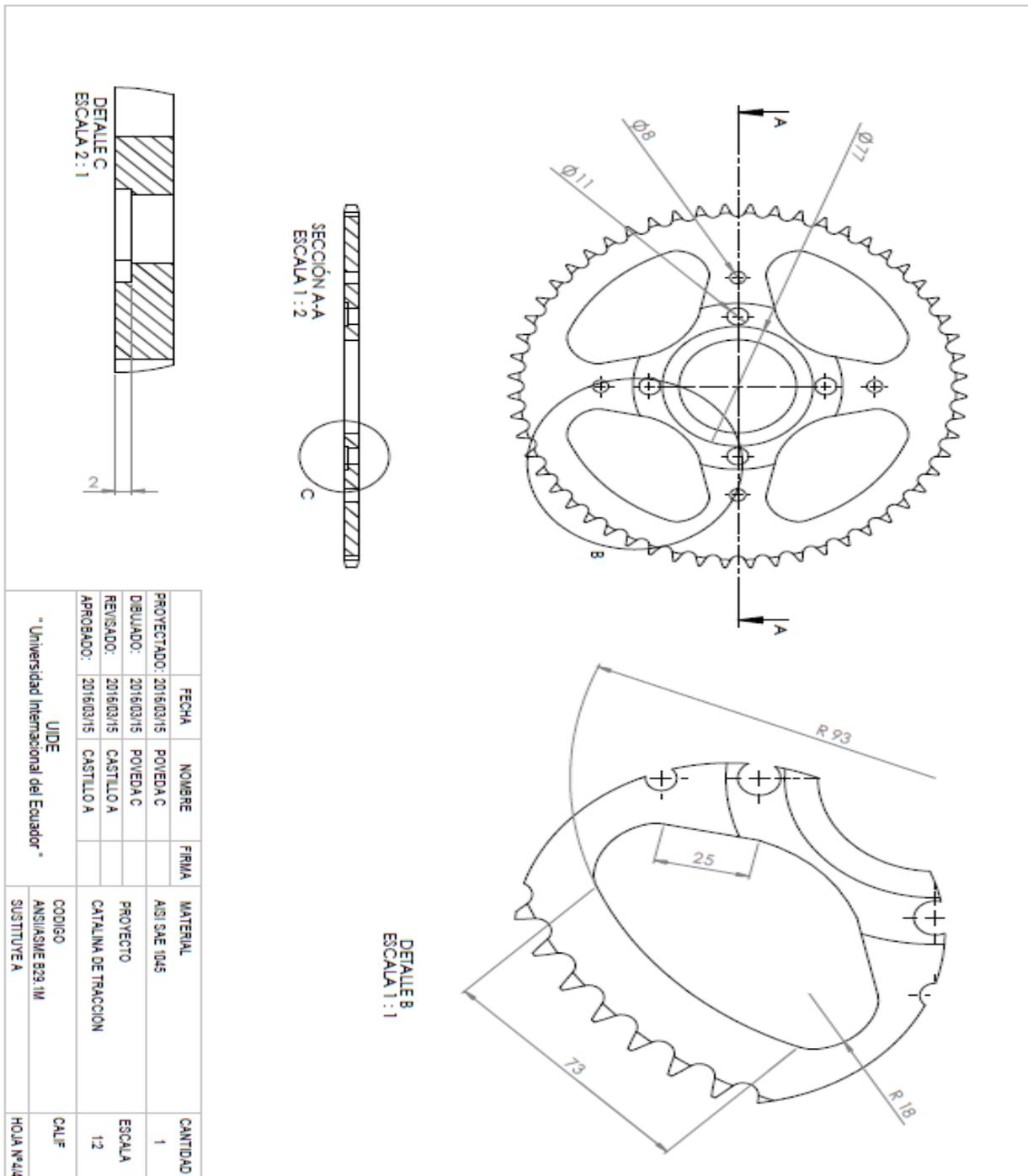


FECHA	NOMBRE	FIRMA	MATERIAL	CANTIDAD
PROYECTADO: 201603/15	POVEDA C		AS1 SAE 1045	1
DIBUJADO: 201603/15	POVEDA C		PROYECTO	ESCALA
REVISADO: 201603/15	CASTILLO A		CATALINA DE TRACCION	1:1
APROBADO: 201603/15	CASTILLO A			
UNIDE			CODIGO	CALIF
" Universidad Internacional del Ecuador "			ANSI/ASME B29.1M	
			SISTTIVE A	HQA N° 24

3.3. Vista plano delantera



3.4. Vista plano posterior



Anexo 4: Mecánica de Shigley ed. 8

434 | CAPÍTULO 13 | Diseño de engranajes helicoidales

Figura 13-5
Transmisión de la fuerza
de engrane entre

El módulo m representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La unidad de longitud que suele emplearse es el milímetro. El módulo es el doble del tamaño de los dientes en unidades SI.

El *paso diametral* P está dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza sólo con unidades del sistema inglés, se expresa en dientes por pulgada.

La *altura* a se determina por la distancia radial entre la corona y el círculo de paso. La *altura funcional* a_f es la suma de la altura y la raíz.

El *círculo del claro* es un círculo tangente al círculo de la raíz del engrane acoplado. El radio r está dado por la cantidad por la que la raíz en un engrane sólo excede la altura de su engrane acoplado. El *hazlo* se determina resolviendo la cantidad por la cual el ángulo del espacio de un diente excede el giro o espesor del diente de acoplamiento medido en los círculos de paso.

El lector debe descubrir la validez de las siguientes relaciones dadas:

$$P = \frac{N}{d} \quad (13-1)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (13-2)$$

$$P = \frac{2.54}{m} = 2.54m \quad (13-3)$$

$$P = \frac{1}{m} \quad (13-4)$$

donde P = paso diametral, dientes por pulgada
 N = número de dientes
 d = diámetro de paso, pulg.
 m = módulo, mm
 d = diámetro de paso, mm
 P = paso circular

13-3

Acción conjugada

La siguiente expresión supone que los dientes están perfectamente formados y limos, y que son rígidos por completo. Desde luego que dicho supuesto (si es real) debido a que la aplicación de fuerzas causa deformaciones.

El acoplamiento de dientes de engranes que actúan entre sí para producir movimiento rotacional se simboliza al de los ejes. Cuando dos perfiles de dientes o bríos se deslizan para producir una relación constante de velocidades angulares durante el acoplamiento, se dice que tienen una acción conjugada. En teoría, al menos, es posible relacionar de manera arbitraria cualquier perfil para un tamaño y hazlo determinados en perfil para los dientes de acoplamiento que produzcan la acción conjugada. Una de esas soluciones es el *perfil* *involuta*, que con algunas excepciones se utiliza de manera universal para dientes de engranes, por lo que es el único que se estudia.

Cuando una superficie curva empuja contra otra (figura 13-6), el punto de contacto se proyecta desde las superficies con líneas sobre el punto O , de modo que en cualquier instante las fuerzas están dirigidas a lo largo de una normal común a lo dos curvas. La línea ab , que representa la dirección de acción de las fuerzas, se denomina línea de acción, e intersecta la línea de centros O en algún punto P . La relación de la velocidad angular entre los dos bríos es inversamente proporcional a sus radios respecto del punto P . Las líneas que se trazan a través del punto P desde cada centro, se llaman *líneas de paso*; el radio de cada círculo se llama *radio de paso*. El punto P se conoce como *punto de paso*.

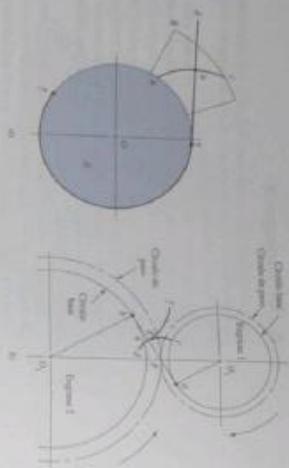
La figura 13-6 muestra cómo para hacer una descripción. Un par de engranes en equilibrio es un par de bríos que actúan a través de un arco pequeño y , antes de terminar el recorrido del momento angular, se reemplazan por uno por abstracción de bríos. Los bríos finalmente equilibran estando y se conjugan para suministrar una relación constante de velocidades angulares. Si se emplean curvas involutas, los engranes son idénticos a los constructos en la literatura común. Los centros del sistema relacionados con la relación constante de la velocidad angular. Además, los perfiles de la construcción se conjugan con flancos rectos, lo que hace más simple el análisis de conformación primitiva.

Para determinar convenientemente a una relación constante de velocidades angulares el punto de paso debe permanecer fijo; es decir, sobre las líneas de acción de cada punto instantáneo de contacto deben pasar por el mismo punto P . En el caso del perfil involuta, se demuestra que todos los puntos de contacto recorren sobre la misma línea recta ab , que traza las normales a las perfiles de dientes en el punto de contacto cuando se deslizan sobre sí. De esta manera, que dichos perfiles constituyen necesariamente relaciones involutas.

Figura 13-6
Contacto de una P y P en un
arco ab (Cenro) las superficies
de contacto en perfiles involu-
tas en acción conjugada son
líneas que pasan por un punto
de velocidad angular común

Figura 13-7

Construcción de una línea de perfil de un cilindro.



13-4 Propiedades de la involuta

Una curva involuta se genera como se muestra en la figura 13-7a. Una línea horizontal h se fija al cilindro. A, el diámetro del cual se muestra, una, cuando d que se mantiene fijo. El punto b en la circunferencia representa un punto de trazo, y el segmento que lo conecta se extiende o desdobla respecto del cilindro; el punto b trazado en forma continua, se extiende a lo largo de la circunferencia de la involuta. El punto b trazado en forma continua, de cero en el punto a hasta un máximo en el punto c . En el punto b , el radio es perpendicular a la distancia h , puesto que b gira de manera instantánea respecto del punto a . Así pues, la recta generatriz de h es normal a la involuta en todos los puntos de intersección. Y, al mismo tiempo, siempre es tangente al cilindro. El círculo sobre el que se genera la involuta se llama círculo base.

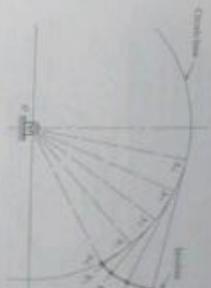
Ahora se examina el perfil de la involuta para ver cómo satisface el requisito de transmisión de movimiento uniforme. En la figura 13-7b se muestran dos discos para engranajes con centros fijos en O_1 y O_2 , con círculos de base cuyos radios respectivos son O_1a y O_2a . Ahora imagínese que se arroja una cuerda en el sentido de las manecillas del reloj alrededor del círculo base del engrane 1, manteniéndose fijo uno de los puntos a_1 y a_2 y arrojada en el sentido contrario a las manecillas del reloj alrededor del círculo base del engrane 2. Si en punto p en la circunferencia de la involuta cd en el engrane 1 y e en el engrane 2. De esta manera, las involutas se generan en forma simultánea por el punto c de trazo. Por consiguiente, la recta generatriz. El punto de contacto se mueve a lo largo de la línea generatriz, la cual no genera, de posición, porque siempre está tangente a los círculos base, y debido a que la recta de generación siempre es normal a las involutas en el punto de contacto, se satisface el requisito de movimiento uniforme.

13-5 Fundamentos

Entre otras cosas, se necesita que usted sea capaz de dibujar los diseños de un par de engranajes acoplados. Sin embargo, tenga claro que no lo hace para fines de fabricación en una planta o taller. En realidad, se hacen dibujos de diseño de engranajes para adquirir conscientemente una idea de los problemas implicados en el engranaje de dientes de involuta.

Figura 13-8

Construcción de una línea de perfil.



Primero, se requiere aprender cómo construir una curva involuta. Como se ilustra en la figura 13-8, el círculo base se divide en siete divisiones de partes iguales y se trazan las líneas radiales $O_1A_1, O_1B_1, O_1C_1, O_1D_1, O_1E_1, O_1F_1, O_1G_1$, etc. A partir de A_1 , se dibujan perpendicularmente A_1A_2, A_1A_3, A_1A_4 , etc. Luego, a lo largo de A_1A_2 , se dibuja la distancia A_1A_2 , a lo largo de A_1A_3 , se traza el doble de la distancia A_1A_3 , etc. De que produce los puntos simultáneos los cuales se conectan la curva involuta. Para investigar los fundamentos de la acción de los dientes se proceda, punto a punto, a través del proceso del trabajo de los dientes en un par de engranajes.

Cuando dos engranajes están acoplados, sus círculos de paso rodean uno sobre otro en deslizamiento. Si se designan los radios de paso como r_1 y r_2 y las velocidades angulares como ω_1 y ω_2 , respectivamente. Entonces, la velocidad en la línea de paso está dada por $V = r_1\omega_1 = r_2\omega_2$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (13-5)$$

Ahora, supóngase que se desea diseñar un reduce de velocidad tal que la velocidad de entrada sea 1.800 rpm y la de salida 1.200 rpm. Es una relación de 1:2. Los diámetros de paso de los engranajes montados en la misma relación, por ejemplo, un pólido de 4 pulg acoplado una rueda de 8 pulg. Los dientes de los engranajes se hacen en sus círculos de paso.

A continuación se especifica que un pólido de 18 dientes se acople con una rueda de 36 dientes y que el paso diametral del juego de engranajes sea de 2 dientes por pulgada. Luego, a partir de la ecuación (13-5), los diámetros de paso del pólido y de la rueda correspondientes, respectivamente, a

$$d_1 = \frac{N_1}{P} = \frac{18}{2} = 9 \text{ pulg} \quad d_2 = \frac{N_2}{P} = \frac{36}{2} = 18 \text{ pulg}$$

El primer paso para dibujar dientes en un par de engranajes acoplados se presenta en la figura 13-11. La distancia entre centros es la suma de los radios de paso. En este caso 12 pulg. Por lo tanto, los centros del pólido y de la rueda O_1 y O_2 se dibujan con una separación de 12 pulg. Luego, se construyen los círculos de paso en los radios r_1 y r_2 , tangentes en P , el punto de paso. Enseguida se dibujan las tangentes comunes, a través de dicho punto. Ahora se designa el engrane 1 como el impulsor, y pensar que gira en el sentido contrario a las manecillas del reloj, se traza una línea cd por el punto P en un ángulo ϕ respecto de la tangente común. La línea cd debe tener una longitud de $2r_1 \sin \phi$. La línea de de presión, línea generatriz y línea de acción. Representa la distancia en la que actúa la fuerza resultante entre los engranajes. El ángulo ϕ , que se conoce como ángulo de presión, por lo regular tiene valores de 20° a 25° , aunque algunos vez se utilizan 14.5° .

Con referencia a la figura 13-11, el radio con centro en O_2 en el impulso y gira en el sentido horario a las manecillas del reloj. La línea de presión P generada por el engranaje corresponde a la cónica que se muestra en la figura 13-7 para generar la involuta y el cambio ocurre a lo largo de esta línea. El contacto inicial también ocurre cuando el flanco del impulso está en contacto con la línea del diente impulsor. Lo que ocurre en el punto a de la figura 13-12, donde se dibujó la línea de la cabeza del engranaje impulsado contra la línea de presión. Si se construyen perfiles de dientes por el punto a y se trazan líneas radiales desde las intersecciones de estos perfiles con las circunferencias de paso respecto de los centros de los engranajes, se obtiene el ángulo de ataque de cada engranaje.

A medida que los dientes se acoplan, el punto de contacto se desplazará hacia arriba del diente impulsor de manera que la punta del engranaje impulsor mudará en contacto sucesivamente con el flanco de la cabeza del impulsor. Por lo tanto, el punto de contacto total se ubica dentro del círculo de la cabeza del impulsor contra la línea de presión. Este es el punto b en la figura 13-12. Después de todo, el juego de dientes de dientes a través de b se obtiene el ángulo de salida de cada engranaje de manera similar a la empleada para determinar los ángulos de aproximación. La línea del ángulo de ataque y del ángulo de salida de cada engranaje se llama *línea de acción*. La línea ab se conoce como *línea de acción*.

Se puede considerar a una *circunferencia* como un engranaje hecho con un diámetro de paso infinitamente grande. Por consiguiente, si consideramos un número infinito de dientes y un círculo base que se localiza a una distancia infinita desde el punto de paso. Los lados de los dientes de involuta de una circunferencia son líneas rectas que forman un ángulo respecto de la línea entre centros (igual al ángulo de presión). En la figura 13-13 se presentan una circunferencia radial y el punto base representado la distancia constante y fundamental que hay entre ellas y la línea de una normal común, como se observa en la figura 13-13. El punto base se relaciona con el punto circular mediante la ecuación

$$P_b = P \cos \phi$$

(13-7)

donde P_b es el punto base.

En la figura 13-14 se presenta un pabón acoplado con un engranaje *interno* o *externo*. Observe que ambos engranajes tienen un centro de rotación en el mismo lado del punto de paso. Así, las posiciones de los círculos de la cabeza y la raíz son inversas del círculo de paso en las anteriores, el exterior de la cabeza del engranaje interno se localiza *dentro* del círculo de paso. Observe también, en la figura 13-14, que el círculo base del engranaje interno se ubica dentro del círculo de paso, cerca del círculo de la cabeza.

Otra interesante observación se relaciona con el hecho de que los dibujos de operación de los círculos de paso de un par de engranajes acoplados no necesariamente son iguales a los dibujos que se muestran en la figura 13-12. Si se aumentan la distancia entre centros, se crean dos nuevos círculos de paso de operación con diferentes radios, pues deben ser tangentes entre sí en el

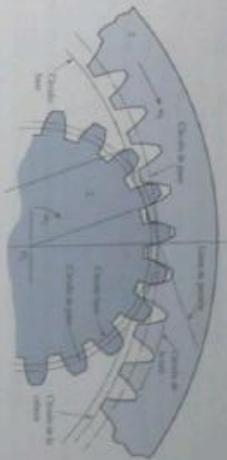
Figura 13-13

Figura 13-13: Engranes con diámetro de paso idéntico.



Figura 13-14

Figura 13-14: Engranes con diámetros diferentes.



punto de paso. En esta muestra, los círculos de paso de engranajes en realidad no existen sino bases que se acoplan un par de engranajes.

El cambio de distancia entre centros no tiene efecto sobre los círculos base, ya que se basan para generar los perfiles de los dientes. De esta forma, el círculo base es fundamental para un engranaje. Cuando se incrementa la distancia entre centros aumenta el ángulo de presión y disminuye la longitud de la línea de acción, pero los dientes aún siguen siendo tangentes, el resultado para la transmisión de movimiento mantener más se establece y en cambio la relación de velocidades angulares.

EJEMPLO 13-1

Un engranaje se compone de un pabón de 16 dientes que impulsa una rueda de 40 dientes. El punto diametral en $2 \frac{1}{2}$ la cabeza y la raíz son $11P$ y $1.25P$, respectivamente. Los engranajes se contactan con un ángulo de presión de 25° .

- a) Calcule el punto circular, la distancia entre centros y los radios de los círculos base.
- b) En el mismo par de engranajes, la distancia entre centros se hizo $\frac{1}{2}$ pulg mayor, de modo que se incrementa. Calcule los nuevos valores del ángulo de presión y de los diámetros del círculo de paso.

Solución
 Respuesta a)
$$P = \frac{P}{N} = \frac{N}{N} = 1.37 \text{ pulg}$$

Las distancias de paso del pabón y de la rueda son, respectivamente,

$$d_1 = \frac{16}{2} = 8 \text{ pulg} \quad d_2 = \frac{40}{2} = 20 \text{ pulg}$$

Por consiguiente, la distancia entre centros se determina mediante

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{8 + 20}{2} = 14 \text{ pulg}$$

Debido a que los dientes se contactan con un ángulo de presión de 25° , los radios de las circunferencias base se determinan mediante $r_b = r \cos \phi$.

Respuesta b)
$$r_b \text{ (pabón)} = \frac{8}{2} \cos 25^\circ = 3.70 \text{ pulg}$$

Respuesta c)
$$r_b \text{ (rueda)} = \frac{20}{2} \cos 25^\circ = 9.09 \text{ pulg}$$

10) Despejando esta d_2 y d_3 de los nuevos diámetros de los círculos de paso, el incremento de $\frac{1}{2}$ pulg de la distancia entre centros requiere que

$$\frac{d_2 + d_3}{2} = 14.250 \quad (1)$$

Además, la relación de las velocidades en catada, de aquí

$$\frac{d_2}{d_3} = \frac{16}{40} \quad (2)$$

Resolviendo en forma simultánea las ecuaciones (1) y (2) se obtiene

$$d_2 = 8.143 \text{ pulg} \quad d_3 = 20.357 \text{ pulg}$$

Como $r_2 = r \cos \phi$, el nuevo ángulo de presión corresponde a

$$\phi' = \cos^{-1} \left(\frac{r \cos \phi}{r'} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{3.78}{8.1432} \right) = 22.56^\circ$$

13.6 Relación de contacto

La zona de acción de dientes de engranes acoplados se ilustra en la figura 13-15. Cabe recordar que el contacto del diente comienza y termina en las intersecciones de los dos arcos de la cabeza con la línea de presión. En la figura 13-15 el contacto inicial ocurre en a y el contacto final en b . Los perfiles de los dientes determinados por esos puntos, intersección el círculo de paso en A y B , respectivamente. Como se muestra, la distancia AP se llama arco de ataque ϕ_a , y la distancia PB arco de salida ϕ_s . La suma de estas distancias proporciona el arco de acción ϕ .

Ahora, considere una situación en la que el arco de acción es exactamente igual al paso circular, es decir, $\phi = p$. Esto significa que un diente y su espacio ocuparán todo el arco AB . En otras palabras, cuando un diente apenas inicia el contacto en a , simultáneamente, el siguiente está terminando su contacto en b . Por lo tanto, durante la acción del diente de a a B , habrá solo un par de dientes en contacto.

Acho seguidos, considere una situación en la cual el arco de acción es mayor que el paso circular, pero no mucho, digamos, $\phi = 1.2p$, lo que significa que cuando un par de dientes apenas entra en contacto en a , otro par, que ya está en contacto, todavía no habrá hecho con-

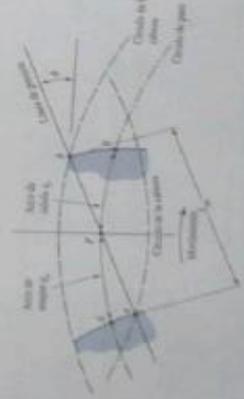


Figura 13-15 Relación de la relación de contacto.

tacto con b . Así, durante un corto periodo, habrá dos dientes en contacto, uno en la velocidad de A y otro cerca de B . A medida que procede el acoplamiento, éste cesa el contacto, dejando sólo un par de dientes en contacto, hasta que el proceso se repite de nuevo.

Debido a la naturaleza de esta acción entre dientes (de uno ó de dos pares de dientes en contacto), resulta conveniente definir el término *relación de contacto* en, como

$$m_c = \frac{\phi}{p} \quad (13.8)$$

el cual indica el número promedio de pares de dientes en contacto. Observe que dicha relación también es igual a la longitud del contacto dividida entre el paso base. En general, los engranes no se deben diseñar con relaciones de contacto menores que apenas ligeramente 1.20, porque las inexactitudes en el montaje podrían reducir la relación de contacto aún más. Lo cual incrementará la posibilidad de impacto entre los dientes así como el nivel de ruido.

Una forma más fácil de asegurar la relación de contacto consiste en medir la línea de acción ab , en vez de la distancia del arco AB . Como ab en la figura 13-15 es tangente al círculo base situado en a , se debe emplear el paso base p_b para calcular m_c , en vez del paso circular como en la ecuación (13-8). Si la longitud de la línea de acción es L_{ab} , la relación de contacto se calcula mediante

$$m_c = \frac{L_{ab}}{p \cos \phi} \quad (13.9)$$

en donde se utilizan la ecuación (13-7) para determinar el paso base.

13.7 Interferencia

El contacto de partes de los perfiles de dientes no conjugados se llama *interferencia*. Considere la figura 13-16, donde se ilustran dos engranes de 16 dientes que se acoplan con el diente sobre ángulo de presión de 14.5° . El impulsor, engrane 2, gira en el sentido de las manecillas del reloj. Los puntos de contacto inicial y final se designan A y B , respectivamente, y se ubican en la línea de presión. Ahora observe que los puntos de tangencia de la línea de presión con los círculos base C y D se localizan *afuera* de los puntos A y B . Por lo tanto, existe interferencia.

La interferencia se explica como sigue. El contacto se inicia cuando la punta del diente impulsado hace contacto con el flanco del diente impulsor. En este caso el flanco del diente impulsor primero hace contacto con el diente impulsado en el punto A , lo cual ocurre antes de que la parte medial del diente impulsor entre en acción. En otros palabras, el contacto ocurre debajo del círculo base del engrane 2, en la parte no intencional del flanco. El efecto real es que la punta o cara involueta del engrane impulsado tiende a penetrar en el flanco no intencional del impulsor.

En este ejemplo ocurre normalmente el mismo efecto, a menos que los dientes dejen de estar en contacto. El contacto debe terminar en el punto D o antes. Como en termino hasta el punto B , el efecto consiste en que la punta del diente impulsor penetra o interfiere con el flanco del diente impulsado.

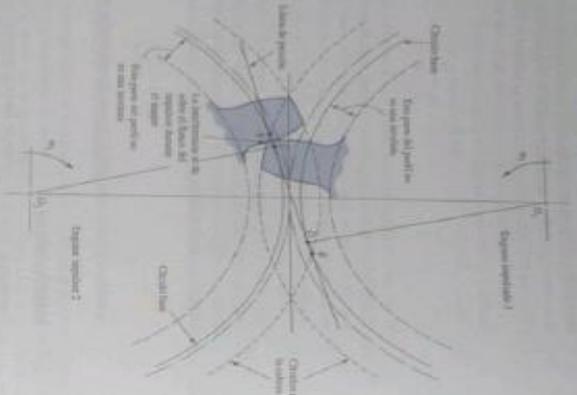
Cuando se producen los dientes de engranes mediante un proceso de generación, la interferencia se elimina de manera automática porque la herramienta de corte remueve la parte interferente del flanco. Este efecto se denomina *rebaje*, pero se debe ser muy pronunciado, el diente producido se debilita considerablemente. De esta forma, el efecto de la eliminación de la interferencia mediante un proceso de generación solo sufre el problema original por otro.

El mejor número de dientes en un piñón y engrane rectos, con relación de engranes uno a uno, que pueden existir sin interferencia es N_p . Este número de dientes de engranes rectos está dado por

¹Robert Lipp, "Working Tooth Interference in Gears", *Mechanical Products*, vol. 34, julio 1, 1962, pp. 122-124.

Figura 13-16

Interferencia en la acción entre dientes



$$N_f = \frac{21}{3 \text{ sen}^2 \phi} (1 + \sqrt{1 + 3 \text{ sen}^2 \phi}) \quad (13-10)$$

donde $k = 1$ es el caso de dientes de profundidad completa y 0.8 en el de dientes cortos y $\phi =$ ángulo de presión.
Para un ángulo de presión de 20° , con $k = 1$,

$$N_f = \frac{21(1)}{3 \text{ sen}^2 20^\circ} (1 + \sqrt{1 + 3 \text{ sen}^2 20^\circ}) = 13.3 = 13 \text{ dientes}$$

Por lo tanto, un pión y una rueda con 13 dientes cada uno de interferencia. Observe que 12.3 dientes son posibles en acción acoplada, pero en engranes completamente acoplados, 12 dientes representan el número mínimo. En el caso de un ángulo de presión de 14.5° , $N_f = 21$ dientes, puede operarse por qué se utilizan pocos dientes de dientes con 14.5, ya que los engranes angulos de presión pueden ser un pión menor con distancia correspondiente.

Si el engrase acoplado tiene más dientes que el pión, es decir, $N_2 = N_1/N_p = m$ es mayor que N_f , entonces el número mínimo de dientes del pión sin interferencia está dado por

$$N_p = \frac{21}{(1 + 2m) \text{ sen}^2 \phi} \left(m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \text{ sen}^2 \phi} \right) \quad (13-11)$$

Por ejemplo, si $m = 4$, $\phi = 20^\circ$,

$$N_p = \frac{21(1)}{(1 + 2(4)) \text{ sen}^2 20^\circ} \left[4 + \sqrt{4^2 + (1 + 2(4)) \text{ sen}^2 20^\circ} \right] = 18.4 = 18 \text{ dientes}$$

De esta manera, un pión de 18 dientes se acoplará con una rueda de 74 dientes sin interferencia.

El rozar engrase con un pión especificado que sea libre de interferencia es

$$N_f = \frac{N_1^2 \text{ sen}^2 \phi}{4(1 - 2N_p \text{ sen}^2 \phi)} \quad (13-12)$$

Por ejemplo, en el caso de un pión de 13 dientes con un ángulo de presión ϕ de 20° ,

$$N_f = \frac{(13)^2 \text{ sen}^2 20^\circ}{4(1 - 2(13) \text{ sen}^2 20^\circ)} = 16.45 = 16 \text{ dientes}$$

Para un pión menor de 13 dientes, el número máximo posible de dientes de engrase sin la interferencia es 16.

El menor pión con que funcione con una cremallera sin interferencia se determina mediante

$$N_p = \frac{21(1)}{\text{sen}^2 \phi} \quad (13-13)$$

En el caso de un diente de profundidad completa, con un ángulo de presión de 20° , el menor número de dientes del pión para acoplarse con una cremallera es

$$N_p = \frac{21(1)}{\text{sen}^2 20^\circ} = 17.1 = 18 \text{ dientes}$$

Como las herramientas de forma de engranes implican un contacto con un cremallera, y el proceso de generación por línea de acción de un engrase es análogo al número mínimo de dientes para evitar interferencia, a fin de evitar el riesgo de interferencia, resulta igual al valor de N_f cuando N_2 es infinito.

La importancia del problema de los dientes que se deforman mediante rebaje no se puede ignorar. Por supuesto, la interferencia se elimina mediante el uso de más dientes en el pión. Sin embargo, si hace funcionar una cantidad dada de potencia, se emplean más dientes con sólo incrementar el diámetro de pión.

La interferencia también se puede reducir mediante un ángulo de presión mayor. Esto produce un diente más pequeño, de manera que es mayor el perfil del diente involucrado. De esta manera, la densidad de piones menores con menor dientes, entre el uso de un ángulo de presión de 25° , aunque la fuerza de flexión y carga en conjunto se incrementan y disminuye la relación de contacto.

13.8 Formación de dientes de engranes

Existe una gran variedad de procedimientos para formar los dientes de engranes, como *fundición en arena, moldeo en caliente, fundición por presiones, fundición en media presión, extrusión en frío, fundición en caliente y fundición en caliente*. Los dientes se forman también mediante el *proceso de moldeado de pión* o, por supuesto, se puede formar una sola rueda de aluminio y luego rebajarlos en engranes. Los engranes que requieren grandes cargas en comparación con su tamaño, suelen fabricarse de acero y se cortan con *espiralizador* *formador* o *con tornos de generación*. En el caso de formación, el espacio del diente suma la forma exacta de la cordona. En el caso de generación, una herramienta que tiene una forma diferente del perfil del diente se mueve en relación con el disco del engrase, para obtener la forma deseada del diente. Uno de los métodos más recientes y productivos de formación de dientes se llama *formado en frío* o *fundición en frío*, en el que dos discos metálicos cortados de acero para

forma los dientes. Las propiedades mecánicas del metal se mejoran mucho mediante el proceso de laminado, y al mismo tiempo se obtiene un perfil geométrico de alta calidad.

Los dientes de engranes se maquinan por fresado, cepillado o con frisa madre. Se usan esas máquinas cepilladas, hendidas, convertidas o pabilas.

Los engranes hechos a partir de termoplásticos tales como nailon, poliacetaloxano o acetal son bastante populares y se usan fácilmente mediante métodos por inycción. Estos engranes son de baja a mediana precisión, de baja costo para cantidades de alta producción y una capacidad de carga ligera que pueden usarse en aplicaciones.

Fresado

Los dientes de los engranes se pueden cortar con una brocaora de forma, para adaptarse al espacio del diente. En teoría cuando se corta este método se necesita utilizar una frisa afilada para cada engrane, porque uno con 25 dientes, por ejemplo, tendrá un espacio del diente con forma diferente a uno que tiene, digamos, con 24. En realidad, el cambio en espacio no es tan grande y se ha desarrollado que se pueden utilizar solamente ocho frisas para cortar con precisión razonable cualquier engrane, en el rango de 12 dientes hasta la centésima. Por supuesto, se requiere un juego separado de frisas para cada paso.

Cepillado

Los dientes se pueden generar mediante un engrane de pinta o de cremallera. El engrane de pinta (Figura 13-17) se mueve de manera alterna a lo largo del eje vertical y avanza con lentitud, permitiendo en el tiempo del engrane a la profundidad que se requiere. Cuando los engranes de paso son tangentes, tanto la corchete como el disco de engrane giran en poco después de cada carrera de corte. Como cada diente de la corchete es una herramienta de corte, todos los dientes estarán cortados después que el disco de engrane haya completado una revolución. Los labios de un diente sobreviven de armadura con frisa. Por esta razón, una herramienta de generación de cremallera proporciona un método exacto para cortar dientes. También requiere una operación de cepillado y se muestra en el ejemplo de la Figura 13-18. En su operación, la corchete se mueve en forma alterna, pero en, primero se adelanta en el

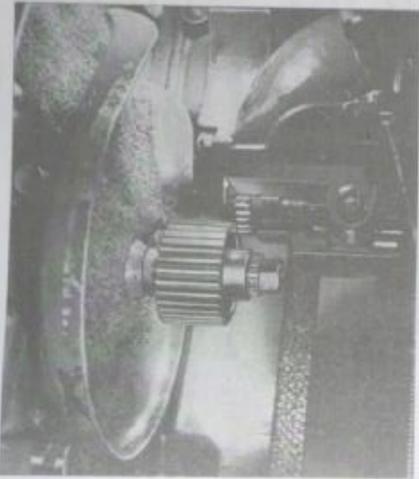


Figura 13-17 Diagrama de un engrane de pinta que avanza con un engrane de pinta. Cuando la frisa avanza, el engrane de pinta gira.

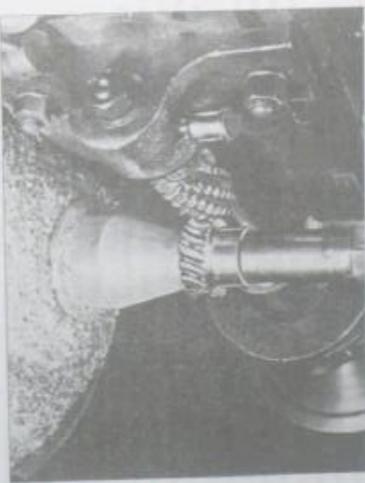
Figura 13-18

Conformación de frisa con una corchete. Para su uso se requiere un perfil de frisa. Después de cada carrera con la frisa se requiere un perfil de frisa para un engrane en la profundidad de diseño.



Figura 13-19

Diagrama de un engrane de frisa madre. El engrane de frisa madre genera los dientes de un engrane de frisa madre.



Diseño del engrane hasta que los engranes de paso sean tangentes. Posteriormente, después de cada carrera de corte, el disco de engrane y la corchete han girado una distancia igual al paso de paso. Cuando el disco del engrane y la corchete han girado una distancia igual al paso de corte, la corchete regresa al punto de punta y el proceso continúa hasta que se hayan cortado todos los dientes.

Generación con frisa madre

El proceso de frizado se muestra en la Figura 13-19. La frisa madre es un tubo que una herramienta de corte conformado como un timbido afilado. Los dientes se hacen todos juntos, como frisa de paso. Cuando el tubo de la frisa se hace hacer girar una cantidad igual al paso de corte, y en de corte, distintos de engranes como, por esta razón, los dientes generados por una frisa madre tienen una forma algo diferente de los generados por un engrane de corte. Tanto la frisa madre como el disco del engrane se deben hacer girar con una relación de velocidades angulares adecuada. Luego, la frisa madre avanza un poco a través de la cara del disco del engrane, hasta que se hayan cortado todos los dientes del engrane.

Ecuación (17-24) $F_1 = F_2 = 2A^2 = 64.4 = 42.2 = 22.2 \text{ lbf}$

Ecuación (17-25) $F_1 = \frac{64.4 + 22.2}{2} = 11.1 = 52.2 \text{ lbf}$

Ecuación (17-26) $M_{12} = \frac{M_{11}W_1}{H_{12}K_1} = \frac{4.878(3)}{(0)(3)} = 1.13$

Usar de la tabla 17-16, $K_2 = 576$.

$F_{12} = \frac{K_2}{d} = \frac{576}{7.8} = 73.8 \text{ lbf}$

$F_{22} = \frac{576}{11} = 52.4 \text{ lbf}$

$T_1 = F_1 = F_2 = 64.4 + 77.8 = 142.2 \text{ lbf}$

$T_2 = F_1 + F_2 = 64.4 + 52.4 = 116.8 \text{ lbf}$

De la tabla 17-17, $K = 1.097$ y $a = 10.826$.

Ecuación (17-27) $M_F = \left[\frac{1.197}{(162.2)} + \frac{(1.197)^{-10.826}}{(116.8)} \right]^{-1} = 11(10^3) \text{ pasadas}$

Respuesta: Debido a que N_F se encuentra fuera del intervalo de valores de la ecuación (17-27), la vida se establece como mejor que 10⁶ pasadas. **Esfuerzos:**

Ecuación (17-28) $f_1 = \frac{10^6(113.8)}{250(390)} = 46.600 \text{ h}$

17.4 **Bandas de sincronización**

Una banda de sincronización se hace con tres impregnadas de caucho con alambre de acero a fin de resistir la carga de torsión. Tienen diseños que corren en ranuras axiales formadas en la periferia de las poleas (figura 17-15). Una banda de sincronización no se estira ni se des-sincroniza; en consecuencia transmiten potencia a una relación constante de velocidad angular. No requieren tensión inicial. Dichas bandas pueden operar sobre un intervalo muy amplio de ve-

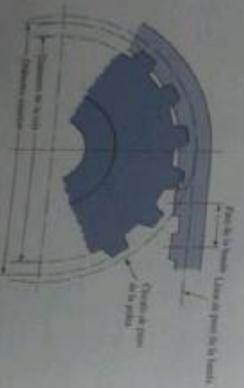


Figura 17-15 Transmisión por banda de sincronización con ranuras axiales en la polea y de la banda. Cuando cada el elemento de la banda se comprime, el alambre de acero se estira y se des-sincroniza. No se requiere tensión inicial.

Tabla 17-18 Pares en los bobes de bombas de sincronización

Material	Designación	Peso p. pulg ³
Aluminio	Al	0.098
Cromo	Cr	0.283
Acero	St	0.283
Latón	Br	0.321
Plomo	Pb	0.409
Cuero	Wd	0.120

locidades, buena eficiencia en el intervalo de 97 a 99%, no requieren lubricación y son más silenciosas que las transmisiones de cadena. No hay variación control de la velocidad, como en las transmisiones de cadena (ver la sección 17-5), por lo cual son una selección atractiva para aplicaciones de transmisión de precisión.

El diseño de acero, o aluminio de tensión, de una banda de sincronización se basa en la fuerza de peso de la banda (figura 17-15). De esta manera, la longitud de peso en la sistema sin que imponer el espesor del resorte.

Los cinco pesos estándares de la serie en pulgadas se muestran en la tabla 17-18 con sus designaciones de trazo. Las longitudes de peso estándar están disponibles en tamaños de 6 a 190 pulgadas. Las poleas vienen en tamaños con diámetro de peso de 0.60 pulgadas hasta 25.8 pulgadas y con números de ranura desde 10 hasta 120.

El proceso de selección y diseño de bandas de sincronización resulta muy similar al de las bandas en V, por lo cual no se presenta en este libro. Como en el caso de estas transmisiones de banda, los fabricantes proporcionan sus catálogos completos de información y detalles sobre tamaño y resorte.

17.5 **Cadenas de rodillos**

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante (pero que no se involucra al deslizamiento ni el resorte, vida larga y espesores para imponer varios usos a partir de sus seis partes de potencia).

La ANSI estandariza las cadenas de rodillos en sus tamaños. En la figura 17-16 se muestra la nomenclatura. El peso de la distancia total entre los rodillos. El ancho es el espesor entre las piezas de cadena sucesivas. Estas cadenas se fabrican con cinco secciones, adobe, buche y cadenas. Las dimensiones de las bandas estándar se proporcionan en la tabla 17-19.

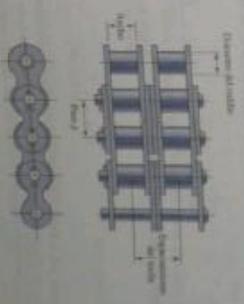


Figura 17-16 Para la serie estándar de volantes de rodillos con

Tabela 17-19

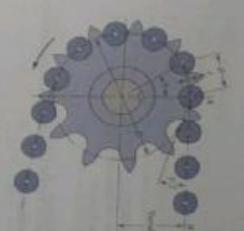
Numero de celdas en la cascara (N)	Peso (lb)	Ancho (in)	Radio interno (in)	Radio externo (in)	Peso (lb)	Radio interno (in)	Radio externo (in)	Numero de celdas en la cascara (N)
23	0.250	0.125	0.760	0.909	0.130	0.300	0.352	23
25	0.275	0.138	0.825	0.981	0.141	0.330	0.390	25
30	0.325	0.166	1.000	1.181	0.166	0.400	0.470	30
35	0.375	0.194	1.175	1.381	0.191	0.470	0.550	35
40	0.425	0.222	1.350	1.581	0.216	0.540	0.630	40
45	0.475	0.250	1.525	1.781	0.241	0.610	0.710	45
50	0.525	0.278	1.700	1.981	0.266	0.680	0.790	50
55	0.575	0.306	1.875	2.181	0.291	0.750	0.870	55
60	0.625	0.334	2.050	2.381	0.316	0.820	0.950	60
65	0.675	0.362	2.225	2.581	0.341	0.890	1.030	65
70	0.725	0.390	2.400	2.781	0.366	0.960	1.110	70
75	0.775	0.418	2.575	2.981	0.391	1.030	1.190	75
80	0.825	0.446	2.750	3.181	0.416	1.100	1.270	80
85	0.875	0.474	2.925	3.381	0.441	1.170	1.350	85
90	0.925	0.502	3.100	3.581	0.466	1.240	1.430	90
95	0.975	0.530	3.275	3.781	0.491	1.310	1.510	95
100	1.025	0.558	3.450	3.981	0.516	1.380	1.590	100
105	1.075	0.586	3.625	4.181	0.541	1.450	1.670	105
110	1.125	0.614	3.800	4.381	0.566	1.520	1.750	110
115	1.175	0.642	3.975	4.581	0.591	1.590	1.830	115
120	1.225	0.670	4.150	4.781	0.616	1.660	1.910	120
125	1.275	0.698	4.325	4.981	0.641	1.730	2.000	125
130	1.325	0.726	4.500	5.181	0.666	1.800	2.080	130
135	1.375	0.754	4.675	5.381	0.691	1.870	2.170	135
140	1.425	0.782	4.850	5.581	0.716	1.940	2.250	140
145	1.475	0.810	5.025	5.781	0.741	2.010	2.340	145
150	1.525	0.838	5.200	5.981	0.766	2.080	2.420	150
155	1.575	0.866	5.375	6.181	0.791	2.150	2.510	155
160	1.625	0.894	5.550	6.381	0.816	2.220	2.590	160
165	1.675	0.922	5.725	6.581	0.841	2.290	2.680	165
170	1.725	0.950	5.900	6.781	0.866	2.360	2.760	170
175	1.775	0.978	6.075	6.981	0.891	2.430	2.850	175
180	1.825	1.006	6.250	7.181	0.916	2.500	2.930	180
185	1.875	1.034	6.425	7.381	0.941	2.570	3.020	185
190	1.925	1.062	6.600	7.581	0.966	2.640	3.100	190
195	1.975	1.090	6.775	7.781	0.991	2.710	3.190	195
200	2.025	1.118	6.950	7.981	1.016	2.780	3.270	200
205	2.075	1.146	7.125	8.181	1.041	2.850	3.360	205
210	2.125	1.174	7.300	8.381	1.066	2.920	3.440	210
215	2.175	1.202	7.475	8.581	1.091	3.000	3.530	215
220	2.225	1.230	7.650	8.781	1.116	3.070	3.610	220
225	2.275	1.258	7.825	8.981	1.141	3.140	3.700	225
230	2.325	1.286	8.000	9.181	1.166	3.210	3.780	230
235	2.375	1.314	8.175	9.381	1.191	3.280	3.870	235
240	2.425	1.342	8.350	9.581	1.216	3.350	3.950	240
245	2.475	1.370	8.525	9.781	1.241	3.420	4.040	245
250	2.525	1.398	8.700	9.981	1.266	3.490	4.120	250

En la Figura 17-17 se muestra una cascara que ingresa una cascara y que gira en el sentido contrario a las manecillas del reloj. Al designar el radio de la cascara por r , el ángulo de salida por ϕ y el ángulo de entrada por ψ , el ángulo de salida de la cascara por θ , el ángulo de entrada de la cascara por α , el ángulo de salida de la cascara por β y el ángulo de entrada de la cascara por γ , se puede demostrar que:

$$\sin \frac{\psi}{2} = \frac{r}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \quad \text{o} \quad D = \frac{r}{\sin(\psi/2)} \sin \alpha \quad (17-20)$$

El ángulo ψ , a través del cual el rodillo gira cuando entra en contacto, se llama ángulo de entrada. Se puede apreciar que la magnitud del ángulo de entrada del rodillo de diseño. La magnitud del ángulo de salida de los rodillos depende de los rodillos y

Figura 17-17
Asistencia de una cascara y sus rodillos.



Los dientes de la cascara, así como el eje en la zona de la cascara. Como la vida de una transmisión seleccionada en forma apropiada es una función del diámetro y de la resistencia a la fatiga superficial de los rodillos, resulta importante reducir el ángulo de entrada de transmisión tanto como sea posible.

El número de dientes de la cascara también afecta la relación de velocidad durante la entrada al tramo del ángulo de giro ψ . En la posición que se muestra en la Figura 17-17, la cascara A se mueve al sentido de giro de la cascara, con embargo, cuando entra en contacto un ángulo de $\psi/2$, la línea de acción A está más cerca del centro de rotación de la cascara. Esto significa que la línea A se mueve hacia arriba y hacia abajo y que el trabajo de potencia varía con la rotación a través del ángulo de giro. En el primer caso, la velocidad de salida de la cascara es la misma que la de la cascara, pero en el segundo caso, la velocidad de salida de la cascara depende de que la salida sea de una cascara o de un primer rodillo. Por supuesto, el mismo efecto ocurre cuando la cascara entra primero en contacto con la cascara.

La velocidad V de la cascara se define como el número de pies por minuto de la cascara en una unidad de tiempo. Por esta razón, la velocidad de la cascara en pies por minuto es:

$$V = \frac{N\pi r}{12} \quad (17-20)$$

donde: N = número de dientes de la cascara

r = radio de la cascara, pulg

π = velocidad de la cascara, rpm

La velocidad máxima de salida de la cascara se determina mediante:

$$V_{\max} = \frac{N\pi r}{12} \sin(\psi/2) \quad (17-21)$$

donde la cascara A se mueve en el sentido de giro de la cascara. La velocidad de salida mínima ocurre en un ángulo α , mayor que D . Mediante el uso de la geometría de la Figura 17-17, se tiene:

$$d = D \sin \frac{\psi}{2} \quad (17-22)$$

Aquí D es la velocidad de salida mínima en:

$$V_{\min} = \frac{N\pi r}{12} \sin(\psi/2) \quad (17-23)$$

Figura 17-18



Además, considerando $\eta T_2 = 180^\circ/\text{s}$, empiezan las ecuaciones (17-30), (b) y (d), se tiene que la variación de la velocidad es

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{v_{\text{max}} - v_{\text{min}}}{V} = \frac{\pi}{N} \left[\frac{1}{\sin(180^\circ/N)} - \frac{1}{\sin(180^\circ/N)} \right] \quad (17-31)$$

A esta velocidad se le conoce como velocidad nominal y su gráfica se presenta en la figura 17-18. Cuando se está transmitiendo la cadena para transmitir componentes o procesos de precisión, se debe dar la consideración de tales variaciones. Por ejemplo, si una transmisión de cadena transmite el cono de potencia fotográfica con el avance de la película, las amplitudes de las hojas cortadas de película pueden variar demasiado debido a la variación central de velocidad; análoga, las variaciones como vibraciones dentro del sistema.

Aunque se considera deseable un gran número de dientes para la cadena impulsora, la transmisión resulta ventajosa obtener una cadena tan pequeña como sea posible, para lo cual se requiere una con un radio de giro de dientes. Para una operación suave a velocidades menores 17 dientes, por ejemplo, que 17 a 21 proporciona una mejor esperanza de vida con mayor ruido de la cadena. Desde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplea número menores de dientes, pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena.

Las cadenas no se hacen en unidades estándar con más de 120 dientes, porque la elongación del paso a la larga causa que la cadena "cabelee", mucho antes de que la cadena se pueda utilizar relaciones mayores a zona del sacrificio de la vida de la cadena.

Las cadenas de rodillos raras vez fallan debido a la falta de resistencia a la tracción; es más común que fallen porque se venían a un gran número de horas de servicio. La falta puede deberse, o bien al desgaste de los rodillos sobre los pasadores, o a la fatiga de las superficies de los rodillos. Los Observantes de cadena de rodillos han concluido que las propiedades de resistencia de la cadena se venían a una esperanza de vida de 15 años para una velocidad de 17-21. En la tabla 17-21 se presenta los factores de diseño disponibles en cadenas de rodillos de dientes distintos de 17. La tabla 17-21 muestra los factores de corrección de diseño de un número de dientes de las cadenas se basan en lo siguiente:

- 15 000 h a carga completa.
- Torno acero.
- Proporciones ANSI.
- Factor de servicio unitario.
- 100 pesos en longitud.
- Lubricación inyectada.

- Ejes horizontales.
- Dos cadenas de 17 dientes.

La resistencia a la fatiga de las fibras del estuche guberna la capacidad a bajas velocidades. La publicación de la American Chain Association (ACA), *Chain for Power Transmission and Material Handling* (1962) proporciona, para la cadena de serie estándar, la potencia nominal H_1 , limitada por placa del estuche, como

$$H_1 = 0.004N_1^{1/2} n_1^{1/2} p^{1/2} - 2.0V_1 \quad \text{hp} \quad (17-32)$$

mientras la potencia nominal H_2 , limitada por los rodillos, como

$$H_2 = \frac{1.000N_1 N_2^{1/2} p^{1/2}}{n_1^{1/2}} \quad \text{hp} \quad (17-33)$$

donde N_1 = número de dientes en la cadena menor

n_1 = velocidad de la cadena, rpm

p = paso de la cadena, pulg.

$N_2 = 29$ para series de cadena 25, 35, 3.4 para cadena 41; y 17 para cadena 40-240

Tabla 17-20

Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso fijas en toneladas de 17 dientes. Fuente: Compilado de la norma ANSI B29.1-1975 desde *Engineering Materials*, vol. 1, de la 2da. ed. de 1974.

Velocidad de las cadenas, rpm	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.50	0.75	1.34
100	0.09	0.29	0.69	0.98	1.84	2.51
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.20
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.69*	8.00
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.7
800	0.56*	1.90*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.0
1 200	0.81	2.79	6.42	3.20	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	3.61	14.4	24.6
1 600	1.03*	3.33*	8.36	3.14	12.8	14.8
1 800	1.16	3.97	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000	1.27*	4.30*	7.75*	1.52*	9.23*	10.6
2 500	1.56	5.78	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000	1.84	5.64	4.17*	0.81	4.68	5.70

*Cadena de paso 40 por cada la capacidad listed. Fuente: ANSI B29.1-1975, tabla 17-20, "Cadenas de paso fijas en toneladas." (Adaptado por diseño de autor.)

Anexo 5: Número de motocicletas matriculadas



CUADRO No. 2
NÚMERO DE VEHÍCULOS MOTORIZADOS MATRICULADOS, POR USO, SEGÚN CLASE

CLASE	TOTAL	USO DEL VEHÍCULO			
		PARTICULAR	ALQUILER	ESTADO	MUNICIPIO
TOTAL	1.717.886	1.633.693	66.703	21.003	6.487
AUTOMÓVIL	563.859	538.958	24.120	742	39
BUS	8.281	971	6.746	608	56
CAMIÓN	111.266	102.164	7.988	712	402
CAMIONETA	305.590	291.130	3.446	8.897	2.117
COLECTIVO	1.511	630	763	106	12
FURGONETA C	23.669	20.363	2.864	260	82
FURGONETA P	33.560	30.081	3.037	368	84
JEEP	275.790	270.692	10	4.360	738
MOTOCICLETA	362.357	357.353	430	3.312	1.262
OTRA CLASE	4.394	3.043	124	763	404
TANQUERO	2.719	1.738	646	178	157
TRAILER	12.766	8.687	3.754	219	106
VOLQUETE	12.284	7.883	2.775	698	1.028

Anexo 6: Datos contables

6.1. Datos

MAQUINARIA:	
Torno paralelo	100.000
Fresadora	15.000
Fresadora Torno	18.000
Suman:	133.000
COSTOS:	
MATERIA PRIMA	
Plancha y corte	30 por 36 piezas de 250 mm
PROCESOS:	
Cilindrado	3
Refrentado	3
Elaboración de orificios	2
Elaboración de la grada posterior	2
Elaboración de dientes	4
Acabado final	2
Suman:	46
Costo por unidad	1,28
MANO DE OBRA Y COSTOS DE PRODUCCION:	
3 operativos	1.404
Servicios básicos	1.500
Mantenimiento máquinas	111
Materiales	30
Suman:	3.045

0,48717333

6.2. Resultados

<u>VENTAS:</u>	unidades	Objetivo %	Mercado
COSTA	3.000	50%	6.000
SIERRA	1.750	50%	3.500
ORIENTE	1.500	50%	3.000
Suman:	6.250		12.500

precio:	5,00
----------------	-------------

			1,94
<u>GASTOS OPERACIONALES:</u>		-0,17733333	3,06
Logística (Flete y bodega)	818		0,61154311
Vendedores	910		
Administrativo	3.536		
Gastos financieros	1.704		
Varios	100		
Suman:	7.068	1,13081315	2,90
			2,10
			0,42084715

6.3. Evaluación

Análisis Financiero		Años										Total		
		Año	1	2	3	4	5	6	7	8	9		10	
Ingresos por ventas			375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	3.750.000
(-)	Costo incremental		(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(132.371)	(1.323.713)
	Depreciación		(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(13.300)	(133.000)
	Utilidad Bruta		229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	229.329	2.293.287
Gastos de Operación														
(-)	InvMercados Corporativa	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(-)	InvMercados Línea	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(-)	Mercadeo	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(-)	Logística de la Planta	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(-)	Logística y Distribución	0,00	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(3.816)	(38.160)
(-)	Vender	0,00	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(10.320)	(103.200)
(-)	Cobrar	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
(-)	Soporte Comercial	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Total Gastos de Vender		(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(207.360)
	Margen Operacional - Comercial		208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	2.085.927
(-)	Soporte Administrativo Línea	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Margen Operacional - Negocio		208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	208.593	2.085.927
	Total Gastos Operación		(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(20.736)	(207.360)
(-)	Soporte Adm. Corpor. Servicio	0,00	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(436.320)
(-)	Soporte Administrativo Corporativa	0,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Total Soporte Corporativo		(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(43.632)	(436.320)
	MARGEN OPERACIONAL - ADM Y COM		164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	164.961	1.649.607
	Movimiento Financiero Neto		(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(204.430)
	Ingresos financieros		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Intereses pagados		(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(20.443)	(204.430)
	Otras, neto		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Otras ingresos		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Otras gastos		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	UTILIDAD ANTES DE IMPUESTO		144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	144.518	1.445.177
(-)	Imppto y Participo. Trabajadores		(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(52.388)	(523.877)
	BENEFICIO NETO		92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	92.130	921.300
														24,6%
	Costo y gastos variables		196.739	196.739	196.739	196.739	196.739	196.739	196.739	196.739	196.739	196.739	196.739	1.967.393
(-)	Costo y gastos desembolsables		249.127	249.127	249.127	249.127	249.127	249.127	249.127	249.127	249.127	249.127	249.127	2.491.270
	Años		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	Ingreso			375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	375.000	3.750.000
	Egresos			(249.127)	(249.127)	(249.127)	(249.127)	(249.127)	(249.127)	(249.127)	(249.127)	(249.127)	(249.127)	(2.491.270)
	Capital de trabajo			0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Inversión		(133.000)											
	TOTAL		(133.000)	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	1.258.730
	FLUJO		(133.000)	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	125.873	
	Tasa de Descuento	15%												
	VAN	498.728												
	TIR	0,9												

8. FLUJO DE CAJA

PERÍODO	EGRESOS [miles USD]	INGRESOS [miles USD]	NETO [miles USD]	YA	YA ACUM
0	133	0	(133)	(133)	(133)
1	249	375	126	109	(24)
2	249	375	126	95	72
3	249	375	126	83	154
4	249	375	126	72	226
5	249	375	126	63	289
6	249	375	126	54	343
7	249	375	126	47	391
8	249	375	126	41	432
9	249	375	126	36	468
10	249	375	126	31	499

RECUPERACION INVERSI

- 1,0 [Años]
- 2 [Meses]

8. RESULTADOSVAN [USD]TIR