



DISEÑO DE UN TALADRO QUIRÚRGICO

AUTOR:

JUAN CAMILO GUTIÉRREZ CORZO

DIRECTOR:

ING. CARLOS ADOLFO FORERO GONZÁLEZ

ASESOR:

JOSÉ MAURICIO SUAREZ RODRÍGUEZ

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA

FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA

LINEA DE INVESTIGACIÓN: BIOEQUIPOS

BUCARAMANGA

AÑO 2011

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	7
OBJETIVOS.....	9
1 ESTADO DEL ARTE	10
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	10
1.2 TALADROS QUIRÚRGICOS Y TECNOLOGÍAS LIGADAS.....	11
1.3 REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA.....	14
2 MARCO TEORICO	15
2.1 TRANSMISION DE MOVIMIENTO (ENGRANAJES).....	15
2.1.1 GENERALIDADES.....	15
2.1.1.1 Clasificación según posición de los arboles.....	16
2.1.1.2 Ley fundamental de engrane.....	16
2.1.2 ENGRANAJES CILÍNDRICOS RECTOS.....	17
2.1.2.1 Nomenclatura basica.....	17
2.1.2.2 Formulas constructivas.....	19
2.1.3 ENGRANAJES CILÍNDRICOS HELICOIDALES.....	21
2.1.4 TRENES DE ENGRANAJES	22
2.1.4.1 Trenes ordinarios.....	23
2.1.4.2 Trenes epicicloidales.....	24
2.2 PROCESO DE FABRICACIÓN ENGRANAJES.....	25
2.2.1 TRATAMIENTOS.....	25
2.2.1.1 Carburizado.....	26
2.2.1.2 Niturado.....	26
2.2.1.3 Endurecimiento por inducción.....	26
2.2.1.4 Endurecimiento por flama.....	27
2.2.2 MATERIALES.....	27
3 METODOLOGIA DE DISEÑO MECATRÓNICO.....	29

4	METODOS Y CALCULOS.....	31
4.1	CALCULOS.....	31
4.1.1	CALCULO TRANSMISION DE MOVIMIENTO.	31
4.1.1.1	Primera configuración.....	31
4.1.1.2	Segunda configuración.....	33
4.1.1.3	Tercera configuración.....	35
4.1.2	CALCULO POTENCIA DEL MOTOR.....	37
4.1.3	CALCULO CARACTERISTICAS DE LOS ENGRANAJES.	37
4.2	METODOS.....	41
4.2.1	ANALISIS DE FUERZAS.	41
4.2.1.1	Analisis de fuerzas para engranes rectos.....	41
4.2.1.2	Analisis de fuerzas para engranes helicoidales.....	42
4.2.2	ANALISIS DE ESFUERZO METODO DE LEWIS.....	43
4.2.3	ANALISIS DE EFECTOS DINAMICOS.....	47
4.2.4	ANALISIS DE RESISTENCIA A LA FATIGA	48
5	DISEÑO Y SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS.....	51
5.1	DISEÑOS PRELIMINARES	51
5.2	DISEÑO FINAL	52
5.2.1	PIEZAS, ENSAMBLES Y CALCULOS	52
5.2.2	PLANOS	58
5.3	ANALISIS DE MOVIMIENTO (SOLIDWORKS).	59
5.3.1	PRIMERA CONFIGURACIÓN	59
5.3.2	SEGUNDA CONFIGURACIÓN.....	61
5.3.3	TERCERA CONFIGURACIÓN	63
6	PRESUPUESTO	65
	CONCLUSIONES	66
	BIBLIOGRAFIA	68

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1. Taladro eléctrico quirúrgico multifuncional
- Figura 2. Simulador MedicVision
- Figura 3. Taladro Legend EHS Stylus Touch
- Figura 4. Representación gráfica de la nomenclatura de un engranaje
- Figura 5. Engranajes helicoidales
- Figura 6. Tren de engranajes
- Figura 7. Tren de engranajes ordinarios
- Figura 8. Planetario
- Figura 9. Tratamiento que se les practica a los engranajes
- Figura 10. Diseño metodológico del Taladro quirúrgico eléctrico
- Figura 11. Esquema del sistema de engranajes para la primera configuración
- Figura 12. Esquema del sistema de engranajes para la segunda configuración
- Figura 13. Esquema del sistema de engranajes para la tercera configuración
- Figura 14. Esquema para cálculos de las características de engranajes (primera configuración)
- Figura 15. Esquema para cálculos de las características de engranajes (segunda configuración)
- Figura 16. Esquema para cálculos de las características de engranajes (tercera configuración)
- Figura 17. Diagrama de cuerpo libre para ilustrar fuerzas
- Figura 18. Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane helicoidal
- Figura 19. Voladizo del diente de un engranaje
- Figura 20. Ensamblajes preliminares prototipo
- Figura 21. Carcasa
- Figura 22. Transmisión de Movimiento
- Figura 23. Motor

Figura 24. Otros componentes

Figura 25. Ensamble final

Figura 26. Taladro quirúrgico vista isométrica

Figura 27. Taladro quirúrgico vista derecha

Figura 28. Taladro quirúrgico vista posterior

Figura 29. Taladro quirúrgico vista superior

Figura 30. Taladro quirúrgico vista inferior

Figura 31. Calculo 1 de las horas de vida del rodamiento

Figura 32. Calculo 2 de las horas de vida del rodamiento

Figura 33. Calculo 3 de las horas de vida del rodamiento

Figura 34. Calculo del peso total del taladro quirúrgico

Figura 35. Motor aplicado al piñón de 9 dientes

Figura 36. Fuerza de torsión en la corona del sistema

Figura 37. Grafica de velocidad arrojada por el simulador configuración 1

Figura 38. Grafica de torque arrojada por el simulador configuración 1

Figura 39. Motor aplicado a la corona interna del sistema

Figura 40. Fuerza de torsión en el engranaje de salida

Figura 41. Grafica de velocidad arrojada por el simulador configuración 2

Figura 42. Grafica de torque arrojada por el simulador configuración 2

Figura 43. Motor aplicado a la corona interna del sistema configuración 3

Figura 44. Fuerza de torsión en el engranaje de salida configuración 3

Figura 45. Grafica de velocidad arrojada por el simulador configuración 3

Figura 46. Grafica de torque arrojada por el simulador configuración 3

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Módulos normalizados

Tabla 2. Resultado de pruebas de algunos materiales

Tabla 3. Análisis de fuerzas de los engranajes

Tabla 4. Valor factor de Lewis según el número de dientes

Tabla 5. Análisis de esfuerzo método de Lewis

Tabla 6. Resistencia de los materiales

Tabla 7. Análisis de efectos dinámicos

Tabla 8. Análisis de efectos dinámicos

Tabla 9. Presupuesto

ANEXOS

Anexo 1. Plano mecanico N°1

Anexo 2. Plano mecanico N°2

Anexo 3. Plano mecanico N°3

Anexo 4. Plano electrico

INTRODUCCION

La presente investigación hace referencia a la línea de bioequipos, un bioequipo se puede definir como un instrumento quirúrgico especialmente diseñado para realizar acciones específicas de llevar a cabo efectos deseados durante una cirugía u operación. Con el paso del tiempo, muchas clases diferentes de instrumentos quirúrgicos y herramientas han sido inventadas. Algunos bioequipos son diseñados para procedimientos o cirugías específicas.

Realmente la actividad de estos es proveer asistencia a un cirujano con la apropiada manipulación de herramientas quirúrgicas durante la operación, por un profesional especializado, usualmente un médico, un tecnólogo quirúrgico o a veces un(a) enfermero(a).

Este proyecto se centra en un taladro quirúrgico eléctrico para perforaciones de hueso, el cual se define como un instrumento rotatorio diseñado para generar una **concauidad en material óseo**. Su función es producir agujeros cilíndricos en cualquier hueso del cuerpo humano, utilizando como herramienta una broca. Esta máquina se destaca principalmente por su practicidad y sencillez. Posee dos movimientos: el de avance de penetración de la broca, que se realiza en forma manual sensitiva y el movimiento de rotación de la broca, este movimiento es el que le imprime el motor de la máquina mediante una transmisión. El taladro quirúrgico posee forma de pistola, con una especie de gatillo que es el modo de accionar el motor, cuenta con una carcasa hermética, confeccionada en plástico especial o acero inoxidable, que se encarga de recubrir el motor y todos los componentes internos y en su extremo permite acoplar los complementos (brocas).

En el campo de las intervenciones quirúrgicas son conocidos multitud de instrumentos empleados para diversas funciones: sección, amarre, inspección, retención, sutura, mordaza, separación, perforación etc. La instrumentación quirúrgica se define como el arte y la capacidad de participar en el acto quirúrgico, en el manejo del instrumental y accesorios, e impartir técnicas de esterilidad. Dicha definición nos muestra, entonces, la instrumentación como un componente vital del equipo quirúrgico. Es por este motivo que el objetivo del presente proyecto es diseñar una herramienta quirúrgica eléctrica para realizar orificios de diversas formas en huesos, adaptados para alojar diversos sistemas de fijación (tornillos individuales, tornillos para fijar placas) y/o implantes dentales. La delicada intervención de los cirujanos exige una precisión máxima cuando manipulan sus herramientas, por lo que estas deben ser ergonómicas, cómodas y confiables. Quirúrgicos especializados S.A dedicado al comercio al por mayor de equipos y quirúrgicos y de aparatos ortésicos y protésicos desea construir un taladro quirúrgico eléctrico por lo que ha solicitado a los ingenieros Mecatrónicos de la UNAB diseñar y simular el taladro en SOLIDWORKS, el cual va a tener una aplicación efectiva que beneficie a los propios cirujanos, que podrán operar a sus pacientes sin miedo a generarles un daño.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL:

- ✓ Diseñar y simular en SOLIDWORKS un taladro quirúrgico eléctrico.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- ✓ Buscar y seleccionar los actuadores, motores, controles electrónicos, sistemas motrices y materiales del taladro quirúrgico.
- ✓ Elaborar los planos detallados del prototipo teniendo en cuenta los despieces y el ensamble del mismo.
- ✓ Realizar un presupuesto de la construcción del prototipo.

CAPITULO 1

ESTADO DEL ARTE

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACION

La cirugía ha experimentado una evolución extraordinaria durante los últimos 150 años (la antisepsia, la anestesia, los antibióticos, la nutrición parenteral, la circulación extracorpórea, el desarrollo de prótesis, los trasplante de órganos, perforaciones de hueso etc.), pero, a pesar de todos estos avances, las herramientas quirúrgicas y las técnicas permanecieron básicamente invariables en lo que respecta al gesto de «cortar y coser» con instrumentos manuales.

La ciencia de la salud, y la medicina en particular, son unos de los campos del saber más evolucionados y deben ser los más beneficiados de los avances tecnológicos y las nuevas tecnologías. Desafortunadamente la unión entre la tecnología y la medicina resulta un poco costosa ocasionando que las empresas no produzcan dispositivos que beneficien a los usuarios del sistema de salud por lo que muchas veces las operaciones no son satisfactorias. Tomando estas consideraciones como la base de este proyecto se desea construir un taladro quirúrgico eléctrico a un costo menor que el comercial de los que ya existen, con la finalidad de que una empresa Colombiana pueda producir su propio taladro quirúrgico eléctrico y así brindar un producto a las instituciones de salud, atractivo y benéfico tanto para ellos como para los usuarios que día a día incrementan. La primera etapa de este proyecto se centra en el diseño, la simulación y el estudio económico el cual determinara el valor con el que se podrá producir y si realmente es benéfico para la empresa fabricarlo y comercializarlo.

1.2 TALADROS QUIRURGICOS Y TECNOLOGIAS LIGADAS

Taladro y sierra quirúrgicos (TIPO DE MÚLTIPLES FUNCIONES)

Características principales: El handpiece del sistema de múltiples funciones es de diseño versátil, con una gama comprensiva de accesorios transformistas, puede conducir 7 accesorios buenos: Oscilando vio, taladro del hueso, alambre y taladro de perno (taladro) de Cannulated, acetábulo, el taladro craneal, oficina craneal, esternón vio. La habilidad tecnológica ingeniosa de alta calidad, diseño ergonómico perfecto y extensamente compatibilidad, puede resolver las diversas clases de opciones de la cirugía La "unidad principal" se puede esterilizar a alta temperatura y alta presión. El motor sin la importación del cepillo de carbón, satisface toda la petición de las clases de la operación de la cirugía. La técnica perfecta, ofrece la operación exacta, cómoda, y no presenta vibraciones durante la operación.

Figura 1. Taladro eléctrico quirúrgico multifuncional

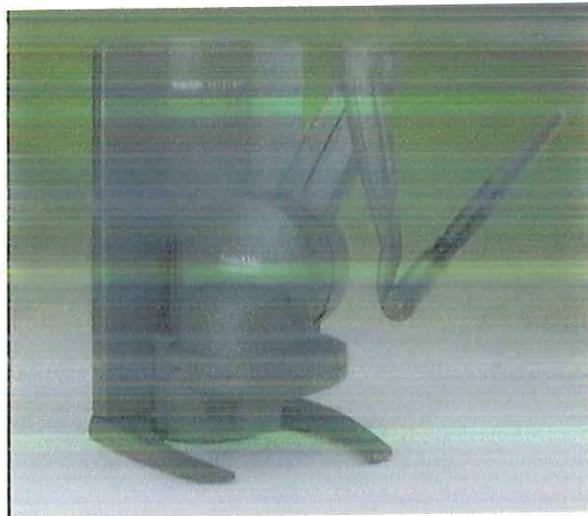


Soluciones médicas 2006. <http://www.solucionesmedicas.com/taladrosBojin.html>

Simulador de taladro quirúrgico de MedicVision

El simulador de taladro quirúrgico de MedicVision es un aparato que puede hacer sentir el procedimiento de taladrar huesos como si fuera real. El MediseusSurgicalDrilling Simulator de MedicVision usa el PHANTOM de SensAble para ofrecer esa sensación de movimiento en la vida real. El aparato no sólo permite sentir el taladro y la fricción contra el hueso, sino que además ofrece los sonidos que producen los diferentes materiales. Además tiene una opción para que el instructor enseñe a distancia su procedimiento a los alumnos.

Figura 2. Simulador MedicVision



Visión medica 2009. <http://www.medicvision.com>

Taladro de Medtronic Midas RexLegend EHS StylusTouch

Este es el primer taladro eléctrico con un sistema integrado de control manual, basado en el conocido motor Legend EHS Stylus®. El taladro Legend EHS StylusTouch es de alto par y de tamaño compacto y ofrece un balance y una maniobrabilidad excelentes para los procedimientos realizados en espacio

anatómicos apretados. Los cirujanos operan el taladro utilizando el control manual solamente, el pedal o ambos.

Figura 3. Taladro Legend EHS Stylus Touch



Medtronic 2011. <http://www.medtronic.com/>

Características adicionales:

Posicionamiento ergonómico y ajuste real de la velocidad variable.

Diseño fácil de usar y de instalación rápida.

Velocidades ajustables desde 200 a 75.000 RPM

El taladro Legend EHS estilo Touch está accionado por el sistema potencia de consola integrado (IPC®) (IPC por sus siglas en inglés) de Medtronic, una consola para múltiples especialidades quirúrgicas que ofrece una funcionalidad intraoperatoria mejorada. Con el sistema de interfaz intuitiva táctil de este sistema los cirujanos pueden utilizar la configuración personalizada almacenada, ajustar rápidamente la irrigación mediante un control remoto sencillo y utilizar al mismo tiempo múltiples piezas manuales de Medtronic.

1.3 REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA

- Cabezal motorizado para taladrar
- Taladro para uso medico
- Alimentación a 110 V o 220 V
- Sistema para taladrar hueso y metales
- Manual
- No mayor a 2 Kg
- Brocas entre 2 mm y 8 mm
- Tres velocidades y torques:
 - 800 – 1000 RPM □=5.5 N.m (Mínimo)
 - 500 RPM □=7.5 N.m (Mínimo)
 - 160 – 200 RPM □=10 N.m (Mínimo)

CAPITULO 2

MARCO TEORICO

2. TRANSMISION DE MOVIMIENTO (ENGRANAJES)

2.1 GENERALIDADES

Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y la menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo. De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren.

La principal ventaja que tienen las transmisiones por engranaje respecto de la transmisión por poleas es que no patinan como las poleas, con lo que se obtiene exactitud en la relación de transmisión.

2.1.1.1 Clasificación según la posición de los árboles

Árboles paralelos:

Engranajes cilíndricos exteriores
Engranajes cilíndricos interiores
Cremallera-piñón

Árboles que se interceptan:

Engranajes cónicos dentado recto y oblicuo
Engranajes cónicos dentado curvo
Engranajes cónicos dentado espiral

Árboles que se cruzan:

Engranajes helicoidales
Rueda-tornillo sin fin
Engranajes hipoidales

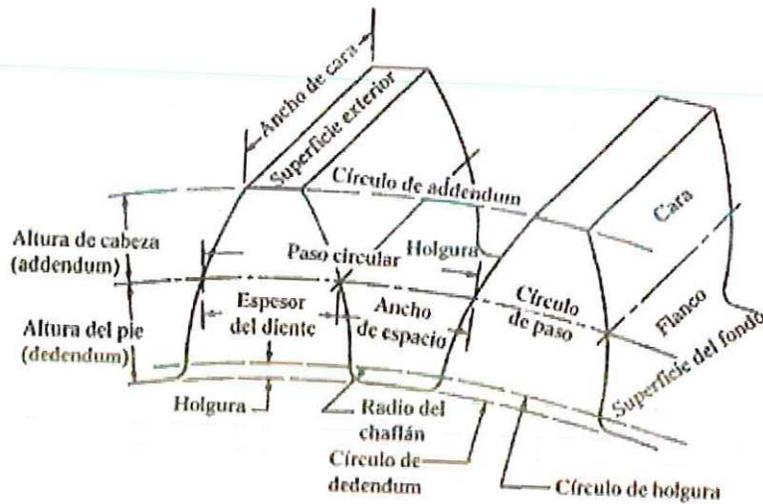
2.1.1.2 Ley fundamental de engranaje

La normal común a perfil del diente en el punto de contacto debe pasar siempre por un punto fijo, llamado de tangencia, con el fin de mantener constante la razón de las velocidades angulares de los engranes. La curva envolvente satisface la ley del engranaje y es la que se usa más a menudo en el perfil de los dientes de engranajes. Frecuentemente se utiliza en el perfil de los dientes de un engranaje, una combinación de las curvas envolventes y cicloide, para evitar interferencia. En esta forma compuesta, aproximadamente el tercio central del perfil tiene forma envolvente, mientras que el resto es cicloidal.

- **Paso circular:** es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.
- **Espesor del diente:** es el grosor del diente en la zona de contacto, o sea, del diámetro primitivo.
- **Número de dientes:** es el número de dientes que tiene el engranaje. Se simboliza como (Z) . Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de 25° .
- **Diámetro exterior:** es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- **Diámetro interior:** es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.
- **Pie del diente:** también se conoce con el nombre de dedendum. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.
- **Cabeza del diente:** también se conoce con el nombre de adendum. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.
- **Flanco:** es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.
- **Altura del diente:** es la suma de la altura de la cabeza (adendum) más la altura del pie (dedendum).
- **Ángulo de presión:** el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, φ (20° ó 25° son los ángulos normalizados).
- **Largo del diente:** es la longitud que tiene el diente del engranaje
- **Distancia entre centro de dos engranajes:** es la distancia que hay entre los centros de las circunferencias de los engranajes.

- **Relación de transmisión:** es la relación de giro que existe entre el piñón conductor y la rueda conducida. La R_t puede ser reductora de velocidad o multiplicadora de velocidad.

Figura 4. Representación gráfica de la nomenclatura de un engranaje



ROBERT L. NORTON. Diseño de máquinas. Primera edición.

2.1.2.2 Fórmulas constructivas

Diámetro primitivo:

$$D_p = Z * M$$

Modulo:

$$M = \frac{D_p}{Z}$$

Paso circular:

$$P_c = \pi * M$$

Numero de dientes:

$$Z = \frac{D_p}{M}$$

Diámetro exterior:

$$D_e = D_p + 2 * M$$

Grosor del diente:

$$S = \frac{P_c * 19}{40}$$

Paso de la hélice

$$H = \pi * D_p * \cot(\beta)$$

Paso circular aparente

$$P_c = \pi * \frac{D_p}{Z} = M_c * \pi$$

Modulo circular aparente

$$M_c = \frac{D_p}{Z} = \frac{M_n}{\cos(\beta)} = \frac{P_c}{\pi}$$

Numero de dientes

$$Z = \frac{D_p}{M_c} = D_p * \frac{\cos(\beta)}{M_n}$$

Ángulos de β según las velocidades a las que se trabajen los engranes:

Velocidad lenta $\beta = (5^\circ - 10^\circ)$

Velocidad normal $\beta = (15^\circ - 25^\circ)$

Velocidad elevada $\beta = 30^\circ$

Al igual que los engranajes rectos, los helicoidales pueden presentar interferencia, el número mínimo de dientes para un engranaje que opera sin riesgo de interferencia se calcula con la siguiente expresión.

$$Z_{min} = \frac{3.7 * k * \cos(\psi)}{6 * \sin^2(\beta)} * (1 + \sqrt{1 + 3 * \sin^2(\beta)})$$

Con $k = 1$ para dientes completos

Con $k = 0.8$ para dientes cortos

$\psi =$ ángulo de la hélice

$\beta =$ ángulo de presión

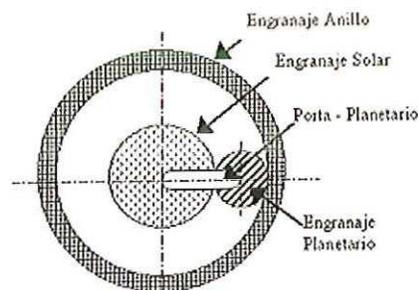
2.1.4 TRENES DE ENGRANAJES

Un tren de engranajes es un mecanismo formado por varios pares de engranajes acoplados de tal forma que el elemento conducido de uno de ellos es el conductor del siguiente. Suele denominarse como la cadena cinemática formada por varias

2.1.4.2 Trenes de engranajes epicíclicos o planetarios

Los trenes epicicloidales o planetarios son aquellos trenes de engranajes en los cuales alguna rueda gira en torno a un eje que no es fijo, sino que gira en el espacio. Al brazo que gira se le llama porta satélites. A la rueda que gira alrededor de dicho eje se la denomina satélite. El sistema, de esta manera, tiene dos grados de libertad que se restringen a uno haciendo girar al satélite alrededor de una rueda fija o central. Estos trenes epicicloidales tienen varias ventajas sobre los trenes convencionales, entre ellas están relaciones más elevadas de tren obtenibles en paquetes más pequeños, la reversión de manera predeterminada y salidas simultaneas concéntricas y bidireccionales, disponibles a partir de una entrada única unidireccional. Estas características hacen que los trenes planetarios sean populares como transmisiones automáticas en automóviles y camiones. Aunque es relativamente fácil visualizar el flujo de potencia a través de un tren de engranes convencional, y observar la dirección de movimiento de sus engranes miembro, resulta muy difícil determinar el comportamiento de un tren planetario mediante la simple observación. Debemos efectuar los cálculos necesarios para determinar su comportamiento, y a menudo sorprendernos de resultados contra toda intuición.

Figura 8. Planetario



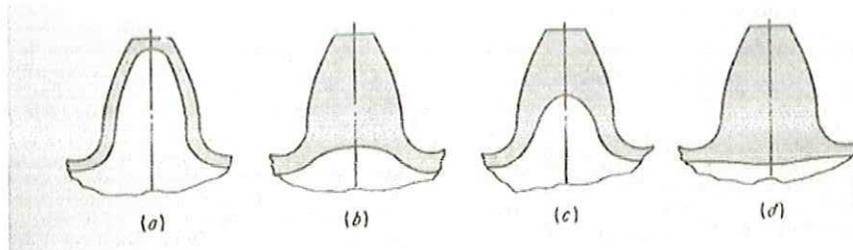
ROBERT L. NORTON. Diseño de máquinas. Primera edición.

2.2 PROCESO DE FABRICACIÓN DE ENGRANAJES

El proceso de fabricación está basado en la generación del diente del engranaje a partir del diámetro exterior del mismo. El formado de los dientes del engranaje se realiza por varios procedimientos, entre los cuales se encuentran: colado en arena, moldeo en cáscara, fundición por revestimiento, colada en molde permanente, colada en matriz, fundición centrífuga. También puede fabricarse por Pulvimetalurgia (metalurgia de polvos) o bien formarse primero por extrusión y luego rebanar con cortadores formadores y generadores. Uno de los métodos más usados es el "formado en frío" en el que unas matrices o dados ruedan sobre cuerpos de engranajes para formar los dientes, en este caso las propiedades del metal mejoran grandemente, además generan un perfil de buena calidad. Los dientes de los engranajes se maquinan por fresado, cepillado o formado con sinfín y pueden ser acabados por cepillado, bruñido, esmerilado o pulido con rueda.

2.2.1 TRATAMIENTOS

Figura 9. Tratamiento que se les practica a los engranajes



M. F. SPOTTS, T. E. SHOUP. Elementos de máquina. Séptima edición.

Los tratamientos que se les practican a los engranajes se dan principalmente en los dientes, los más comunes son:

2.2.1.1 Carburizado(a):

Es uno de los métodos más ampliamente usados para el endurecimiento superficial de los dientes, el engrane cortado se coloca en un medio carburizante y se calienta, la capa superficial de los dientes del engranaje absorbe el carbono (difusión) y después de una o más horas de mantenerlo a temperatura elevada, el carbono ha penetrado para dar la profundidad de endurecido requerida.

2.2.1.2 Nitruado(a):

Es un procedimiento de endurecimiento superficial que se aplica a los engranajes de acero aleado el engranaje a nitrurar recibe un tratamiento de bonificado para darle un endurecimiento promedio. Las zona que no van a ser nitruradas deben ser cubiertas con placas de cobre u otro material adecuado, después se coloca en el horno de nitruración calentándolo a 1000° F (538°C). El nitrurado se efectúa mediante gas de amoniaco que se descompone en nitrógeno atómico e hidrogeno sobre la superficie del acero.

El nitrógeno atómico penetra lentamente en la superficie del hacer y se combina con otros elementos, para formar nitruros de extraordinaria dureza. Un acero con aleación exclusivamente de carbono no puede ser nitrurado con éxito.

2.2.1.3 Endurecimiento por inducción (b,c):

El engrane es endurecido superficialmente por medio de corrientes alternas de alta frecuencia. El proceso consiste en enrollar una bobina de inducción alrededor de la pieza, generalmente la pieza es girada dentro de la bobina, en pocos segundos los dientes son llevados por encima de la temperatura crítica (de un color rojo intenso), después de este proceso el engranaje es retirado de la bobina y se le da un temple controlado por medio de un baño de rocío aplicado por un rociador anula o se le sumerge en un baño agitado. Antes del endurecimiento por inducción el disco del engranaje se trata térmicamente.

2.2.1.4 Endurecido con flama (d):

Proporciona un endurecimiento poco profunda, es por medio de una flama oxciacetilénica empleando quemadores especiales. Para obtener un calentamiento uniforme generalmente se hace girar el engranaje en la flama. El engranaje es semiendurecido y los dientes se rebajan y se les da el acabado final antes de endurecerlos.

2.2.2 MATERIALES

Fundición gris desde la ASTM 20 » 50 son los más baratos, son relativamente buenos para desgaste pero son débiles para resistencia del diente a flexión.

Aceros forjados no tratados térmicamente de γ_0 [0.30 a 0.50] son baratos, pero su capacidad a desgaste es baja.

Los aceros moldeados o fundidos y los forjados deben ser tratados térmicamente para mejorar sus propiedades mecánicas. Se prefiere temple en aceite en lugar de agua para evitar deformaciones exageradas.

Los aceros aleados se emplean con frecuencia, cuando se quiere evitar la menor deformación al ser tratados térmicamente. La máxima dureza para mecanizados es de 250 BHN. Mayores durezas se dificultan el mecanizado.

El γ_0 de carbono de estos aceros aleados están del orden [0.35 a 0.6 γ_0] aceros recomendados 1335 5140 4037 4140 8640 8740 3135 ordenados de forma ascendente al costo. Todo acero templado debe ser revenido.

Aceros para tratamientos de cianuración o para ser tratado superficialmente (por inducción o por llama) se emplean aceros de porcentajes medios de carbono.

Los aceros para cementación recomendable según el orden de costo creciente son 5120 4118 8620 8720 4720 4620 4320 4820.

Los engranajes de tamaño pequeño se hace normalmente por temple en toda la masa en engranajes de mayor tamaño por lo general son tratados superficialmente bien sea por cementación, carbonitruración, cianuración, por inducción o por llama.

Tabla 2. Resultado de pruebas de algunos materiales

NUMERO	MATERIAL	CONDICION	RESISTENCIA		EXP. RESISTENCIA A DEFORMACION [m]	DEFORMACION A LA FRACTURA [ef]
			DE FLUENCIA Sy [Mpa]	ULTIMA Su [Mpa]		
1018	Acero	Recocido	220	341	0,25	1,05
1144	Acero	Recocido	358	646	0,14	0,49
1212	Acero	HR	193	424	0,24	0,85
1045	Acero	Q&T 600 °F	1520	1580	0,041	0,81
4130	Acero	Recocido	361	560	0,048	0,43
303	Acero inoxidable	Recocido	241	601	0,51	1,16
304	Acero inoxidable	Recocido	276	568	0,45	1,67
2011	Aleación de aluminio	T6	169	324	0,28	0,1
2024	Aleación de aluminio	T4	296	446	0,15	0,18
7075	Aleación de aluminio	T6	542	593	0,13	0,18

JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición

CAPITULO 3

METODOLOGIA DE DISEÑO

Para el desarrollo del proyecto se aplicó una metodología de investigación por etapas:

LA PRIMERA ETAPA: investigación, cálculos y primeros resultados.

En esta etapa de inicio del proceso del proyecto, se recopiló información acerca de las empresas productoras y comercializadoras de bioequipos, especialmente las dedicadas a la fabricación de taladros quirúrgicos. Una investigación de con que especificaciones se encuentran los taladros en el mercado y cuál es su precio comercial. Investigación de como transmitir el movimiento desde el motor hasta el destino final, materiales, medicina, etc. Con base en toda la información obtenida se procede a hallar los primeros valores de todas las variables necesarias para iniciar la etapa de diseño.

LA SEGUNDA ETAPA: Bosquejos del prototipo, diseños preliminares y diseño mecánico y eléctrico.

Bosquejos de taladro quirúrgico, después de algunos datos como las dimensiones de los engranajes y las balineras del taladro, motor entre otras. Se lleva a cabo un primer diseño, que luego se evalúa. Una vez hecho esto se tiene el diseño mecánico y eléctrico del taladro quirúrgico.

LA TERCERA ETAPA: Simulación del mecanismo de transmisión de movimiento, pruebas y plan de fabricación.

Con ayuda del software SOLIDWORKS 2011 se simula el diseño de la transmisión de movimiento y se elabora un estudio estático y dinámico y se comparan los

CAPITULO 4

METODOS Y CALCULOS

4.1 CALCULOS

4.1.1 TRANSMISION DE MOVIMIENTO PLANETARIOS

$$e = \frac{n_L - n_A}{n_F - n_A}$$

$$e = \frac{N_F}{N_L}$$

$$\frac{N_F}{N_L} = \frac{d_F}{d_L}$$

$$\frac{d_F}{d_L} = \frac{n_L - n_A}{n_F - n_A}$$

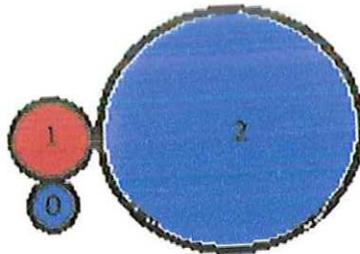
$$d_F * n_F = d_L * n_L$$

n_F = velocidad de entrada
 n_L = velocidad de salida
 n_A = velocidad del brazo

4.1.1.1 Primera configuración.

Calculo para obtener requerimientos de la velocidad de 160 - 200 RPM y $\tau = 10$ N.m a la salida del sistema.

Figura 11. Esquema del sistema de engranajes para la primera configuración



Ecuación general de transmisión

$$D_1 * \omega_1 = D_2 * \omega_2$$

$$\frac{\omega_1}{\tau_2} = \frac{\omega_2}{\tau_1}$$

$$D_1 = 17.5 \text{ mm}$$

$$\omega_1 = 1000 \text{ RPM}$$

$$D_2 = ?$$

$$\omega_2 = 220 \text{ RPM}$$

$$\tau_2 = 20 \text{ N.m}$$

$$D_2 = \frac{D_1 * \omega_1}{\omega_2}$$

$$D_2 = \frac{17.5 \text{ mm} * 1000 \text{ RPM}}{220 \text{ RPM}}$$

$$D_2 = 80 \text{ mm}$$

$$\frac{\omega_1}{\tau_2} = \frac{\omega_2}{\tau_1}$$

$$\tau_1 = \frac{220 \text{ RPM} * 20 \text{ N.m}}{1000 \text{ RPM}}$$

$$\tau_1 = \frac{\omega_2 * \tau_2}{\omega_1}$$

$$\tau_1 = 4.4 \text{ N.m}$$

Con el fin de disminuir el torque inicial del sistema se acopla otro engranaje. Al disminuir este parámetro se necesita menos potencia del motor.

$$D_1 = 17.5 \text{ mm}$$

$$\omega_1 = 1000 \text{ RPM}$$

$$D_0 = ?$$

$$\omega_0 = 2000 \text{ RPM}$$

$$\tau_1 = 4.4 \text{ N.m}$$

$$D_0 = \frac{D_1 * \omega_1}{\omega_0}$$

$$D_0 = \frac{17.5 \text{ mm} * 1000 \text{ RPM}}{2000 \text{ RPM}}$$

$$D_0 = 9 \text{ mm}$$

$$\frac{\omega_0}{\tau_1} = \frac{\omega_1}{\tau_0}$$

$$\tau_0 = \frac{\omega_1 * \tau_1}{\omega_0}$$

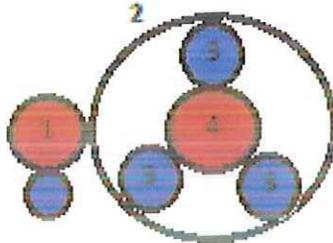
$$\tau_0 = \frac{1000 \text{ RPM} * 4.4 \text{ N.m}}{2000 \text{ RPM}}$$

$$\tau_0 = 2.2 \text{ N.m}$$

4.1.1.2 Segunda configuración.

Calculo para obtener requerimientos de la velocidad de 500 RPM y $\tau = 7.5 \text{ N.m}$ a la salida del sistema.

Figura 12. Esquema del sistema de engranajes para la segunda configuración



Ecuación general de transmisión

$$D_1 * \omega_1 = D_2 * \omega_2$$

$$\frac{\omega_1}{\tau_2} = \frac{\omega_2}{\tau_1}$$

$$D_1 = 17.5 \text{ mm}$$

$$\omega_1 = 1000 \text{ RPM}$$

$$D_2 = ?$$

$$\omega_2 = 220 \text{ RPM}$$

$$\tau_2 = 20 \text{ N.m}$$

$$D_2 = \frac{D_1 * \omega_1}{\omega_2}$$

$$D_2 = 80 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{17.5 \text{ mm} * 1000 \text{ RPM}}{220 \text{ RPM}}$$

$$\frac{\omega_1}{\tau_2} = \frac{\omega_2}{\tau_1}$$
$$\tau_1 = \frac{220 \text{ RPM} * 20 \text{ N.m}}{1000 \text{ RPM}}$$

$$D_2 = 70 \text{ mm}$$

$$\omega_2 = 220 \text{ RPM}$$

$$D_3 = 21 \text{ mm}$$

$$\omega_3 = ?$$

$$\tau_2 = 20 \text{ N.m}$$

$$\omega_3 = \frac{D_2 * \omega_2}{D_3}$$

$$\omega_3 = \frac{70 \text{ mm} * 220 \text{ RPM}}{21 \text{ mm}}$$

$$\frac{\omega_2}{\tau_3} = \frac{\omega_3}{\tau_2}$$

$$\tau_3 = \frac{220 \text{ RPM} * 20 \text{ N.m}}{733 \text{ RPM}}$$

$$D_3 = 21 \text{ mm}$$

$$\omega_3 = 733 \text{ RPM}$$

$$D_4 = 28 \text{ mm}$$

$$\omega_4 = ?$$

$$\tau_3 = 6 \text{ N.m}$$

$$\omega_4 = \frac{D_3 * \omega_3}{D_4}$$

$$\omega_4 = \frac{21 \text{ mm} * 733 \text{ RPM}}{28 \text{ mm}}$$

$$\tau_1 = \frac{\omega_2 * \tau_2}{\omega_1}$$

$$\tau_1 = 4.4 \text{ N.m}$$

$$\omega_3 = 733 \text{ RPM}$$

$$\tau_3 = \frac{\omega_2 * \tau_2}{\omega_3}$$

$$\tau_3 = 6 \text{ N.m}$$

$$\omega_4 = 550 \text{ RPM}$$

$$\frac{\omega_4}{\tau_3} = \frac{\omega_3}{\tau_4}$$

$$\tau_4 = \frac{\omega_3 * \tau_3}{\omega_4}$$

$$\tau_4 = \frac{603 \text{ RPM} * 7.3 \text{ N.m}}{810 \text{ RPM}}$$

$$\tau_4 = 5.5 \text{ N.m}$$

4.1.2 POTENCIA DEL MOTOR

El rendimiento o eficiencia de la potencia mecánica de un motor depende de su velocidad de rotación y del momento de torsión o par que desarrolla. La potencia está dada por

$$P = \frac{nT}{9.55}$$

$$1 \text{ Hp} = 745.69 \text{ w}$$

P= potencia mecánica [w]

T= momento de torsión o par [N.m]

n = velocidad de rotación [RPM]

9.55 = constante para el ajuste de las unidades

Velocidad de 2000 RPM \square = 2.2 N.m

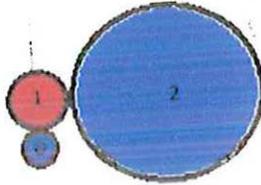
$$P = \frac{2000 \text{ RPM} * 2.2 \text{ N.m}}{9.55}$$

$$P = 403.1 \text{ w} \approx 0.54$$

4.1.3 CARACTERÍSTICAS DE LOS ENGRANAJES

Conocemos el diámetro primitivo de los engranajes y tomamos un módulo de 1 por el bajo tamaño de los engranajes y por el espacio reducido dentro del taladro.

Figura 14. Esquema para cálculos de las características de engranajes (primera configuración)



$$D_{p0} = 9 \text{ mm}$$

$$D_{p1} = 17.5 \text{ mm}$$

$$D_{p2} = 80 \text{ mm}$$

$$M_n = 1$$

$$\beta = 20$$

Engranajes cilíndricos helicoidales

$$Z = \frac{D_p}{M_c} = D_p * \frac{\cos(\beta)}{M_n}$$

$$Z_1 = 17.5 * \frac{\cos(20)}{1} = 16.5 \approx 17$$

$$Z_0 = 9 * \frac{\cos(20)}{1} = 8.5 \approx 9$$

$$Z_2 = 80 * \frac{\cos(20)}{1} = 76$$

$$P_n = \pi * M_n = P_c * \cos(\beta)$$

$$P_n = \pi * 1 = 3.14151$$

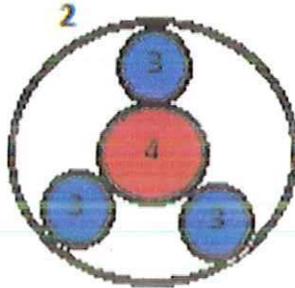
$$M_c = \frac{M_n}{\cos(\beta)}$$

$$M_c = \frac{1}{\cos(20^\circ)} = 1.064$$

$$P_c = \pi * \frac{D_p}{Z} = M_c * \pi$$

$$P_c = M_c * \pi = 1.064 * \pi = 3.34$$

Figura 15. Esquema para cálculos de las características de engranajes (segunda configuración)



$$D_{p2} = 70 \text{ mm}$$

$$D_{p3} = 21 \text{ mm}$$

$$D_{p4} = 28 \text{ mm}$$

$$M = 1$$

Consideramos los engranajes desde la corona interna 2 hasta la salida del sistema que corresponde al engranaje 4, las características de los demás engranajes no cambian.

$$Z = \frac{D_p}{M}$$

$$Z_3 = \frac{21}{1} = 21$$

$$Z_2 = \frac{70}{1} = 70$$

$$Z_4 = \frac{28}{1} = 28$$

$$P_c = 3.142$$

Este paso circular se puede tomar de la tabla x de ejes normalizados o hallar por medio de la ecuación

$$P_c = \pi * M$$

Teniendo los datos obtenidos anteriormente podemos calcular todas las partes de estos engranajes como son: grosor del diente, pie del diente, altura del diente etc.

$$S = \frac{P_c * 19}{40}$$

$$S = \frac{3.142 * 19}{40} = 1.5$$

$$P_{diente} = 1.25 * M$$

$$P_{diente} = 1.25 * 1 = 1.25$$

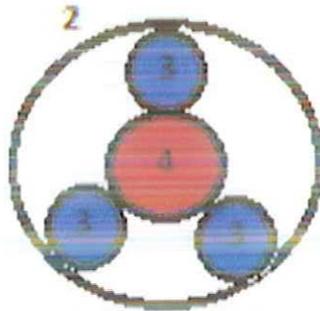
$$W = \frac{P_c * 21}{40}$$

$$W = \frac{3.142 * 21}{40} = 1.65$$

$$h_{diente} = 2.25 * M$$

$$h_{diente} = 2.25 * 1 = 2.25$$

Figura 16. Esquema para cálculos de las características de engranajes (tercera configuración)



$$D_{p2} = 66.4 \text{ mm}$$

$$D_{p4} = 18 \text{ mm}$$

$$D_{p3} = 24.2 \text{ mm}$$

$$M = 1$$

Consideramos los engranajes desde la corona interna 2 hasta la salida del sistema que corresponde al engranaje 4, las características de los demás engranajes no cambian.

$$Z = \frac{D_p}{M}$$

$$Z_2 = \frac{66.4}{1} = 66.4 \approx 66$$

$$Z_3 = \frac{24.2}{1} = 24.2 \approx 24$$

$$Z_2 = \frac{18}{1} = 18$$

Los datos como: grosor del diente, pie del diente, altura del diente, hueco del diente y paso circular, permanecen iguales ya que las formulas dependen del módulo.

4.2 METODOS

4.2.1 ANALISIS DE FUERZAS

4.2.1.1 Análisis de fuerzas para engranes rectos

Se ha trazado un diagrama para un engrane y se han descompuesto las fuerzas en sus componentes tangencial y radial. Ahora se definirá W_t como la carga transmitida. Esta carga tangencial es realmente la componente útil porque la componente radial no es efectiva, ya que no trasmite potencia.

Formulas

$$W_t = \frac{60 * (10)^3 * H}{\pi * d * n}$$

$$W_r = W_t * \tan (\beta)$$

$$H = \frac{n * T}{9.55}$$

$$W = \frac{W_t}{\cos (\beta)}$$

W_t =Carga transmitida

T = Torque

d = Diámetro

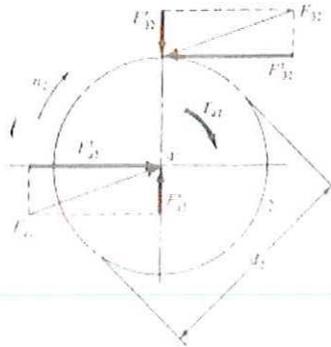
W_r = Fuerza radial

n = Velocidad de giro

W= Fuerza total

H = Potencia

Figura 17. Diagrama de cuerpo libre para ilustrar fuerzas

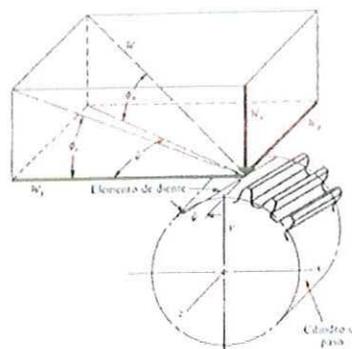


JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición.

4.2.1.2 Análisis de fuerzas para engranes helicoidales

La figura 18 es una vista tridimensional de las fuerzas que actúan contra el diente de un engrane helicoidal. El punto de aplicación de las fuerzas es el plano de paso y el centro de la cara del engrane. A partir de la geometría de la figura, las tres componentes de la fuerza total (normal) W del diente son:

Figura 18. Fuerzas que actúan en los dientes de un engrane helicoidal



JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición.

$$W_r = W * \text{sen } \beta$$

$$W_t = W * \text{cos } \beta * \text{cos } \varphi$$

$$W_a = W * \text{cos } \beta * \text{sen } \varphi$$

$$V = \frac{\pi * d * n}{p_c}$$

W_t = Carga transmitida

φ = Angulo de la hélice

d = Diámetro

W_r = Fuerza radial

n = Velocidad de giro

W = Fuerza total

β = Angulo de presión

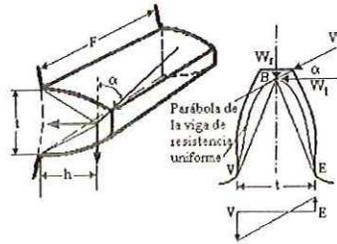
Tabla 3. Análisis de fuerzas de los engranajes

	NOMBRE	TORQUE [N*m]	VELOCIDAD [RPM]	DIAMETRO [mm]	ANGULO DE PRESION [RAD]	VELOCIDAD LINEAL [mm/min]	POTENCIA [KW]	CARGA TRANSMITIDA [KN]	FUERZA RADIAL [KN]	FUERZA TOTAL [KN]
ANALISIS DE FUERZAS PARA ENGRANES	ENGRANE HELICOIDAL 0	2,200	2000,000	8,750	0,349	17500,427	0,461	0,869	0,303	0,869
	ENGRANE HELICOIDAL 1	4,400	1000,000	17,500	0,349	17500,427	0,461	0,869	0,303	0,869
	ENGRANE HELICOIDAL 2	20,114	218,750	80,000	0,349	17500,427	0,461	0,869	0,303	0,869
	ENGRANE RECTO 2_500_7.5	20,114	220,000	70,000	0,349		0,463	0,575	0,209	0,612
	ENGRANE RECTO 3_500_7.5	6,034	733,000	21,000	0,349		0,463	0,575	0,209	0,612
	ENGRANE RECTO 4_500_7.5	8,046	550,000	28,000	0,349		0,463	0,575	0,209	0,612
	ENGRANE RECTO 2_900_5.5	20,114	220,000	66,400	0,349		0,463	0,606	0,220	0,645
	ENGRANE RECTO 3_900_5.5	7,331	604,000	24,200	0,349		0,464	0,606	0,220	0,645
	ENGRANE RECTO 4_900_5.5	5,453	812,000	18,000	0,349		0,464	0,606	0,220	0,645

4.2.2. ANALISIS DE ESFUERZO SEGÚN METODO DE LEWIS

El ingeniero Wilfred Lewis fue el primero que presento una fórmula para calcular el esfuerzo por flexión en dientes de engranajes, en la que interviene la forma de los mismos. La figura 17 presenta un voladizo con dimensiones de su sección transversal F y t , longitud l y una carga W_t uniformemente distribuida en toda la distancia F .

Figura 19. Voladizo del diente de un engranaje



JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica.

Formula

$$\sigma = \frac{W_t}{F * p * y}$$

p= Paso circular

y = Factor de forma

F = Ancho de la cara

Wt = Carga uniformemente distribuida

Tabla4. Valor factor de Lewis según el número de dientes

Nº de dientes	Envolvente 14° 30'	Envolvente 20°	Nº de dientes	Envolvente 14° 30'	Envolvente 20°
12	0,210	0,245	27	0,314	0,349
13	0,220	0,261	30	0,320	0,358
14	0,226	0,276	34	0,327	0,371
15	0,236	0,289	38	0,336	0,383
16	0,242	0,295	43	0,346	0,396
17	0,251	0,302	50	0,352	0,408
18	0,261	0,308	60	0,358	0,421
19	0,273	0,314	75	0,364	0,434
20	0,283	0,320	100	0,371	0,446
21	0,289	0,327	150	0,377	0,459
23	0,295	0,333	300	0,383	0,471
25	0,305	0,339	0,390	0,484

JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición

Tabla 5. Análisis de esfuerzo método de Lewis

	NOMBRE	CARGA TRANSMITIDA [KN] (FUERZA TANG.)	PASO CIRCULAR	ANCHO DE CARA [mm]	NUMERO DE DIENTES	FACTOR DE FORMA	ESFUERZO [MPa]
ANALISIS DE ESFUERZO METODO DE LEWIS	ENGRANE HELICOIDAL 0	0,869	3,34	20,000	9	0,178	25,826
	ENGRANE HELICOIDAL 1	0,869	3,34	20,000	18	0,309	44,832
	ENGRANE HELICOIDAL 2	0,869	3,34	20,000	80	0,437	63,403
	ENGRANE RECTO 2_500_7.5	0,575	3,1416	20,000	70	0,43	38,814
	ENGRANE RECTO 3_500_7.5	0,575	3,1416	20,000	21	0,328	29,607
	ENGRANE RECTO 4_500_7.5	0,575	3,1416	20,000	28	0,353	31,864
	ENGRANE RECTO 2_900_5.5	0,606	3,1416	20,000	66	0,4272	40,652
	ENGRANE RECTO 3_900_5.5	0,606	3,1416	20,000	24	0,337	32,069
	ENGRANE RECTO 4_900_5.5	0,606	3,1416	20,000	18	0,309	29,405

Fórmulas de Lewis para comprobar que el modulo es adecuado

$$V = 0.0031416 * D_p * n$$

$$W = S * L * Y * M$$

$$L = (0.272\sqrt{V} + 9) * M$$

$$S = S_s * \frac{180}{180 + V}$$

$$W = \frac{HP * 4500}{V}$$

S = Resistencia del material a una dada velocidad

Ss = Resistencia del material en Kg/mm²

L = Ancho del diente en mm

W = Carga máxima al diámetro primitivo

Y = Factor de Lewis

Tabla 6. Resistencia de los materiales

Materiales	Ss (Kg./mm²) Para trabajos de imp.	Ss (Kg./mm²) Para trabajos norm.
Fundición.....	5	4
Broce fosforo.....	8	6
Aceros normales.....	15	10
Aceros especiales.....	25	20

Realizamos este procedimiento para saber el ancho de la cara mínimo necesario y comprobar que el modulo escogido para el cálculo de las características de los engranajes es el adecuado y su carga tangencial aplicada en el diámetro primitivo.

Diámetro primitivo 70 mm con una velocidad de 220 RPM $N_{dientes}=70$

$$V = 0.0031416 * D_p * n$$

$$V = 0.0031416 * 70 \text{ mm} * 220 \text{ RPM}$$

$$V = 48,386 \text{ m/l'}$$

Para hallar la resistencia del material a una velocidad, recurrimos a la tabla x para tomar el valor de resistencia del material en Kg/mm²

Aceros normales $S_s=15$

$$S = S_s * \frac{180}{180 + V}$$

$$S = 15 \text{ Kg/mm}^2 * \frac{180}{180 + 48.386 \text{ m/l'}}$$

$$S = 11.8 \text{ Kg/mm}^2$$

Carga tangencial al diámetro primitivo

$$HP = \frac{220 \text{ RPM} * 20 \text{ N.m}}{9.55} = 460.7 \text{ w} = 0.62 \text{ hp}$$

$$W = \frac{HP * 4500}{V}$$

$$W = \frac{0.62 \text{ hp} * 4500}{48.386 \text{ m/l'}}$$

$$W = 57.66 \text{ Kgs}$$

Tomamos el valor del factor de forma o factor de Lewis de la tabla x para un número de dientes de 70. $Y=0.425$

$$L = \frac{W}{S * Y * M}$$

$$L = \frac{57.66 \text{ Kgs}}{11.8 \text{ Kg/mm}^2 * 0.425 * 1} \\ = 11.5 \text{ mm}$$

$$L = (0.272\sqrt{V} + 9) * M$$

$$L = (0.272\sqrt{48.38 \text{ m/l'} + 9}) * 1 \\ = 10.9 \text{ mm}$$

La diferencia de los dos resultados nos hace ver que el modulo escogido puede transmitir la potencia calculada.

4.2.3. ANALISIS DE EFECTOS DINAMICOS

Cuando un engranaje o par de engranes funciona a velocidades moderadas o altas y se genera ruido, es seguro que existen efectos dinámicos. Teniendo en cuenta un incremento en la carga dinámica debido a la velocidad de operación considero cierto número de engranes, con el mismo material y la misma resistencia.

Formulas

$$\sigma = \frac{W_t}{K_v * F * M * \pi * y}$$

$$K_v = \frac{3.05}{3.05 + V}$$

$$V = \frac{\pi * d * n}{P_C}$$

M= Modulo

K_v = Factor dinámico

F = Ancho de la cara

V = Velocidad en la línea de paso

y = Factor de forma

d = Diámetro

W_t = Carga uniformemente distribuida

n = Velocidad de giro

Tabla 7. Análisis de efectos dinámicos

	NOMBRE	CARGA TRANSMITIDA (KN) (FUERZA TANG.)	MODULO	ANCHO DE CARA [mm]	NUMERO DE DIENTES	FACTOR DE FORMA	VELOCIDAD LINEAL DE PASO [m/s]	FACTOR DINAMICO	ESFUERZO [MPa]
ANALISIS DE EFECTOS DINAMICOS	ENGRANE HELICOIDAL 0	0,869	1	20,000	9	0,178	0,076	1,076	9,027
	ENGRANE HELICOIDAL 1	0,869	1	20,000	18	0,309	0,076	1,076	15,671
	ENGRANE HELICOIDAL 2	0,869	1	20,000	80	0,437	0,076	1,076	22,163
	ENGRANE RECTO 2_500_7.5	0,575	1	20,000	70	0,43	0,067	1,067	14,553
	ENGRANE RECTO 3_500_7.5	0,575	1	20,000	21	0,328	0,067	1,067	11,101
	ENGRANE RECTO 4_500_7.5	0,575	1	20,000	28	0,353	0,067	1,067	11,947
	ENGRANE RECTO 2_900_5.5	0,606	1	20,000	66	0,4272	0,063	1,063	15,292
	ENGRANE RECTO 3_900_5.5	0,606	1	20,000	24	0,337	0,063	1,063	12,063
	ENGRANE RECTO 4_900_5.5	0,606	1	20,000	18	0,309	0,063	1,063	11,061

4.2.4. ANALISIS DE RESISTENCIA A LA FATIGA

La determinación de los límites de resistencia a la fatiga es ahora un procedimiento de rutina, aunque muy extenso. En términos generales, se prefiere realizar ensayos de esfuerzo a ensayos de deformación para determinar límites de fatiga.

Formula

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e'$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133}$$

$$k_e = 1.33 * k_e$$

$$k_c \text{ y } k_d = 1$$

$$S_e' = 0.504 * S_{ut}$$

Ka= Factor de superficie

Ke = Factor de efectos diversos

Kb = Factor de tamaño

Se' = Limite de resistencia a la fatiga

Kc = Factor de carga

Se = Limite de resistencia a la fatiga

Kd= Factor de temperatura

totalmente corregido

Tabla 8. Análisis de efectos dinámicos

	NOMBRE	DIAMETRO ENGRANE [mm]	RESISTENCIA A ULTIMA Sut [MPa]	LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA Se' [MPa]	CONSTANTE a	CONSTANTE b	FACTOR DE SUPERFICIE Ka	FACTOR DE TAMAÑO Kb
ANALISIS DE RESISTENCIA A LA FATIGA	ENGRANE HELICOIDAL 0	8,75	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,984455265
	ENGRANE HELICOIDAL 1	17,50	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,910100362
	ENGRANE HELICOIDAL 2	80,00	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,766135176
	ENGRANE RECTO 2_500_7.5	70,00	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,777814241
	ENGRANE RECTO 3_500_7.5	21,00	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,891493235
	ENGRANE RECTO 4_500_7.5	28,00	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,862904022
	ENGRANE RECTO 2_900_5.5	66,40	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,782481097
	ENGRANE RECTO 3_900_5.5	24,20	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,877281997
	ENGRANE RECTO 4_900_5.5	18,00	560	282,24	900	-0,08393732	0,332164518	0,907200171

Continúa tabla 8

	NOMBRE	FACTOR DE CARGA Kc	FACTOR DE TEMPERATURA Kd	FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZO TEORICO Kt	SENSIBILIDAD EN LA MUESCA q	FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZO EN FATIGA Kf	FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS Ke	LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA TOTALMENTE CORREGIDO Se [MPa]
ANALISIS DE RESISTENCIA A LA FATIGA	ENGRANE HELICOIDAL 0	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	80,20740616
	ENGRANE HELICOIDAL 1	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	74,14942256
	ENGRANE HELICOIDAL 2	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	62,42001788
	ENGRANE RECTO 2_500_7.5	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	63,37155681
	ENGRANE RECTO 3_500_7.5	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	72,63342743
	ENGRANE RECTO 4_500_7.5	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	70,30415282
	ENGRANE RECTO 2_900_5.5	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	63,75178378
	ENGRANE RECTO 3_900_5.5	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	71,47558248
	ENGRANE RECTO 4_900_5.5	1	1	1,68	0,78	1,5304	0,869053842	73,91313267

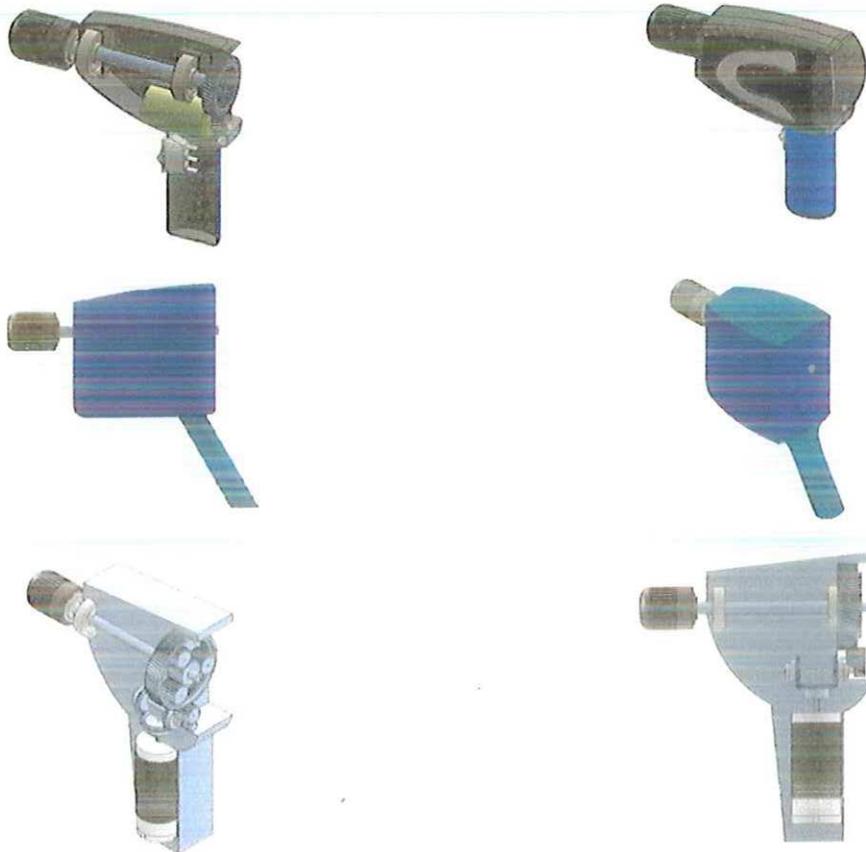
Los cálculos anteriormente presentados fueron hechos con ayuda de la herramienta de Microsoft Excel y apoyados en el libro JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Comparando los resultados del límite de resistencia a la fatiga totalmente corregidos y los datos de resistencia de la tabla 2 podemos observar que los materiales seleccionados para los engranajes y eje del taladro cumplen con los requerimientos para soportar las fuerzas aplicadas.

CAPITULO 5

DISEÑO Y SIMULACION

5.1 DISEÑOS PRELIMINARES

Figura 20. Ensamblajes preliminares prototipo



En la figura 20 podemos observar todos los diseños previos que se hicieron antes de llegar al diseño final. En 1 diseño (fila 1) fue elaborado con un motor pequeño de baja potencia, el 2 diseño (fila 2) fue hecho con el motor final ubicado en la parte inferior, pero no cumplía con el diseño estético y el 3 diseño se hizo con la intención de ubicar el motor en el mango pero no cumplía con los parámetros de ergonomía.

5.2 DISEÑO FINAL

5.2.1 PIEZAS, ENSAMBLES Y CALCULOS

Figura 21. Carcasa



Figura 22. Transmisión de
Movimiento

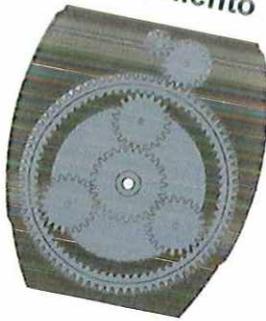
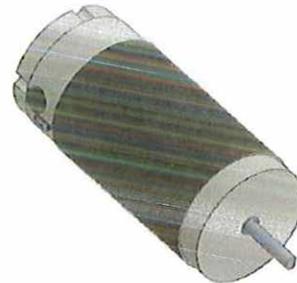


Figura 23. Motor

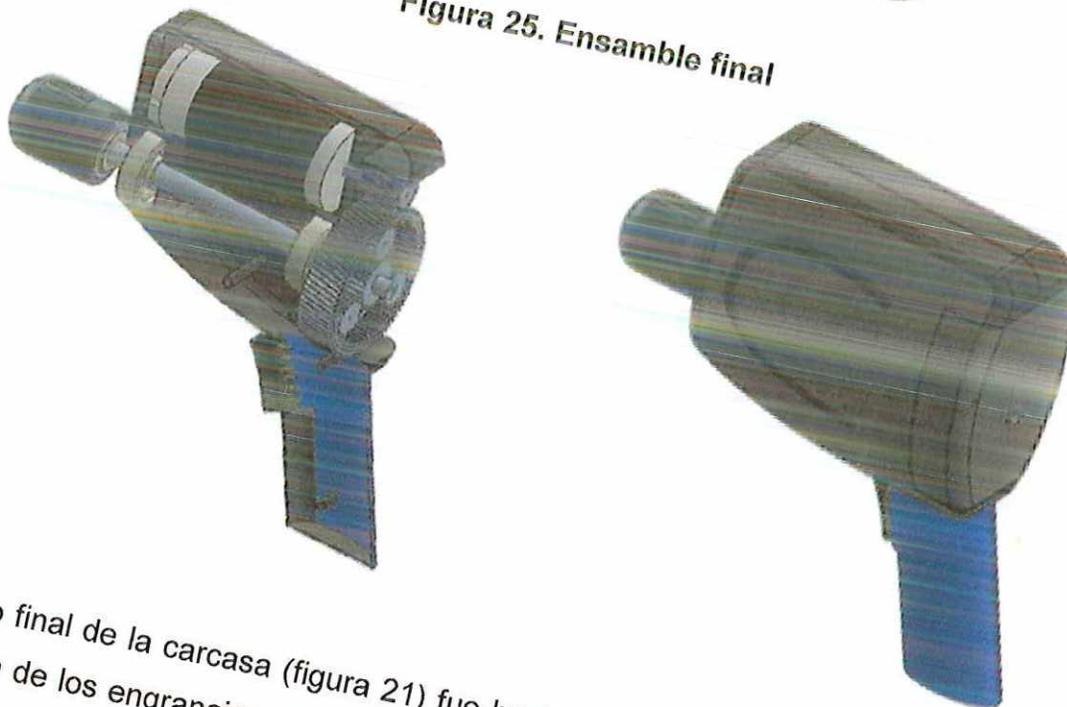


En la figura 22 podemos observar la parte más importante del diseño del taladro quirúrgico y es el sistema de transmisión de movimientos. Este está basado en un sistema de engranajes planetarios que son utilizados en espacios reducidos.

Figura 24. Otros componentes



Figura 25. Ensamble final



El diseño final de la carcasa (figura 21) fue hecho en base a las dimensiones del motor y la de los engranajes, llevándola a un punto estético y teniendo en cuenta que el mango del taladro quirúrgico debía ser ergonómico. Se complementó con los componentes de la figura 24, obteniendo el diseño final del equipo.

Figura 26. Taladro quirúrgico vista isométrica

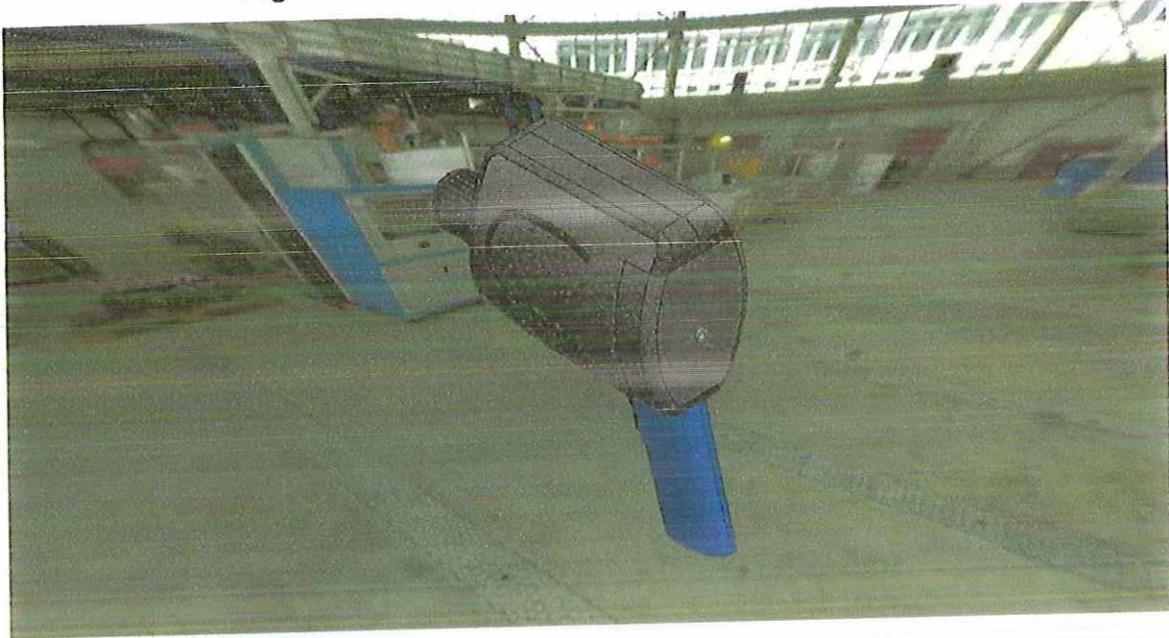


Figura 27. Taladro quirúrgico vista derecha

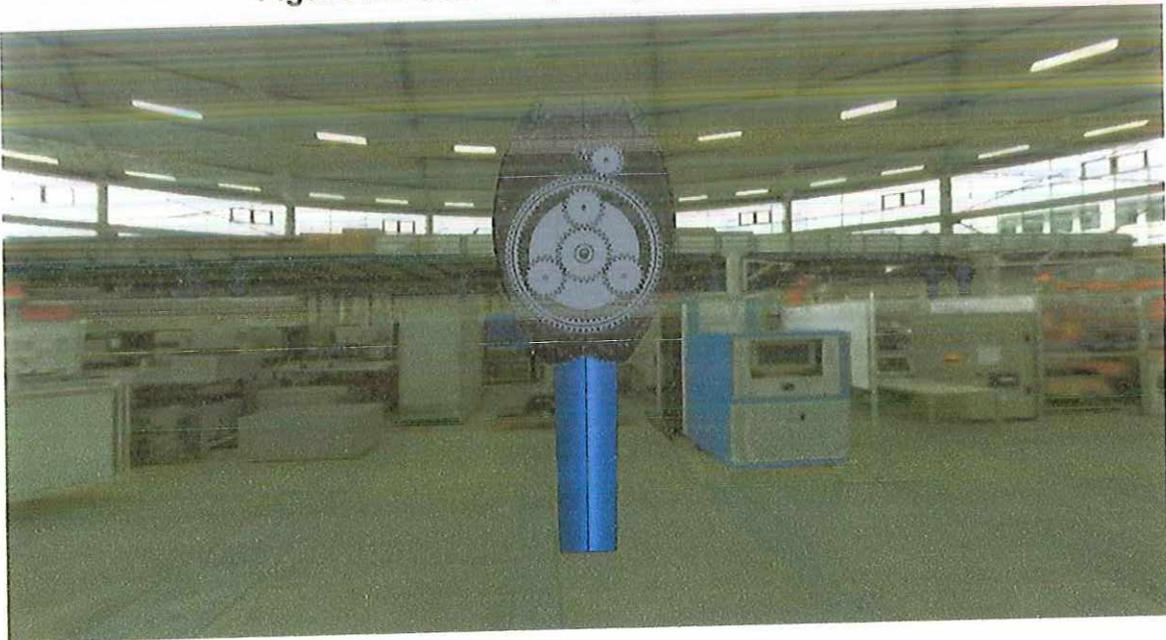


Figura 28. Taladro quirúrgico vista posterior



Figura 29. Taladro quirúrgico vista superior

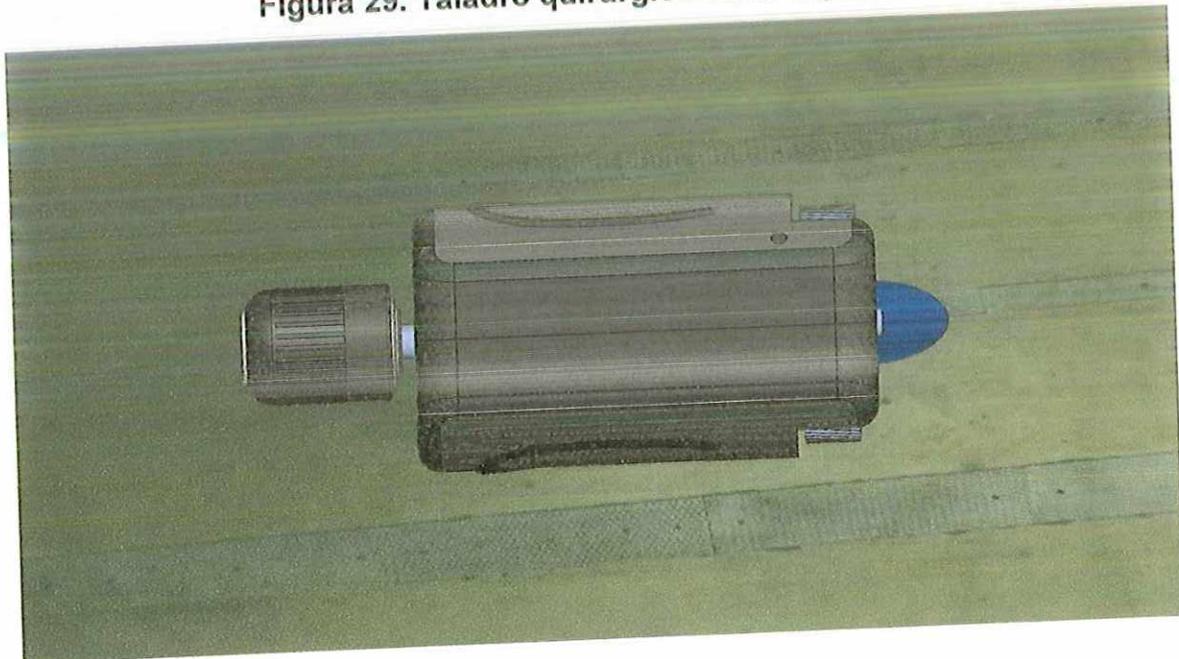


Figura 30. Taladro quirúrgico vista inferior

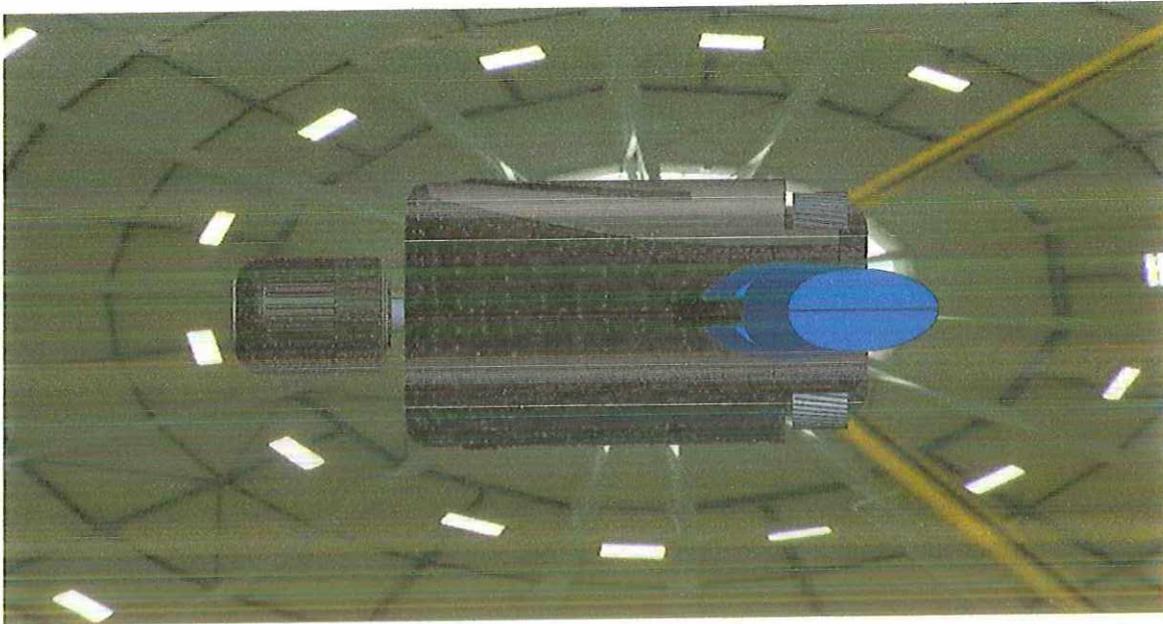
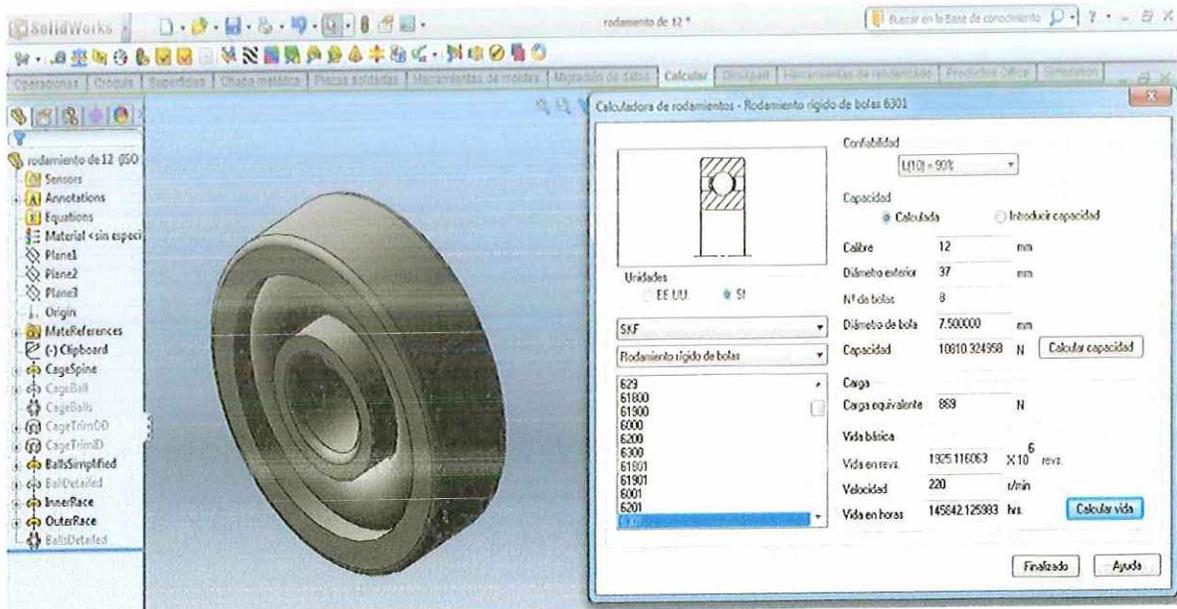


Figura 31. Calculo 1 de las horas de vida del rodamiento



Calculadora de rodamientos - Rodamiento rígido de bolas 6301

Confiableza: $L_{10} = 90\%$

Capacidad: Calcular Introducir capacidad

Calibre: 12 mm

Díametro exterior: 37 mm

Nº de bolas: 8

Díametro de bola: 7.500000 mm

Capacidad: 10810.324958 N

Unidades: EE.UU. SI

Sistema: SKF

Rodamiento rígido de bolas

Carga:

Carga equivalente: 869 N

Vida básica: 1305.116063×10^6 revs.

Vida en revs.: 220 μ revs

Velocidad: 145842.125383 hrs

Figura 32. Calculo 2 de las horas de vida del rodamiento

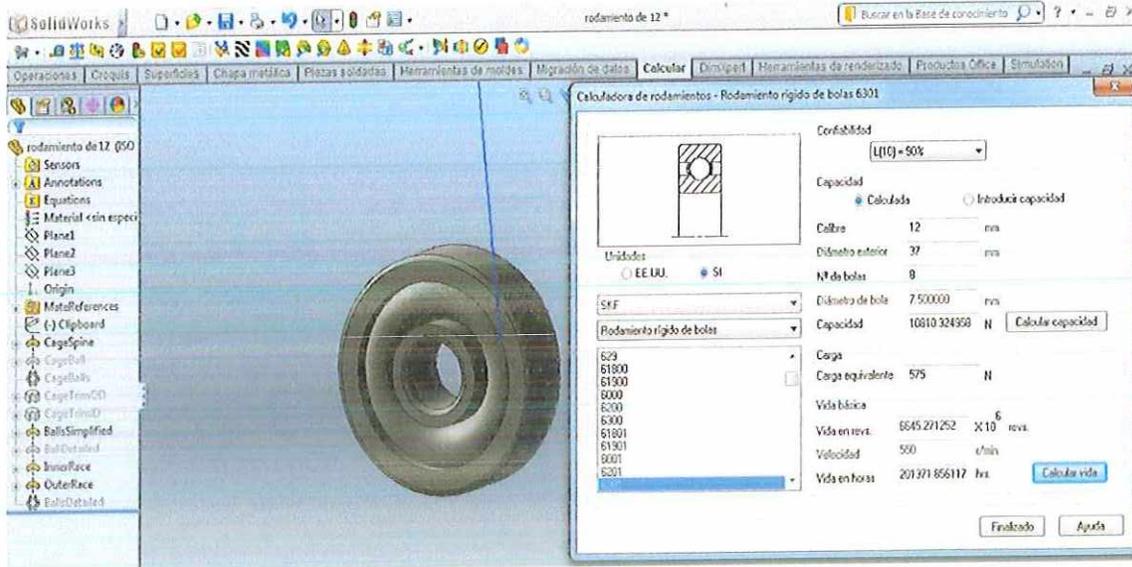
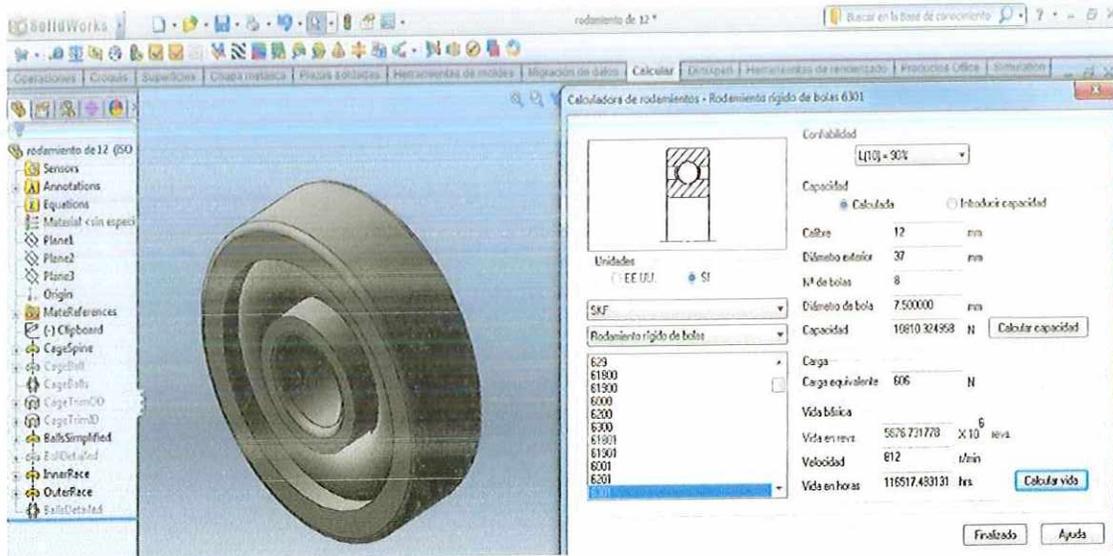
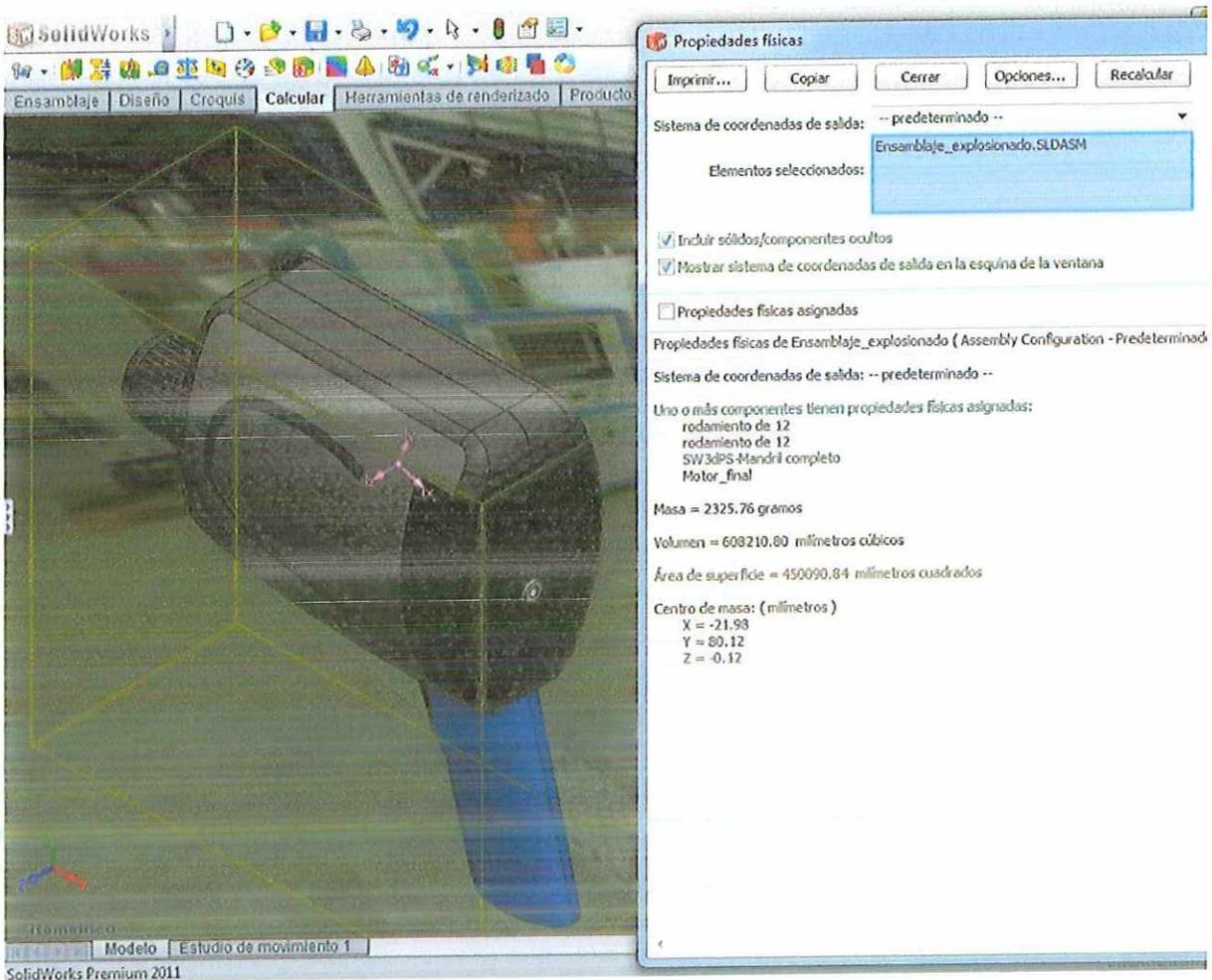


Figura 33. Calculo 3 de las horas de vida del rodamiento



Para los cálculos de vida útil de los rodamientos se utilizó el software Solidworks arrojando como resultado una duración mínima de 116.517 horas, aproximadamente 13 años.

Figura 34. Calculo del peso total del taladro quirúrgico



Los taladros convencionales y quirúrgicos pesan entre 1 y 2 kg de peso, este diseño pesa 2.32 Kg debido al peso de 1 Kg del motor eléctrico utilizado para mover el sistema de engranajes para dar solución a los requerimientos de la empresa en cuanto a las velocidades y torque de salida.

5.2.2 PLANOS

Ver anexos.

5.3 ANALISIS DE MOVIMIENTO

5.3.1 PRIMERA CONFIGURACIÓN

Se aplicó 2000 RPM al piñón más pequeño como se observa en la figura 35 ya que este se encarga de transmitir la velocidad del motor. Se conoce el torque en la corona (figura 36) por lo que se calcula el torque del motor.

Figura 35. Motor aplicado al piñón de 9 dientes

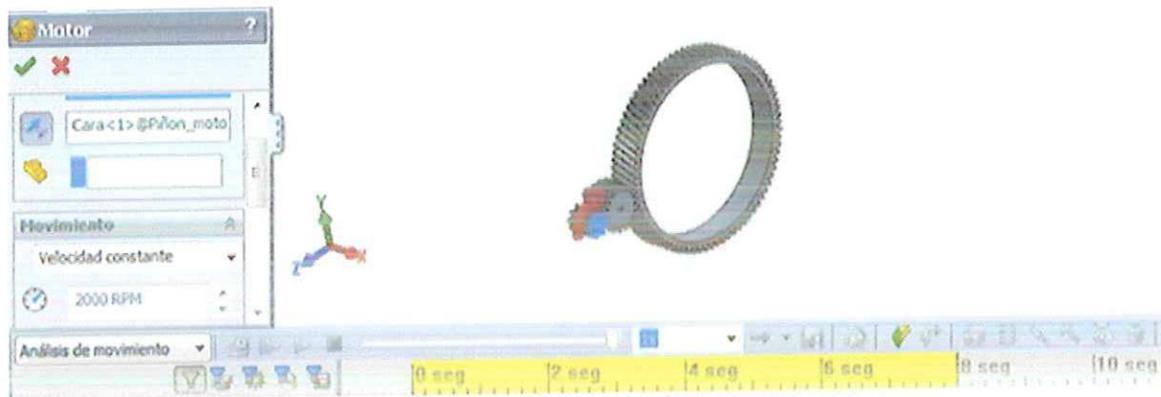


Figura 36. Fuerza de torsión en la corona del sistema

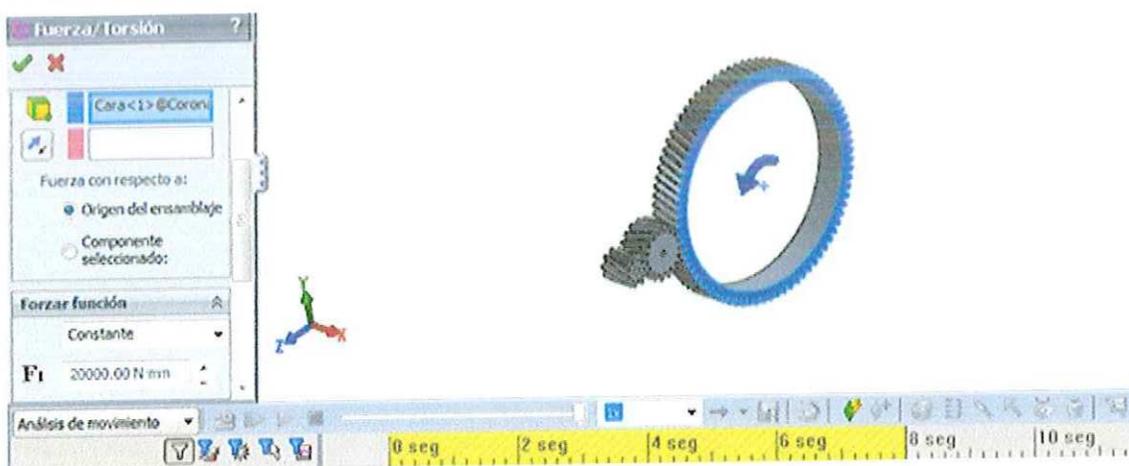
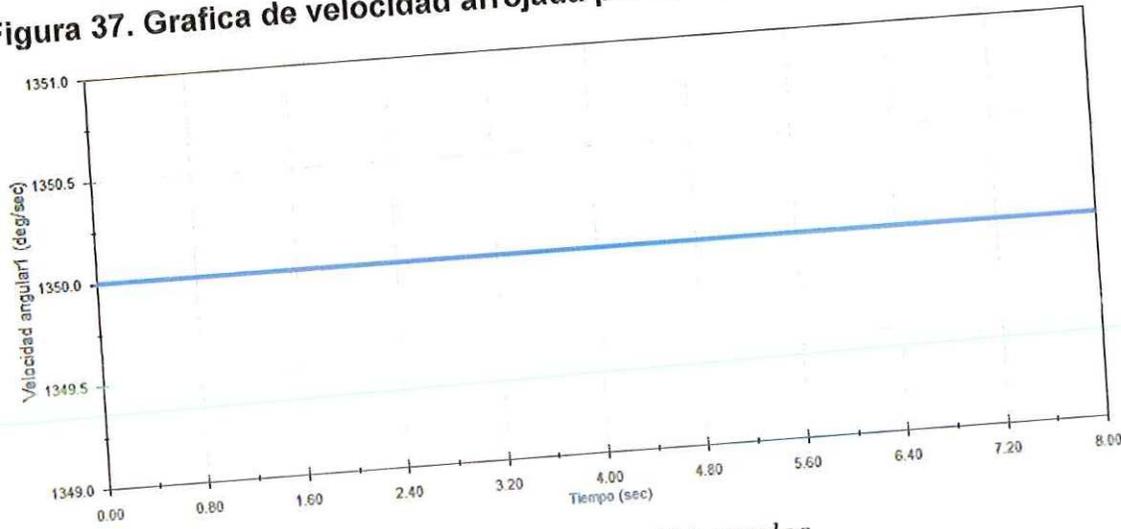


Figura 37. Grafica de velocidad arrojada por el simulador configuración 1



$$\pi \text{ rad} \rightarrow 180 \text{ grados}$$

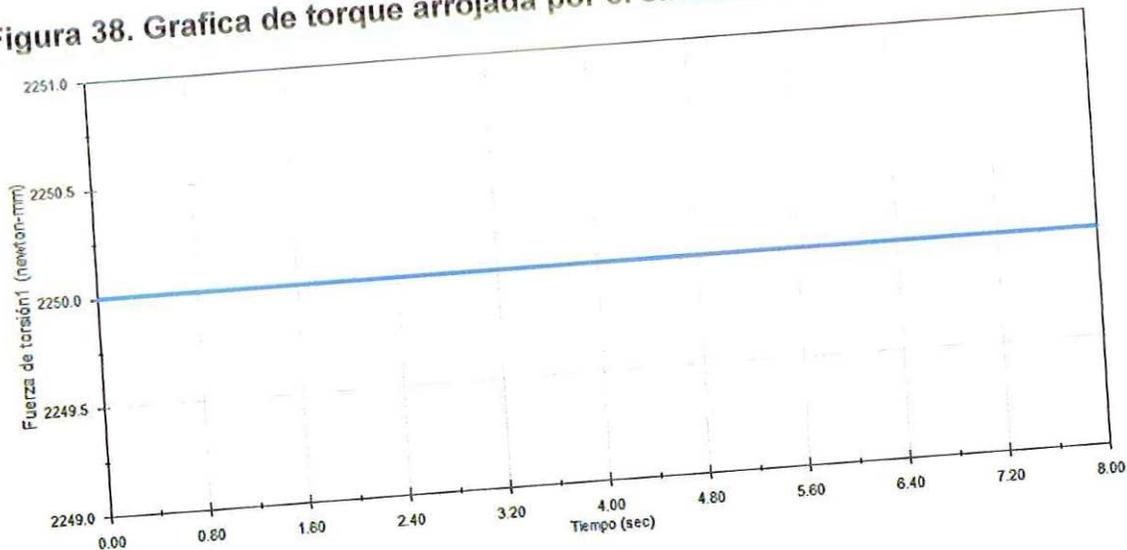
$$1 \text{ rad} \rightarrow x \text{ grados?}$$

$$x = 57.3 \text{ grados}$$

$$x = \frac{1 \text{ rad} * 180 \text{ grados}}{\pi \text{ rad}}$$

$$Vel = 1350 \frac{\text{grados}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rad}}{57.3 \text{ grados}} = 23.5 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rev}}{2. \pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 225 \text{ RPM}$$

Figura 38. Grafica de torque arrojada por el simulador configuración 1



$$\tau = 2250 \text{ N. mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 2.25 \text{ N. m}$$

5.3.2 SEGUNDA CONFIGURACIÓN

Se aplicó 220 RPM a la corona del planetario como se observa en la figura 39 ya que este se encarga de transmitir la velocidad de la corona con dientes externos. Se conoce el torque en la salida (figura 40) por lo que se calcula el torque de entrada.

Figura 39. Motor aplicado a la corona interna del sistema

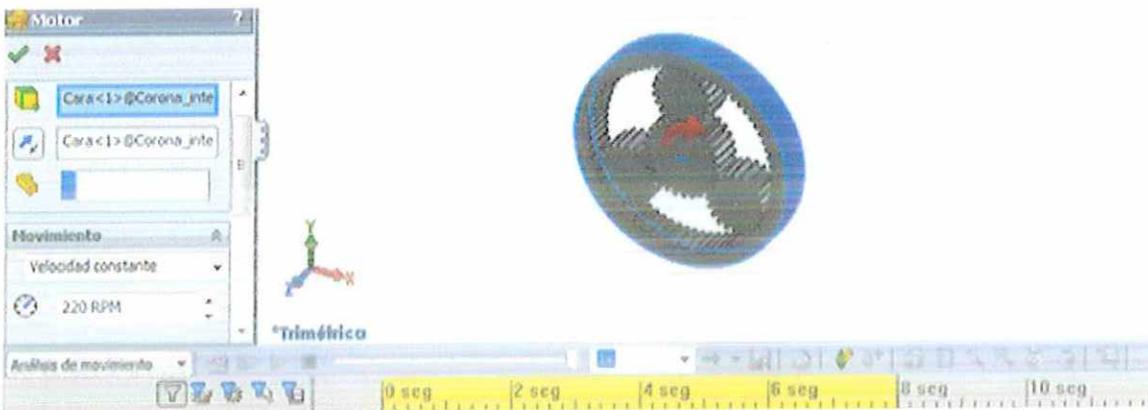


Figura 40. Fuerza de torsión en el engranaje de salida

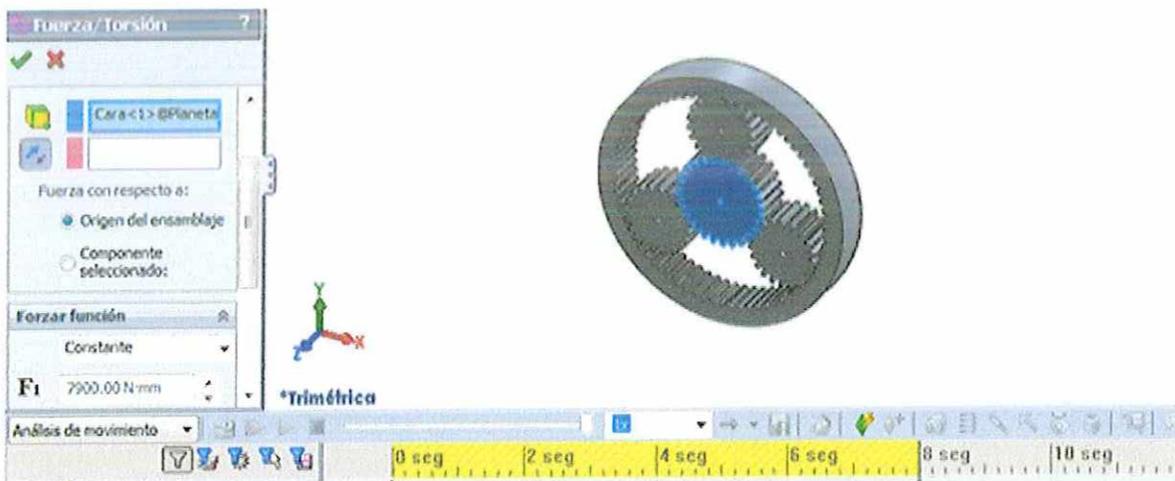
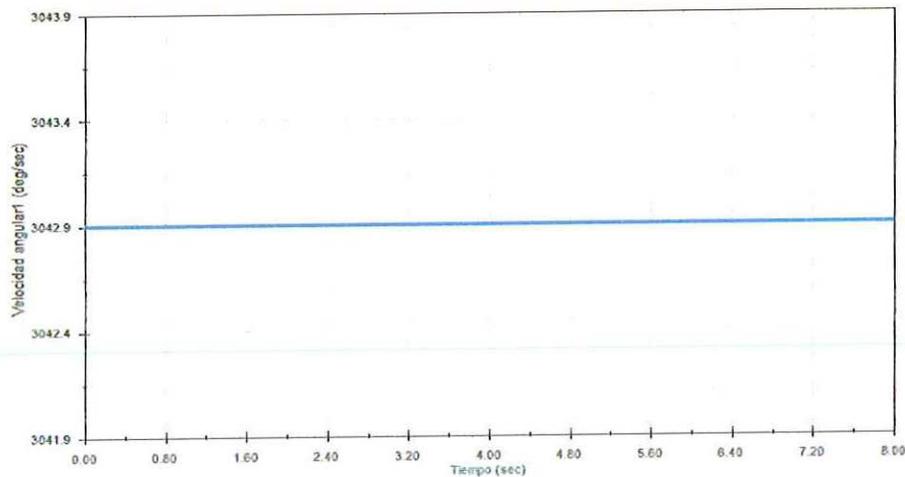


Figura 41. Grafica de velocidad arrojada por el simulador configuración 2



$$\pi \text{ rad} \rightarrow 180 \text{ grados}$$

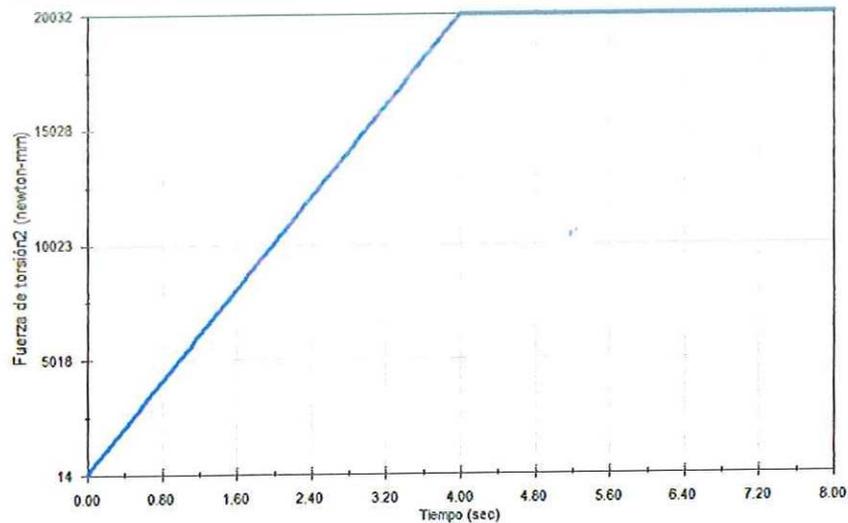
$$1 \text{ rad} \rightarrow x \text{ grados ?}$$

$$x = \frac{1 \text{ rad} * 180 \text{ grados}}{\pi \text{ rad}}$$

$$x = 57.3 \text{ grados}$$

$$Vel = 3043 \frac{\text{grados}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rad}}{57.3 \text{ grados}} = 53.1 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rev}}{2. \pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 507 \text{ RPM}$$

Figura 42. Grafica de torque arrojada por el simulador configuración 2



$$\tau = 20032 \text{ N. mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 20.03 \text{ N. m}$$

5.3.3 TERCERA CONFIGURACIÓN

Se aplicó 220 RPM a la corona del planetario como se observa en la figura 43 ya que este se encarga de transmitir la velocidad de la corona con dientes externos. Se conoce el torque en la salida (figura 44) por lo que se calcula el torque de salida.

Figura 43. Motor aplicado a la corona interna del sistema configuración 3

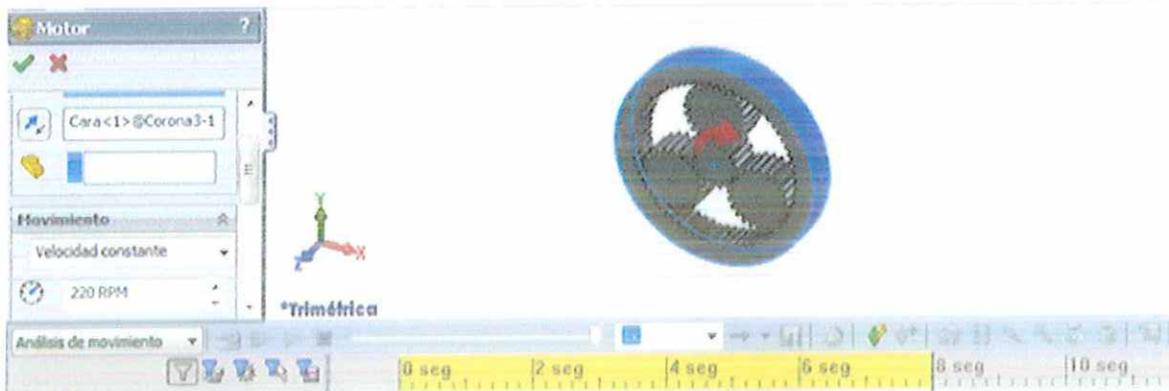


Figura 44. Fuerza de torsión en el engranaje de salida configuración 3

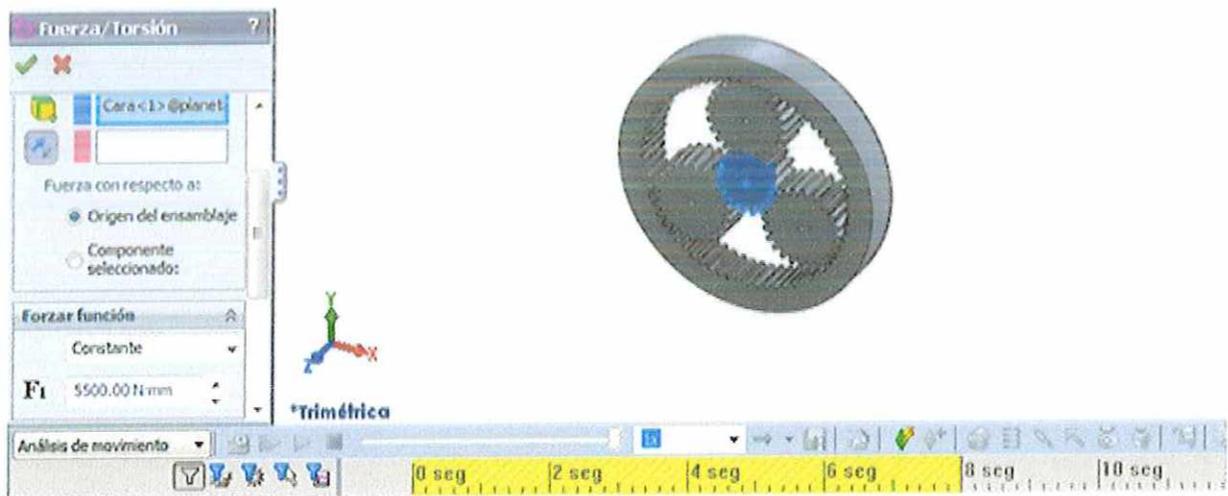
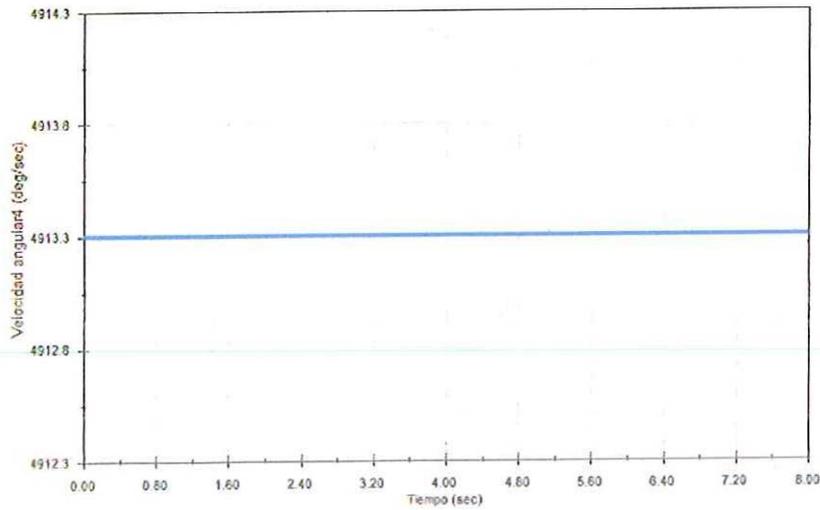


Figura 45. Grafica de velocidad arrojada por el simulador configuración 3



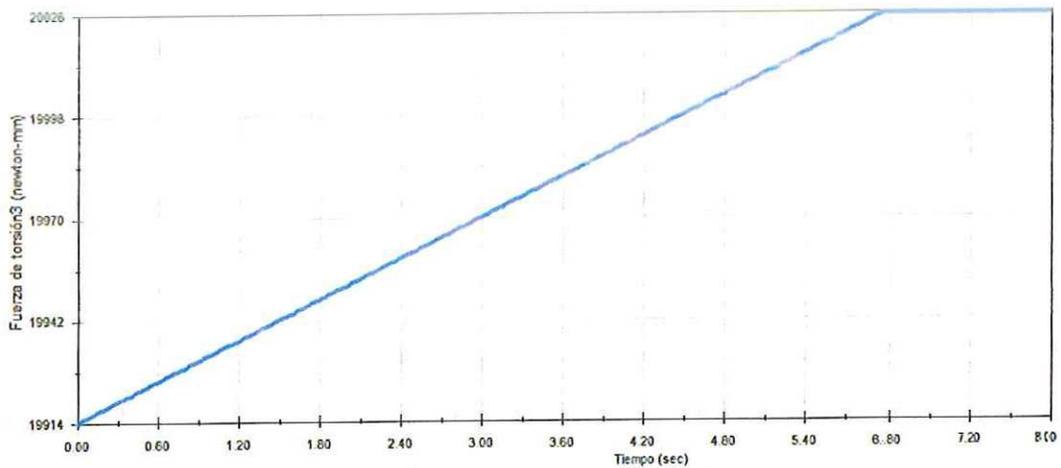
$$\pi \text{ rad} \rightarrow 180 \text{ grados}$$

$$1 \text{ rad} \rightarrow x \text{ grados?}$$

$$x = \frac{1 \text{ rad} * 180 \text{ grados}}{\pi \text{ rad}} \qquad x = 57.3 \text{ grados}$$

$$Vel = 4913 \frac{\text{grados}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rad}}{57.3 \text{ grados}} = 86.2 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rev}}{2. \pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 823 \text{ RPM}$$

Figura 46. Grafica de torque arrojada por el simulador configuración 3



$$\tau = 20026 \text{ N.mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 20.06 \text{ N.m}$$

CONCLUSIONES

Se diseñó un taladro quirúrgico eléctrico ergonómico, estético y confiable, cumpliendo con las especificaciones de la empresa y las características de los elementos quirúrgicos utilizados por los cirujanos, enfermeros, instrumentadores y en general del personal médico.

Obtenidos los datos de las ecuaciones matemáticas que caracterizan los engranajes tanto cilíndricos rectos como cilíndricos helicoidales y los resultados obtenidos por el análisis de movimiento hecho en solidworks con ayuda del complemento GearTrack para la construcción de los engranajes se da solución a los requerimientos de las tres configuraciones específicas de velocidad y torque en el eje rotativo del taladro quirúrgico eléctrico exigidos por la empresa Quirúrgicos S. A de Bucaramanga.

Los engranajes planetarios de tamaño pequeño satisfacen los difíciles retos de las aplicaciones específicas tales como los movimientos de giro en equipos de la alta precisión y reducido espacio físico. Trabajan con unos ciclos de funcionamiento pesados, con elevadas cargas externas y en entornos altamente complejos. Estos planetarios del taladro quirúrgico están compuestos por una corona externa que se encarga de recibir el movimiento de los engranajes del motor y mediante la corona interna trasladar ese movimiento con sus variaciones al engranaje final que se encarga de mover el eje con una alta eficiencia y asegurando las relaciones precisas con errores por debajo del 1 %.

Las diferentes expresiones de cálculo existentes para determinar las dimensiones de los engranajes en función de la sollicitación de potencia no tienen en cuenta las posibilidades de modificaciones geométricas de estos engranajes ni las particularidades del factor de Lewis para los mismos, el cual en los engranajes asimétricos depende además del número de dientes del ángulo de ataque y del ángulo de respaldo.

Se realizó la simulación en SOLIDWORKS tanto del taladro quirúrgico eléctrico final como de sus prototipos, con el fin de ilustrar su movimiento y el despiece de todos los componentes del equipo.

Elaborados los cálculos de fuerzas, esfuerzos y resistencia de los materiales escogidos se puede concluir que el material de los elementos del taladro cumplen con los parámetros de confiabilidad del material ya que fueron hechos con límite infinito de resistencia a la fatiga.

Analizado el costo de producción del taladro y comparándolo con el precio comercial de los taladros actuales se puede concluir que el proyecto en cuanto a su componente económica daría buenas utilidades para la empresa además de la expansión de la línea de productos generando mayor competitividad y productividad.

BIBLIOGRAFIA

- WILDI, THEODORE. Maquinas eléctricas y sistemas de potencia. Sexta edición. Editorial Pearson Educación. México. Año 2007. ISBN: 970-26-0814-7
- FULLER. Instrumentación quirúrgica, teoría, técnicas y procedimientos. Cuarta edición. Editorial medica panamericana. México. Año 2008. ISBN: 978-968-7988-88-7
- ROBERT L. MOTT P. E. University of Daytona. Diseño de elementos de máquinas. Segunda edición. Editorial Pearson educación. México. Año 1992. ISBN: 968-880-575-0
- TYLER G HICKS, P. E. Manual de cálculos para las ingenierías. Tercera edición. Tomo 2. Editorial Mc Graw Hill, inc. México. Año 1998. ISBN: 970-10-1701-3
- M. F. SPOTTS, T. E. SHOUP. Elementos de máquina. Séptima edición. Editorial Pearson educación. México. Año 1999. ISBN: 970-17-0252-2
- ROBERT L. NORTON. Diseño de máquinas. Primera edición. Editorial Prentice Hall. México. Año 1999. ISBN: 970-17-0257-3
- CLIVE L. DYM, PATRICK LITTLE. El proceso de diseño en ingenierías, como desarrollar soluciones efectivas. Editorial Limusa, S. A. Mexico. Año 2009. ISBN: 978-968-18-6201-5

- JAIRO DARIO MURCIA, FLOR NANCY DIAZ, LEONARDO SANTANA Y GONZALO ANDRES OÑATE. Proyectos, formulación y criterios de evaluación. Editorial Alfaomega. Colombia. Año 2009. ISBN 978-958-682-750-8
- JOSEPH EDWARD SHIGLEY. CHARLES R. MISCHKE. Diseño en ingeniería mecánica. Quinta edición. Editorial McGRAW-HILL. Mexico. Año 1998. ISBN 968-422-778-7