



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO ODONTOLÓGICO PARA SIMULAR EL CEPILLADO DENTAL

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

GUAMÁN ZAPATA CARLOS EDUARDO

carlos.guaman@epn.edu.ec

DIRECTOR: Ing. SUNTAXI CARLOS, M.Sc.

segundo.suntaxi@epn.edu.ec

Quito, mayo 2018

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **GUAMÁN ZAPATA CARLOS EDUARDO**, bajo mi supervisión.

Ing. Carlos Suntaxi, M.sc.
DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **Guamán Zapata Carlos Eduardo**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Guamán Zapata Carlos Eduardo

AGRADECIMIENTO

A mis padres, Raúl Guamán y Mercedes Zapata por todo el amor y la confianza depositada en mí. Siempre han estado pendientes de lo que hago y brindándome su apoyo de manera incondicional.

A mis hermanos, Jorge, Raúl y Pablo, quienes han sido un pilar fundamental en mi vida y me han estado acompañando, aconsejando y apoyando durante toda mi vida.

ÍNDICE

CERTIFICACIÓN.....	i
DECLARACIÓN.....	ii
AGRADECIMIENTO	iii
ÍNDICE.....	iv
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS	ix
RESUMEN.....	x
ABSTRACT	xi
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos.....	2
1. MARCO TEÓRICO	3
1.1. El diente.....	3
1.2. Lesiones no cariosas.....	3
1.2.1. Abrasión.....	4
1.2.2. Erosión - corrosión.....	4
1.2.3. Abfracción	4
1.3. Dentífricos	5
1.4. Cepillos dentales	5
1.4.1. Métodos de cepillado.....	6
1.5. Realización del estudio	7
1.5.1. Materiales utilizados	8
2. METODOLOGÍA.....	10
2.1. Estudio de las alternativas de diseño	10
2.1.1. Definición del problema.....	10
2.1.2. Voz del usuario.....	10
2.1.3. Voz del ingeniero	10
2.1.4. Casa de la calidad	11
2.1.5. Especificaciones técnicas.....	11
2.1.6. Diagramas funcionales.....	12
2.1.7. Presentación de alternativas.....	13
2.1.7.1. Módulo 1: Sujeción de las muestras dentales.....	13

2.1.7.2. Módulo 2: Sujeción de los cepillos dentales	16
2.1.7.3. Módulo 3: Movimiento alternativo de los cepillos.....	19
2.1.8. Selección de alternativas	22
2.1.8.1. Criterios de selección	22
2.1.8.2. Método ordinal corregido de criterios ponderados	23
2.1.9. Solución general.....	29
2.2. Diseño de elementos y partes.....	30
2.2.1. Potencia del motor	30
2.2.2. Transmisión de potencia.....	37
2.2.3. Eje de soporte del engrane	50
2.2.3.1. Fuerzas en el eje de soporte.....	51
2.2.3.2. Diseño estático del eje de soporte	53
2.2.3.3. Análisis del eje bajo fatiga	57
2.2.4. Eje de la manivela.....	64
2.2.4.1. Fuerzas en el eje de la manivela	64
2.2.4.2. Diseño estático del eje de la manivela	66
2.2.4.3. Análisis del eje de la manivela bajo fatiga	68
2.2.5. Brazo de la biela.....	69
2.2.5.1. Fuerzas en el brazo de la biela.....	69
2.2.5.2. Diseño estático del brazo de la biela	70
2.2.5.3. Análisis del brazo de la biela bajo fatiga	72
2.2.6. Viga del sistema de deslizamiento	73
2.2.6.1. Fuerzas en la viga.....	74
2.2.6.2. Diseño estático de la viga.....	76
2.2.6.3. Análisis del eje de la manivela bajo fatiga	76
2.2.7. Diseño de la estructura base.....	78
2.2.8. Selección de rodamientos	81
2.2.8.1. Rodamiento del engrane.....	82
2.2.8.2. Rodamiento de la manivela.....	83
2.2.9. Juntas empernadas de la estructura base	83
2.3. Construcción de la máquina	88
2.4. Planos de taller y montaje	89
2.5. Montaje de la máquina	89
2.6. Pruebas de campo.....	89
2.6.1. Protocolo de pruebas	89

2.6.1.1. Dimensiones de la máquina	90
2.6.1.2. Inspección de las piezas que conforman la máquina.....	90
2.6.1.3. Funcionalidad de la máquina en vacío y en carga	90
2.6.1.4. Capacidad de la máquina	90
2.6.1.5. Análisis de las pruebas de campo.....	91
2.7. Costos.....	91
2.7.1. Costos de la máquina.....	91
2.7.1.1. Costos directos.....	91
2.7.2. Costo total	94
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	96
3.1. Resultados	96
3.2. Discusión	96
4. CONCLUSIONES	98
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	99
ANEXOS	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.	Sección longitudinal de un diente.....	3
Figura 1.2.	Muestras dentales.....	8
Figura 1.3.	Tipos de dientes.....	9
Figura 1.4.	Cepillo dental Colgate Triple Acción.....	9
Figura 2.1.	Diagrama funcional, Nivel 0.	12
Figura 2.2.	Diagrama funcional, Nivel 1.	13
Figura 2.3.	Placa sujeta mediante tornillos.....	14
Figura 2.4.	Placa sujeta mediante prensas.	15
Figura 2.5.	Placa alojada en guías.....	16
Figura 2.6.	Cepillos sujetos mediante abrazaderas trapezoidales.....	17
Figura 2.7.	Cepillos sujetos mediante tornillos.	18
Figura 2.8.	Cepillos sujetos mediante abrazaderas tipo U.....	19
Figura 2.9.	Reducción mediante poleas y bandas.....	20
Figura 2.10.	Reducción mediante piñones y engranes.....	21
Figura 2.11.	Reducción mediante variador de frecuencia.	22
Figura 2.12.	Solución General.	29
Figura 2.13.	Diagrama de cuerpo libre de las guías.....	30
Figura 2.14.	Sistema biela-manivela.....	31
Figura 2.15.	Representación del sistema biela-manivela.	32
Figura 2.16.	Estado de la biela-manivela respecto a la posición angular.	35
Figura 2.17.	Fuerzas actuantes sobre los engranes.	36
Figura 2.18.	Factor geométrico de resistencia a la flexión.	43
Figura 2.19.	Número de esfuerzo de flexión permisible.	44
Figura 2.20.	Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión.	44
Figura 2.21.	Número de esfuerzo de contacto permisible.	47
Figura 2.22.	Factor de vida de ciclos de esfuerzo.....	47
Figura 2.23.	Eje de soporte del engrane.	50
Figura 2.24.	Fuerzas actuantes en los engranes.	51
Figura 2.25.	Fuerzas actuantes sobre el eje de soporte del engrane.....	52
Figura 2.26.	Esfuerzos críticos sobre el eje soporte del engrane.	55
Figura 2.27.	Fuerzas fluctuantes que actúan en los engranes.	57
Figura 2.28.	Fuerzas actuantes sobre el eje de la manivela.....	64
Figura 2.29.	Diagrama del esfuerzo cortante del eje del engrane conducido.	66
Figura 2.30.	Diagrama del momento flector del eje del engrane conducido.	66
Figura 2.31.	Factor de concentración de esfuerzos para eje redondo con filete en el hombro en flexión.....	67
Figura 2.32.	Fuerzas actuantes sobre el brazo de la biela.	69
Figura 2.33.	Viga del sistema de deslizamiento.	74
Figura 2.34.	Fuerzas actuantes sobre la viga del sistema de deslizamiento.	74
Figura 2.35.	Diagrama del esfuerzo cortante de la viga del sistema de deslizamiento.	75
Figura 2.36.	Diagrama del momento flector de la viga del sistema de deslizamiento.	75
Figura 2.37.	Diagrama de cuerpo libre de la viga.....	76
Figura 2.38.	Estructura base de la máquina.....	78
Figura 2.39.	Fuerzas aplicadas sobre la estructura.....	79
Figura 2.40.	Carga y restricciones de la estructura.	80
Figura 2.41.	Desplazamientos de la plancha metálica.	80

Figura 2.42. Factor de carga-capacidad de la estructura.	81
Figura 2.43. Centroide de los pernos de la base.....	84
Figura 2.44. Reacciones en los pernos de la base.....	85

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas de la máquina a simular el cepillado dental.....	11
Tabla 2.2. Evaluación del peso específico de cada criterio, Módulo 1.....	23
Tabla 2.3. Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad, Módulo 1.....	23
Tabla 2.4. Evaluación del peso específico del criterio Operación, Módulo 1.	24
Tabla 2.5. Evaluación del peso específico del criterio Manufactura, Módulo 1.	24
Tabla 2.6. Evaluación del peso específico del criterio Costo, Módulo 1.	24
Tabla 2.7. Tabla de conclusiones, Módulo 1.	25
Tabla 2.8. Evaluación del peso específico de cada criterio, Módulo 2.....	25
Tabla 2.9. Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad, Módulo 2.....	25
Tabla 2.10. Evaluación del peso específico del criterio Operación, Módulo 2.	26
Tabla 2.11. Evaluación del peso específico del criterio Manufactura, Módulo 2.....	26
Tabla 2.12. Evaluación del peso específico del criterio Costo, Módulo 2.	26
Tabla 2.13. Tabla de conclusiones, Módulo 2.	27
Tabla 2.14. Evaluación del peso específico de cada criterio, Módulo 3.....	27
Tabla 2.15. Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad, Módulo 3.....	27
Tabla 2.16. Evaluación del peso específico del criterio Operación, Módulo 3.	28
Tabla 2.17. Evaluación del peso específico del criterio Manufactura, Módulo 3.	28
Tabla 2.18. Evaluación del peso específico del criterio Costo, Módulo 3.	28
Tabla 2.19. Tabla de conclusiones, Módulo 3.	29
Tabla 2.20. Posición, velocidad y aceleración en función del ángulo θ	33
Tabla 2.21. Valores del factor de forma de Lewis, Y.	38
Tabla 2.22. Interferencia en engranes.	39
Tabla 2.23. Ancho de cara de los engranes.	40
Tabla 2.24. Factores de sobrecarga, Ko.	41
Tabla 2.25. Factor de confiabilidad.	45
Tabla 2.26. Coeficiente elástico.	46
Tabla 2.27. Esfuerzo de flexión.....	48
Tabla 2.28. Factor de seguridad de flexión.	49
Tabla 2.29. Esfuerzo de contacto (resistencia a la picadura).	49
Tabla 2.30. Factor de seguridad de contacto.	50
Tabla 2.31. Factor de modificación de la condición superficial.....	61
Tabla 2.32. Factor de modificación del tamaño.....	61
Tabla 2.33. Factor de de modificación de la carga.....	61
Tabla 2.34. Factor de temperatura para aceros.	62
Tabla 2.35. Factor de confiabilidad.	62
Tabla 2.36. Factor de temperatura para aceros.	63
Tabla 2.37. Costos de la Materia Prima.	92
Tabla 2.38. Costos de los Elementos Normalizados.	93
Tabla 2.39. Costos de la Mano de Obra.....	94
Tabla 2.40. Costo Total.....	95

RESUMEN

El presente trabajo tiene por objetivo diseñar y construir un equipo odontológico para simular el cepillado dental. El diseño de la máquina se realizó utilizando el método de diseño concurrente, con lo cual se establecieron las especificaciones técnicas y se realizaron las alternativas de diseño. Con el fin de diseñar los elementos seleccionados se realizaron cálculos para verificar que estos trabajen adecuadamente bajo las condiciones establecidas. Se dibujaron planos de los elementos que constituyen la máquina teniendo en cuenta el diseño seleccionado y las dimensiones obtenidas con los cálculos. La máquina fue construida y ensamblada en un taller de mecánica industrial con la ayuda de los planos de taller y montaje realizados. La máquina cumplió satisfactoriamente con los ensayos en vacío y con carga realizados, cumpliendo así con los requisitos establecidos como es la velocidad de funcionamiento a 270 rpm y el cepillado dental manteniendo las cerdas rectas durante el mismo.

Palabras clave: Simulación de cepillado dental, abrasión dental, equipo odontológico, diseño concurrente.

ABSTRACT

The objective of this work is the design and construction of a dental equipment to simulate tooth brushing. The design of the machine was made using the concurrent design method, with which the technical specifications were established, and the design alternatives were made. In order to design the selected elements, calculations were made to verify that they work properly under the established conditions. Drawings of the elements that constitute the machine were drawn considering the selected design and the dimensions obtained with the calculations. The machine was built and assembled in an industrial mechanics workshop according to the workshop and assembly drawings. The machine fulfilled satisfactorily with the vacuum and load tests carried out, thus fulfilling with the established requirements such as the operating speed at 270 rpm and tooth brushing keeping the bristles straight during the same.

Keywords: Tooth brushing simulation, dental abrasion, dental equipment, concurrent design.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO ODONTOLÓGICO PARA SIMULAR EL CEPILLADO DENTAL

INTRODUCCIÓN

La odontología ha evolucionado con el paso del tiempo en igual medida que la ciencia y la tecnología. Esta ha pasado de únicamente aliviar el dolor a fundamentarse en los principios de máxima preservación y mínima restauración (Bottino, 2008).

En este contexto se ha incentivado las técnicas de cepillado y el uso de medios auxiliares para controlar la placa bacteriana y así prevenir la aparición de caries dental y mantener la salud periodontal (Enrile 2009). De esta manera aparecen las lesiones no cariosas entre las cuales se tiene la abrasión. Se tiene abrasión cuando se involucra la región vestibular, por el roce de los dientes con un agente externo como el cepillo de dientes o la pasta dental (Branco, 2008).

De acuerdo con (Buchelli, 2011), 2 minutos de cepillado permiten una eliminación de la placa de eficacia óptima tanto con los cepillos manuales como con los eléctricos; es decir, aproximadamente 340 ciclos en los 2 minutos. Así también, una persona debe cepillar sus dientes 3 veces al día. La ADA (*American Dental Association*) recomienda el cambio del cepillo dental cada 3 meses. Para el estudio de cada muestra se tiene que realizar 91800 ciclos de cepillado que equivale a la cantidad de cepillados que puede brindar un cepillo dental durante su vida útil. Este estudio debe ser realizado mediante la utilización de una máquina que simule la acción del cepillado dental en muestras dentales bajo determinadas condiciones.

Teniendo en cuenta el método ordinal corregido de criterios ponderados que propone el Diseño Concurrente, que es una forma de concebir el diseño y desarrollo de productos y servicios de forma global e integrada donde concurren las perspectivas desde el punto de vista del producto, de los recursos humanos y de los recursos materiales (Riba, 2002), se seleccionará una solución entre distintas alternativas para realizar las funciones que debe cumplir la máquina.

Finalmente se construirá un prototipo que sea capaz de cumplir satisfactoriamente los requisitos establecidos.

Objetivo general

Diseñar y construir un equipo odontológico para simular el cepillado dental.

Objetivos específicos

- Establecer las especificaciones técnicas necesarias para el desarrollo de un equipo odontológico para simular el cepillado dental.
- Diseñar el equipo odontológico tomando en cuenta las especificaciones técnicas y requerimientos del mismo.
- Obtener los planos de conjunto y detalle de la máquina, que permitan disponer de la información necesaria para su fabricación.
- Establecer un protocolo de pruebas: puesta en marcha, ensayo en vacío y ensayo con carga.
- Obtener un presupuesto de la máquina, considerando su definición, diseño y fabricación.

1. MARCO TEÓRICO

1.1. El diente

Los dientes son órganos duros, que se encuentran situados en sus espacios propios (alvéolos) de los huesos del aparato estomatognático (maxilares y mandíbula). Su función principal es la masticatoria.

Los dientes presentan tres partes claramente diferenciadas, como se presenta en la Figura 1.1: la corona, que es la parte brillante que sobresale de las encías, y la raíz o raíces que se alojan en el alvéolo, separadas por una parte estrecha que es el cuello (Kustner, 1999).

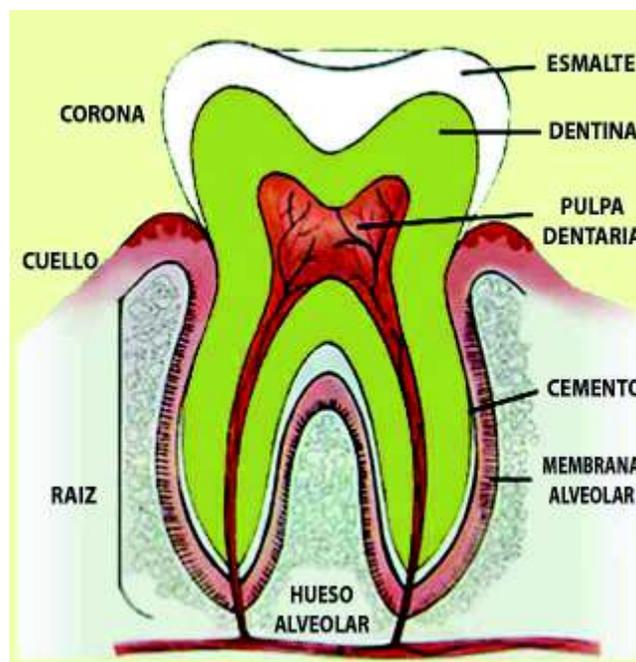


Figura 1.1. Sección longitudinal de un diente.

(Fuente: <http://maniqui.ru>)

1.2. Lesiones no cariosas

Las enfermedades bucales más frecuentes son las caries y las enfermedades periodontales (inflamación de las encías) (Rossi, 2009). Debido a la frecuencia con la que ocurrían estas enfermedades, se puso más énfasis en su prevención y por ende la ocurrencia de estas disminuyó. Al tiempo que estas enfermedades disminuyeron aumentó el porcentaje de ocurrencia de las lesiones no cariosas.

Las lesiones no cariosas cervicales se definen como la pérdida patológica de tejido dentario a nivel del tercio cervical o límite amelocementario (límite entre la corona y la raíz del diente) de las unidades dentarias, que no involucra la presencia de bacterias, pueden observarse por vestibular o por lingual, con preferencia por vestibular (Colombet, 2014). Estas lesiones se clasifican en: abrasión, erosión o corrosión y abfracción.

1.2.1. Abrasión

La abrasión es el desgaste del tejido dentario como consecuencia de procesos mecánicos provenientes de objetos o sustancias introducidas en la boca, que al entrar en contacto con los dientes ocasionan la pérdida de tejido dental a nivel del límite amelocementario.

El factor más relevante en la abrasión es el cepillo dental y el tipo de cepillado dental realizado (Aránguiz, 2011).

1.2.2. Erosión - corrosión

Es la disolución química de los tejidos duros que no involucra la presencia de placa bacteriana (Rossi, 2009). Las causas por las que se produce la erosión y corrosión pueden ser de origen intrínseco o extrínseco.

Entre los factores de origen intrínseco o endógeno se debe considerar el reflujo gastroesofágico, úlceras gástricas y duodenales, el alcoholismo, las hernias hiatales, la acidez del embarazo, así como también los desórdenes alimentarios de la anorexia y la bulimia por la acidez del vómito autoinducido (Colombet, 2014).

Entre los factores de origen extrínseco o exógeno se consideran las dietas con alto consumo de ácidos, frutas cítricas, bebidas carbonatadas con un ph menor de 5.5, entre otros (Colombet, 2014).

1.2.3. Abfracción

Se denomina abfracción a la lesión en forma de cuña en el Límite Amelocementario causada por fuerzas oclusales excéntricas que llevan a la flexión dental (Rossi, 2009).

La abfracción es una lesión cervical no cariosa, ubicada en el límite amelocementario o tercio cervical de los dientes, preferiblemente por vestibular, con forma de cuña,

caracterizada por ser una lesión de avance rápido y destructivo, la cual, en casos avanzados puede ocasionar la fractura dentaria (Colombet, 2014).

1.3. Dentífricos

Los dentífricos son compuestos homogéneos y estables de diversos compuestos en variadas proporciones cuya presencia y concentraciones dependen del tipo de producto ofrecido por el fabricante. Pueden identificarse cuatro grupos (Atúncar, 2002):

- El sistema limpiador que está constituido por un detergente, un abrasivo y algún componente adicional que facilite la acción limpiadora.
- El estabilizante que proporciona homogeneidad y plasticidad a la mezcla. Son utilizados generalmente tenso activos emulsificantes y lubricantes orgánicos.
- El sistema profiláctico es el de mayor importancia preventiva, asiste y complementa al sistema limpiador en su acción anticariogénica. Los más utilizados actualmente son los antibacterianos.
- Existe adicionalmente un grupo relacionado con la presentación final de la pasta. Saborizantes, odorizantes y colorantes son utilizados en concentraciones y tipos diversos cuya elección depende principalmente de consideraciones comerciales.

1.4. Cepillos dentales

Los cepillos de dientes son importantes para el aseo bucal, su función principal es la de eliminar restos de comida de los dientes, encías y lengua. De esta manera se previene la halitosis y problemas de caries.

Un cepillo dental debe presentar las siguientes características:

- Tamaño de mango adecuado para la edad y destreza motora del paciente que lo utilice.
- Tamaño de la cabeza del cepillo adecuado para el tamaño de la boca del paciente que lo utilice.
- Uso de filamentos de nylon o poliéster de punta redondeada y tamaño inferior a 0.009 pulgadas de diámetro.

- Filamentos que permitan mejorar la eliminación de placa en los espacios interproximales y a lo largo del margen gingival.

1.4.1. Métodos de cepillado

A lo largo de los últimos dos siglos han sido descritos diversos métodos de cepillado sin que, actualmente, exista ninguna evidencia de que una técnica sea superior a otra (Enrile, 2009).

- Técnica Horizontal o de Zapatero: Los filamentos del cepillo dental se colocan en un ángulo de 90° sobre las superficies vestibular, lingual, palatina u oclusal de los dientes y se realiza un movimiento de frotamiento horizontal (Enrile, 2009).
- Técnica de Starkey: Se posicionan los filamentos del cepillo en un ángulo de 45° respecto al eje vertical del diente y se realizan movimientos horizontales (Enrile, 2009).
- Técnica de Charters: Con la boca entre abierta se coloca el cepillo con las cerdas dirigidas hacia la corona, con un ángulo de 45° con respecto al eje mayor de los dientes. Las cerdas no penetran en el surco gingival, pero si en los espacios interproximales, y una vez en posición se vibra para que las cerdas limpien estos espacios (Enrile, 2009).
- Técnica de Hirschfield: Esta técnica es similar a la de Charters, pero se la realiza con los dientes en oclusión (Enrile, 2009).
- Técnica de Bass: Con la boca entreabierta, se coloca el cepillo en una posición de 45° en el surco gingival, sólo la primera hilera se aproximará al surco, mientras que la hilera adyacente tocará el margen gingival. Se realiza una ligera vibración sin desplazar las cerdas del cepillo (Enrile, 2009).
- Técnica de Stillman: Se realiza como a técnica de Bass pero colocados los filamentos del cepillo dental en la encía insertada, aproximadamente 2mm por encima del margen gingival y se realiza una presión ligera (Enrile, 2009).
- Técnica de Bass modificada: Los filamentos del cepillo dental se colocan de modo similar a la técnica de Bass pero, tras aplicar el ligero movimiento anteroposterior, la cabeza del cepillo se rota aplicando un movimiento de barrido en sentido vertical dirigido hacia las caras oclusales de los dientes, las cuales deben ser cepillados con otra técnica (Enrile, 2009).

- Técnica de Stillman modificada: Se realiza la técnica de Stillman que se complementa con un movimiento de barrido en sentido vertical hacia las caras oclusales de los dientes, al finalizar el movimiento vibratorio (Enrile, 2009).
- Técnica deslizante o de barrido: Con la boca entreabierta, se colocan los filamentos del cepillo dental en ángulo de 90° respecto a la superficie dentaria dirigiendo dichos filamentos hacia el margen gingival, y se realiza un movimiento vertical hacia las caras oclusales de los dientes (Enrile, 2009).
- Técnica fisiológica o de Smith-Bell: Se colocan los filamentos del cepillo dental en ángulo de 90° respecto a la superficie dentaria dirigiendo dichos filamentos hacia el margen gingival, y se realiza un movimiento vertical hacia las caras oclusales de los dientes (Enrile, 2009).
- Técnica rotatoria, de roll, de giro rodillo o de Rolling-Strike: Se colocan los filamentos del cepillo dental en el fondo del vestíbulo, en contacto con la encía, y se realiza un movimiento de rotación en sentido oclusal (Enrile, 2009).
- Técnica de Fones: Se colocan los filamentos del cepillo dental en ángulo de 90° respecto a la superficie dentaria para realizar movimientos rotatorios en las caras vestibulares y oclusales de los dientes (Enrile, 2009).
- Técnica de Charters modificada: En esta técnica se combinan los movimientos vibratorios de la técnica de Charters con movimientos rotatorios (Enrile, 2009).

1.5. Realización del estudio

El estudio será de tipo experimental donde se determinarán los cambios producidos sobre las muestras dentales debido a la acción mecánica del cepillado dental en conjunto con el uso de distintos dentífricos.

Los resultados presentados serán comparativos debido a que se utilizarán 2 tipos distintos de pasta dental, además de que se utilizará una muestra de control la cual no será sometida a la acción mecánica del cepillado dental.

1.5.1. Materiales utilizados

Como se puede apreciar en la Figura 1.2, se tienen 3 muestras. La primera muestra está compuesta por 10 premolares que servirán de control, la segunda y tercera muestra están compuestas por 15 premolares cada una que servirán para realizar el cepillado dental con distintas pastas dentales.

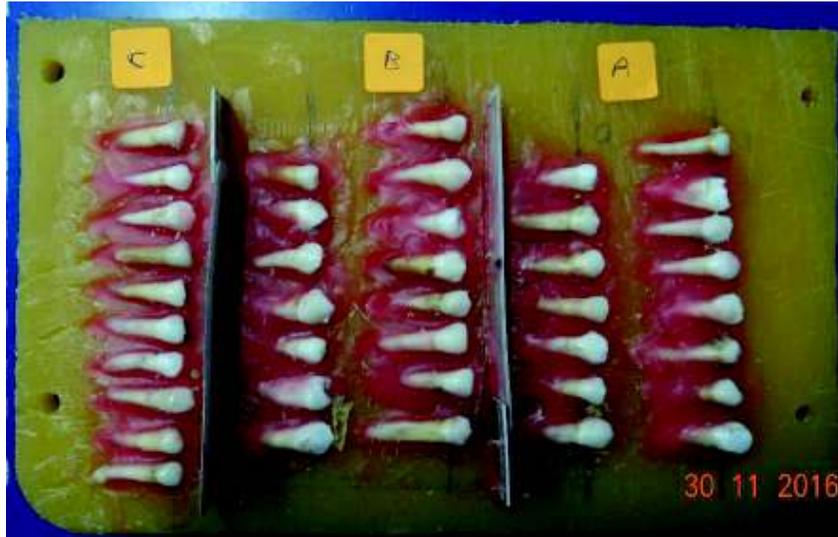


Figura 1.2. Muestras dentales.

(Fuente: (Jarrín, 2017))

Las piezas dentales a utilizar son premolares los cuales no presentan malformaciones, fracturas o caries. Como se puede apreciar en la Figura 1.3, los premolares se encuentran entre los molares y el canino.

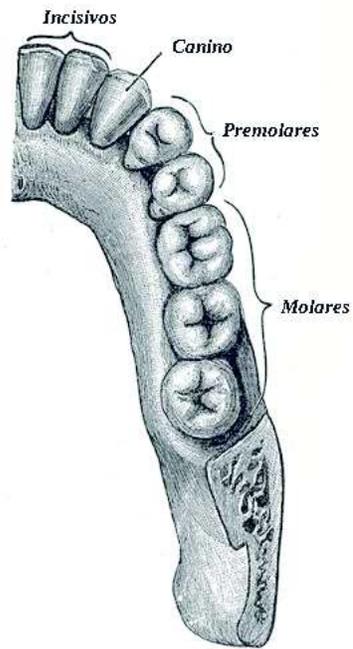


Figura 1.3. Tipos de dientes.

(Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Diente_premolar)

Estas piezas dentales se prepararán mediante un cepillado profiláctico, el cual consiste en el uso de un micromotor, una piedra pómez, y un cepillo profiláctico.

El cepillo dental que se utilizará es un Colgate Triple Acción de cerdas medianas como se puede ver en la Figura 1.4, y los dentífricos son de tipo normal y blanqueador.



Figura 1.4. Cepillo dental Colgate Triple Acción.

(Fuente: <http://www.colgateprofesional.com/Cepillo-Dental-Triple-Accion>)

2. METODOLOGÍA

2.1. Estudio de las alternativas de diseño

2.1.1. Definición del problema

Además de las caries existen otros problemas dentales como es el caso de las lesiones no cariosas. Entre estas se tiene la abrasión que es causada por el roce de los dientes con un agente externo como es el cepillo dental o el dentífrico.

En el mercado ecuatoriano circula un gran número de productos para el cuidado dental, como es el caso de los cepillos dentales y dentífricos. Es por ello que un estudio acerca del impacto de los dentífricos en el esmalte dental resulta muy importante y necesario para preservar la salud dental de la población.

El presente proyecto consiste en la construcción de una máquina prototipo que simule la acción del cepillo dental sobre los dientes, con el fin de producir un desgaste abrasivo en muestras dentales.

2.1.2. Voz del usuario

El equipo presenta características basadas en el objetivo principal de la máquina que es el de simular el cepillado dental por lo que se establecen los siguientes requerimientos:

- La máquina tiene que simular el cepillado dental presentando un movimiento de vaivén. Este movimiento tiene que ser realizado por los cepillos dentales, mientras que las muestras dentales se encuentran fijadas en un soporte.
- Las muestras dentales se encuentran en una lámina de acrílico de 220 x 100 mm.
- El movimiento debe realizarse a una razón de 270 golpes por minuto.

2.1.3. Voz del ingeniero

Considerando los requerimientos del usuario, estos se establecen como especificaciones técnicas y se presentan a continuación en la sección 2.1.5.

2.1.4. Casa de la calidad

Debido a que el diseño de este equipo odontológico es único, no se considera necesario la realización de una casa de la calidad teniendo en cuenta que la máquina será realizada bajo pedido.

2.1.5. Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas se presentan en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas de la máquina a simular el cepillado dental.

Empresa: EPN	Producto: Máquina para simular el cepillado dental		Fecha Inicial: 04/06/2016 Última Revisión: 24/04/2017
			Página: 1/1
Especificaciones Técnicas			
Concepto	Propone	R/D	Descripción
Función	C	R	Simular el movimiento del cepillado dental
	C+D	R	Incluir un mecanismo de sujeción para las muestras dentales
	C+D	R	Incluir un mecanismo de sujeción para los cepillos dentales
Movimientos	D+C	R	Realizar un movimiento alternativo unidimensional
	C	R	El movimiento debe realizarse a razón de 270 ciclos por minuto
Dimensiones	C	D	Superficie debe ser del tamaño de una hoja A2 (420 x 594 mm)
	C	R	Las cerdas de los cepillos dentales no deben doblarse al contacto con las muestras dentales (2 mm en contacto)
	C	R	El soporte de muestras dentales debe soportar una superficie de 220 x 100 mm.

Mantenimiento	D	R	Fácil intercambio de muestras dentales
	D	R	Fácil intercambio de dispositivos de ensayo (cepillos dentales)
Seguridad y Ergonomía	D	R	Fácil operación

(Fuente: Propia)

Propone: C=Cliente; D=Diseñador.

R/D: R=Requerimiento; D=Deseo.

2.1.6. Diagramas funcionales

El desarrollo de un producto se basa en el cumplimiento de la necesidad o las necesidades que tiene el mismo, mediante el establecimiento de funciones asociadas a cada necesidad.

En primer lugar, se establece la función principal del producto que en este caso es la de simular el cepillado dental. Posteriormente se establecen distintas subfunciones según sea conveniente, de manera que se pueda llevar a cabo la función principal previamente establecida.

El diagrama funcional de la máquina presenta únicamente 2 niveles, ya que para lograr la función principal (nivel 0) se tienen subfunciones que no pueden ser desglosadas más allá. Estos diagramas se presentan a continuación en las Figuras 2.1 y 2.2:

Nivel 0

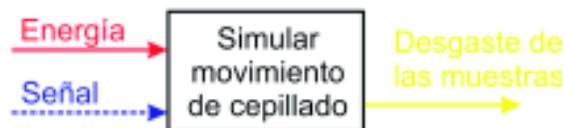


Figura 2.1. Diagrama funcional, Nivel 0.

(Fuente: Propia)

NIVEL 1

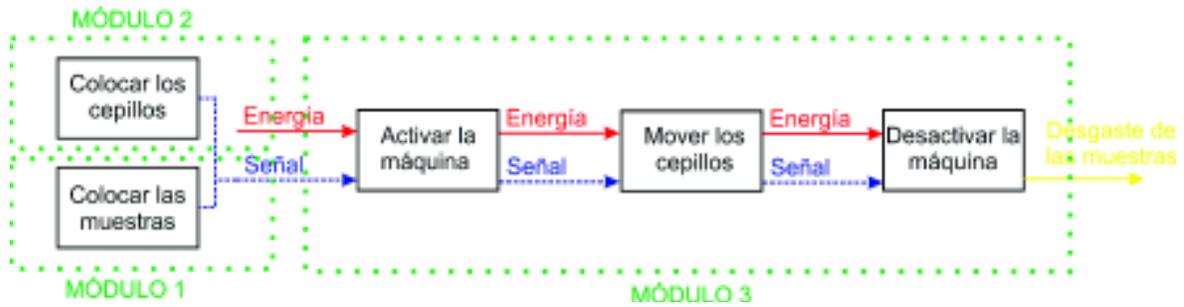


Figura 2.2. Diagrama funcional, Nivel 1.

(Fuente: Propia)

2.1.7. Presentación de alternativas

La máquina presenta tres funciones principales que son: sujeción de las muestras dentales, sujeción de los cepillos dentales y movimiento alternativo a la velocidad deseada; por lo que se establecen los módulos apropiados de manera que estas funciones sean realizadas.

2.1.7.1. Módulo 1: Sujeción de las muestras dentales

Se toman en cuenta los sistemas más comunes utilizados para mantener objetos en su posición.

Alternativa A: Placa sujeta mediante tornillos

En esta alternativa, mediante la utilización de tornillos se fija la placa de acrílico que contiene las muestras dentales, a la estructura construida en acero.



Figura 2.3. Placa sujeta mediante tornillos.
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Fácil intercambio de placas.
- Placa fija en los 3 ejes.
- Menor peso.
- El espesor de la placa puede variar.
- Elementos de fácil acceso en el mercado nacional.

Desventajas:

- La placa debe ser mecanizada (perforada).

Alternativa B: Placa sujeta con prensas

En esta alternativa, mediante la utilización de prensas se fija la placa de acrílico que contiene las muestras dentales, a la estructura construida en acero.



Figura 2.4. Placa sujeta mediante prensas.

(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Fácil intercambio de placas.
- La placa permanece intacta.
- El espesor de la placa puede variar.

Desventajas:

- Mayor complejidad ya que la prensa debe ser construida.
- Mayor peso.

Alternativa C: Placa alojada en guías

En esta alternativa, mediante la utilización de guías de aluminio se fija la placa de acrílico que contiene las muestras dentales, a la estructura construida en acero.

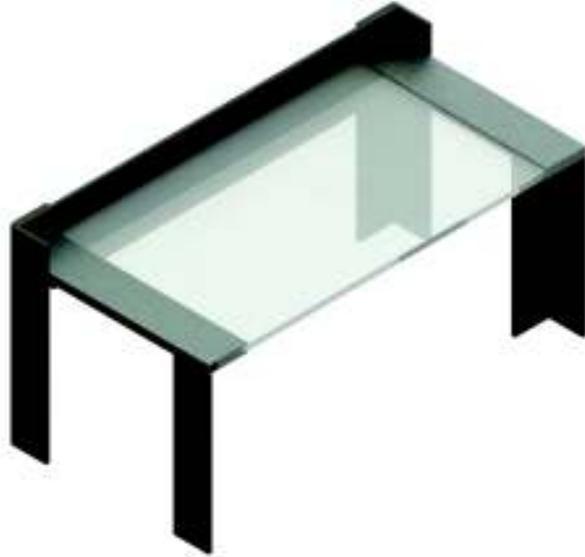


Figura 2.5. Placa alojada en guías.
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- De fácil intercambio de placas.
- Menor peso.
- La placa no es mecanizada.
- Elementos de fácil acceso en el mercado nacional.

Desventajas:

- La placa no está fija en los 3 ejes.
- El espesor de la placa no puede variar.

2.1.7.2. Módulo 2: Sujeción de los cepillos dentales

Se toman en cuenta los sistemas más comunes utilizados para mantener objetos en su posición.

Alternativa A: Sujeción mediante abrazaderas trapezoidales

En esta alternativa, mediante la utilización de abrazaderas trapezoidales se fijan los cepillos a la estructura móvil de acero.



Figura 2.6. Cepillos sujetos mediante abrazaderas trapezoidales.
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Fácil intercambio de cepillos.
- Los cepillos permanecen intactos.
- Elementos de fácil acceso en el mercado nacional.

Desventajas:

- Los cepillos podrían presentar movimiento en 2 ejes.
- Mayor peso.
- Los cepillos no quedan horizontales.

Alternativa B: Sujeción mediante tornillos

En esta alternativa, mediante la utilización de tornillos se sujetan los cepillos a la estructura móvil de acero.

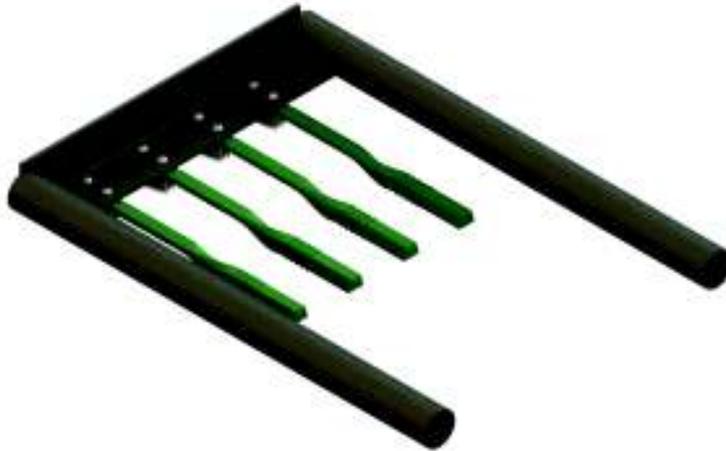


Figura 2.7. Cepillos sujetos mediante tornillos.
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Cepillos fijos en los 3 ejes.
- Menor peso.
- Elementos de fácil acceso en el mercado nacional.

Desventajas:

- Los cepillos deben ser perforados y cortados.

Alternativa C: Sujeción mediante abrazaderas tipo U

En esta alternativa, mediante la utilización de abrazaderas tipo "U" se fijan los cepillos a la estructura móvil de acero.



Figura 2.8. Cepillos sujetos mediante abrazaderas tipo U.
(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Fácil intercambio de cepillos.
- Cepillos fijos en los 3 ejes.
- Elementos de fácil acceso en el mercado nacional.

Desventajas:

- Los cepillos podrían deslizarse.

2.1.7.3. Módulo 3: Movimiento alternativo de los cepillos

Se toma en cuenta las distintas maneras de conseguir una velocidad determinada en el mecanismo de biela-manivela, con el fin de conseguir la velocidad establecida para los cepillos.

Alternativa A: Sistema de poleas y bandas

En esta alternativa, mediante la utilización de poleas y bandas se consigue reducir la velocidad de salida del motor.



Figura 2.9. Reducción mediante poleas y bandas.

(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Funcionamiento suave y silencioso.
- Menor costo.
- Fácil mantenimiento.
- Elementos de fácil acceso en el mercado nacional.

Desventajas:

- Grandes dimensiones externas.
- Vida útil corta de las bandas.
- Relación de transmisión variable.

Alternativa B: Uso de piñones y engranes

En esta alternativa, mediante la utilización de piñones y engranes se consigue reducir la velocidad de salida del motor.



Figura 2.10. Reducción mediante piñones y engranes.

(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Relación de transmisión constante
- Permite transmisiones de grandes potencias.
- Elementos de fácil acceso en el mercado nacional.

Desventajas:

- La distancia entre centros necesita mayores tolerancias de fabricación.
- Mayor costo.

Alternativa C: Variador de frecuencia

En esta alternativa, mediante la utilización de un variador de frecuencia se consigue reducir la velocidad de salida del motor.



Figura 2.11. Reducción mediante variador de frecuencia.

(Fuente: Propia)

Ventajas:

- Se puede establecer diferentes velocidades.
- Se trabaja con la velocidad de salida del motor.

Desventajas:

- Alto costo.
- Mayor peso.

2.1.8. Selección de alternativas

2.1.8.1. Criterios de selección

- **Funcionalidad:** La máquina debe garantizar el movimiento alternativo unidimensional a la velocidad de 270 ciclos por minuto.
- **Operación:** La máquina debe trabajar sin la necesidad de personal especializado, y de manera continua durante todo el ensayo.

- **Manufactura:** La máquina debe ser fabricada con materiales y procesos de fácil acceso en el mercado nacional.
- **Costo:** La máquina debe presentar un costo razonable (materiales, manufactura, operación y mantenimiento) para poder realizar la fabricación de la misma.

2.1.8.2. Método ordinal corregido de criterios ponderados

Módulo 1

- Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.2. Evaluación del peso específico de cada criterio, Módulo 1.

Funcionalidad > Operación > Manufactura = Costo						
Criterio	Funcionalidad	Operación	Manufactura	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Funcionalidad		1	1	1	4	0.4
Operación	0		1	1	3	0.3
Manufactura	0	0		0.5	1.5	0.15
Costo	0	0	0.5		1.5	0.15
					10	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad.

Tabla 2.3. Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad, Módulo 1.

Solución A > Solución B = Solución C					
Funcionalidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0.5
Solución B	0		0.5	1.5	0.25
Solución C	0	0.5		1.5	0.25
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Operación.

Tabla 2.4. Evaluación del peso específico del criterio Operación, Módulo 1.

Solución A = Solución B = Solución C

Operación	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0.5	0.5	2	0.333333333
Solución B	0.5		0.5	2	0.333333333
Solución C	0.5	0.5		2	0.333333333
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Manufactura.

Tabla 2.5. Evaluación del peso específico del criterio Manufactura, Módulo 1.

Solución A = Solución C > Solución B

Manufactura	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	0.5	2.5	0.416666667
Solución B	0		0	1	0.166666667
Solución C	0.5	1		2.5	0.416666667
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Costo.

Tabla 2.6. Evaluación del peso específico del criterio Costo, Módulo 1.

Solución A > Solución C > Solución B

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0.5
Solución B	0		0	1	0.166666667
Solución C	0	1		2	0.333333333
				6	1

(Fuente: Propia)

- Tabla de conclusiones.

Tabla 2.7. Tabla de conclusiones, Módulo 1.

Conclusión	Funcionalidad	Operación	Manufactura	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0.5*0.4	0.33*0.3	0.416*0.15	0.5*0.15	0.4375	1
Solución B	0.25*0.4	0.33*0.3	0.166*0.15	0.166*0.15	0.25	3
Solución C	0.25*0.4	0.33*0.3	0.416*0.15	0.33*0.15	0.3125	2

(Fuente: Propia)

Módulo 2

- Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.8. Evaluación del peso específico de cada criterio, Módulo 2.

Funcionalidad > Operación > Manufactura = Costo

Criterio	Funcionalidad	Operación	Manufactura	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Funcionalidad		1	1	1	4	0.4
Operación	0		1	1	3	0.3
Manufactura	0	0		0.5	1.5	0.15
Costo	0	0	0.5		1.5	0.15
					10	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad.

Tabla 2.9. Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad, Módulo 2.

Solución B = Solución C > Solución A

Funcionalidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0.166666667
Solución B	1		0.5	2.5	0.416666667
Solución C	1	0.5		2.5	0.416666667
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Operación.

Tabla 2.10. Evaluación del peso específico del criterio Operación, Módulo 2.

Solución A = Solución C > Solución B

Operación	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	0.5	2.5	0.416666667
Solución B	0		0	1	0.166666667
Solución C	0.5	1		2.5	0.416666667
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Manufactura.

Tabla 2.11. Evaluación del peso específico del criterio Manufactura, Módulo 2.

Solución B > Solución A = Solución C

Manufactura	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0.5	1.5	0.25
Solución B	1		1	3	0.5
Solución C	0.5	0		1.5	0.25
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Costo.

Tabla 2.12. Evaluación del peso específico del criterio Costo, Módulo 2.

Solución B > Solución A = Solución C

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0.5	1.5	0.25
Solución B	1		1	3	0.5
Solución C	0.5	0		1.5	0.25
				6	1

(Fuente: Propia)

- Tabla de conclusiones.

Tabla 2.13. Tabla de conclusiones, Módulo 2.

Conclusión	Funcionalidad	Operación	Manufactura	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0.5*0.4	0.33*0.3	0.416*0.15	0.5*0.15	0.2667	3
Solución B	0.25*0.4	0.33*0.3	0.166*0.15	0.166*0.15	0.3667	1=2
Solución C	0.25*0.4	0.33*0.3	0.416*0.15	0.33*0.15	0.3667	1=2

(Fuente: Propia)

Módulo 3

- Evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla 2.14. Evaluación del peso específico de cada criterio, Módulo 3.

Funcionalidad > Operación > Manufactura = Costo

Criterio	Funcionalidad	Operación	Manufactura	Costo	$\Sigma+1$	Ponderación
Funcionalidad		1	1	1	4	0.4
Operación	0		1	1	3	0.3
Manufactura	0	0		0.5	1.5	0.15
Costo	0	0	0.5		1.5	0.15
					10	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad.

Tabla 2.15. Evaluación del peso específico del criterio Funcionalidad, Módulo 3.

Solución B = Solución C > Solución A

Funcionalidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0.166666667
Solución B	1		0.5	2.5	0.416666667
Solución C	1	0.5		2.5	0.416666667
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Operación.

Tabla 2.16. Evaluación del peso específico del criterio Operación, Módulo 3.

Solución A = Solución B > Solución C

Operación	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0.5	1	2.5	0.416666667
Solución B	0.5		1	2.5	0.416666667
Solución C	0	0		1	0.166666667
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Manufactura.

Tabla 2.17. Evaluación del peso específico del criterio Manufactura, Módulo 3.

Solución A = Solución B > Solución C

Manufactura	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0.5	1	2.5	0.416666667
Solución B	0.5		1	2.5	0.416666667
Solución C	0	0		1	0.166666667
				6	1

(Fuente: Propia)

- Evaluación del peso específico del criterio Costo.

Tabla 2.18. Evaluación del peso específico del criterio Costo, Módulo 3.

Solución A > Solución B > Solución C

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0.5
Solución B	0		1	2	0.333333333
Solución C	0	0		1	0.166666667
				6	1

(Fuente: Propia)

- Tabla de conclusiones.

Tabla 2.19. Tabla de conclusiones, Módulo 3.

Conclusión	Funcionalidad	Operación	Manufactura	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0.5*0.4	0.33*0.3	0.416*0.15	0.5*0.15	0.3292	2
Solución B	0.25*0.4	0.33*0.3	0.166*0.15	0.166*0.15	0.4042	1
Solución C	0.25*0.4	0.33*0.3	0.416*0.15	0.33*0.15	0.2667	3

(Fuente: Propia)

2.1.9. Solución general

De acuerdo con el análisis anterior y las Tablas 2.7, 2.13 y 2.19, se puede apreciar que la solución más adecuada es la que se encuentra conformada por las alternativas A, B y B de los módulos 1, 2 y 3 respectivamente.

Esta solución contiene: la sujeción de la placa de acrílico que contiene las muestras dentales mediante la utilización de tornillos, la sujeción de los cepillos dentales mediante la utilización de tornillos, y la reducción de la velocidad del motor mediante la utilización de un sistema de engranes.

En la Figura 2.12 se presenta el esquema del prototipo que compone la solución general del problema.

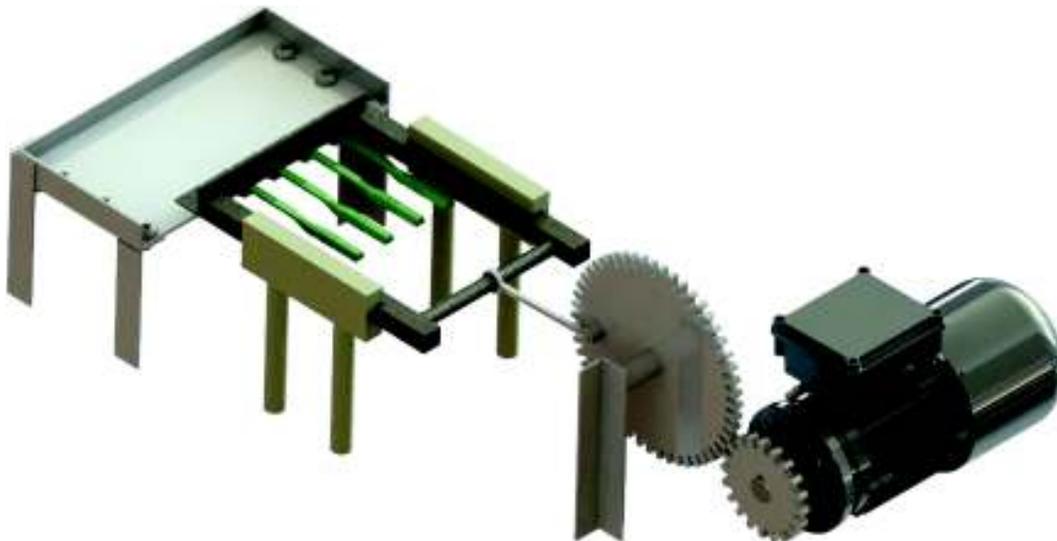


Figura 2.12. Solución General.

(Fuente: Propia)

2.2. Diseño de elementos y partes

2.2.1. Potencia del motor

Para calcular la potencia del motor se considera la inercia de las partes a ser movidas y la fuerza de rozamiento que generan las guías.

Las partes por mover corresponden a la biela y a las guías. El peso de estas fue obtenido con la ayuda del software SolidWorks. Tanto la biela como las guías son de acero A36 por lo que teniendo la forma de estas y la densidad del material, se obtiene una masa igual a 1.689 Kg.

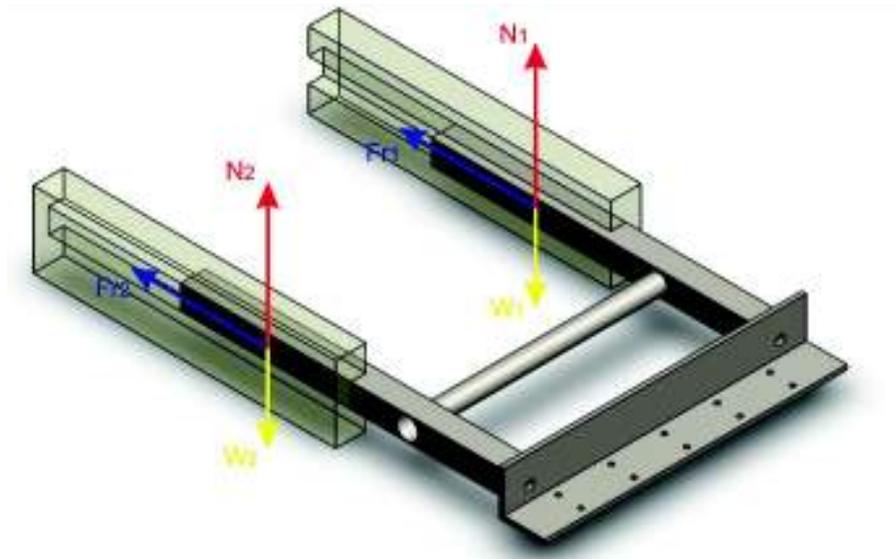


Figura 2.13. Diagrama de cuerpo libre de las guías.

(Fuente: Propia)

Para el cálculo de la fuerza de rozamiento se consideró el peso anterior dividido entre las dos guías que componen la máquina como se puede apreciar en la Figura 2.13. Por lo que la fuerza normal de cada guía es:

$$N1 = N2 = 8.276 N$$

La ecuación para el cálculo de la fuerza de rozamiento es la siguiente:

$$F_r = \mu * N$$

Ecuación 2.1.

El coeficiente de rozamiento estático entre el acero y el nylon es de 0.3¹.

$$F_r = 0.3 * 8.276 N$$

$$F_r = 2.483 N$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 2.483 N$$

Por ende, la fuerza de rozamiento total de ambas guías es:

$$F_r = 5 N$$

Para calcular la inercia de la máquina se debe tener en cuenta la aceleración que esta presenta durante su funcionamiento, para lo cual se hace un análisis del mecanismo de biela-manivela como se puede apreciar en la Figura 2.14.

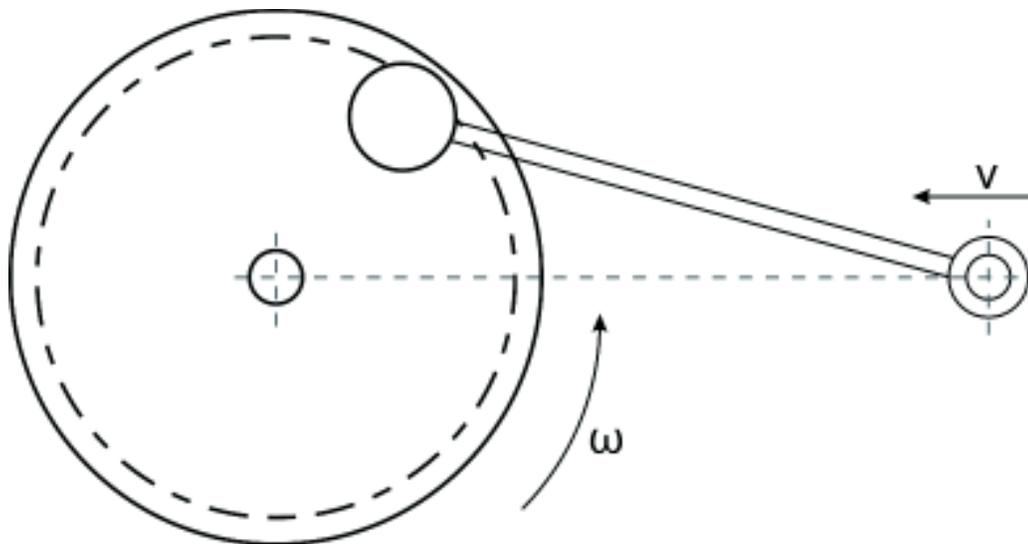


Figura 2.14. Sistema biela-manivela.

(Fuente: Propia)

El sistema biela-manivela se puede representar como se muestra en la Figura 2.15 para efectos de cálculos:

¹ (Foix, 2001)

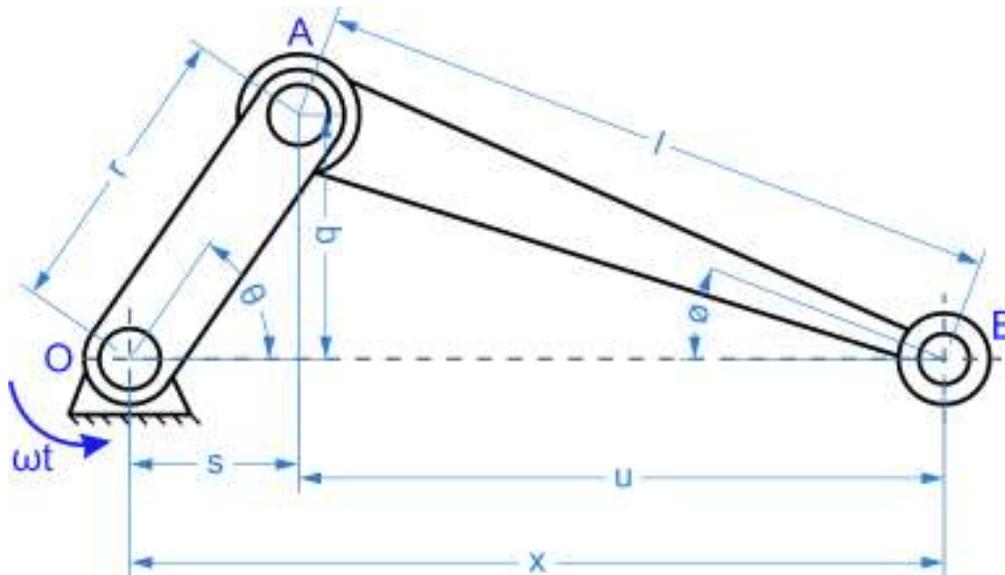


Figura 2.15. Representación del sistema biela-manivela.

(Fuente: Propia)

Se tiene que el radio de la manivela es r y la longitud de la biela es l , el ángulo que forma la manivela con la horizontal es θ y el ángulo que forma la biela con la horizontal es φ . Para cualquier velocidad angular constante, $\theta = \omega t$.

De acuerdo con los triángulos $rq\theta$ y $lq\varphi$, y por geometría se tiene que:

$$q = r \sin \theta = l \sin \varphi$$

$$\theta = \omega t$$

$$\sin \varphi = \frac{r}{l} \sin \omega t$$

$$s = r \cos \omega t$$

$$u = l \cos \varphi$$

$$x = s + u = r \cos \omega t + l \cos \varphi$$

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2}$$

$$x = r \cos \theta + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta\right)^2}$$

Ecuación 2.2.

Con esta ecuación se tiene la posición de x en función del ángulo θ , por lo que al derivarla se puede obtener tanto la velocidad como la aceleración de x en función del ángulo θ .

$$\dot{x} = -r\omega \left[\sin\theta + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin\theta\right)^2}} \right]$$

Ecuación 2.3.

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left\{ \cos\theta - \frac{r[l^2(1 - 2\cos^2\theta) - r^2\sin^4\theta]}{[l^2 - (r\sin\theta)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\}$$

Ecuación 2.4.

Para la máquina se espera una carrera de 10 cm (ancho de la placa que contiene las muestras dentales) y un brazo de por lo menos el doble de la carrera para evitar interferencias, por lo que se resuelven las tres ecuaciones para los siguientes valores:

- $\theta = 0^\circ - 360^\circ$
- $r = 0.05 \text{ m}$
- $l = 0.29 \text{ m}$
- $\omega = 270 \text{ rpm} = 28.2743 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Luego de resolver las ecuaciones para distintos valores del ángulo θ , se obtienen los resultados presentados en la Tabla 2.20.

Tabla 2.20. Posición, velocidad y aceleración en función del ángulo θ .

Ángulo °	Distancia m	Velocidad m/s	Aceleración m/s ²
0	0.340	0.000	-46.864
20	0.339	-0.287	-45.850
40	0.336	-0.562	-42.871
30	0.332	-0.813	-38.114
40	0.327	-1.029	-31.875
50	0.320	-1.204	-24.537
60	0.312	-1.331	-16.541
70	0.303	-1.408	-8.343

80	0.294	-1.435	-0.376
90	0.286	-1.414	6.996
100	0.277	-1.350	13.506
110	0.269	-1.249	18.999
120	0.262	-1.118	23.431
130	0.255	-0.962	26.850
140	0.250	-0.788	29.365
150	0.246	-0.601	31.119
160	0.243	-0.405	32.251
170	0.241	-0.204	32.880
180	0.240	0.000	33.080
190	0.241	0.204	32.880
200	0.243	0.405	32.251
210	0.246	0.601	31.119
220	0.250	0.788	29.365
230	0.255	0.962	26.850
240	0.262	1.118	23.431
250	0.269	1.249	18.999
260	0.277	1.350	13.506
270	0.286	1.414	6.996
280	0.294	1.435	-0.376
290	0.303	1.408	-8.343
300	0.312	1.331	-16.541
310	0.320	1.204	-24.537
320	0.327	1.029	-31.875
330	0.332	0.813	-38.114
340	0.336	0.562	-42.871
350	0.339	0.287	-45.850
360	0.340	0.000	-46.864

(Fuente: Propia)

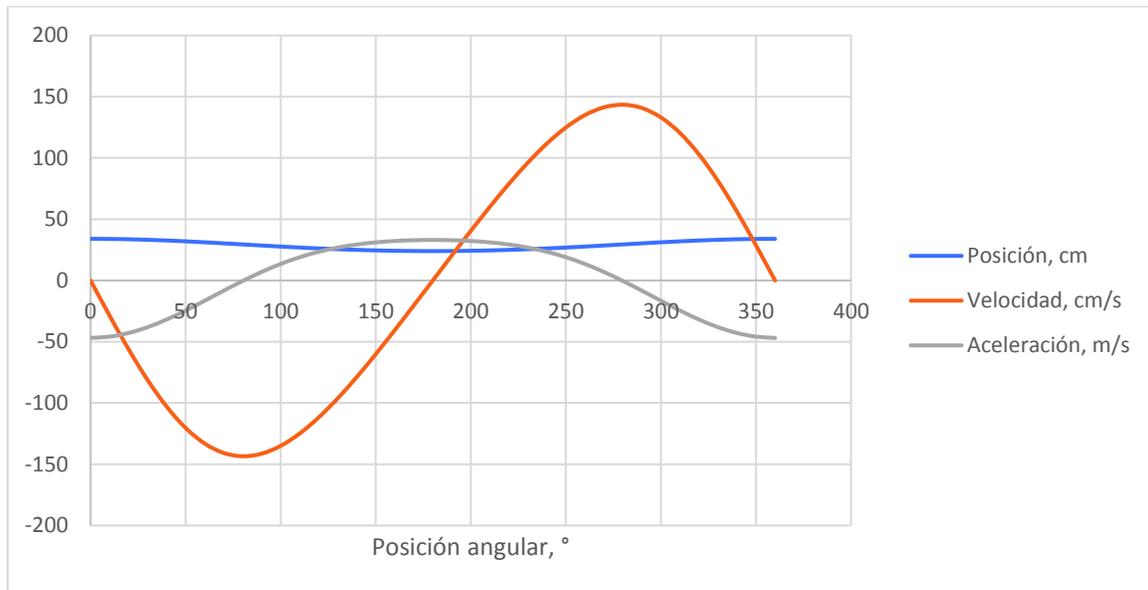


Figura 2.16. Estado de la biela-manivela respecto a la posición angular.

(Fuente: Propia)

De acuerdo con la Tabla 2.20 se tiene que la aceleración máxima que presenta el mecanismo de biela-manivela es igual a $46.864 \frac{m}{s^2}$.

Con el valor de la aceleración conocido se puede calcular la fuerza inercial de las partes móviles de la máquina, que en este caso corresponden a las guías y la biela.

$$F_i = ma$$

Ecuación 2.5.

$$F_i = 1.689 \text{ kg} * 46.864 \frac{m}{s^2}$$

$$F_i = 79 \text{ N}$$

La fuerza total que debe mover el motor es igual a la suma de la fuerza de rozamiento más la inercia de las partes en movimiento de la máquina, y esta es igual a:

$$F_1 = F_i + F_r$$

$$F_1 = 79.153 \text{ N} + 4.966 \text{ N}$$

$$F_1 = 84 \text{ N}$$

De acuerdo con la Figura 2.16 sobre el diagrama de fuerzas actuantes sobre el tren de engranes, se calcula la potencia requerida por el motor eléctrico.

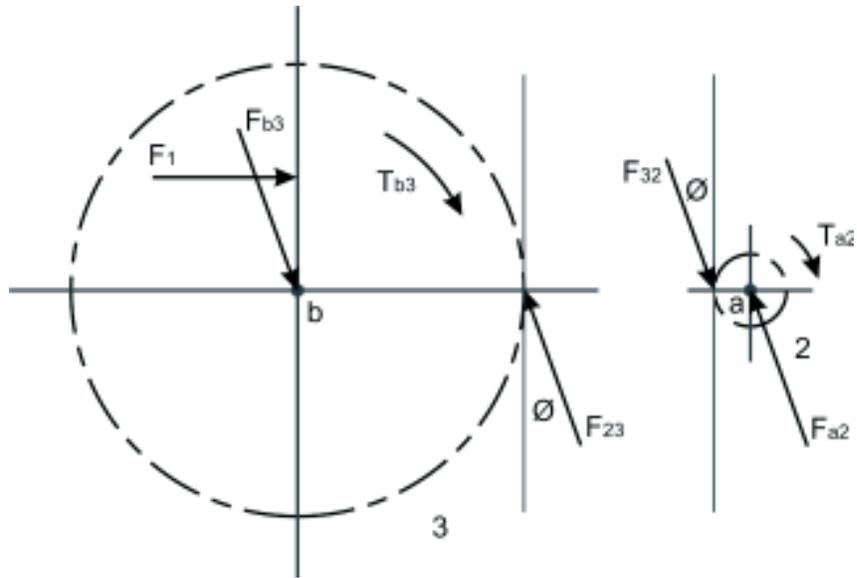


Figura 2.17. Fuerzas actuantes sobre los engranes.

(Fuente: Propia)

Considerando el análisis anterior se tiene que la distancia requerida para conseguir una carrera de 10 cm, entre la fuerza F_1 y el centro de giro b es de 5 cm.

$$F_1 * 0.05 \text{ m} = F_{23}^t * \frac{d_3}{2}$$

$$F_{23}^t = \frac{0.1 \text{ m} * F_1}{d_3} = \frac{0.1 \text{ m} * 84.119 \text{ N}}{0.23 \text{ m}}$$

$$F_{23}^t = 36.573 \text{ N}$$

$$F_{23}^t = F_{32}^t$$

$$\tau_{a2} = F_{23}^t * \frac{d_2}{2}$$

$$\tau_{a2} = 36.573 \text{ N} * \frac{0.036 \text{ m}}{2}$$

$$\tau_{a2} = 0.658 \text{ N.m}$$

$$H = \tau * \omega$$

Ecuación 2.6.

$$H = 0.658 \text{ N.m} * 1730 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}$$

$$H = 119 \text{ W} = 0.159 \text{ HP}$$

Con los valores calculados se puede apreciar que la potencia mínima requerida del motor es de 0.159 HP, por lo que teniendo en cuenta los motores disponibles en el Anexo IV se utilizará un motor de 1/4 HP.

2.2.2. Transmisión de potencia

Dentro del cálculo de engranes se pretende establecer el ancho de cara de estos, además de verificar si estos soportan adecuadamente los esfuerzos a los que serán sometidos.

Para conseguirlo se utilizan las distintas ecuaciones presentadas a continuación.

- Diámetro de paso, mm.

$$d = Nm$$

Ecuación 2.7.

Donde:

- N: Número de dientes.
- m: Módulo, mm.

- Paso circular, mm.

$$p = \pi * m$$

Ecuación 2.8.

- Velocidad en la línea de paso, m/s.

$$V = \frac{d * \omega}{2}$$

Ecuación 2.9.

Donde:

- ω : Velocidad angular del engrane, rad/s.

- Factor de efectos dinámicos

$$Kv = \frac{6.1 + V}{6.1}$$

Ecuación 2.10.

- Carga transmitida, kN.

$$Wt = \frac{60000H}{\pi dn}$$

Ecuación 2.11.

Donde:

- H: Potencia, HP.
- n: Velocidad angular del engrane, rpm.

- Ancho de cara, m.

$$F = \frac{Kv * Wt}{m * Y * \frac{Sy}{\eta}}$$

Ecuación 2.12.

Donde:

- Y: Factor de Lewis.
- Sy: Resistencia a la fluencia, MPa.
- η : Factor de seguridad.

- Factor de Lewis

Este factor se obtiene de la siguiente imagen:

Tabla 2.21. Valores del factor de forma de Lewis, Y.

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Para la transmisión de potencia de la máquina se requieren 2 engranes debido a que la relación de transmisión es menor a 1:10, los mismos que serán engranes rectos por la facilidad constructiva de los mismos.

Se establecen distintos parámetros necesarios para realizar los cálculos respectivos:

- Potencia del motor: $H=1/4$ HP
- Velocidad de entrada (salida del motor): 1730 rpm
- Velocidad de salida: 270 rpm
- Módulo: $m=2$ mm
- Ángulo de presión: $\Phi=20^\circ$
- Material: Acero AISI 1020 ($S_y=350$ MPa)
- Factor de seguridad: $\eta =3$

Con los datos anteriores se puede obtener y establecer los siguientes parámetros:

- Relación de transmisión: 1:6.4
- Número de dientes del piñón: $z=18$
- Número de dientes de la rueda conducida: $z=115$

En primer lugar, se verifica que, de acuerdo con el número de dientes presentado los engranes no presenten interferencia entre sí. De acuerdo con (Mott, 2006) esto se consigue considerando el número mínimo de dientes que presenta el piñón para lo cual se tiene la Tabla 2.22.

Tabla 2.22. Interferencia en engranes.

Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20° , profundidad total, engranado con un engrane	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente $14\frac{1}{2}^\circ$, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20° , profundidad total	18	16	101
Envolvente 25° , profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

(Fuente: (Mott, 2006))

En la Tabla 2.22 se puede ver que para un piñón de 20° con 17 dientes, el número máximo de dientes que puede tener el engrane conducido es de 1309. Con estos datos se puede ver que para un piñón de 20° con 18 dientes se puede tener un engrane conducido con más de 1309 dientes, por lo que se garantiza que no existirá interferencia con los engranes considerados.

Con estos datos se presenta el cálculo del ancho de cara de los engranes en la Tabla 2.23 teniendo en cuenta que como regla general, los engranes rectos deben tener el ancho de cara de tres a cinco veces el paso circular².

Tabla 2.23. Ancho de cara de los engranes.

Parámetro	Unidades	Piñón	Rueda
		Resultado	
Número de dientes	-	18	115
Módulo	mm	2	2
Paso circular	mm	6.283	6.283
Diámetro de paso	mm	36	230
Velocidad angular	rpm	1730	270
	rad/s	181.165	28.274
Velocidad en la línea de paso	m/s	3.261	3.252
Carga transmitida	kN	57.169	57.334
Factor de velocidad	-	1.535	1.533
Factor de forma de Lewis	-	0.309	0.451
Ancho de cara	mm	1.217	0.835
Ancho de cara mínimo	mm	18.850	18.850
Ancho de cara máximo	mm	31.416	31.416

(Fuente: Propia)

Debido a que el ancho de cara calculado es menor al ancho de cara mínimo, se selecciona un ancho de cara ligeramente superior al mínimo:

$$F = 20 \text{ mm}$$

Para el cálculo de los factores de seguridad de los dientes de los engranes tanto a la flexión como al contacto, se hará uso de las siguientes ecuaciones que se encuentran en unidades inglesas.

² (Budynas & Nisbett, 2008)

- Esfuerzo de flexión

$$\sigma = Wt * Ko * Kv * Ks * \frac{Pd}{F} * \frac{Km * Kb}{J}$$

Ecuación 2.13.

Donde:

- σ : Esfuerzo de flexión, psi.
- Wt: Carga transmitida, lbf.
- Ko: Factor de sobrecarga.
- Kv: Factor dinámico.
- Ks: Factor de tamaño.
- F: Ancho de cara, pulg.
- Pd: Paso diametral, pulg.
- Km: Factor de distribución de la carga.
- Kb, Factor del espesor del aro.
- J: Factor geométrico de resistencia a la flexión.

- Factor de sobrecarga

Tabla 2.24. Factores de sobrecarga, Ko.

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

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Para impacto uniforme.

- Factor dinámico

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

Ecuación 2.14.

Donde:

- Kv: Factor dinámico.
- V: Velocidad en la línea de paso.
- $A = 50 + 56(1 - B)$.

- $B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$
- Q_v : Número de control de calidad, 3-7.

- Factor de tamaño³

$$K_s = 1$$

- Factor de distribución de la carga

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e)$$

Ecuación 2.15.

Donde:

- K_m : Factor de distribución de la carga.
- C_{mc} : 1 para dientes sin coronar.
- $C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.025$.
- C_{pm} : 1 para piñón montado separado.
- $C_{ma} = 0.127 + 0.0158F - 0.930(x10^{-4})F^2$.
- C_e : 1.

- Factor del espesor del aro⁴

$$K_b = 1$$

- Factor geométrico de resistencia a la flexión

³ (Budynas & Nisbett, 2008)

⁴ (Budynas & Nisbett, 2008)

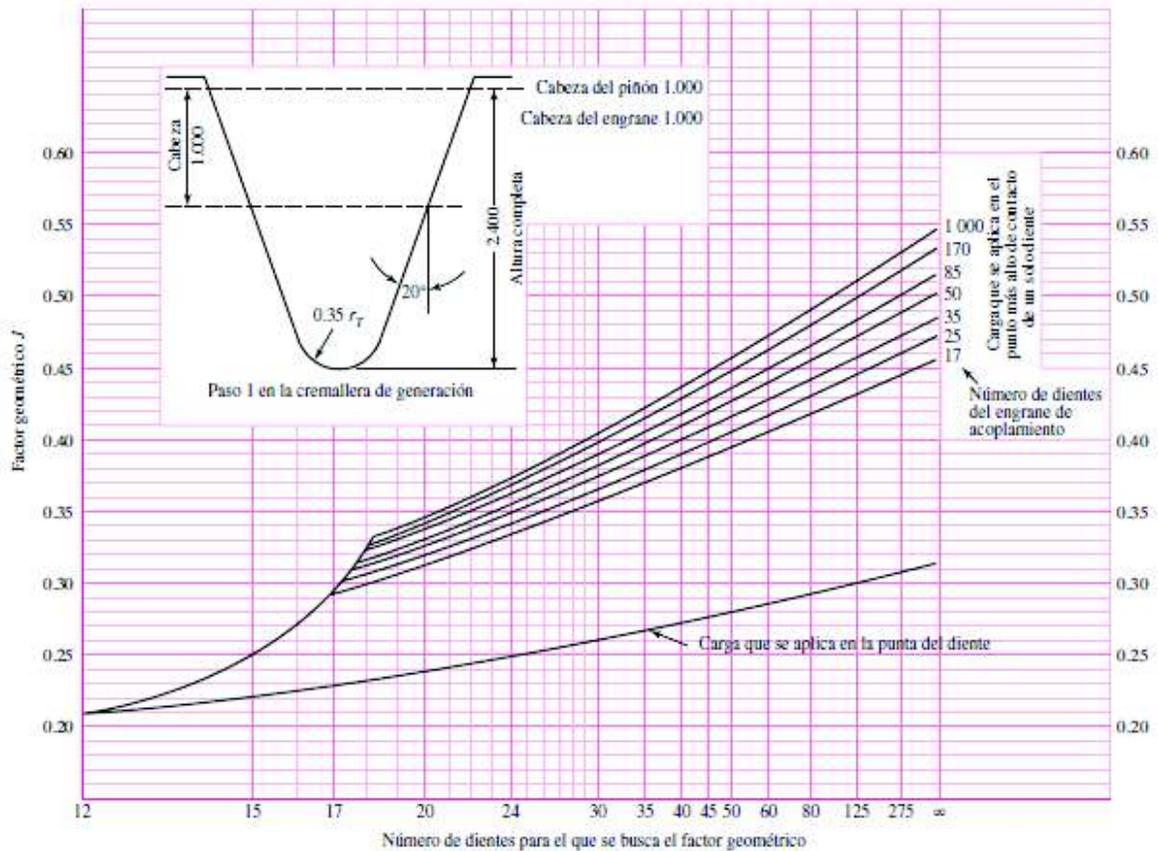


Figura 2.18. Factor geométrico de resistencia a la flexión.

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Se resuelve para los engranes con número de dientes, $N_p=18$ y $N_g=115$.

- Esfuerzo de flexión permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{S_F K_T K_R}$$

Ecuación 2.16.

Donde:

- σ_{perm} : Esfuerzo de flexión permisible, psi.
- S_t : Número de esfuerzo de flexión permisible. lbf/pulg².
- S_F : Factor de seguridad.
- Y_N : Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión.
- K_T : Factor de temperatura.
- K_R : Factor de confiabilidad.

- Número de esfuerzo de flexión permisible

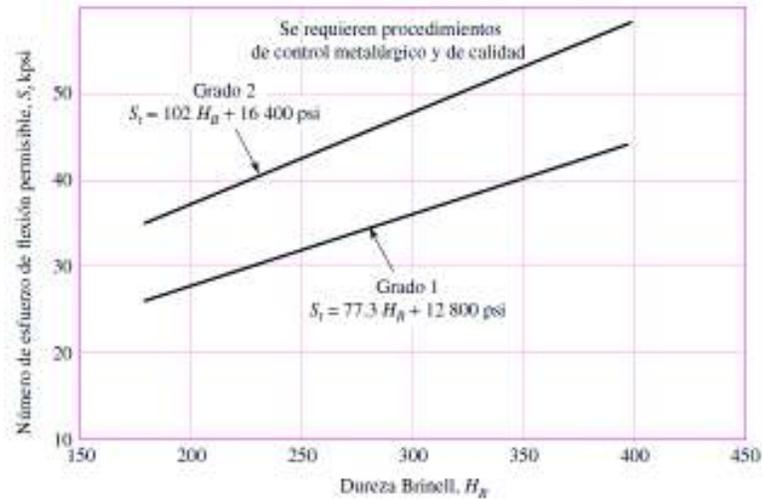


Figura 2.19. Número de esfuerzo de flexión permisible.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Se resuelve para engranes de acero AISI 1020 con $H_B = 121$.

- Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión

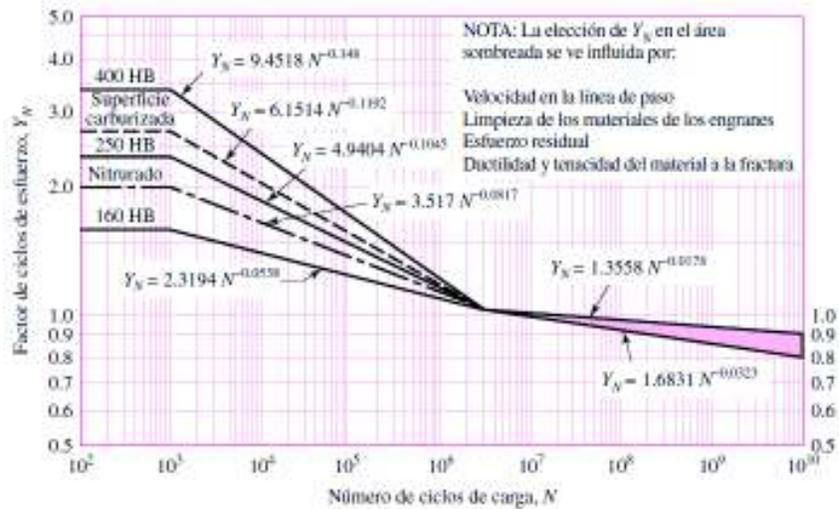


Figura 2.20. Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión.

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Se resuelve para ciclos de esfuerzo de ambos engranes $N_P = 10^8$ y $N_G = \frac{10^8}{115/18} = 15 \times 10^6$, respectivamente.

- Factor de temperatura⁵

$$K_T = 1$$

- Factor de confiabilidad

Tabla 2.25. Factor de confiabilidad.

Confiabilidad	$K_a (Y_2)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Se trabajará con una confiabilidad de 0.9.

- Resistencia a la picadura (esfuerzo de contacto).

$$\sigma_c = C_p \sqrt{Wt * K_o * K_v * K_s * \frac{Km}{d_p F} * \frac{C_f}{I}}$$

Ecuación 2.17.

Donde:

- σ_c : Esfuerzo de contacto, Pa.
 - C_p : Coeficiente elástico, (lbf/pulg²)^{1/2}
 - C_f : Factor de condición superficial.
 - I : Factor de resistencia al contacto.
 - d_p : Diámetro de paso, pulg.
- Coeficiente elástico

⁵ (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 2.26. Coeficiente elástico.

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón E_p , psi (MPa) ⁶	Material y módulo de elasticidad de la corona E_G , lbf/pulg ² (MPa) ⁶					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro fundido 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce al aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce al estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2.300 [191]	2.180 [181]	2.160 [179]	2.100 [174]	1.950 [162]	1.900 [158]
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2.180 [181]	2.090 [174]	2.070 [172]	2.020 [168]	1.900 [158]	1.850 [154]
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2.160 [179]	2.070 [172]	2.050 [170]	2.000 [166]	1.880 [156]	1.830 [152]
Hierro fundido	22×10^6 (1.5×10^5)	2.100 [174]	2.020 [168]	2.000 [166]	1.960 [163]	1.850 [154]	1.800 [149]
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1.950 [162]	1.900 [158]	1.880 [156]	1.850 [154]	1.750 [145]	1.700 [141]
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1.900 [158]	1.850 [154]	1.830 [152]	1.800 [149]	1.700 [141]	1.650 [137]

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Se trabaja con ambos engranes de acero AISI 1020.

- Factor de condición superficial

$$C_f = 1^6$$

- Factor de resistencia al contacto

$$I = \frac{\cos\phi_t \sin\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Ecuación 2.18.

Donde:

- ϕ_t : 20° .
- m_N : 1.
- $m_G = \frac{N_G}{N_P}$.

- Esfuerzo de contacto permisible

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R}$$

Ecuación 2.19.

Donde:

- $\sigma_{c,perm}$: Esfuerzo de contacto permisible, psi.
- S_c : Número de esfuerzo de contacto permisible, lbf/pulg².

⁶ (Budynas & Nisbett, 2008)

- S_H : Factor de seguridad.
- Z_N : Factor de vida de ciclos de esfuerzo.
- C_H : Factor de la relación de durezas de resistencia a la picadura.

- Número de esfuerzo de contacto permisible

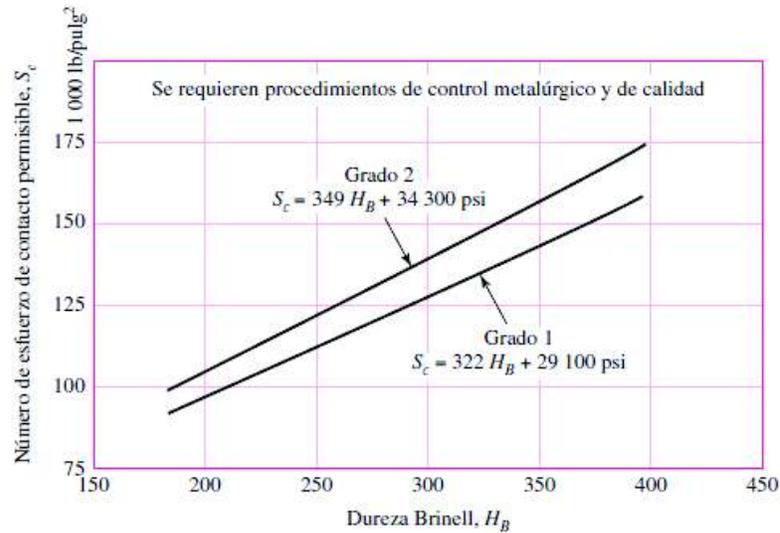


Figura 2.21. Número de esfuerzo de contacto permisible.

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Se resuelve para engranes de acero AISI 1020 con $H_B = 121$.

- Factor de vida de ciclos de esfuerzo

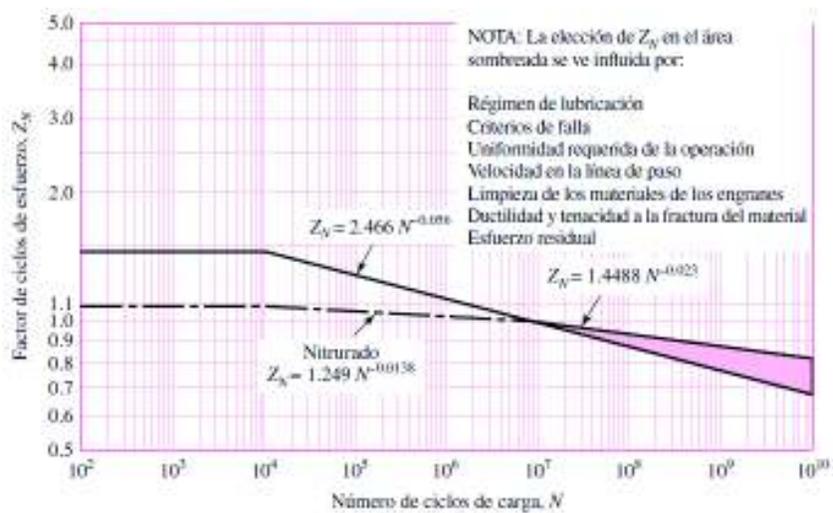


Figura 2.22. Factor de vida de ciclos de esfuerzo.

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Se resuelve para ciclos de esfuerzo de ambos engranes $N_P = 10^8$ y $N_G = \frac{10^8}{115/18} = 15 \times 10^6$, respectivamente.

- Factor de la relación de durezas de resistencia a la picadura⁷

$$C_H = 1$$

Se resuelven las ecuaciones para los 2 engranes presentados anteriormente y los resultados se presentan en las siguientes tablas.

Tabla 2.27. Esfuerzo de flexión.

Parámetro	Unidades	Piñón	Rueda
		Resultado	
Número de dientes		18	115
Diámetro de paso	pulg	1.417	9.055
Paso circular	pulg	0.247	0.247
Paso diametral	dientes/pulg	12.700	12.700
Carga transmitida	lbf	12.852	12.889
Factor de sobrecarga	-	1	1
Factor dinámico	-	1.615	1.614
Factor de tamaño	-	1	1
Factor de distribución de la carga	-	1.170	1.164
Factor del espesor del aro	-	1	1
Factor geométrico de resistencia a la flexión	-	0.330	0.430
Esfuerzo de flexión	psi	1186	908

(Fuente: Propia)

⁷ (Budynas & Nisbett, 2008)

Tabla 2.28. Factor de seguridad de flexión.

		Piñón	Rueda
Parámetro	Unidades	Resultado	
Esfuerzo de flexión	psi	1186	908
Número de esfuerzo de flexión permisible	psi	22153.3	22153.3
Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión	-	0.977	1.010
Factor de temperatura	-	1	1
Factor de confiabilidad	-	0.850	0.850
Factor de seguridad de flexión	-	21.447	28.954

(Fuente: Propia)

Tabla 2.29. Esfuerzo de contacto (resistencia a la picadura).

		Piñón	Rueda
Parámetro	Unidades	Resultado	
Número de dientes	-	18	115
Módulo	mm	2	2
Diámetro de paso	pulg	1.417	9.055
Paso circular	pulg	0.247	0.247
Paso diametral	dientes/pulg	12.7	12.7
Coefficiente elástico	(psi) ^{0.5}	2300	2300
Carga transmitida	lbf	12.852	12.889
Factor de sobrecarga	-	1	1
Factor dinámico	-	1.615	1.614
Factor de tamaño	-	1	1
Factor de distribución de la carga	-	1.170	1.164
Factor de condición superficial	-	1	1
Factor de resistencia al contacto	-	0.139	0.139
Esfuerzo de contacto	psi	28783	11373

(Fuente: Propia)

Tabla 2.30. Factor de seguridad de contacto.

Parámetro	Unidades	Piñón	Rueda
		Resultado	
Esfuerzo de contacto	psi	28783	11373
Número de esfuerzo de contacto permisible	psi	68062	68062
Factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de contacto	-	0.948	0.990
Factor de la relación de durezas de resistencia a la picadura	-	1	1
Factor de temperatura	-	1	1
Factor de confiabilidad	-	0.85	0.85
Factor de seguridad de contacto	-	2.638	6.968

(Fuente: Propia)

El factor de seguridad obtenido más pequeño corresponde a la resistencia a la picadura o esfuerzo de contacto del piñón (engrane conductor), siendo este igual a 2.6.

Teniendo en cuenta los resultados presentados en las anteriores tablas se puede afirmar que los engranes trabajarán adecuadamente dentro de los parámetros establecidos.

2.2.3. Eje de soporte del engrane

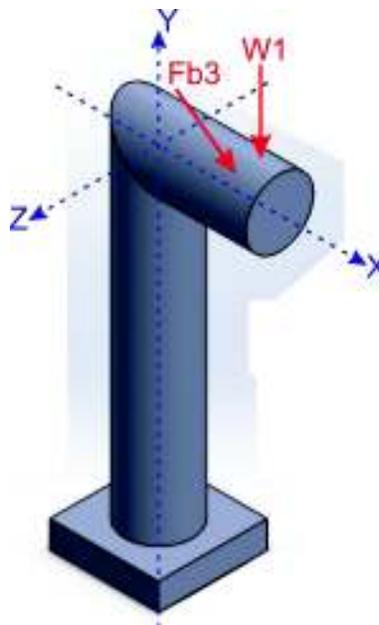


Figura 2.23. Eje de soporte del engrane.

(Fuente: Propia)

El análisis del eje que sirve de soporte para el engrane conducido será realizado tanto estáticamente como bajo fatiga. El máximo esfuerzo que soporta el eje se encuentra ubicado en el origen que en este caso es el empotramiento.

2.2.3.1. Fuerzas en el eje de soporte

Este análisis parte de las fuerzas que produce el movimiento de los engranes el cual se representa en la Figura 2.29.

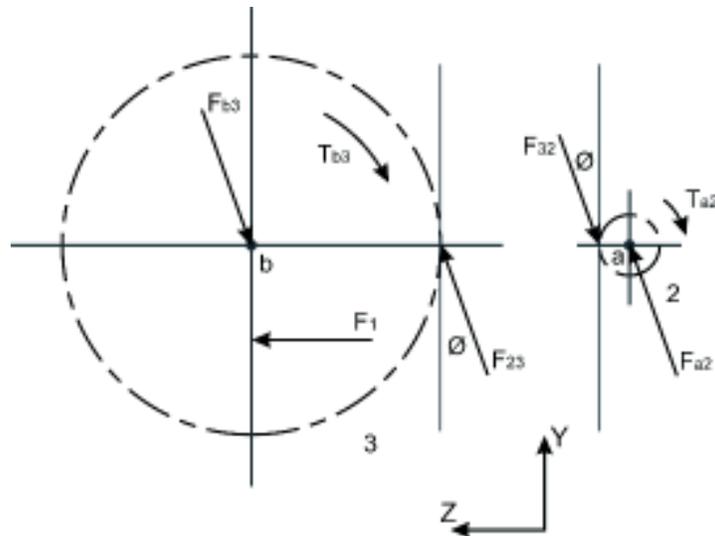


Figura 2.24. Fuerzas actuantes en los engranes.
(Fuente: Propia)

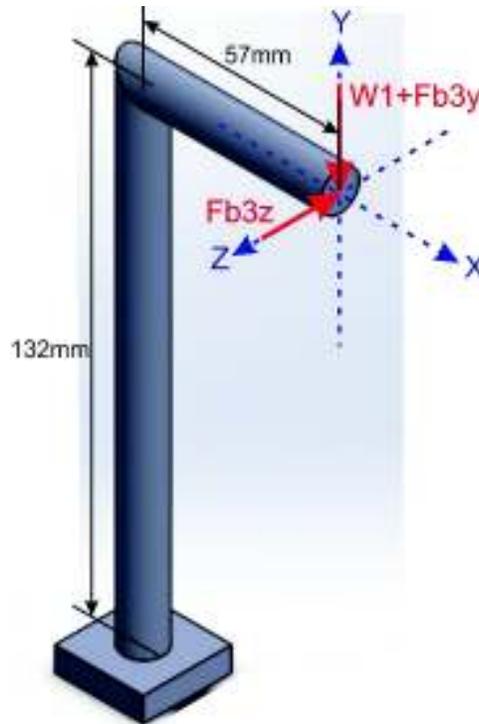


Figura 2.25. Fuerzas actuantes sobre el eje de soporte del engrane.

(Fuente: Propia)

En la Figura 2.29 se puede apreciar las fuerzas que actúan sobre el eje. La fuerza F_{b3} es producida debido al movimiento del engrane que se apoya sobre el eje, y es movido por un motor de 1/4 HP. Adicionalmente, de cálculos anteriores se tiene que la fuerza, $F_1=84$ N.

Con la ayuda de la Figura 2.29 y usando la Ecuación 2.6 se determina la fuerza F_{b3} .

$$H = \tau * \omega$$

$$\tau = \frac{0.25 \text{ hp} * \frac{745.7 \text{ W}}{1 \text{ hp}}}{1730 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}}$$

$$\tau_{a2} = 1.029 \text{ N.m}$$

$$\tau_{a2} = F_{23}^t * \frac{d2}{2}$$

$$F_{23}^t = \frac{2 * 1.029 \text{ N.m}}{0.036 \text{ m}}$$

$$F_{23}^t = 57.167 \text{ N}$$

$$F_{b3y} = F_{23}^t = 57.167 \text{ N}$$

$$F_{b3z} = F_1 + F_{23z}$$

$$F_{b3z} = 84.119 \text{ N} + 57.167 \text{ N} * \tan 20^\circ$$

$$Fb_{3z} = 105 N$$

El peso del engrane y demás elementos que son soportados por el eje se obtiene con la ayuda del software SolidWorks. Teniendo en cuenta que las guías y la biela son de acero A36 y el engrane es de acero AISI 1020, se obtiene una masa igual a 1.689 kg,

$$W1 = m * g$$

Ecuación 2.20

Donde:

- m: masa, kg.
- g: gravedad, m/s².

$$W1 = 5.9 kg * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$W1 = 58 N$$

Con estos valores se determina que las fuerzas aplicadas al eje son:

$$Fy = Fb_{3y} + W1 = -115 N$$

$$Fz = Fb_{3z} = -105 N$$

2.2.3.2. Diseño estático del eje de soporte

Considerando las fuerzas que soporta el elemento se tiene que en su origen este soporta esfuerzos tanto de torsión como de flexión.

Estos esfuerzos se hallan con las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Ecuación 2.21.

Donde:

- σ_x : Esfuerzo de flexión, MPa.
- M: Momento flector, N.m.
- d: Diámetro del eje, mm.

$$\tau_x = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Ecuación 2.22.

Donde:

- τ_x : Esfuerzo de torsión, MPa.
- T: Torque, N.m.
- d: Diámetro del eje, mm.

Se tienen 2 momentos en el eje que son causados tanto por la fuerza en el eje Y como la fuerza en el eje Z.

El momento flector causado por las fuerzas en el eje Y es igual a:

$$M = F_y * r_x$$
$$M = 114.987 \text{ N} * 0.057 \text{ m}$$
$$M = 6.6 \text{ N.m}$$

El momento flector causado por las fuerzas en el eje Z es igual a:

$$M = F_z * r_y$$
$$M = 104.926 \text{ N} * 0.132 \text{ m}$$
$$M = 13.85 \text{ N.m}$$

El torque es causado por las fuerzas en el eje Z. Este es igual a:

$$T = F_z * r_y$$
$$T = 104.926 \text{ N} * 0.057 \text{ m}$$
$$T = 5.9 \text{ N.m}$$

Para los cálculos siguientes se considera una varilla de acero ASTM A36 con las siguientes características:

- $S_y=250$ MPa
- $S_{ut}=400$ MPa
- $\varnothing=15$ mm

Utilizando las ecuaciones 2.21 y 2.22 se encuentran los esfuerzos de flexión y el esfuerzo de torsión.

$$\sigma_{y1} = \frac{32 * 13.85 \text{ N.m}}{\pi * 0.015 \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{y1} = 42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{y2} = \frac{32 * 6.55 \text{ N.m}}{\pi * 0.015 \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{y2} = 20 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 5.98 \text{ N.m}}{\pi * 0.015 \text{ m}^3}$$

$$\tau_{xy} = 9 \text{ MPa}$$

Se observa que el mayor esfuerzo se encuentra en el empotramiento y es causado tanto por el esfuerzo 1 como por el momento torsor. Estos esfuerzos se encuentran representados en la Figura 2.31.

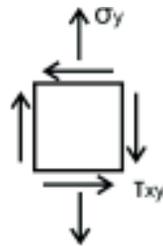


Figura 2.26. Esfuerzos críticos sobre el eje soporte del engrane.
(Fuente: Propia)

Utilizando las siguientes ecuaciones se encuentran los esfuerzos principales y los esfuerzos cortantes:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Ecuación 2.23.

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Ecuación 2.24.

Utilizando estas ecuaciones se tiene que los esfuerzos principales son:

$$\sigma_1 = 65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 19 \text{ MPa}$$

$$\tau_1 = 23 \text{ MPa}$$

De acuerdo con la Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles se tiene que:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Ecuación 2.25.

Donde:

- σ' : Esfuerzo de von Mises, MPa.
- S_y : Resistencia a la fluencia del acero ASTM A36, 250 MPa.
- n : Factor de seguridad.

El esfuerzo de von Mises se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}$$

Ecuación 2.26.

Reemplazando los valores previamente calculados en la Ecuación 2.26. se obtiene el esfuerzo de von Mises.

$$\sigma' = \sqrt{64.6^2 + 19^2 - 64.6 * 19}$$

$$\sigma' = 58 \text{ MPa}$$

Reemplazando el esfuerzo de von Mises en la Ecuación 2.25. se halla el factor de seguridad.

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{57.5 \text{ MPa}}$$

$$n = 4.3$$

2.2.3.3. Análisis del eje bajo fatiga

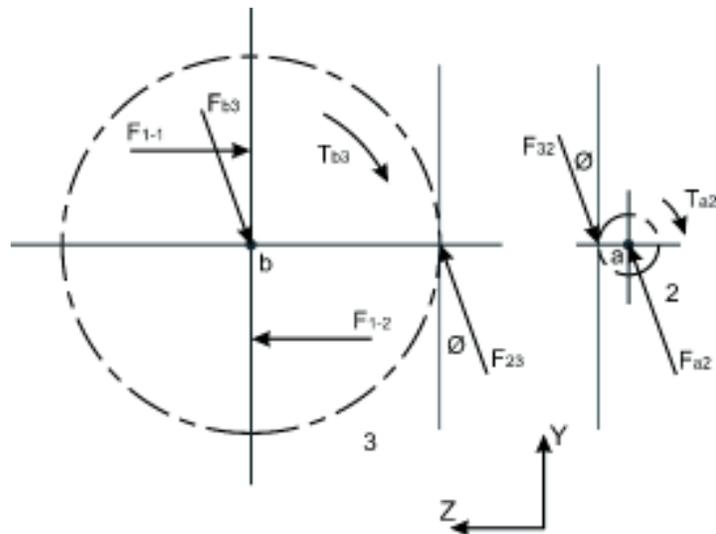


Figura 2.27. Fuerzas fluctuantes que actúan en los engranes.

(Fuente: Propia)

En este caso se tiene que la fuerza ejercida por el engrane sobre el eje varía de acuerdo con la posición angular del engrane. Esta fuerza variable está representada con las fuerzas F1-1 y F1-2 en la Figura 2.32.

En el caso donde se tenga presente la fuerza F1-2, la fuerza Fb3 fue hallada anteriormente y esta es igual a:

$$Fb_{3y} = 57 \text{ N}$$

$$Fb_{3z} = 105 \text{ N}$$

Al sumar a estas el peso del engrane hallado anteriormente que es de 58N se tiene que las fuerzas que actúan sobre el eje son:

$$Fy = Fb_{3y} + W1 = -115 \text{ N}$$

$$Fz = Fb_{3z} = -105 \text{ N}$$

En el caso donde se tenga presente la fuerza F1-1, la fuerza Fb3 es igual a:

$$Fb_{3y} = F_{23}^t = 57 \text{ N}$$

$$Fb_{3z} = F_{23z} - F1$$

$$Fb_{3z} = -84.119 \text{ N} + 57.167 \text{ N} * \tan 20^\circ$$

$$Fb_{3z} = -63 \text{ N}$$

Al sumar a estas el peso del engrane que es de 58N se tiene que las fuerzas que actúan sobre el eje son:

$$F_y = F_{b_{3y}} + W_1 = -115 \text{ N}$$

$$F_z = F_{b_{3z}} = 63 \text{ N}$$

Con estos datos se puede observar que la fuerza fluctuante es la que actúa sobre el eje Z, teniendo esta sus componentes medio y alternativo igual a:

$$F_{z_m} = \frac{-105 \text{ N} + 63 \text{ N}}{2} = -21 \text{ N}$$

$$F_{z_a} = 63 \text{ N} + 21 \text{ N} = 84 \text{ N}$$

Además, se tiene que los esfuerzos críticos ocurren bajo la acción de las fuerzas que actúan en el eje Z por lo que se hallan los esfuerzos de flexión y torsión al igual que los momentos flectores y torsores con las ecuaciones anteriormente planteadas.

$$M_m = F_{z_m} * r$$

$$M_m = -21 \text{ N} * 0.132 \text{ m}$$

$$M_m = -2.8 \text{ N.m}$$

$$M_a = F_{z_a} * r$$

$$M_a = 84 \text{ N} * 0.132 \text{ m}$$

$$M_a = 11.1 \text{ N.m}$$

$$T_m = F_{z_m} * r$$

$$T_m = -21 \text{ N} * 0.057 \text{ m}$$

$$T_m = -1.2 \text{ N.m}$$

$$T_a = F_{z_a} * r$$

$$T_a = 84 \text{ N} * 0.057 \text{ m}$$

$$T_a = 4.8 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{ym} = \frac{32 * -2.8 \text{ N.m}}{\pi * 0.015 \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{ym} = -8.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ya} = \frac{32 * 11.1 \text{ N.m}}{\pi * 0.015 \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{ya} = 33.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xym} = \frac{16 * -1.2 \text{ N.m}}{\pi * 0.015 \text{ m}^3}$$

$$\tau_{xym} = -1.8 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xya} = \frac{16 * 4.8 \text{ N.m}}{\pi * 0.015 \text{ m}^3}$$

$$\tau_{xya} = 7.2 \text{ MPa}$$

Como se tienen esfuerzos combinados (flexión y torsión) se calculan los esfuerzos principales y el esfuerzo de von Mises medio y alternativo utilizando las ecuaciones 2.23, 2.24 y 2.26.

$$\sigma_{1m} = 0.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2m} = -9 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1m} = 5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1a} = 35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{2a} = -1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{1a} = 18 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{0.35^2 + 8.85^2 + 0.35 * 8.85}$$

$$\sigma'_m = 9 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{34.95^2 + 1.45^2 + 34.95 * 1.45}$$

$$\sigma'_a = 36 \text{ MPa}$$

A continuación, se utiliza el criterio de falla por fatiga de Gerber el cual presenta la siguiente ecuación de diseño.

$$\frac{n\sigma_a}{Se} + \left(\frac{n\sigma_m}{Sut}\right)^2 = 1$$

Ecuación 2.27

Donde:

- σ_a : Esfuerzo alternativo, MPa.
- σ_m : Esfuerzo medio, MPa.
- Se: Límite de resistencia a la fatiga real, MPa.
- Sut: Resistencia a la tracción, 400 MPa.
- n: Factor de seguridad.

El límite de resistencia a la fatiga real se halla con la ecuación de Marin⁸ presentada a continuación.

$$Se = ka * kb * kc * kd * ke * kf * Se'$$

Ecuación 2.28

Donde:

- Se: Límite de resistencia a la fatiga real, MPa.
- ka: factor de modificación de la condición superficial.
- kb: factor de modificación del tamaño.
- kc: factor de modificación de la carga.
- kd: factor de modificación de la temperatura.
- ke: factor de confiabilidad.
- kf: factor de modificación de efectos varios.
- Se': Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

⁸ (Budynas & Nisbett, 2008)

- Factor de modificación de la condición superficial.

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

Ecuación 2.29

Tabla 2.31. Factor de modificación de la condición superficial.

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S_{ut}</i> kpsi	<i>S_{ut}</i> MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

- Factor de modificación del tamaño.

Tabla 2.32. Factor de modificación del tamaño.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

- Factor de modificación de la carga.

Tabla 2.33. Factor de de modificación de la carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

- Factor de temperatura.

Tabla 2.34. Factor de temperatura para aceros.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

- Factor de confiabilidad.

Tabla 2.35. Factor de confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_o	Factor de confiabilidad k_o
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

- Factor de efectos varios.

Estos efectos se desprecian en este trabajo por lo que se trabajará con un valor igual a la unidad.

- Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Tabla 2.36. Factor de temperatura para aceros.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Los valores por utilizar para encontrar el limite real de resistencia a la fatiga son los siguientes:

- Se tiene un eje maquinado por lo que $k_a = 4.51 * 400^{-0.265} = 0.92$.
- Se tiene un eje con diámetro $d=15\text{mm}$ por lo que $k_b = 1.24 * 15^{-0.107} = 0.93$.
- Al tener esfuerzos combinados se trabaja con el factor para flexión, $k_c=1$.
- Se trabaja a temperatura ambiente por lo que $k_d=1$.
- Se espera una confiabilidad del 90% por lo que $k_e=0.897$.
- $K_f=1$
- El eje es de acero ASTM A36 por lo que $S_e'=0.5*400=200\text{MPa}$.

Con estos valores se calcula el limite real de resistencia a la fatiga y es igual a:

$$S_e = 0.92 * 0.93 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 200 \text{ MPa}$$

$$S_e = 154 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 2.27 se encuentra el factor de seguridad.

$$\frac{n * 9.03 \text{ MPa}}{153.49 \text{ MPa}} + \left(\frac{n * 35.69 \text{ MPa}}{400 \text{ MPa}} \right)^2 = 1$$

$$0.058n + 0.089n^2 = 1$$

$$n = 3$$

Teniendo en cuenta estos resultados se puede ver que para el diámetro elegido la pieza trabaja satisfactoriamente, siendo este $d=15\text{mm}$.

Considerando además factores adicionales (no funcionales) debido a que el engrane que soportará el eje tiene un diámetro de 234mm, se selecciona un eje con un diámetro

alrededor de 1/10 el diámetro del engrane, por lo que el diámetro seleccionado es de $d=25.4$ mm.

Este valor de diámetro al ser mayor al diámetro inicial garantiza que el factor de seguridad será mayor al valor calculado, por lo que el eje con el nuevo diámetro trabajara sin problemas.

2.2.4. Eje de la manivela

2.2.4.1. Fuerzas en el eje de la manivela

En la Figura 2.33 se presentan las fuerzas que actúan sobre el eje de la manivela.

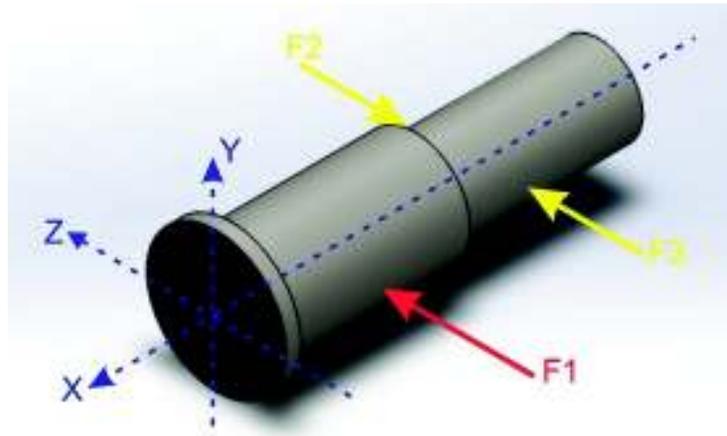


Figura 2.28. Fuerzas actuantes sobre el eje de la manivela.

(Fuente: Propia)

La fuerza F_1 es la fuerza producto del impulso generado por la rotación del engrane mediante un motor de 1/4 HP, esta se encuentra a 5cm del centro de giro del engrane para garantizar una carrera de 10 cm. Utilizando la Figura 2.29 y la Ecuación 2.6 se tiene que la F_1 es igual a:

$$\begin{aligned}
 H &= 0.25 \text{ hp} = 186.425 \text{ W} \\
 H &= \tau * \omega \\
 \tau &= \frac{186.425 \text{ W}}{1730 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}} \\
 \tau &= 1.029 \text{ N.m}
 \end{aligned}$$

$$\tau_{a2} = F_{23}^t * \frac{d2}{2}$$

$$F_{23}^t = \frac{2 * 1.029 \text{ N.m}}{0.036 \text{ m}}$$

$$F_{23}^t = F_{32}^t = 57.167 \text{ N}$$

$$F1 * 0.05 \text{ m} = F_{23}^t * \frac{d3}{2}$$

$$F1 = \frac{57.167 \text{ N} * 0.23 \text{ m}}{2 * 0.05 \text{ m}}$$

$$F1 = 131 \text{ N}$$

Las fuerzas de reacción F2 y F3 son encontradas mediante una sumatoria de fuerzas y una sumatoria de momentos.

$$\Sigma Fz = 0$$

$$F1 + F3 - F2 = 0$$

$$F3 - F2 = -131.483 \text{ N}$$

$$\Sigma M = 0$$

$$F3 * 0.0285 \text{ m} - F2 * 0.0175 \text{ m} = 0$$

$$0.0285F3 - 0.0175F2 = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene:

$$F2 = 341 \text{ N}$$

$$F3 = 209 \text{ N}$$

Con estos valores conocidos se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector que actúan en el plano x-z. Estos diagramas se presentan en las Figuras 2.34 y 2.35.

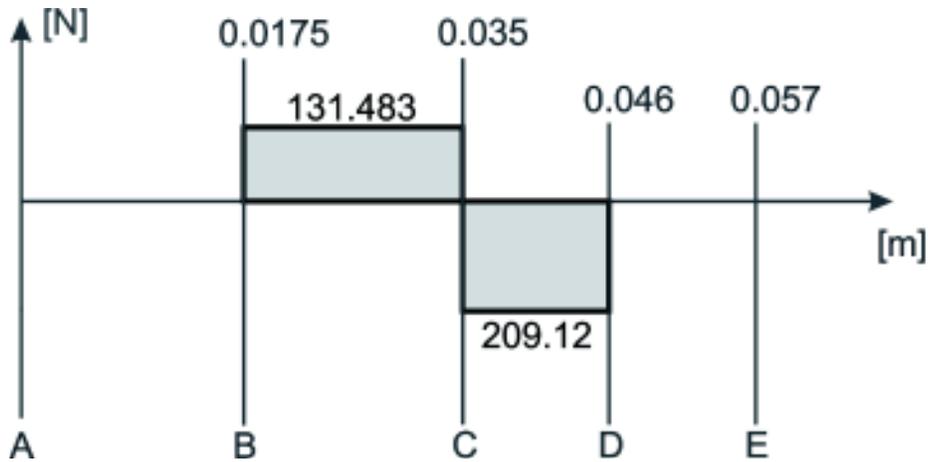


Figura 2.29. Diagrama del esfuerzo cortante del eje del engrane conducido.

(Fuente: Propia)

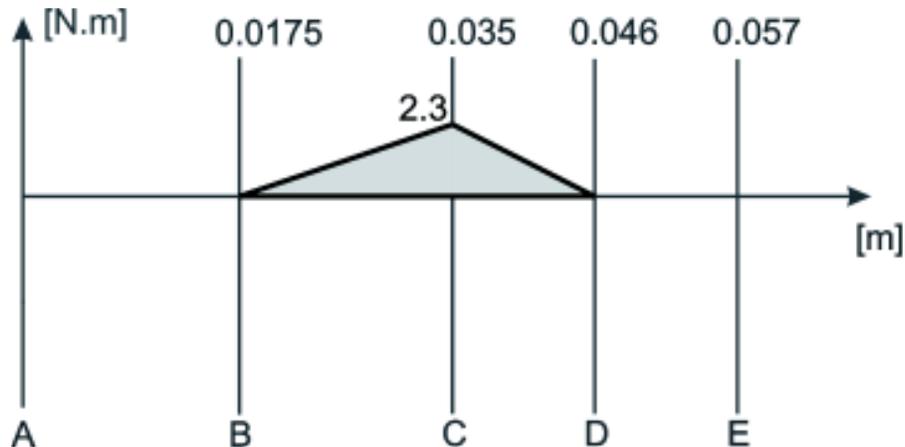


Figura 2.30. Diagrama del momento flector del eje del engrane conducido.

(Fuente: Propia)

El momento flector más grande se encuentra en el lugar de aplicación de la fuerza F2 y es igual a:

$$M_{@0.035} = 2.3 \text{ N.m}$$

2.2.4.2. Diseño estático del eje de la manivela

El esfuerzo al que está sometido el eje es de flexión, por lo que dicho esfuerzo se lo halla con la siguiente ecuación:

$$\sigma_x' = kt \frac{32M}{\pi d^3}$$

Ecuación 2.30.

Donde:

- σ_x : Esfuerzo de flexión, MPa.
- M: Momento flector máximo, N.m.
- d: Diámetro del eje, mm.
- Kt: Factor de concentración del esfuerzo, Figura 2.36.

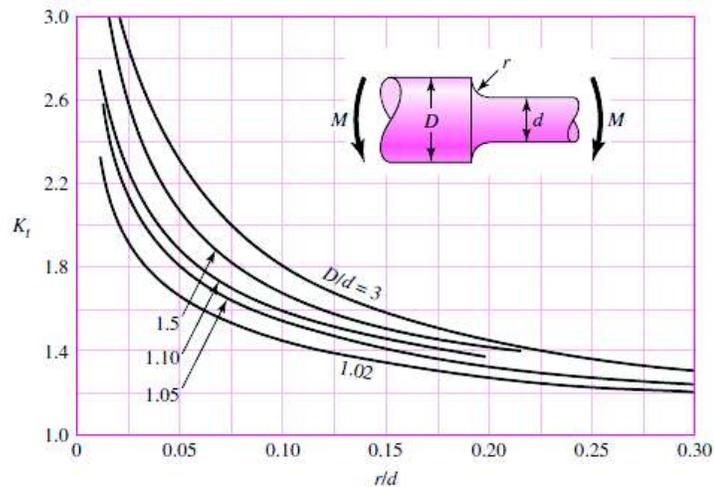


Figura 2.31. Factor de concentración de esfuerzos para eje redondo con filete en el hombro en flexión.

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008))

Para realizar los cálculos se utilizan los siguientes valores (diámetros asumidos) y se reemplazan en la Ecuación 2.30:

- D = 15 mm
- d = 12 mm
- r = 1 mm
- M = 2.3 Nm
- kt = 1.6

$$\sigma_x' = kt \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x' = 1.6 * \frac{32 * 2.3 \text{ Nm}}{\pi * 0.012^3}$$

$$\sigma_x' = 22 \text{ MPa}$$

De acuerdo con la Ecuación 2.24 de la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles, reemplazando los valores conocidos y teniendo en cuenta que el esfuerzo de von Mises es el esfuerzo de flexión ya que es el único presente, se obtiene un factor de seguridad:

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{21.692 \text{ MPa}}$$

$$n = 11.5$$

2.2.4.3. Análisis del eje de la manivela bajo fatiga

De acuerdo con la Figura 2.33 se tiene que la fuerza fluctuante es en este caso la fuerza $F1$. Esta fuerza ocasionada por el movimiento alternativo del portacepillos, es repetida e invertida.

$$F1_m = \frac{131 \text{ N} + (-131 \text{ N})}{2} = 0$$

$$F1_a = 131 \text{ N} - 0 = 131 \text{ N}$$

Al tener únicamente la fuerza alternativa y esta ser igual a la fuerza utilizada en el diseño estático del eje, se puede decir que el mayor esfuerzo soportado por el eje es el mismo que el utilizado en el diseño estático del eje siendo este:

$$\sigma'_x = 22 \text{ MPa}$$

Al tener presente solo el esfuerzo de flexión se tiene que el esfuerzo de von Mises es el mismo esfuerzo de flexión por lo que:

$$\sigma'_m = 0$$

$$\sigma'_a = 22 \text{ MPa}$$

Los valores por utilizar para encontrar el limite real de resistencia a la fatiga son los siguientes:

- Se tiene un eje maquinado por lo que $k_a = 4.51 * 400^{-0.265} = 0.92$.
- Se tiene un eje con diámetro $d=12\text{mm}$ por lo que $k_b = 1.24 * 12^{-0.107} = 0.95$.
- El eje está sometido únicamente a flexión por lo que $k_c=1$.

- Se trabaja a temperatura ambiente por lo que $k_d=1$.
- Se espera una confiabilidad del 90% por lo que $k_e=0.897$.
- $K_f=1$
- El eje es de acero ASTM A36 por lo que $S_e'=0.5*400=200\text{MPa}$.

Con estos valores se calcula el limite real de resistencia a la fatiga y es igual a:

$$S_e = 0.92 * 0.95 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 200 \text{ MPa}$$

$$S_e = 157 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 2.26 se encuentra el factor de seguridad.

$$\frac{n * 21.692 \text{ MPa}}{156.79 \text{ MPa}} + \left(\frac{n * 0}{400 \text{ MPa}} \right)^2 = 1$$

$$n = 7$$

Teniendo en cuenta estos resultados se puede ver que para los diámetros elegidos la pieza trabaja satisfactoriamente, siendo estos $D=15 \text{ mm}$ y $d=12 \text{ mm}$.

2.2.5. Brazo de la biela

2.2.5.1. Fuerzas en el brazo de la biela



Figura 2.32. Fuerzas actuantes sobre el brazo de la biela.

(Fuente: Propia)

La fuerza F2 es la fuerza de rozamiento ocasionada por el desplazamiento de los rieles de acero sobre las guías de nylon, y es igual a $F_2=5$ N.

La fuerza F1 es la fuerza producto del impulso generado por la rotación del engrane mediante un motor de 1/4 HP, y esta se encuentra a 5cm del centro de giro del engrane. Esta fuerza fue hallada anteriormente y es igual a $F_1=131$ N.

2.2.5.2. Diseño estático del brazo de la biela

El diseño se lo realiza considerando este elemento como una columna de acero estructural.

Para efectos de cálculo se utilizará como fuerza de compresión a la fuerza producida por el engrane.

Para hallar la carga crítica de flexión inestable⁹ se utiliza la fórmula de Euler para columnas:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{l^2}$$

Ecuación 2.31.

Donde:

- P_{cr} : Carga crítica de la flexión inestable, N.
- C: Constante de condiciones en extremos de la columna.
- E: Módulo de elasticidad del acero ASTM A36, 200 GPa.
- I: Momento de inercia de la columna.
- l: Longitud de la columna, 0.29 m.

Para comprobar si la columna cumple con la ecuación de Euler se tiene que:

$$\frac{l}{k} > \left(\frac{l}{k}\right)_1$$

Ecuación 2.32.

Donde:

- $\left(\frac{l}{k}\right)_1$: Relación de esbeltez en el punto donde P_{cr}/A es igual a $S_y/2$

Esta relación de esbeltez se la obtiene con la siguiente ecuación:

⁹ (Beer & Jhonston, 2012)

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2\pi CE}{S_y}\right)^{1/2}$$

Ecuación 2.33.

Donde:

- S_y : Limite de fluencia, 250 MPa.

El radio de giro se lo determina de la siguiente manera:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Ecuación 2.34.

El momento de inercia para secciones circulares es igual a:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Ecuación 2.35.

Donde:

- d : diámetro de la sección transversal, m.

El área de la sección circular es:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Ecuación 2.36.

Para realizar los cálculos se utilizan los siguientes valores (diámetro asumido y longitud seleccionada en la sección 2.2.1) y se reemplazan en las Ecuaciones 2.35 y 2.31:

- $d = 13 \text{ mm}$

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 E\pi d^4}{64l^2}$$

$$P_{cr} = \frac{4 * \pi^3 * 200 \times 10^9 \text{ Pa} * 0.013 \text{ m}^4}{64 * 0.29 \text{ m}^2}$$

$$P_{cr} = 460 \text{ N}$$

Con este valor se encuentra el factor de seguridad:

$$P_{cr} = n_d * P$$

$$n_d = \frac{460.854 \text{ N}}{131.483 \text{ N}}$$

$$n_d = 35$$

2.2.5.3. Análisis del brazo de la biela bajo fatiga

De acuerdo con la Figura 2.37 se tiene que la fuerza fluctuante es en este caso la fuerza F2. Esta fuerza ocasionada por el movimiento alternativo del portacepillos, es repetida e invertida.

$$F2_m = \frac{131 \text{ N} + (-131 \text{ N})}{2} = 0$$

$$F2_a = 131 \text{ N} - 0 = 131 \text{ N}$$

El esfuerzo producido por esta fuerza invertida y repetida es igual a:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Ecuación 2.37

Resolviendo esta ecuación para la fuerza alternativa F2 y para el diámetro utilizado anteriormente se tiene:

$$\sigma_a = \frac{4 * 131 \text{ N}}{\pi * 0.013^2}$$

$$\sigma_a = 1 \text{ MPa}$$

Al tener presente solo el esfuerzo axial se tiene que el esfuerzo de von Mises es el mismo esfuerzo axial por lo que:

$$\sigma'_m = 0$$

$$\sigma'_a = 1 \text{ MPa}$$

Los valores por utilizar para encontrar el limite real de resistencia a la fatiga son los siguientes:

- Se tiene un eje maquinado por lo que $k_a = 4.51 * 400^{-0.265} = 0.92$.
- Se tiene un eje con diámetro $d=13\text{mm}$ por lo que $k_b = 1.24 * 12^{-0.107} = 0.94$.
- El eje está sometido axialmente por lo que $k_c=0.85$.
- Se trabaja a temperatura ambiente por lo que $k_d=1$.
- Se espera una confiabilidad del 90% por lo que $k_e=0.897$.
- $K_f=1$
- El eje es de acero ASTM A36 por lo que $S_e'=0.5*400=200\text{MPa}$.

Con estos valores se calcula el limite real de resistencia a la fatiga y es igual a:

$$S_e = 0.92 * 0.94 * 0.85 * 1 * 0.897 * 1 * 200 \text{ MPa}$$

$$S_e = 132 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 2.26 se encuentra el factor de seguridad.

$$\frac{n * 0.98 \text{ MPa}}{131.87 \text{ MPa}} + \left(\frac{n * 0}{400 \text{ MPa}} \right)^2 = 1$$

$$n = 13$$

Teniendo en cuenta estos resultados se puede ver que para el diámetro elegido la pieza trabaja satisfactoriamente, siendo este $d=13 \text{ mm}$.

2.2.6. Viga del sistema de deslizamiento

La viga del sistema de deslizamiento se encuentra trabajando como se muestra en la Figura 2.38.

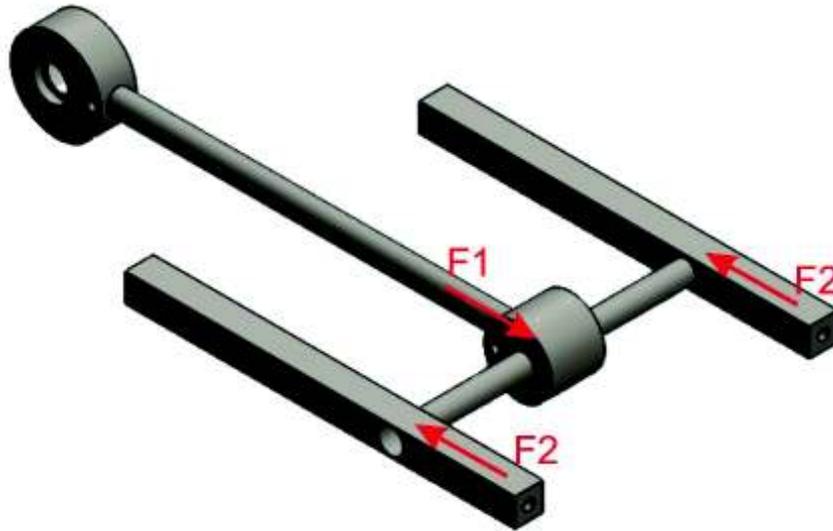


Figura 2.33. Viga del sistema de deslizamiento.
(Fuente: Propia)

2.2.6.1. Fuerzas en la viga

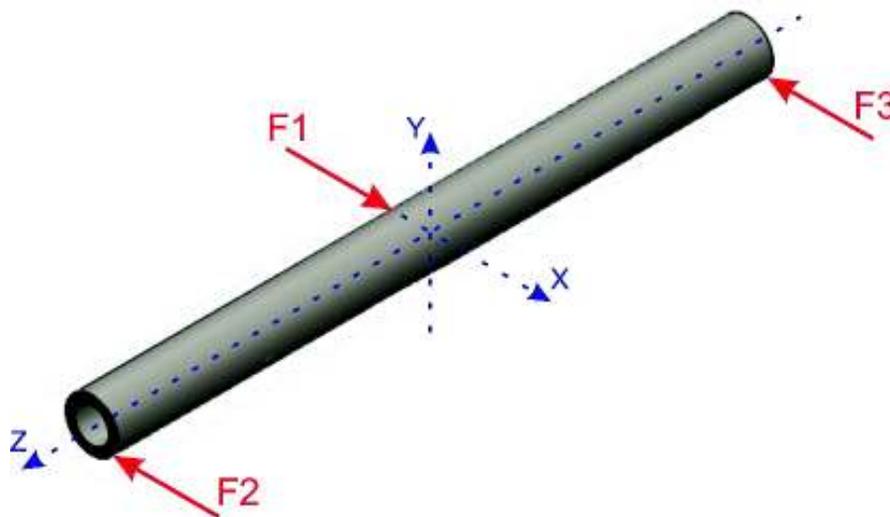


Figura 2.34. Fuerzas actuantes sobre la viga del sistema de deslizamiento.
(Fuente: Propia)

Teniendo en cuenta la Figura 2.36, la fuerza F_1 es generada por la rotación del engrane mediante un motor de 1/4 HP. Esta fuerza fue hallada anteriormente y es igual a $F_1=132\text{ N}$.

Las fuerzas F_2 y F_3 son las fuerzas de rozamiento ocasionada por el desplazamiento de los rieles de acero sobre las guías de nylon, y tienen un valor igual a 3 N.

Para efectos de cálculo las fuerzas de rozamiento se desprecian y se reemplazan por un empotramiento, donde las fuerzas F_2 y F_3 son reacciones.

Las reacciones se encuentran ubicadas simétricamente por lo que:

$$F_2 = F_3 = 0.5F_1$$

$$F_2 = F_3 = 66 \text{ N}$$

Con estos valores se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector que actúan en el plano x-z. Estos diagramas se presentan en las Figuras 2.40 y 2.41.

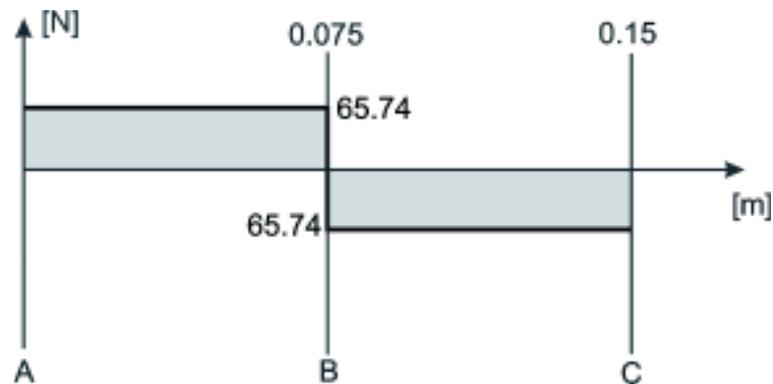


Figura 2.35. Diagrama del esfuerzo cortante de la viga del sistema de deslizamiento.

(Fuente: Propia)

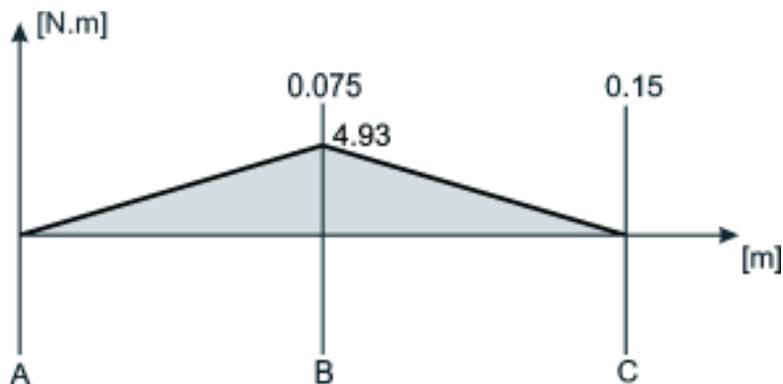


Figura 2.36. Diagrama del momento flector de la viga del sistema de deslizamiento.

(Fuente: Propia)

El mayor momento flector se encuentra en la mitad y este es igual a:

$$M_{@0.075} = 4.93 \text{ N.m}$$

2.2.6.2. Diseño estático de la viga

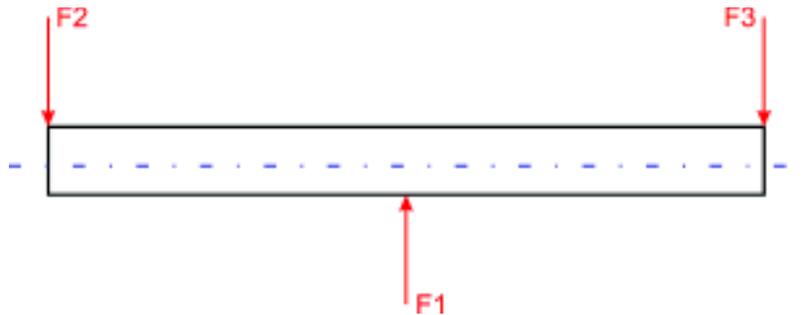


Figura 2.37. Diagrama de cuerpo libre de la viga.

(Fuente: Propia)

Para realizar los siguientes cálculos se asume un diámetro del eje igual a 12 mm, y se reemplazan los valores en la Ecuación 2.21, sabiendo que el esfuerzo al que está sometido el eje es de flexión.

$$\sigma_x = \frac{32 * 4.93 \text{ N.m}}{\pi * 0.012^3}$$
$$\sigma_x = 29 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta la Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles, se reemplazan los valores conocidos y el esfuerzo de flexión ya que es el único presente, en la Ecuación 2.25 y se obtiene un factor de seguridad.

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{29 \text{ MPa}}$$
$$n = 8.60$$

2.2.6.3. Análisis del eje de la manivela bajo fatiga

De acuerdo con la Figura 2.39 se tiene que la fuerza fluctuante es en este caso la fuerza F1. Esta fuerza ocasionada por el movimiento alternativo del portacepillos, es repetida e invertida.

$$F1_m = \frac{131 \text{ N} + (-131 \text{ N})}{2} = 0$$

$$F1_a = 131 \text{ N} - 0 = 131 \text{ N}$$

Al tener solo la fuerza alternativa y esta ser igual a la fuerza utilizada en el diseño estático del eje, se puede decir que el mayor esfuerzo soportado por el eje es el mismo que el utilizado en el diseño estático del eje de la manivela siendo este:

$$\sigma_x' = 29 \text{ MPa}$$

Al tener presente únicamente el esfuerzo de flexión se tiene que el esfuerzo de von Mises es el mismo esfuerzo de flexión por lo que:

$$\sigma'_m = 0$$

$$\sigma'_a = 29 \text{ MPa}$$

Los valores por utilizar para encontrar el limite real de resistencia a la fatiga son los siguientes:

- Se tiene un eje maquinado por lo que $k_a = 4.51 * 400^{-0.265} = 0.92$.
- Se tiene un eje con diámetro $d=12\text{mm}$ por lo que $k_b = 1.24 * 12^{-0.107} = 0.95$.
- El eje está sometido únicamente a flexión por lo que $k_c=1$.
- Se trabaja a temperatura ambiente por lo que $k_d=1$.
- Se espera una confiabilidad del 90% por lo que $k_e=0.897$.
- $K_f=1$
- El eje es de acero ASTM A36 por lo que $S_e'=0.5*400=200\text{MPa}$.

Con estos valores se calcula el limite real de resistencia a la fatiga y es igual a:

$$S_e = 0.92 * 0.95 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 200 \text{ MPa}$$

$$S_e = 157 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 2.26 se encuentra el factor de seguridad.

$$\frac{n * 29 \text{ MPa}}{156.79 \text{ MPa}} + \left(\frac{n * 0}{400 \text{ MPa}} \right)^2 = 1$$

$$n = 5.4$$

Teniendo en cuenta estos resultados se puede ver que para el diámetro elegido la pieza trabaja satisfactoriamente, siendo este $d=12$ mm.

2.2.7. Diseño de la estructura base

La estructura base que sirve de soporte para los distintos componentes de la máquina presenta las siguientes medidas:

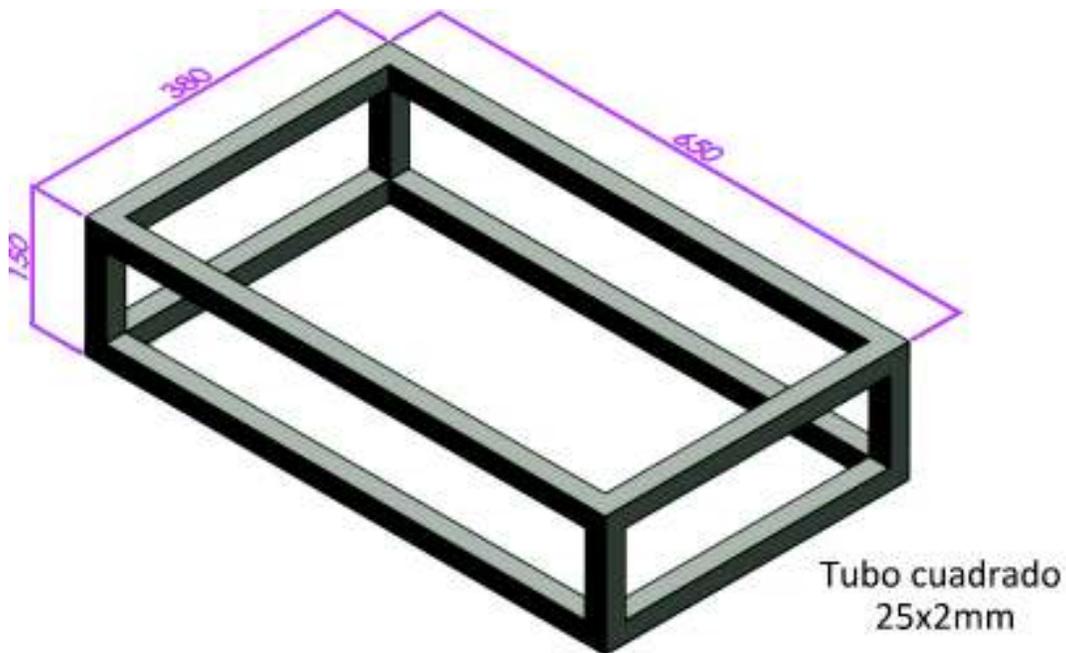


Figura 2.38. Estructura base de la máquina.

(Fuente: Propia)

La resistencia de la estructura se verificará con la ayuda del software ETABS 2015.

Con la ayuda del software SolidWorks se obtiene la masa de la máquina que debe soportar la estructura teniendo en cuenta las medidas y materiales de los componentes, y esta es igual a 35.9 kg.

Este peso se distribuye en la estructura a través de una plancha metálica de 6 mm de grosor, en la cual se encuentran apoyados directamente el motor, el engrane dirigido y la guía con el soporte.

El motor con el piñón pesa 17.5 kg. la guía con el soporte pesa 6.5 kg. el engrane con la biela pesa 11.9 g.

Con estos valores se tiene que las cargas sobre la estructura se encuentran distribuidas de la siguiente manera de acuerdo con la Figura 2.41:

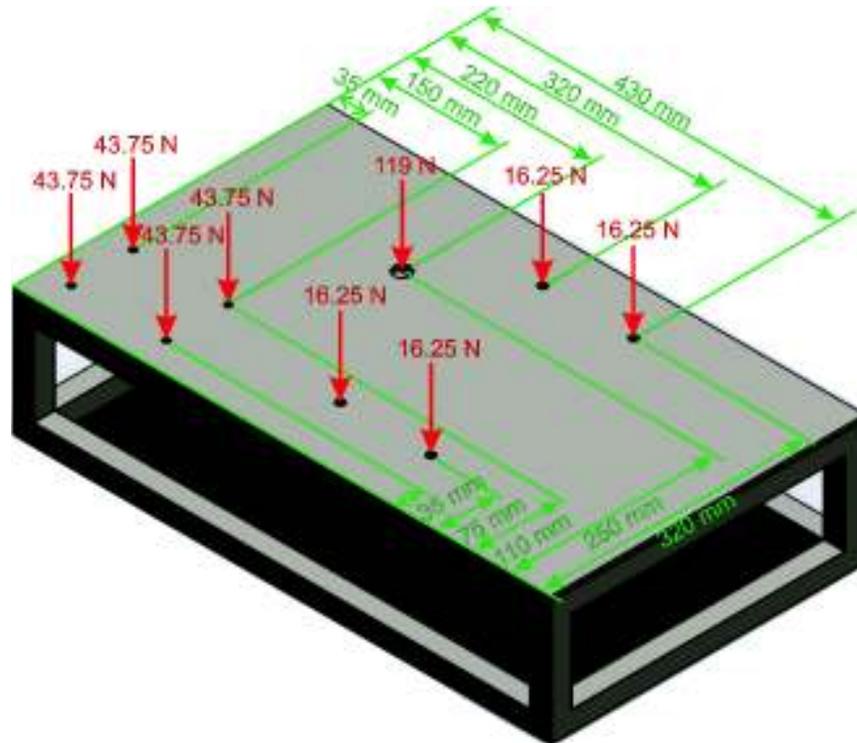


Figura 2.39. Fuerzas aplicadas sobre la estructura..

(Fuente: Propia)

Todos estos datos conocidos se los ingresa al software y se realiza la simulación para verificar la resistencia de la estructura.

En el modelo computacional se establece que los soportes se encuentran ubicados en las 4 esquinas de la base y estos permiten giros en los 3 ejes pero impiden cualquier tipo de desplazamiento.

Los resultados de la simulación se presentan en las Figuras 2.45, 2.46 y 2.47.

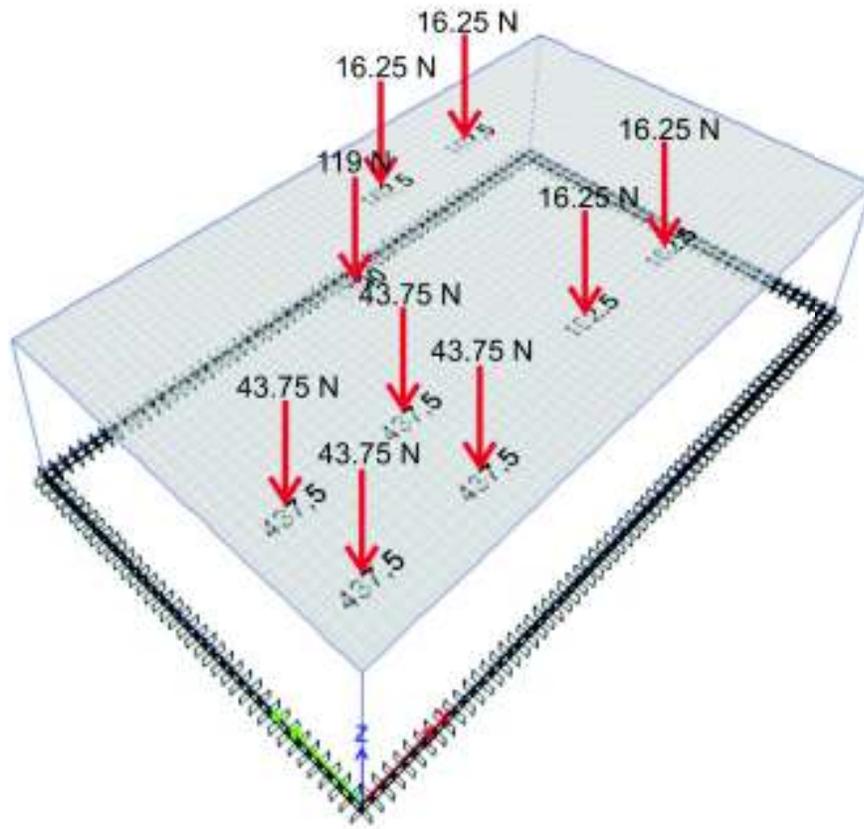


Figura 2.40. Carga y restricciones de la estructura.
(Fuente: Propia)

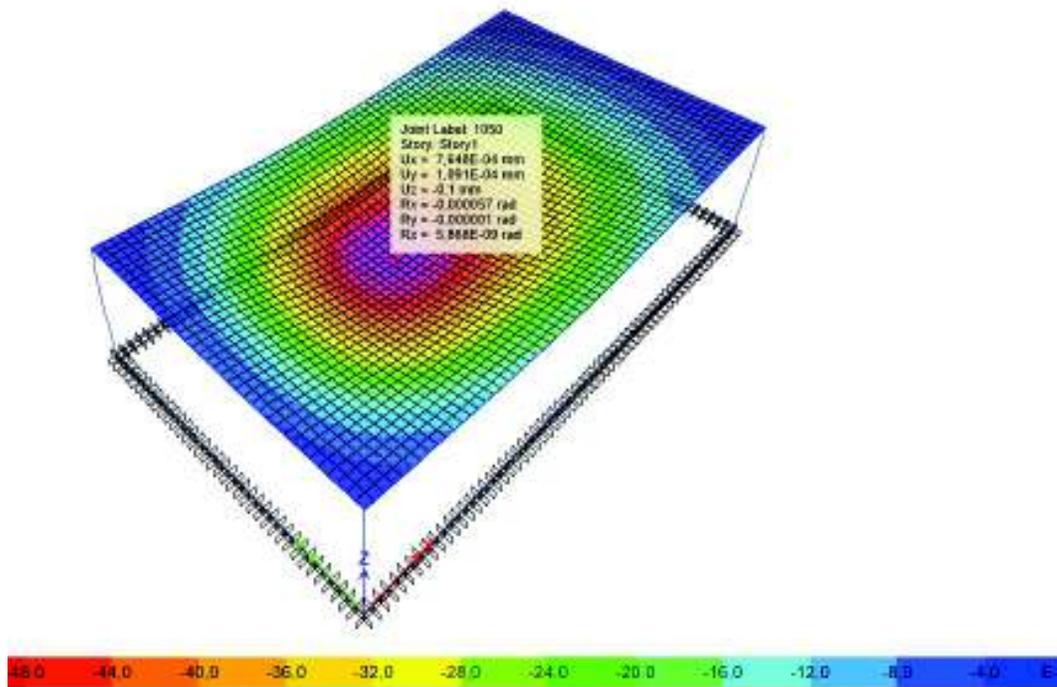


Figura 2.41. Desplazamientos de la plancha metálica.
(Fuente: Propia)

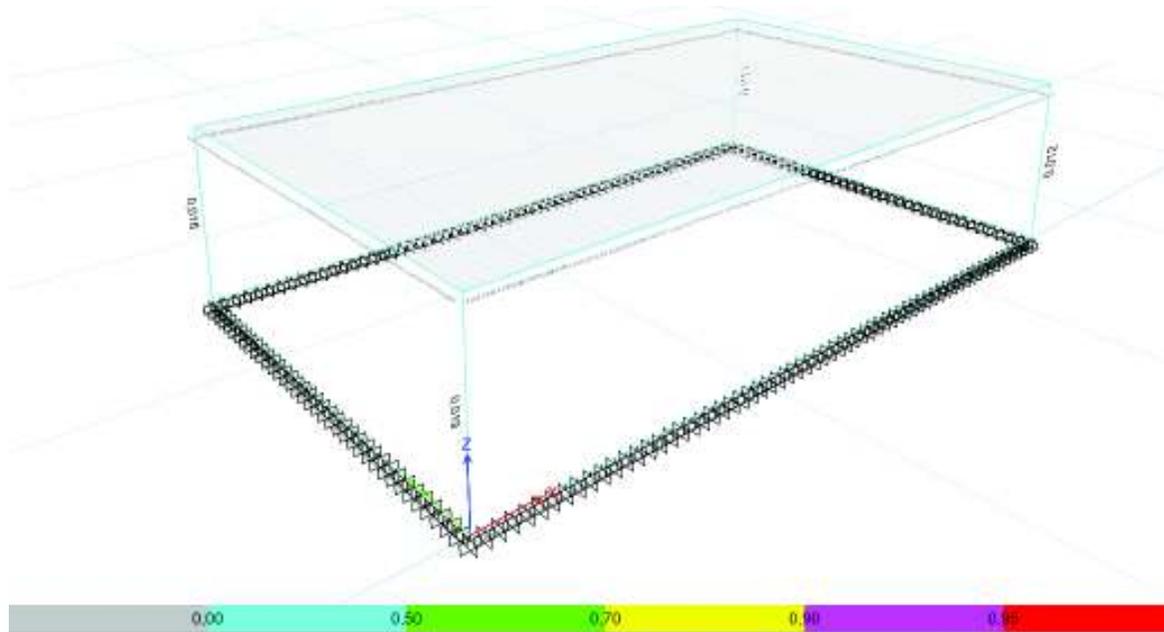


Figura 2.42. Factor de carga-capacidad de la estructura.

(Fuente: Propia)

El factor de carga-capacidad que presenta la estructura es menor a 0.5 por lo que esta puede trabajar sin ningún problema.

Los valores utilizados son los siguientes:

- Dimensiones generales: 650x380x150 mm.
- Estructura realizada con tubo cuadrado de acero A36 de 25x2 mm.
- Plancha de acero A36 de 6mm de espesor.

2.2.8. Selección de rodamientos¹⁰

La selección de rodamientos depende de distintos factores como son el diámetro del orificio interno del rodamiento que sirve de alojamiento para el eje, el diámetro externo del rodamiento, las condiciones de trabajo, las condiciones de lubricación, cargas máximas, velocidad de funcionamiento.

¹⁰ (KOYO, 2000)

2.2.8.1. Rodamiento del engrane

Teniendo en cuenta la velocidad de funcionamiento, se tiene que para este rodamiento se realiza un análisis dinámico debido a que este trabaja con una velocidad mayor a 10rpm, siendo en este caso 270 rpm.

Las cargas que actúan sobre el rodamiento son únicamente cargas radiales por lo que se seleccionará un rodamiento rígido de bolas.

El manual de la KOYO indica que para rodamientos solicitados dinámicamente se tiene:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Ecuación 2.38.

Donde:

- X: Factor radial.
- Y: Factor axial.
- F_r : Carga radial, N.
- F_a : Carga axial, N.

La carga radial que actúa sobre este rodamiento es la composición de las cargas actuantes sobre el eje de soporte del engrane halladas anteriormente, y esta es igual a $F_r=155.66$ N.

El factor axial se encuentra en catálogo de la KOYO¹¹ y es $X=1$.

$$P = 1 * 155.66 \text{ N} + 0 = 156 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta tanto la carga dinámica equivalente como el lugar donde va a ser alojado el rodamiento, se procede elegir el rodamiento adecuado con la ayuda del catálogo de la KOYO (Anexo III).

El rodamiento seleccionado es el KOYO 6305 que presenta un $d=25$ mm, $D=62$ mm, $B=17$ mm, y $C_r=25.7$ kN.

Se verifica que la capacidad de carga dinámica sea menor a la carga dinámica equivalente.

$$C_r = 25.7 \text{ kN} > 0.155 \text{ kN} = P$$

¹¹ (KOYO, 2000)

2.2.8.2. Rodamiento de la manivela

Al igual que el anterior rodamiento se tiene que realizar un análisis dinámico debido a que este trabaja con una velocidad mayor a 10 rpm, siendo en este caso 270 rpm.

La carga que actúa sobre el rodamiento es únicamente una carga radial por lo que se selecciona un rodamiento rígido de bolas.

La carga radial que actúa sobre este rodamiento es la fuerza calculada anteriormente producto del impulso generado por la rotación del engrane mediante un motor de 1/4 HP, y es igual a $F_r=131.48 \text{ N}$.

El factor axial se encuentra en catálogo de la KOYO¹² y es $X=1$.

$$P = 1 * 131.483 \text{ N} + 0 = 131 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta tanto la carga dinámica equivalente como el lugar donde va a ser alojado el rodamiento, se procede elegir el rodamiento adecuado con la ayuda del catálogo de la KOYO (Anexo III).

El rodamiento seleccionado es el KOYO 6202 que presenta un $d=15 \text{ mm}$, $D=35\text{mm}$, $B=11\text{mm}$, y $C_r=9.55 \text{ kN}$.

Se verifica que la capacidad de carga dinámica sea menor a la carga dinámica equivalente.

$$C_r = 9.55 \text{ kN} > 0.131 \text{ kN} = P$$

2.2.9. Juntas empernadas de la estructura base

¹² (KOYO, 2000)

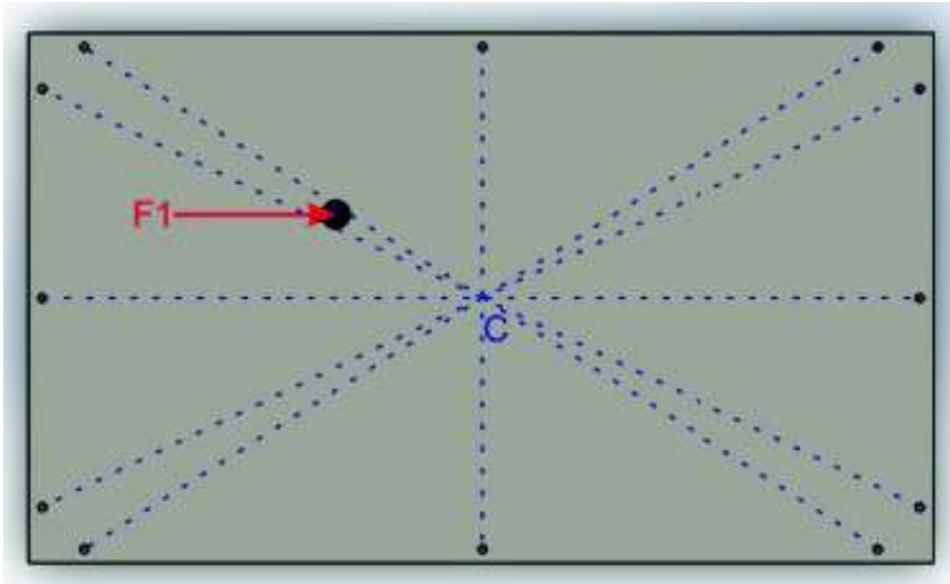


Figura 2.43. Centroide de los pernos de la base.

(Fuente: Propia)

Los pernos se encuentran ubicados simétricamente alrededor de la base por lo que el centroide se encuentra a la mitad de esta.

La fuerza por considerar aquí es la inercia generada por el movimiento alternativo de la biela, que fue hallada anteriormente y es igual a $F1=132\text{ N}$.

Esta fuerza excéntrica genera un cortante y un momento respecto al centroide de los pernos por lo que las fuerzas resultantes en cada perno se encuentran distribuidas de la siguiente manera.

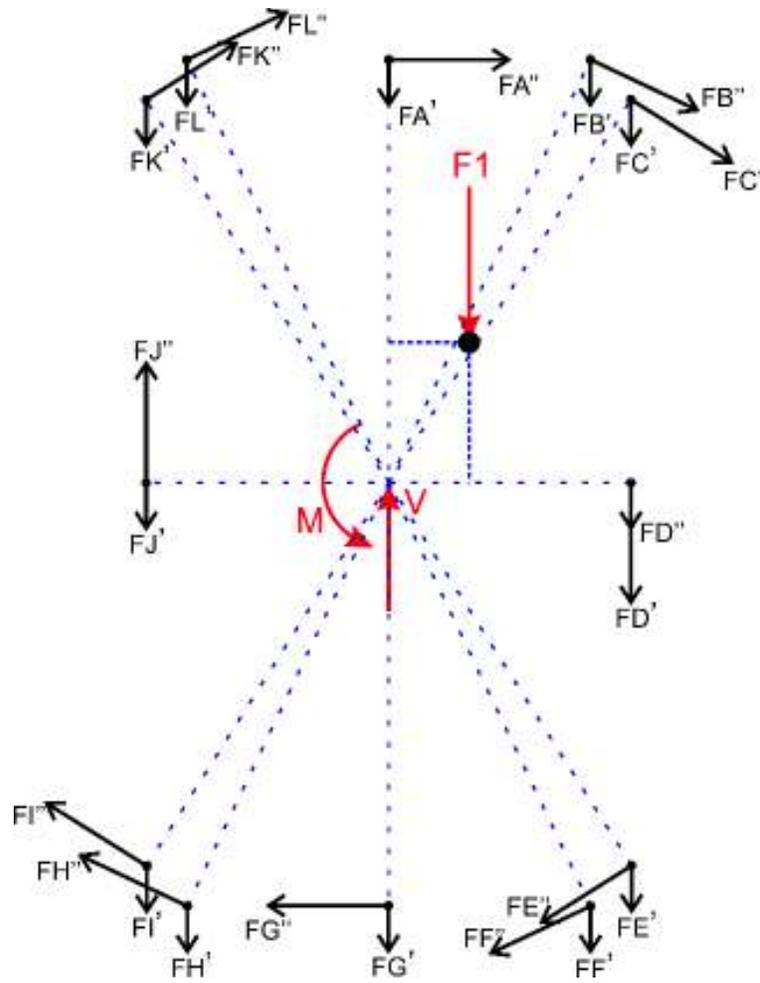


Figura 2.44. Reacciones en los pernos de la base.
(Fuente: Propia)

El cortante y flector producido por la fuerza son los siguientes:

$$V = 131.483 \text{ N}$$

$$M = 131.483 \text{ N} * 0.06 \text{ m} = 7.9 \text{ Nm}$$

Las distancias del centroide a cada perno son:

$$r_A = r_G = 315 \text{ mm}$$

$$r_B = r_H = r_F = r_L = 348.89 \text{ mm}$$

$$r_C = r_I = r_E = r_K = 337.08 \text{ mm}$$

$$r_D = r_J = 180 \text{ mm}$$

La carga directa o cortante primario¹³ es la siguiente:

¹³ (Budynas & Nisbett, 2008)

$$F' = \frac{V}{n}$$

Ecuación 2.39.

Donde:

- F' : cortante primario, N.
- V : esfuerzo cortante, N.
- n : número de pernos.

$$F' = \frac{131.483 \text{ N}}{12}$$

$$F' = 11 \text{ N}$$

La carga del momento o cortante secundario¹⁴ se la calcula de la siguiente manera:

$$F'' = \frac{M * r}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + \dots}$$

Ecuación 2.40.

Donde:

- F'' : cortante secundario, N.
- M : esfuerzo flector, Nm.
- r : distancia del centroide al perno, m.

$$F''_A = F''_G = \frac{7.9 \text{ Nm} * 0.315 \text{ m}}{2(0.315^2) + 4(0.34889^2) + 4(0.33708^2) + 2(0.180^2)}$$

$$F''_A = F''_G = 2 \text{ N}$$

$$F''_B = F''_F = F''_H = F''_L = \frac{7.9 \text{ Nm} * 0.34889 \text{ m}}{2(0.315^2) + 4(0.34889^2) + 4(0.33708^2) + 2(0.180^2)}$$

$$F''_B = F''_F = F''_H = F''_L = 2 \text{ N}$$

$$F''_C = F''_E = F''_I = F''_K = \frac{7.9 \text{ Nm} * 0.33708 \text{ m}}{2(0.315^2) + 4(0.34889^2) + 4(0.33708^2) + 2(0.180^2)}$$

$$F''_C = F''_E = F''_I = F''_K = 2 \text{ N}$$

$$F''_D = F''_J = \frac{7.9 \text{ Nm} * 0.18 \text{ m}}{2(0.315^2) + 4(0.34889^2) + 4(0.33708^2) + 2(0.180^2)}$$

¹⁴ (Budynas & Nisbett, 2008)

$$F''_D = F''_J = 1 \text{ N}$$

Las cargas totales son las siguientes:

$$F_A = F_G = \sqrt{10.96^2 + 2.066^2}$$

$$F_A = F_G = 11 \text{ N}$$

$$F_B = F_F = \sqrt{(10.96 \sin 64.54^\circ)^2 + (2.288 + 10.96 \cos 64.54^\circ)^2}$$

$$F_B = F_F = 12 \text{ N}$$

$$F_C = F_E = \sqrt{(10.96 \sin 57.73^\circ)^2 + (2.211 + 10.96 \cos 57.73^\circ)^2}$$

$$F_C = F_E = 12 \text{ N}$$

$$F_D = 10.96 + 1.180$$

$$F_D = 12 \text{ N}$$

$$F_H = F_L = \sqrt{(10.96 \sin 115.46^\circ)^2 + (2.288 + 10.96 \cos 115.46^\circ)^2}$$

$$F_H = F_L = 10 \text{ N}$$

$$F_I = F_K = \sqrt{(10.96 \sin 122.27^\circ)^2 + (2.211 + 10.96 \cos 122.27^\circ)^2}$$

$$F_I = F_K = 10 \text{ N}$$

$$F_J = 10.96 - 1.180$$

$$F_J = 10 \text{ N}$$

Con estos valores se puede ver que las cargas críticas son soportadas por los pernos B y F por lo que se verifica que únicamente estos trabajen adecuadamente.

A continuación, después de un proceso iterativo se selecciona un diámetro que cumpla adecuadamente el trabajo de fijar la plancha de acero a la estructura.

Para realizar los cálculos se utilizan pernos de acero M3 cuya resistencia a la fluencia es de $S_y=220 \text{ MPa}$.

El esfuerzo producido en el perno es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{12.47 N}{\frac{\pi * 0.006^2}{4}}$$

$$\tau = 2 MPa$$

El factor de seguridad del perno es:

$$n = \frac{Sy}{\tau}$$

$$n = \frac{220000000 Pa}{1764144 Pa}$$

$$n = 12.47$$

Con este resultado se puede comprobar que los pernos elegidos trabajan adecuadamente bajo las condiciones analizadas, ya que el perno sometido a mayores esfuerzos trabaja sin inconvenientes. Los pernos seleccionados son M6 de acero.

2.3. Construcción de la máquina

La construcción de la máquina se realizó en un taller especializado que disponía de las máquinas y herramientas necesarias para construir las piezas requeridas.

Los elementos no normalizados se construyen de acuerdo con los planos de taller realizados.

Es importante tener en cuenta la disponibilidad en el mercado tanto de los elementos normalizados como de la materia prima para la fabricación de los elementos no normalizados, con el fin de evitar retrasos en la construcción y ensamblaje de la máquina.

Los procesos de construcción son seleccionados de tal manera que no se requieran equipos especiales ni mano de obra especializada, y de esta manera evitar el aumento del costo de la máquina.

La estructura de la máquina está construida con perfiles cuadrados, la misma que servirá de soporte para las distintas piezas que componen la máquina.

La máquina se encuentra impulsada por un motor eléctrico monofásico de 1/4 de HP, el mismo que trabaja a una velocidad de 1730 rpm.

En el Anexo V se presentan fotografías de la construcción y montaje de la máquina.

2.4. Planos de taller y montaje

Los planos de taller tienen como objetivo brindar una visión de la geometría, las dimensiones y el acabado de cada pieza a ser construida, de tal manera que el resultado de la construcción sea siempre el mismo.

Los planos de montaje muestran las dimensiones necesarias para obtener una correcta unión entre las diferentes piezas que conforman la máquina.

Para realizar estos planos se tomó en cuenta tanto las normas técnicas CPE INEN 003 CÓDIGO DE DIBUJO TÉCNICO-MECÁNICO como las normas específicas para cada elemento normalizado.

Adicionalmente para la elaboración de los planos se siguió la guía brindada por (Vargas, 2013), y (Jütz, Scharkus, & Lobert, 1984).

Estos planos se encuentran en el Anexo VII.

2.5. Montaje de la máquina

En primer lugar, se aconseja ensamblar los subconjuntos por separado como es el caso del eje de soporte del engrane con el engrane y la biela incluido el eje de la misma.

Posteriormente se fija la plancha de acero a la estructura base de la máquina mediante los pernos y tuercas.

Con la estructura lista se fija a la plancha de acero tanto el motor, como el eje de soporte del engrane y los soportes de las guías.

Realizado esto solo queda colocar la biela y la guía con el porta muestras.

2.6. Pruebas de campo

Una vez realizada la construcción y el montaje de la máquina, se procede a realizar las respectivas pruebas de campo de acuerdo con el protocolo de pruebas.

2.6.1. Protocolo de pruebas

Una vez terminada la construcción y montaje de la máquina se procede a comprobar el funcionamiento de esta de acuerdo con el procedimiento descrito en el Anexo VI, el cual toma en cuenta los siguientes aspectos:

- Dimensiones de la máquina
- Inspección de las piezas que conforman la máquina
- Funcionalidad de la máquina en vacío y en carga
- Capacidad de la máquina

2.6.1.1. Dimensiones de la máquina

Después de la construcción y montaje de la máquina se procede a tomar medidas del área ocupada por la máquina, altura y peso de la misma, área del soporte para las muestras, y área del soporte para los cepillos; y se compara con las medidas del diseño.

2.6.1.2. Inspección de las piezas que conforman la máquina

Se verifica el posicionamiento de cada uno de los elementos que conforman la máquina y se comprueba su ajuste previo al encendido de la misma.

2.6.1.3. Funcionalidad de la máquina en vacío y en carga

Consiste en comprobar el funcionamiento de la máquina tanto con las muestras dentales y los cepillos dentales colocados en la máquina (carga), como con las muestras dentales y los cepillos dentales sin colocar en la máquina (vacío).

Adicional a esto se verifica que el encendido y apagado de la máquina funcione sin problemas.

2.6.1.4. Capacidad de la máquina

Se verifica que la máquina cumpla con los objetivos planteados, tanto en velocidad de movimiento como en la posición y cantidad de cepillos dentales que puede soportar la máquina.

Los resultados correspondientes a las pruebas de campo se presentan en el Anexo VI.

2.6.1.5. Análisis de las pruebas de campo

Tomando en cuenta los resultados del Anexo VI, se puede observar que la máquina se mueve adecuadamente tanto en vacío como con carga.

La posición de los cepillos respecto a las muestras dentales es la correcta para el tipo de cepillado deseado.

El portacepillos presenta el tamaño y movimiento adecuado para transportar los cepillos dentales.

Finalmente se puede apreciar que la velocidad de funcionamiento de la máquina es la deseada.

2.7. Costos

2.7.1. Costos de la máquina

Para el análisis de costos de la máquina prototipo, estos se dividen en costos directos y costos indirectos.

Costos Directos:

- Materia Prima
- Elementos Normalizados
- Mano de Obra

Costos Indirectos:

- Costos de Ingeniería

2.7.1.1. Costos directos

Materia prima

En la Tabla 2.37 se presenta el costo de la materia prima utilizada para la fabricación de la máquina.

Tabla 2.37. Costos de la Materia Prima.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
		USD	USD
Tubo de Acero estructural cuadrado 25x25x2 mm, l=6 m	1	21.60	21.60
Plancha de Acero ASTM A36 650x380x6 mm	1	14.99	14.99
Cilindro de Acero ASTM A36 Ø240 mm, l=20 mm	1	12.00	12.00
Cilindro de Acero ASTM A36 Ø45 mm, l=20 mm	1	1.54	1.54
Eje de Acero AISI 1018 Ø1 pulg, l=250 mm	1	9.56	9.56
Eje de Acero AISI 1018 Ø5/8 pulg, l=150 mm	1	4.56	4.56
Eje de Acero AISI 1018 Ø5/8 pulg, l=250 mm	1	5.60	5.60
Eje de Acero AISI 1018 Ø1,5 pulg, l=50 mm	1	7.50	7.50
Eje de Acero AISI 1018 Ø2 pulg, l=25 mm	1	12.34	12.34
Eje de Acero AISI 1018 Ø3/4 pulg, l=60 mm	1	6.24	6.24
Cilindro de Nylon Ø35 mm, l=400 mm	1	11.03	11.03
Barra de Nylon Duralón 200x50x25 mm	2	13.34	26.67
Eje de Bronce al Estaño SAE 65 Ø25 mm, l=30 mm	1	2.41	2.41
Barra de Acero ASTM A36 15x15 mm, l=440 mm	1	6.59	6.59
Ángulo de Acero ASTM A36	1	4.01	4.01

30x3 mm, l=200 mm			
Ángulo de Acero ASTM A36	1	7.01	7.01
50x6 mm, l=300 mm			
SUBTOTAL			153.65

(Fuente: Propia)

Elementos normalizados

En la Tabla 2.38 se presenta el costo de los elementos normalizados utilizados para la fabricación de la máquina.

Tabla 2.38. Costos de los Elementos Normalizados.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
		USD	USD
Pernos Allen de Acero Inoxidable M8x45	12	0.51	6.18
Perno Allen de Acero Inoxidable M8x16	20	0.31	6.14
Perno Allen de Acero Inoxidable M6x20	14	0.15	2.04
Arandela Plana Galvanizada 5/16"	12	0.05	0.61
Arandela de Presión de Acero Inoxidable 5/16"	12	0.04	0.46
Tuerca de Acero Inoxidable M8x1.25	12	0.11	1.31
Tuerca de Acero Inoxidable M18x2.5	1	0.47	0.47
Tuerca de Acero Inoxidable M12x1.75	1	0.13	0.13
Tuerca de Acero Inoxidable M6x1	4	0.02	0.09
Tuerca de Acero M10x1.5	4	0.09	0.34
Espárraago de Acero M10x100	4	3.51	14.04
Anillo de Retención Interno para Ø35 mm	1	0.94	0.94
Anillo de Seguridad Externo para Ø25 mm	1	0.35	0.35
Motor Monofásico WEG 1/4 HP	1	101.28	101.28
Pulsador On/Off	1	4.51	4.51
Cable eléctrico CC 2x14 INCABLE	3m	0.84	2.53
Enchufe Metálico T/Cooper	1	0.50	0.50

Rodamiento KOYO 6305	1	8.10	8.10
Rodamiento KOYO 6202	1	6.99	6.99
SUBTOTAL			156.99

(Fuente: Propia)

Mano de obra

En la Tabla 2.39 se presenta el costo de la fabricación, ensamblaje y movilización de la máquina.

Tabla 2.39. Costos de la Mano de Obra.

Descripción	Costo Unitario	Costo Total USD
Engrane conductor, z18, manzana Ø25x12 mm, chavetero de 5 mm	2 USD/diente	36
Engrane conducido, z115, vaciado de caras	2 USD/diente	230
Torno Paralelo	15 USD/hora	75
Fresadora Universal	10 USD/hora	50
Taladro	4 USD/hora	20
Soldadora	7 USD/hora	21
Montaje de la Máquina	50 USD	50
Movilización	15 USD	15
SUBTOTAL		497

(Fuente: Propia)

2.7.2. Costo total

El costo total corresponde a la suma de los costos anteriormente presentados, además de un costo adicional del 10% del costo total correspondiente al costo asociado al diseño de la máquina.

Estos valores se presentan en la Tabla 2.40.

Tabla 2.40. Costo Total.

Detalle	Valor, USD
Costo de Materia Prima	153.65
Costo de Elementos Normalizados	156.99
Costo de Mano de Obra	497.00
Subtotal	807.64
Costo de Diseño	80.76
Total	888.40

(Fuente: Propia)

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Resultados

Para el diseño del equipo odontológico se realizaron planos de taller y montaje que se presentan en el Anexo VI. Estos planos se construyeron teniendo en cuenta el Código de dibujo técnico-mecánico CPE INEN 003.

La máquina fue construida siguiendo las indicaciones presentadas en los planos tanto para la fabricación de los distintos componentes como para el ensamblaje. La máquina fue probada tanto en vacío como con carga siguiendo el protocolo de pruebas que se presenta en el Anexo VI. Adicionalmente se presentan fotografías del proceso de construcción y ensamblaje de la máquina en el Anexo V.

Los costos del proyecto se obtuvieron realizando un análisis de las distintas fases del proyecto tomando en cuenta costos directos e indirectos.

Además del proceso del diseño y construcción del equipo odontológico, este fue utilizado para la realización del proyecto “Grado de abrasión dental ante el efecto del cepillado con pasta dental normal y pasta dental blanqueadora: evaluación in vitro¹⁵”. La investigación arrojó resultados que nos indican que los dientes sufren un desgaste abrasivo al entrar en contacto con los cepillos dentales en conjunto con el uso de pastas dentales. El nivel de abrasión presente depende entre otras cosas de la composición química de las pastas dentales (normales y blanqueadoras). Estos resultados se presentan en el Anexo II.

3.2. Discusión

La máquina fue diseñada bajo los parámetros que propone el diseño concurrente, obteniendo así una variedad de alternativas que nos ofrece el diseño final que será el producido. Con la ayuda de cálculos matemáticos para verificar el funcionamiento de los elementos que componen la máquina, se establecen las dimensiones de la máquina y se realizan los planos de taller y montaje que sirven para fabricar y ensamblar el equipo. Finalmente, con el equipo construido se realizan pruebas para verificar su funcionamiento.

¹⁵ (Jarrín, 2017)

Las alternativas de diseño seleccionadas para elaborar el equipo odontológico comprenden un sistema de sujeción de muestras dentales y de cepillos dentales mediante tornillos, y una reducción de la velocidad de salida del motor mediante engranes.

La sujeción de las muestras y de los cepillos dentales mediante tornillos tiene su punto fuerte en la facilidad tanto de fabricación como de operación.

La sujeción de las muestras dentales no presenta ninguna dificultad ya que estas se encuentran alojadas en una plancha rectangular de acrílico por lo que cualquier alternativa propuesta hubiera trabajado sin ningún inconveniente, siendo la elegida mediante tornillos por su facilidad constructiva. La sujeción de los cepillos dentales presenta inconvenientes debido a la forma curva de los cepillos por lo que la mejor forma de sujetarlos es atornillando las cabezas y cortando el mango de estos, evitando de esta manera el problema que presenta el fijar la forma curva de los mangos que difiere entre cada tipo y marca de cepillos disponibles en el mercado.

La reducción de velocidad se realiza con un sistema de engranes que, a pesar de ser un método caro en relación con un sistema de poleas y bandas, se tienen velocidades constantes y trabajan sin problemas en espacios reducidos (centros de giro cercanos). Los engranes son construidos en acero AISI 1020 para poder soportar los esfuerzos a los que están sometidos, no se realiza un tratamiento térmico ya que no es necesario bajo estos esfuerzos. La relación de velocidad para conseguir la reducción es de 1:6.4 por lo que se tienen varias combinaciones de número de dientes para conseguir esta reducción de velocidad (1730 rpm a 270 rpm); los números de dientes elegidos son 18 y 115 respectivamente, asegurando de esta manera unos engranes funcionales y con tamaños adecuados.

Las partes estructurales de la máquina están construidas en acero ASTM A36. Algunas de estas partes se pueden fabricar en otros materiales como el nylon o con medidas inferiores a las establecidas, en estos elementos se da más valor a la facilidad constructiva de los mismos siendo más fácil de obtener acero A36 en toda forma (varillas, planchas, tubos) y se toma mucho en cuenta la seguridad de que estos trabajen adecuadamente en todo momento usando así factores de diseño mayores a 5 sin afectar el costo final o el funcionamiento de la máquina.

4. CONCLUSIONES

- Se alcanza satisfactoriamente el movimiento alternativo a una velocidad aproximada de 270 rpm mediante la utilización del mecanismo de biela manivela que es el más común para convertir el movimiento circular en movimiento alternativo.
- La máquina puede trabajar con cualquier tipo de cepillos dentales debido a que el mecanismo de sujeción de cepillos consta de una placa en la cual se atornilla únicamente la cabeza de los cepillos. De esta manera no se toma en cuenta la forma que el mango del cepillo pueda tener ya que generalmente estos presentan curvaturas y puede llegar a ser un problema a la hora de sujetarlos.
- El cepillado dental manteniendo las cerdas del cepillo rectas se logra teniendo en cuenta la distancia que hay entre las cerdas y las muestras dentales, teniendo que ser esta menor a $\frac{1}{4}$ de la longitud de las cerdas. Para conseguir esto el soporte para las muestras dentales fue construido teniendo en cuenta esta distancia por lo que la altura del soporte es de 89 mm.
- La operación de la máquina no requiere ningún tipo de preparación o conocimiento adicional ya que esta fue diseñada precisamente para tener una fácil operación. Esto se logra teniendo únicamente un botón de encendido y un botón de apagado que controla todo el funcionamiento de la máquina.
- La máquina fue construida sin ninguna complicación ya que todos los materiales son de fácil acceso en el mercado, obteniendo así un costo reducido al momento de realizar su construcción, y de igual manera un menor tiempo construyéndola. Además de esto se presenta un diseño con componentes de fácil elaboración lo que simplifica aún más la construcción de la máquina.
- Se cumplió con el objetivo general del proyecto que consiste en diseñar y construir un equipo odontológico para simular el cepillado dental.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Aránguiz, V. (2011). *Desgaste dentario: Lesiones no cariosas*. Recuperado de <http://focusmediasa.com.ar/~dosis597/pdf/colgate-1.pdf>
- [2] Atúncar, M. (2002). Concentración de fluoruros contenidos en los dentífricos en función a la temperatura. Lima, Perú.
- [3] Beer, F. y Jhonston, R. (2012). *Mechanics of Materials*. New York: Mc Graw Hill.
- [4] Budynas, R. G. y Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (8ª ed.) Ciudad de México: Mc Graw Hill.
- [5] Colombet, I. (2014). *Lesiones no cariosas cervicales*. Recuperado de <http://riuc.bc.uc.edu.ve/bitstream/123456789/1722/1/isoto.pdf>
- [6] Enrile, F. (2009). *Manual de Higiene Bucal*. Buenos Aires: Panamericana.
- [7] FAG. (2000). Rodamientos FAG. Recuperado de <http://www.rodamientosbulnes.com/doc/es-c-fag.pdf>
- [8] Foix, S. C. (2001). *Teoría de Máquinas*. Barcelona: Edicions UPC.
- [9] Jaramillo, N. C. (2013). Efectos del cepillado sobre la superficie dental por acción de diferentes cepillos dentales en combinación con dentífricos blanqueadores (Tesis de pregrado). Recuperada de <http://repositorio.usfq.edu.ec/handle/23000/2319>
- [10] Jarrín, E. (2017). *Grado de abrasión dental ante el efecto del cepillado con pasta dental normal y pasta dental blanqueadora: evaluación in vitro*. Universidad Central del Ecuador, Quito.
- [11] Jütz, H., Scharkus, E., & Lobert, R. (1984). *Tablas para la industria metalúrgica*. Barcelona: EDITORIAL REVERTÉ.
- [12] KOYO. (2000). *Rodamientos rígidos de bolas*. Recuperado de <http://koyola.com.pa/catalogos/>
- [13] Kustner, E. C. (1999). *La historia clínica en odontología*. Barcelona: MASSON S.A.
- [14] Lindhe, J. (2008). *Periodontología Clínica e Implantología Odontológica*. Madrid: Editorial Médica Panamericana.
- [15] Mott, R. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS*. México: PEARSON Educación.
- [16] Riba, C. (2002). *Diseño concurrente*. Barcelona.
- [17] Rossi, N. E. (2009). *Lesiones Cervicales no Cariotas*. Buenos Aires: Editorial Médica Panamericana.
- [18] Vargas, J. (2013). *Fundamentos y ejercicios del dibujo mecánico*. Quito.

ANEXOS