UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS DE FATIGA EN LOS ENGRANAJES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS DE LA EMPRESA AUSTRAL GROUP S.A.A.

TESIS

Presentada por:

Bach. Jimy Percy Villa Suazo

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

TACNA- PERÚ

2025

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

ANÁLISIS DE FATIGA EN LOS ENGRANAJES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS DE LA EMPRESA AUSTRAL GROUP S.A.A.

Tesis sustentada y aprobada el 17 de octubre del 2025, estando el Jurado Calificador integrado por:

PRESIDENTE ..... Dr. Francisco Gamarra Gómez

1er. MIEMBRO (SECRETARIO) ..... Mtro. Reynaldo Clemente Telles Ríos

2do. MIEMBRO (VOCAL) ..... Dr. Williams Sergio Almanza Quispe

ASESOR ..... Dr. Francisco Gamarra Gómez

CERTIFICADO DE SIMILITUD

Yo, Francisco Gamarra Gómez, en mi condición de asesor acreditado por la Resolución de Facultad N°9635-2025-FAIN/UNJBG, de la tesis titulada: "ANÁLISIS DE FATIGA EN LOS ENGRANAJES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS DE LA EMPRESA AUSTRAL GROUP S.A.A.", presentada por el Bachiller JIMY PERCY VILLA SUAZO con código Nº (2014-104031), para optar título profesional de Ingeniero de Mecánico.

Que, habiendo cumplido con lo establecido en el reglamento de originalidad y de similitud de trabajo de investigación y producción intelectual, considerando que según la revisión, evaluación y análisis realizado a través del **software de similitud textual** TURNITIN cuenta con el **nivel de similitud permitido cuyo porcentaje** es 11 % Por lo que, **CERTIFICO LA SIMILARIDAD** de la tesis enunciada líneas arriba, la cual está expedita para continuar con los trámites para la obtención de título profesional, según corresponda consiguientemente la publicación en el repositorio institucional.

Tacna, 03 noviembre 2025

Huella digital

FIRMA ASESOR

Nombres y apellidos: FRANCISCO GAMARRA GÓMEZ

ORCID: 0000-0002-3737-5610

DNI: 00413878

Huella digital

FIRMA TESISTA

Nombres y apellidos: JIMY PERCY VILLA SUAZO

DNI: 71882481

DEDICATORIA

A todas las personas que me han apoyado y han hecho que la investigación se realice con éxito, en especial, a aquellos que me abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

A mis hermanos Anguie, Anthony y Leyla, por su cariño y apoyo incondicional, por estar conmigo en todo momento.

A Karen, por su amor y motivación para culminar este trabajo, por alegrar mis días.

.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por bendecirme en la vida, por guiarme y ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

A mis padres, por ser el principal promotor de mis sueños, por confiar y creer en mis expectativas, por los consejos, valores y principios que me ha inculcado.

A mi asesor, por su apoyo y asesoría en la presente investigación.

ÍNDICE TEMÁTICO

DEDICATORIA iv
AGRADECIMIENTO v
ÍNDICE DE TABLAS viii
ÍNDICE DE FIGURAS ix
RESUMEN xi
ABSTRACT xii
INTRODUCCIÓN 1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 3
1.1. Antecedentes del problema 3
1.2. Descripción del problema 4
1.3. Formulación del problema 5
1.3.1. Formulación del problema general 5
1.3.2. Formulación del problema específico 5
1.4. Objetivos 5
1.4.1. Objetivo general 5
1.4.2. Objetivos específicos 6
1.5. Justificación e importancia de la investigación 6
1.6. Limitaciones 6
1.7. Viabilidad del estudio 7
1.8. Formulación de hipótesis 7
1.9. Variables 7
1.9.1. Identificación de la variable 7
1.9.2. Caracterización de la variable 7
1.10. Operacionalización de variables 8
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO 10
2.1. Antecedentes del trabajo de investigación 10
2.2. Bases teóricas 11
2.2.1. Fatiga 11
2.2.2. Fallas en los engranajes 11
2.2.3. Estudio de fatiga con SolidWorks Simulation 14
2.2.4. Engranajes 21
2.2.4.5. Cargas en engranajes cilíndricos de dientes rectos. 27

2.2.5. Fabricación de engranajes 29
2.2.6. Reductores 30
2.2.7. Ecuaciones de la metodología AGMA 32
2.3. Definiciones conceptuales 37
2.3.1. Definición de términos 37
2.3.2. Nomenclatura 38
CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO 41
3.1. Planteamiento metodológico 41
3.2. Población y muestra 41
3.2.1. Población 41
3.2.2. Muestra 41
3.3. Equipos y materiales 41
3.4. Procedimiento de las pruebas experimentales 42
3.5. Técnicas de recolección de datos 42
3.6. Técnicas para el procesamiento de datos 42
CAPÍTULO IV: RESULTADOS 43
4.1. Descripción de las pruebas no experimentales 43
4.1.1. Caracterización del reductor de tres etapas de dientes rectos 43
4.1.2. Análisis de fatiga con asistencia de software especializado 61
4.1.3. Análisis de esfuerzos en los engranajes 68
4.1.4. Análisis de fatiga de los engranajes 72
4.2. Presentación y análisis de resultados 77
4.3. Contrastación de hipótesis 91
CAPÍTULO V: DISCUSIÓN 92
5.1. Pruebas de la validación del modelo experimental 92
5.1.1. Verificación de resistencia a la fatiga con metodología AGMA 92
5.1.2. Resultados de simulaciones y cálculos AGMA 95
5.2. Aplicación de la tecnología encontrada 98
5.3. Contraste con trabajos de investigación similares 98
CONCLUSIONES 100
RECOMENDACIONES 102
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 103
ANEXOS 110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Cuadro de operacionalización de variables 9
Tabla 2. Propiedades del acero para engranajes AISI 3215 44
Tabla 3. Datos generales de diseño del reductor 44
Tabla 4. Datos generales de los engranajes por etapas 45
Tabla 5. Cálculo de la carga por flexión en los engranajes 46
Tabla 6. Cálculo de la presión de contacto 47
Tabla 7. Propiedades del acero 42CrMo4/AISI 4140 47
Tabla 8. Cálculo de diámetros del eje 1-1 material AISI 4140 49
Tabla 9. Cálculo de diámetros del eje 2-3 material AISI 4140 51
Tabla 10. Cálculo de diámetros del eje 4-5 material AISI 4140 54
Tabla 11. Cálculo de diámetros del eje 6-6 material AISI 4140 55
Tabla 12. Selección de rodajes de bolas doble hilera con carga radial 58
Tabla 13. Cálculo y selección de chavetas normalizadas 60
Tabla 14. Datos de la malla en los estudios con carga de flexión y contacto 64
Tabla 15. Análisis de fatiga con esfuerzo de flexión en la etapa 1 79
Tabla 16. Análisis de fatiga con esfuerzo de flexión en la etapa 2 80
Tabla 17. Análisis de fatiga con esfuerzo de flexión en la etapa 3 81
Tabla 18. Análisis de fatiga con esfuerzo de contacto en la etapa 1 82
Tabla 19. Análisis de fatiga con esfuerzo de contacto en la etapa 2 83
Tabla 20. Análisis de fatiga con esfuerzo de contacto en la etapa 3 84
Tabla 21. Cálculo del esfuerzo de flexión en los engranajes 92
Tabla 22. Cálculo de resistencia a la fatiga por flexión 93
Tabla 23. Cálculo del esfuerzo de contacto 94
Tabla 24. Cálculo de resistencia a la fatiga por contacto 94
Tabla 25. Resultados de comparación FEM y AGMA 96

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Fractura de un diente de engranaje por flexión 12
Figura 2. Daño por fatiga superficial en el diente de un engranaje 13
Figura 3. Fractura por fatiga superficial de engranajes rectos 13
Figura 4. Suposición de linealidad en el análisis estático 15
Figura 5. Componentes de tensión von mises 15
Figura 6. Malla compatible e incompatible 17
Figura 7. Aplicación de control de malla 17
Figura 8. Curva S-N para análisis de fatiga 18
Figura 9. Tipos de carga de fatiga 19
Figura 10. Gráfico de esfuerzos vs Ciclos. 20
Figura 11. Estudio de comprobación de fatiga 20
Figura 12. Clasificación de los engranajes 22
Figura 13. Nomenclatura típica de los engranajes 24
Figura 14. Construcción de la geometría de los engranajes 25
Figura 15. Piñon-engrane con rebaje e interferencia 26
Figura 16. Acción de fuerzas en un par de engranajes acoplados 28
Figura 17. Tren de engranes compuesto 30
Figura 18. Reductor de velocidad de 3 etapas de ejes paralelos 31
Figura 19. Magnitud del torque a lo largo del eje 1-1 48
Figura 20. Diagrama de fuerzas del eje 1-1 50
Figura 21. Diagrama de momentos flectores eje 1-1 50
Figura 22. Magnitud del torque a lo largo del eje 2-3 51
Figura 23. Diagrama de fuerzas del eje 2-3 52
Figura 24. Diagrama de momentos flectores eje 2-3 52
Figura 25. Magnitud del torque a lo largo del eje 4-5 53
Figura 26. Diagrama de fuerzas del eje 4-5 53
Figura 27. Diagrama de momentos flectores eje 4-5 54
Figura 28. Magnitud del torque a lo largo del eje 6-6 56
Figura 29. Diagrama de fuerzas del eje 6-6 56
Figura 30. Diagrama de momentos flectores eje 6-6 56
Figura 31. Distribución de los engranajes en el reductor de tres etapas 61

Figura 32. Matriz FODA del análisis de fatiga en los engranajes de dientes rectos 62
Figura 33. Flujo del proceso de análisis de fatiga en los engranajes rectos 63
Figura 34. Modelos de engranajes de la etapa 1 y malla 65
Figura 35. Modelos de engranajes de la etapa 1 y malla 65
Figura 36. Modelos de engranajes de la etapa 3 y malla 65
Figura 37. Aplicación de cargas de flexión y contacto en el modelo 66
Figura 38. Acción de las cargas flexión y contacto en el modelo 66
Figura 39. Sujeción de geometría fija en el modelo 67
Figura 40. Aplicación de sucesos para el estudio de fatiga 68
Figura 41. Trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes de etapa 1 68
Figura 42. Trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes de etapa 2 69
Figura 43. Trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes de etapa 3 70
Figura 44. Trazado de esfuerzos de contacto en los engranajes de etapa 1 70
Figura 45. Trazado de esfuerzos de contacto en los engranajes de etapa 2 71
Figura 46. Trazado de esfuerzos de contacto en los engranajes de etapa 3 72
Figura 47. Trazado de fatiga(daño) en los engranajes de la etapa 1 73
Figura 48. Trazado de fatiga(vida) en los engranajes de la etapa 1 73
Figura 49. Trazado de fatiga(daño) en los engranajes de la etapa 2 74
Figura 50. Trazado de fatiga(vida) en los engranajes de la etapa 3 75
Figura 51. Trazado de fatiga(daño) en los engranajes de la etapa 2 75
Figura 52. Trazado de fatiga(vida) en los engranajes de la etapa 3 76
Figura 53. Inicio de fatiga en los engranajes sometido a esfuerzo de flexión 85
Figura 54. Daño en los engranajes sometido a esfuerzo de flexión 86
Figura 55. Esfuerzo de flexión en los engranajes en función del torque 87
Figura 56. Inicio de fatiga en los engranajes sometido a esfuerzo de contacto 87
Figura 57. Daño en los engranajes sometido a esfuerzo de contacto 88
Figura 58. Esfuerzo de contacto en los engranajes en función del torque 89
Figura 59. Comparación de vida en los engranajes a flexión y contacto 90
Figura 60. Comparación de daño en los engranajes a flexión y contacto 90
Figura 61. Resultados de simulaciones de flexión en entorno SolidWorks 97

RESUMEN

Esta tesis tuvo como objetivo principal analizar la fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A. Se abordó la problemática de las fallas por fatiga en los engranajes rectos. La fatiga en engranajes rectos es un problema que preocupa a los diseñadores, incluso ocasionan daños a más componentes, a la misma máquina y hasta podría provocar sucesos catastróficos. El tiempo de vida a fatiga con que se diseñan los engranajes no satisfacen los diseños en servicio; esto se ve reflejado en las fallas continuas de engranajes por insuficiente resistencia a fatiga superficial y flexión.

El análisis de fatiga en los engranajes rectos del reductor de tres etapas se realizó mediante la simulación estática y de fatiga con SolidWorks Simulation verificado con las ecuaciones AGMA, calculando los esfuerzos de flexión y contacto, los ciclos de vida y porcentaje de daño que sufren los engranajes al aplicar el torque de trabajo.

Los resultados demuestran que los esfuerzos de flexión y contacto mediante la aplicación del máximo torque de trabajo incrementan con un comportamiento lineal, mientras que los ciclos de vida se reducen incrementando el porcentaje de daño en los engranajes de dientes rectos. El esfuerzo de flexión alcanza su valor máximo en una zona de acumulación muy cerca al pie del diente y el esfuerzo de contacto alcanza su máximo valor en una pequeña zona de acumulación por debajo del círculo de paso del engranaje de área de contacto máxima del engranaje. Los resultados permitieron identificar los engranajes más críticos que experimentaran ciclos de vida a contacto de $5{,}96 \times 10^8$ ciclos y un porcentaje de daño a flexión de 0,912 %, lo que permitió el diseño final del reductor.

Palabras clave: Fatiga, engranajes rectos, reductor.

ABSTRACT

The main objective of this thesis was to analyze fatigue in the spur gears of a 3-stage reducer belonging to Austral Group S.A.A. The problem of fatigue failures in spur gears was addressed. Fatigue in spur gears is a problem that concerns designers, even causing damage to more components, to the machine itself, and could even lead to catastrophic events. The fatigue life with which the gears are designed does not satisfy the in-service designs, this is reflected in the continuous gear failures due to insufficient resistance to surface fatigue and bending.

The fatigue analysis of the spur gears of the 3-stage reducer was performed through static and fatigue simulation with SolidWorks Simulation verified with the AGMA equations, calculating the bending and contact stresses, the life cycles and the percentage of damage suffered by the gears when the working torque is applied.

The results demonstrate that bending and contact stress increases linearly when applying maximum working torque, while life cycles are reduced, increasing the percentage of damage in spur gears. The bending stress reaches its maximum value in an accumulation zone very close to the tooth root, and the contact stress reaches its maximum value in a small accumulation zone below the gear pitch circle with the maximum contact area. The results allowed the identification of the most critical gears, which experienced contact life cycles of 5.96 x 108 cycles and a percentage of bending damage of 0.912%, which allowed for the final design of the reducer.

Keywords: Fatigue, spur gears, reducer.

INTRODUCCIÓN

En el mundo globalizado actual, el desarrollo tecnológico requiere de componentes mecánicos que cumplan exigentes requisitos de calidad y que constituyan una solución en el diseño de piezas mecánicas; capaces de resistir la fatiga, con adecuados tiempos de vida antes de mostrar alguna fisura en su desempeño en la industria. La fatiga en engranajes rectos es un problema que preocupa a los diseñadores, incluso ocasiona daños a más componentes, a la misma máquina y hasta podrían producirse sucesos catastróficos. El tiempo de vida, daño y el factor de seguridad con que se diseñan los engranajes rectos no satisfacen los diseños en servicio; esto se ve reflejado en las fallas continuas de engranajes por insuficiente resistencia a fatiga superficial y flexión. Al respecto, este estudio, se pretendió dar solución mediante el análisis con simulación estática y de fatiga en el entorno de SolidWorks Simulation verificado con las ecuaciones AGMA, al aplicar el torque de trabajo en los dientes de los engranajes.

En este sentido, el trabajo de desarrolla en cinco capítulos que se detallan a continuación.

En el capítulo I, se describe la problemática de investigación, se plantea el objetivo principal que es analizar la fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A, se calculará los esfuerzos de flexión y contacto en los engranajes rectos, con los esfuerzos se calcularán los ciclos de vida y porcentaje de daño en los engranajes rectos de un reductor de 3 etapas, se realiza la simulación estática y de fatiga en los engranajes rectos. En este apartado, también se describen la variable de interés de estudio.

En el capítulo II, se muestran los antecedentes de estudio, definición de los esfuerzos, fallas por fatiga, análisis estático y de fatiga en SolidWorks. Se detalla la clasificación de los engranajes, reductores, geometría de los perfiles de los engranajes recto y la aplicación de cargas. Se define las ecuaciones AGMA aplicada al cálculo de esfuerzos y fatiga (flexión, contacto). Por último, se establece la nomenclatura y abreviatura a utilizar.

En el capítulo III, se establece la metodología, donde se precisa que la presente es una investigación descriptiva, de diseño no experimental, puesto que no implica manipulación de variables, sino describir un método de análisis de fatiga utilizando

SolidWorks Simulation en los engranajes de dientes rectos de un reductor de tres etapas. También se estudia los esfuerzos de contacto y flexión, aplicando una variación del torque de trabajo; asimismo, se detallan los materiales, quipos, técnicas de recolección y procesamiento de datos.

En el capítulo IV, este apartado está orientado en la caracterización del reductor de tres etapas de dientes rectos en el entorno de SolidWorks, el análisis de esfuerzos mediante el complemento Simulation a partir de modelos prototipos, mallado, aplicación de cargas y sujeciones. El análisis de los esfuerzos y fatiga se realiza por etapas en el reductor. También se detallan los cálculos de los esfuerzos y la fatiga mediante las ecuaciones AGMA para engranajes rectos. Finalmente, se muestran los gráficos y tablas de resultados e interpretación de resultados.

En el capítulo V, se realiza la validación del modelo de investigación, la aplicación de la tecnología encontrada y el contraste de la investigación con los antecedentes.

Finalmente, se realizan las conclusiones y las recomendaciones; asimismo, se presentan las referencias bibliográficas y los anexos.

CAPÍTULO I
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes del problema

Adin y Adin (2021), en su artículo titulado "Numerical analysis of damaged helical gear wheel", sostuvieron que, para prevenir daños en las ruedas dentadas de acorde de la tecnología, se requiere de utilizar programas numéricos para prevenir estas fallas en engranajes rectos helicoidales. Se analizaron modelos de los engranajes con SolidWorks y el esfuerzo estático con Ansys; se determinó que la causa de rotura del diente fue por exceder el límite de seguridad de diseño.

Kiran, Kumar, Ravishankar, Kalyan y Paul (2021), en su tesis de grado titulada *Stress analysis on spur gear in marine application by FEM technique*, sostuvieron que los engranajes de dientes rectos con aplicación marina y trabajo pesado están sometidos a grandes esfuerzos y deflexiones, por lo que es necesario optimizar su diseño usando los métodos teóricos y elementos finitos. Utilizaron SolidWorks y Ansys a fin de evaluar los esfuerzos de contactos para optimizar el diseño y seleccionar el material correcto de los engranajes para su aplicación en cajas reductoras de embarcaciones pesqueras.

Ramos, Fernández, Bosch, Santana y Arias (2021), en su artículo titulado "Estudio comparativo mediante diferentes métodos para el cálculo de tensiones de contacto en engranajes rectos", sostuvieron que una de las fallas más recurrente en transmisiones de engranajes de dientes rectos es la fatiga superficial y, para este estudio, utilizaron metodología como AGMA y el criterio de Hertz verificado con elementos finitos para predecir el comportamiento de las fallas en los engranajes. Determinaron que las fallas en las superficies de los engranajes están asociados a fatiga, durante la simulación del engranaje utilizaron solo una sección del engranaje encontrando con esta metodología una aceptación de confianza de 99 %.

Samuel, Nabhan y M. O. (2022), en su artículo titulado "Stress analysis of gear pair faults using FEM", sostuvieron que no detectar las fallas en engranajes a tiempo es un problema de las cajas de engranajes esto puede causar daños catastróficos y pérdidas económicas. El estudio muestra las fallas al límite, se simulan el par de engranajes de

dientes rectos completos con software SolidWorks al aplicar los esfuerzos de contacto a lo largo del diente del engranaje y mallado del modelo completo del par de engranajes con lo que se pueden determinar los esfuerzos de contacto máximos y zona donde fallaran los engranajes.

Elizegi, Larrañaga, Arana, Izquierdo y Ulacia (2023), en su artículo titulado "Evolución de la fatiga superficial en engranajes de acero al carbono", sostuvieron que una vez iniciada la fatiga superficial en el diente de los engranajes estas picaduras continúan su crecimiento y se muestran en vibraciones y ruidos en excesivos lo que trae como consecuencia las fallas repentinas de las transmisiones. Uno de los estándares como el AGMA definen los criterios de falla a tener en consideración para evitar la fatiga, en su estudio observan comportamientos de fatiga superficial en engranajes cilindros mediante software especializado Ansys.

1.2. Descripción del problema

Los mecanismos y piezas mecánicas móviles se someten a distintas cargas, lo que producen esfuerzos fluctuantes y variables que se repiten en el tiempo. Los esfuerzos por cargas fluctuantes y repetidas son los más influyentes en fallas de mecanismos rotatorios (Budynas y Nisbett, 2008). Las cajas de cambios, reductores y otros sistemas que trasmiten movimiento fallan por fatiga y representan hasta en un 80 % las fallas mecánicas (Lv, 2013). En un estudio de 931 fallas de engranajes, en 35 años, 188 fallan por fatiga superficial, 571 por fractura y 172 por abrasión y deformación plástica (Akinci, Yilmaz y Canakci, 2005).

Los casos de fallas por fatiga se registran en cajas de cambio y transmisiones a causa de abrasión, deformación plástica y fatiga. Las fallas de engranajes rectos también se registran a causa de fatiga superficial, fatiga en el interior del diente y fatiga por flexión y contacto (Merah y AlQutub, 2017). Los engranajes que presenten síntomas de fatiga requieren de un control de crecimiento de grieta riguroso; de lo contrario, fallan repentinamente en picaduras, desprendimientos o desconchado y fractura del diente. Las fallas por fatiga en engranajes rectos también ocasionan daños a la misma máquina, a más componentes, y podrían producir sucesos catastróficos. El tiempo de vida y el factor de seguridad con que se diseñan los engranajes rectos de transmisión no satisfacen los

diseños en servicio. Esto también se ve reflejado en las fallas de engranajes por inadecuado factor de seguridad de diseño a fatiga (Merah y AlQutub, 2017).

Es indispensable conocer el análisis de fatiga para reducir las fallas en los engranajes de dientes rectos, ya que este conocimiento puede ser aplicado a otros tipos de transmisiones mecánicas. Los estudios demuestran que la simulación con Software SolidWorks Simulation permite analizar los esfuerzos de flexión y contacto mediante el análisis estático y fatiga, con lo que se pueden trazar los ciclos de vida, daño, factor de seguridad y concentración de esfuerzos. Con la finalidad de diseñar los reductores de engranajes rectos óptimos que requiere las industrias innovadoras de nuestro país y nuestra ciudad de Tacna, se plantea la siguiente interrogante: ¿Cómo analizar la fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.?

1.3. Formulación del problema

1.3.1. Formulación del problema general

¿Cómo analizar la fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.?

1.3.2. Formulación del problema específico

- ***a)*** ¿Cómo calcular los esfuerzos de flexión y contacto en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.?
- ***b)*** ¿Cómo calcular los ciclos de vida y porcentaje de daño en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.?
- ***c)*** ¿Cómo realizar la simulación estática y de fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.?

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Analizar la fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.

1.4.2. Objetivos específicos

- ***a)*** Calcular los esfuerzos de flexión y contacto en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.
- ***b)*** Calcular los ciclos de vida y porcentaje de daño en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.
- ***c)*** Realizar la simulación estática y de fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A.

1.5. Justificación e importancia de la investigación

Esta investigación se realizó, porque es un tema innovador y existen pocos estudios relacionados al análisis de fatiga en trasmisiones por engranajes aplicando software de simulación en nuestro país. Permitirá diseñar reductores y transmisiones por engranajes optimas a bajo costo; logrando así crecimientos en los sectores de la industria pesquera, minera, y automotriz, con la implementación de industrias innovadoras de diseño con utilización de software en nuestra ciudad de Tacna.

A nivel internacional, se requieren de reductores con altos estándares de calidad y adecuados tiempos de vida. Este estudio permite identificar los tiempos de vida a fatiga y porcentaje de daño de los engranajes rectos del reductor en funcionamiento, ya que se analizó la fatiga en los engranajes rectos mediante la aplicación del análisis estático y de fatiga con SolidWorks Simulation a fin de optimizar el diseño de engranajes con resistencia a la fatiga por flexión y contacto. Este conocimiento también se podrá ampliar a otros reductores y transmisiones por engranajes más complejos.

1.6. Limitaciones

Esta investigación se enfocó en el análisis de los modelos de engranajes de dientes rectos del reductor de tres etapas, mediante el análisis de los elementos finitos (FEA) con software SolidWorks Simulation simulando los engranajes con base a la resistencia a la tensión (SN) para reducir la fatiga, no se analizaron los crecimientos de grietas de fatiga. Se presentó solo los planos referenciales del reductor de velocidad de tres etapas enfocado a desempeñarse en una zona específica pesquera en la empresa Austral Group S.A.A.

Si no se aplica un correcto procedimiento de simulación se pueden obtener valores y resultados erróneos al analizar esfuerzos y fatiga en los engranajes. Por otro lado, una limitación también podría ser no contar con un equipo con un buen procesador, velocidad y memoria RAM que son cruciales para manejar simulaciones complejas y evitar sobrecalentamientos se podrían arrojar resultados no representativos.

1.7. Viabilidad del estudio

Esta investigación fue viable, porque permitió describir el análisis de fatiga mediante la aplicación de software SolidWorks, sin riesgo, modificación del engranaje real ofreciendo resultados que simulan el trabajo real inmediata, permitiendo obtener resultados precisos y detallados en la geometría del modelo.

La investigación describe los esfuerzos en los engranajes, las fallas más comunes en los engranajes y la metodología de elementos finitos para analizar los esfuerzos y la fatiga en los engranajes. Para analizar la fatiga, se identificaron los ciclos de vida y los daños de los modelos antes de presentar síntomas de fatiga en los engranajes. La simulación se verificó mediante la aplicación de las ecuaciones del AGMA.

1.8. Formulación de hipótesis

Hipótesis general: La investigación posee un enfoque cuantitativo y nivel descriptivo (no experimental), presenta una sola variable de estudio por lo que no se requiere hipótesis.

1.9. Variables

1.9.1. Identificación de la variable

Variable de interés: Análisis de fatiga

1.9.2. Caracterización de la variable

Variable de interés: Análisis de fatiga

Es el estudio de cómo los esfuerzos cíclicos de flexión y contacto impactan en la vida útil y el daño acumulado en los engranajes rectos, con el objetivo de prevenir fallas mecánicas desde la fase de diseño.

También se determinó los esfuerzos de flexión y contacto mediante simulación de elementos finitos en SolidWorks comparando estos resultados con la metodología AGMA, para observar el efecto de los diferentes valores de torque en los ciclos de vida y el porcentaje de daño del engranaje.

1.10. Operacionalización de variables

La operacionalización de la variable se muestra en la tabla 1.

Tabla 1

Cuadro de operacionalización de variables

Variable de interés	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores
Análisis de fatiga	Es el estudio de cómo los esfuerzos cíclicos de flexión y contacto afectan la vida útil y el daño acumulado en los engranajes rectos buscando reducir desde diseño las fallas mecánicas bajo carga repetidas	El análisis de fatiga se mide operacionalmente mediante la determinación de esfuerzos de flexión y contacto en los engranajes rectos de un reductor, usando la simulación por el método de elementos finitos en SolidWorks comparados con la metodología AGMA, observando el impacto con diferentes valores de torque en los ciclos de vida y el porcentaje de daño en los engranajes.	*Esfuerzo de flexión*	Megapascal (MPa)
			Esfuerzo de contacto.	Megapascal (MPa)
			Ciclos de vida	Ciclos
			Porcentaje de daño	%

Nota. Elaborado por el investigador

CAPÍTULO II
MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del trabajo de investigación

Los esfuerzos de contacto y flexión para reducir las fallas por fatiga en engranajes han sido estudiados en la actualidad con la utilización con la asistencia de diversos softwares como SolidWorks, debido a sus aplicaciones e intereses de las investigaciones en buscar mejorar los diseños y reducir la fatiga en los engranajes. Los esfuerzos de flexión y contacto son los más estudiados en engranajes, estos pueden adoptar distintos efectos en los ciclos de vida, factor de seguridad y daño de los engranajes.

Dávalos , Caldiño, Tilvaldyev, Cornejo y Luviano (2020), en su artículo titulado "Modelado por elemento finito de la fatiga en engranes de reductores de velocidad con desalineamiento radial y axial", estudiaron el análisis de fatiga en un par de engranajes completos de dientes rectos de un reductor de velocidad mediante elementos finitos. Determinó el comportamiento de los esfuerzos de flexión y contacto en función del torque vs los ciclos de vida. Concluyeron que el desalineamiento provoca incremento en los esfuerzos de contacto y flexión en los engranajes de la primera etapa haciéndoles menos resistentes a la fatiga.

Mahakul, Nath, Choudhury y Patnaik (2021), en su artículo titulado "Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique", estudiaron la distribución de esfuerzos y deformación a flexión para tres tipos de materiales en un engranaje cilíndrico de dientes rectos. Se concluye que, al aplicar las cargas a lo largo de toda geometría del diente del engranaje, se obtiene el material de diseño óptimo de los tres materiales mostrando la tensión von Mises y deformación en el entorno SolidWorks.

Loc y Anh (2021), en su artículo titulado "Contact stress analysis and optimization of spur gears", determinó que las transmisiones de engranajes rectos en las cajas de cambios fallan generalmente por esfuerzos de contacto cuando se exceden limite a la fatiga. Uno de los métodos de diseño AGMA y diseño con software Inventor profesional y Ansys para las simulaciones se utilizaron para optimizar el material sin afectar el mallado del modelo encontrando como resultado una optimización de material desde 43,6

% y 46,1 %. En la verificación del estudio con el estándar AGMA, se encuentra una diferencia de error de hasta 2,9 %.

Hamza, Ashraf y Jalal (2023), en su artículo titulado “Design and Stress Analysis of Spur Gear Using Ansys and SolidWorks”, sostuvieron que los esfuerzos superficiales son las causas más comunes de falla en engranajes rectos. Se utiliza la ecuación AGMA y criterio de Lewis para determinar el esfuerzo de contacto; los resultados se comparan con los obtenidos por elementos finitos los cuales son aceptables. Los modelos fueron engranajes rectos completos generados en SolidWorks y simulados en Ansys.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Fatiga

El proceso de fatiga se da en tres fases: la fase 1 comienza con la aparición de fisuras y microgrietas; en la fase 2, sucede la propagación de fisuras y microgrietas, pueden extenderse hasta un picado destructivo con desconchado y marcas de playa y, en la fase 3, sucede la fractura (Budynas y Nisbett, 2008). Los síntomas de la fatiga se manifiestan como pequeñas fisuras, estrías, marcas de playa en la zona de grieta, desprendimiento de material en la superficie de contacto del material y pie del diente del engranaje picado (Hernández y Espejo , 2002).

El origen y crecimiento de la fatiga se intensifica en los engranajes por la existencia de discontinuidad de superficie como rayaduras, inclusión de partículas extrañas en el material, presencia de pequeñas fisuras y exposición a medios corrosivos y altas temperaturas. La fatiga en engranajes es provocada por los esfuerzos de flexión, contacto y deformación plástica, un par de engranajes rectos en funcionamiento están sometidos a esfuerzos cíclicas de flexión y contacto que se deben considerar en el diseño (Choi et al., 2018).

2.2.2. Fallas en los engranajes

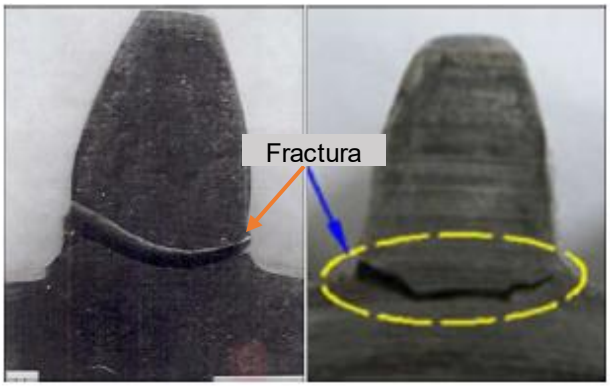
El análisis de fallas permite identificar varias condiciones y formas en la que los engranajes pueden fallar. Las principales fallas son por fatiga (por flexión y contacto), fallas por desgaste y por flujo plástico.

a) **Fallas de fatiga por flexión.** Llamada comúnmente como falla por fractura de diente, es resultado del esfuerzo flexionante en ciclos por encima de la resistencia del material sobre el diente del engranaje (Hernández y Espejo, 2002). La fractura de un diente por fatiga tiene un comienzo focal en los defectos del material como rayaduras, pequeñas inclusiones y grietas; la fatiga por flexión inicia en la raíz del diente debido a la concentración máxima en la raíz por lo que se recomienda aumentar el área de la raíz (Benitez, 1985). Una falla común de fractura es provocada por sobrecarga por impacto y desalineación (Hernández y Espejo, 2002).

b) **Fallas de fatiga por contacto.** La fatiga superficial en engranajes se produce cuando los cuerpos de superficie cilíndricas están en contacto con rodamiento y pequeños desplazamientos (Norton, 2011). Las fallas por fatiga son causadas por las altas repeticiones de los esfuerzos de contacto, estos esfuerzos repetidos en ciclos por encima de la resistencia del material forman pequeñas grietas en la superficie del diente del engranaje hasta provocar rompimiento de material, lo que da inicio a picado de las superficies dentadas como se muestra en la figura 5 y 6. En el piñón, el esfuerzo máximo se produce en el dedendum y en el engranaje en el adendo en una zona cercana a línea del círculo del paso (Benitez, 1985).

Figura 1

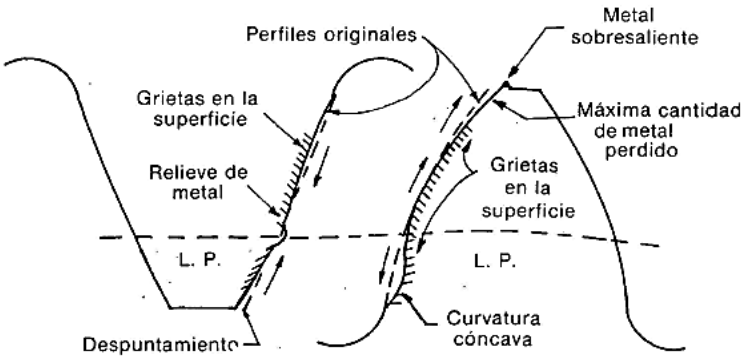
Fractura de un diente de engranaje por flexión



Nota. El gráfico representa la fractura de un diente por flexión con origen en el pie del diente. Tomado de *Fatigue fracture analysis of gear teeth using XFEM* (p. 2103), por Wei y Jiang, 2019.

Figura 2

Daño por fatiga superficial en el diente de un engranaje



Nota. El gráfico representa una fatiga superficial en el perfil de un diente. Tomado de *Las fallas en los engranajes* (p. 47), por Benitez (1985).

Figura 3

Fractura por fatiga superficial de engranajes rectos

Nota. El gráfico representa una fatiga superficial en el engranaje de una caja reductora. Elaborado por el investigador.

El proceso de la fatiga superficial se describe en tres fases, el inicio de fisura, la propagación de fisura y el desprendimiento de material, finalmente la fractura de las superficies (Hernández y Espejo, 2002). La fatiga avanza hasta provocar desprendimiento de material, el máximo daño entre el contacto piñón engranaje se produce en una zona muy cercana y por debajo de la línea de paso (Benitez, 1985).

c) **Fallas por desgaste.** El deterioro de superficies de los dientes se produce a causa del contacto metal a metal por falta de lubricación. Este contacto entre metales es típico de un desgaste adhesivo, puede ocasionar exceso de vibraciones y cargas de impacto (Hernández y Espejo, 2002).

El desgaste abrasivo tiene origen por la presencia de partículas extrañas ocasionado zonas planas desgastadas en las superficies (Benitez, 1985). El desgaste abrasivo puede tener lugar por contaminación de los lubricantes, las películas sueltas pueden crear abrasión (Hernández y Espejo, 2002).

El desgaste corrosivo tiene su origen por la presencia de agentes químicos como vapores y aditivos en los lubricantes que deterioran las superficies en contacto (Benitez, 1985).

d) **Fallas por deformación plástica.** Es común cuando los engranajes reciben cargas por encima de las permisibles deformando las superficies de contacto, la falla por deformación plástica se da en las puntas y extremos de los dientes, se produce con mayor intensidad en engranajes con un alto grado de endurecimiento superficial (Hernández y Espejo, 2002).

2.2.3. Estudio de fatiga con SolidWorks Simulation

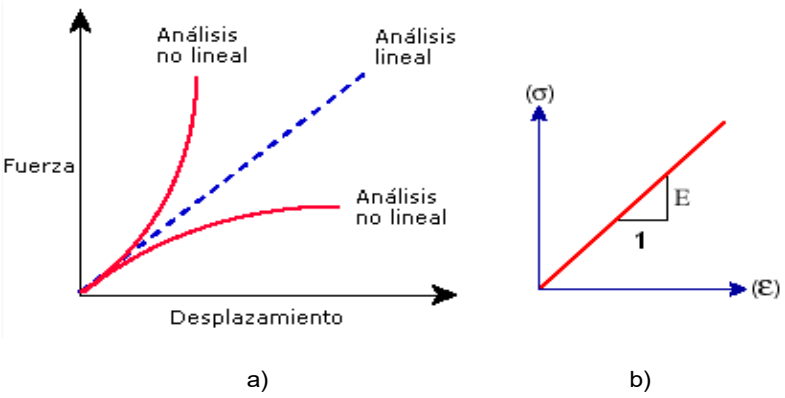
SolidWorks Simulation facilita las herramientas de proceso de diseño, minimiza costos de fabricación de prototipos, pruebas de prototipos en campo, además evalúa y optimiza los diseños a partir de un prototipo modelo aplicando sus cargas, restricciones y propiedades del material. Aplica el método numérico de elementos finitos (FEM); para lo cual, divide el modelo en pequeños elementos mediante el mallado, los contornos en contacto común se denomina nodos, y los resultados se interpolan desde los valores de los nodos.

2.2.3.1. Estudio estático. Es un estudio base que supone la relación entre la aplicación de las cargas, desplazamientos, deformación unitarias y tensiones, solo permite pequeños desplazamientos que ignoran la rigidez. El análisis estático lineal calcula la deformación unitaria, los desplazamientos, las tensiones y reacciones para las cargas aplicadas.

a) Tensión y deformación unitaria. El vector de tensión en un sólido continuo se define proporcionalmente a la variación de la fuerza sobre la variación del área. La deformación unitaria se define como la variación de la longitud de deformación sobre la longitud inicial.

Figura 4

Suposición de linealidad en el análisis estático



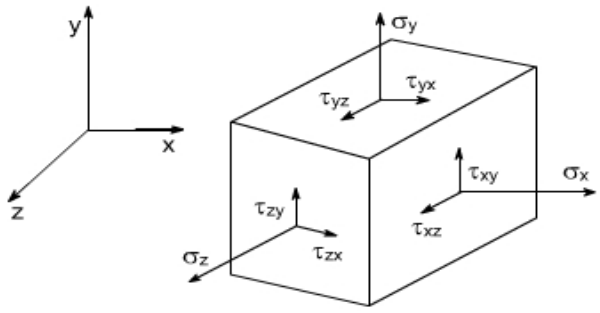
Nota. El gráfico representa la suposición de linealidad en el análisis estático. Tomado de *Dassault Systemes*, por SolidWorks Corp. (2019). Tensiones elementales y nodales.

Del gráfico SX, SY, SZ representan la tensión normal en X, Y, Z respectivamente; TXY, TXZ, TYZ las tensiones cortantes en las direcciones de los planos respectivos. La tensión de Von Mises se calcula con la ecuación:

$$VON = [0{,}5((S_X - S_Y)^2 + (S_X - S_Z)^2 + (S_Y - S_Z)^2) + 3(T_{XY}^2 + T_{XZ}^2 + T_{YZ}^2)]^{0{,}5} \qquad [01]$$

Figura 5

Componentes de tensión von mises



Nota. El gráfico representa las componentes de la tensiones normales y cortantes. Tomado de *Dassault Systemes*, por SolidWorks Corp. (2019).

La deformación unitaria equivalente (ESTRN) se calcula con la ecuación [02]:

$$ESTRN = 2\left[\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{3}\right]^{0,5} \quad [02]$$

Donde: ε_1 y ε_2 se calcula con las componentes de deformación a lo largo de los ejes X, Y, Z respectivamente.

b) El desplazamiento resultante (URES). Se calculan como la resultante de los desplazamientos en las direcciones X, Y, Z respectivamente.

c) Factor de seguridad. El factor de seguridad estima la falla de un modelo a lo largo de los ejes X, Y, Z.

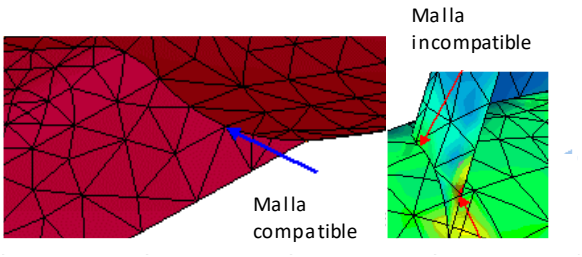
d) Solvers de análisis. SolidWorks Simulation resuelve el análisis con el método directo e iterativo y alternativa con el método adaptativo. El Direct Sparse soluciona modelos con contactos sin penetración, materiales distintos de las piezas; necesita por cada 400000 GDL 2 GB de RAM. El solver FFEPlus soluciona modelos a partir de reordenamiento de matriz, soluciona modelos complejos a gran velocidad; necesita por cada 4000000 GDL 2 GB de RAM.

e) Mallado. El programa divide el modelo de estudio en pequeños elementos simples interconectados que se conectan por puntos compartidos (nodos). Los resultados se interpolan a partir de los comportamientos de todos elementos del modelo. Un mallado automático genera una malla con tamaño global de acuerdo con el volumen y tamaño de modelo.

Una malla sólida está basada en elementos solidos lineales y parabólicos. En un mallado compatible, se corresponde nodo a nodo fusionándose o creando elementos de contacto, los resultados son más precisos en comparación a una malla incompatible. En una malla incompatible, no existe la correspondencia de nodo a nodo los elementos de mallado, cada uno se relaciona por separado.

Figura 6

Malla compatible e incompatible

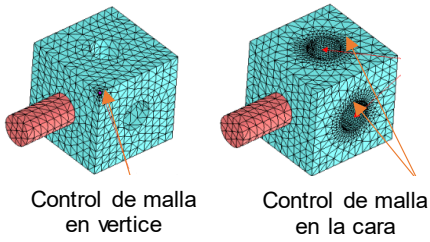


Nota. El gráfico representa un mallado compatible e incompatible en las aristas de un modelo. Tomado de *Dassault Systemes*, por SolidWorks Corp. (2019).

f) Cargas y restricciones. Para definir el estudio, se deben aplicar las cargas y restricciones en el modelo geométrico (caras y aristas), para especificar direcciones pueden utilizar planos o ejes de referencia.

Figura 7

Aplicación de control de malla



Nota. El gráfico representa un control de malla en el vértice y la cara de un modelo. Tomado de *Dassault Systemes*, por SolidWorks Corp. (2019).

2.2.3.2. Estudio de fatiga. Los estudios estáticos se utilizan como base para establecer un estudio de fatiga. El límite a la resistencia a la fatiga se define como como la tensión alterna máxima que no provoca una falla por fatiga. La tensión alterna se define como el intervalo de tensión divido entre 2, el intervalo de tensiones es la diferencia entre la tensión máxima σ_{max} y mínima σ_{min} ecuación [03]. La tensión media y el coeficiente de relación de tensión R se calcula con la ecuación [04] y [05]:

$$S_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \qquad [03]$$

$$S_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad [04]$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad [05]$$

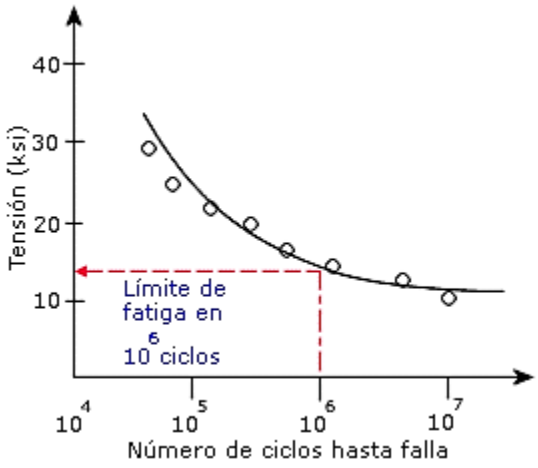
a) Curva del ciclo de vida fatiga (S-N). La curva *SN* muestra los niveles de tensión alterna y los ciclos para provocar fallos a una relación *R* para un material. SolidWorks Simulation permite interpolar valores en la curva *S-N* de tipo lineal, semi-log y Log-log.

b) Sucesos de fatiga. SolidWorks Simulation admite uno o varios sucesos de amplitud constante y amplitud variable. Los sucesos de amplitud constante tienen valores constantes de tensión media y alterna, cuando el modelo está sujeto a varias cargas el software selecciona la que produce la fluctuación mayor. Los sucesos de amplitud variable son un registro de historial de fluctuación de una carga en el tiempo.

El coeficiente de relación de tensión R = -1 toma valores para cargas completamente invertida, R = 0 cuando se aplica y elimina la carga sin invertir. Las curvas SN con R=-1 utiliza el método de corrección (Goodman, Gerber o Soderberg) para explicar los efectos de las tensiones de media distintas de cero.

Figura 8

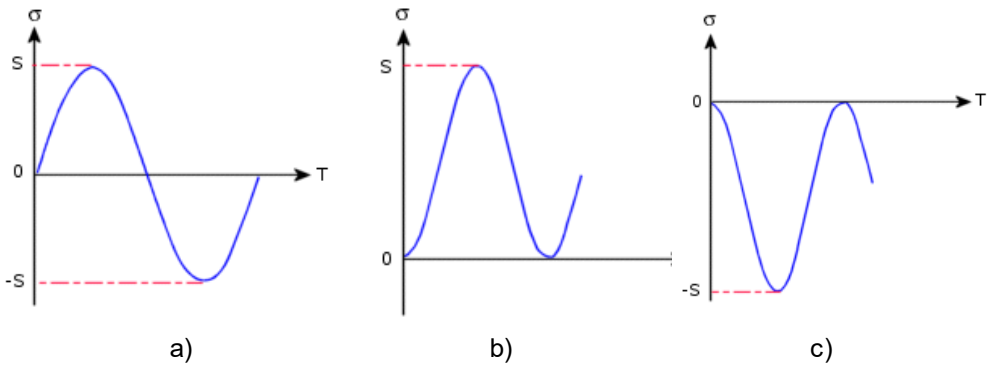
Curva S-N para análisis de fatiga



Nota. El gráfico representa la curva S-N típica para el análisis de fatiga. Tomado de *Dassault Systemes*, por SolidWorks Corp. (2019).

Figura 9

Tipos de carga de fatiga



Nota. El gráfico representa los tipos de carga basada en cero, R = 0 y R = -1. Tomado de *Dassault Systemes*, por SolidWorks Corp. (2019).

c) Daño acumulativo. El daño total causado por la tensión alterna por encima del límite permisible es igual a la suma de los daños parciales causados por los ciclos de las tensiones individuales. El daño acumulativo representa el consumo de la vida útil del diseño. Un factor de daño de 0,18 significa el consumo del modelo de un 18 % y, si el factor de daño llega a 1, se produce el fallo.

El daño total *D* se calcula con la ecuación [06]:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} \qquad [06]$$

Donde: n_1 y n_2 son los ciclos a lo que se somete el diseño, N_1 y N_2 son los ciclos de tensión alterna que provocan fallo para *S1* y *S2* respectivamente.

d) El Método Rainflow para conteo de ciclos. Este método toma las cargas de amplitud variable, extrae los picos altos y realiza el conteo. Cuando existen más de un estudio estático, se realiza comparaciones.

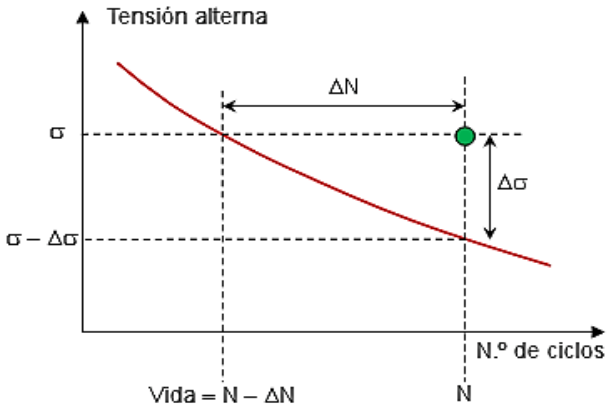
e) Trazados de fatiga. SolidWorks Simulation en el estudio de fatiga permiten trazar el daño, la vida y el factor de seguridad para el modelo simulado. El trazado de factor de seguridad describe la relación del valor de la tensión que origina el fallo de fatiga con respecto a la tensión σ. Para valores menores a 1, se produce el fallo en la

ubicación. El trazado de vida describe los ciclos que provocan una falla en el modelo, dependen de la tensión y la curva *S-N*.

El trazado de daño describe el porcentaje de factor de daño acumulado o vida consumida; si se llega a 1, entonces el modelo se consume.

Figura 10

Gráfico de esfuerzos vs ciclos



Nota. El gráfico representa los esfuerzos vs los ciclos en la estimación de la vida de los modelos. Tomado de *Dassault Systemes*, por SolidWorks Corp. (2019).

f) Trazado de comprobación de fatiga. La comprobación de fatiga en un estudio estático avisa si algunas regiones del modelo tienden a fatigarse en un tiempo infinito. Si estas regiones se pintan de rojo, se procede a efectuar el estudio de fatiga y está disponible para un único suceso y la carga puede ser invertida o basada en cero.

Figura 11

Estudio de comprobación de fatiga

Nota. El gráfico representa un estudio de comprobación de fatiga sometido a tensión. Elaborado por el investigador.

Los trazados de fatiga permiten conocer si la pieza muestra síntomas de fatiga, lo que permitirá profundizar con un análisis de fatiga en los trazados de ciclos de vida, daño y factor de seguridad. El factor de reducción de resistencia a la fatiga del componente (FS_{modelo}), se calcula con la ecuación [07]:

$$FS_{modelo} = FS_{material} x F_{acabado\ superficial} x F_{carga} x F_{tamaño} \quad [07]$$

2.2.4. Engranajes

Las primeras máquinas con engranajes tienen sus orígenes en la china antigua (120-250 d.C.) en madera, insertado en ruedas y cilindros. Leonardo da Vinci estudió y diseñó mecanismos a base de engranajes. A partir de la revolución industrial, se fabricaron engranajes de diferentes perfiles de diente, tamaño y aplicación.

Los engranajes son ruedas cilíndricas dentadas, acopladas; transmiten potencia, movimiento, torque y velocidad angular entre dos ejes de rotación, para satisfacer diferentes aplicaciones de transmisión (Norton, 2011). Los engranajes tienen como función trasmitir potencia desde un punto (fuente motriz) a otro (maquina accionada), alterando su torque y velocidad de giro para ajustarse a las necesidades de la maquina accionada (Childs, 2019).

Los tamaños y formas de los engranajes están normalizados mundialmente. Los estándares proporcionados por la Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes (AGMA), Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI), La Organización Internacional de Normalización (ISO) e Instituto de Normalización Alemán (DIN) normalizan el diseño y fabricación de engranajes.

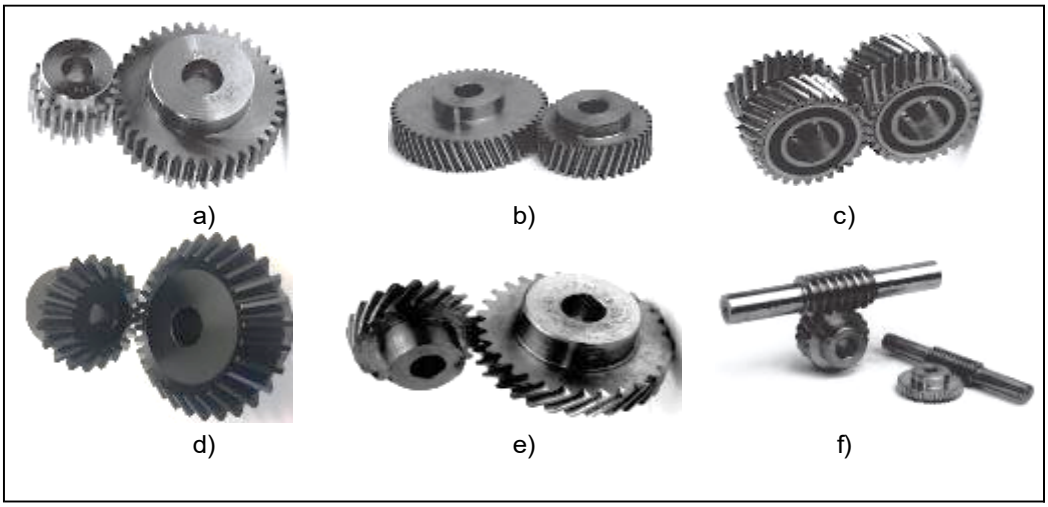
Los engranajes se clasifican en tres categorías principalmente, en engranajes de ejes paralelo, de ejes no paralelos coplanares y de eje no paralelos no coplanares. Los engranajes de eje paralelos son de dientes rectos, helicoidales, helicoidales dobles y engranajes internos. Los de ejes no paralelos coplanares son cónicos rectos y cónicos helicoidales; mientras que los de ejes no paralelos no coplanares son cilíndricos de tornillo sin fin, cónicos hipoides y helicoidales de eje cruzado, como se muestran en la figura 12.

Los engranajes rectos presentan dientes rectos paralelos al eje de movimiento, trasmiten la rotación entre ejes paralelos y son de bajo costo de fabricación, los materiales típicos son aceros templados y/o endurecidos (Childs, 2019).

Los engranajes helicoidales presentan dientes con una inclinación respecto al eje que lo soporta, reduce el ruido de transmisión y transmiten el movimiento en ejes no paralelos. Los ángulos de inclinación común varían entre 10°, 30°, y 45°; para engranajes alineados en ejes perpendiculares cruzados. La trayectoria de sus dientes son hélices, con aplicaciones típicas (>3500 rpm); son más silenciosas y están expuestos a fuerzas tangencial, radial y axial (Childs, 2019).

Figura 12

Clasificación de los engranajes



Nota. El gráfico representa los tipos de engranajes. Adaptado de *Gears* (p. 383-386), por Childs (2019).

Los engranajes cónicos transmiten movimiento entre ejes perpendiculares, los dientes se construyen a partir de una superficie cónica y pueden tener dientes rectos o helicoidales (Budynas y Nisbett, 2008). Cuando operan al mismo tamaño, reciben el nombre de “inglete” y solo modifican el movimiento perpendicularmente. Tienen aplicaciones especialmente en diferenciales de transmisiones como automóviles, camiones y otros vehículos pesados (Childs, 2019).

Los engranajes de gusano o tornillo sin fin están compuestos por un sinfín y un engranaje, los dientes del tornillo de gusano o tornillo sin fin pasan por los dientes de engranaje y son ideales en reducción de altas velocidades. Operan en ejes

perpendiculares, el tornillo de gusano impulsa a la corona y pude tener dientes rectos o helicoidales. Los engranajes de tornillo sin fin tienen aplicaciones especialmente en dirección de vehículos y cajas reductoras de alta velocidad (Childs, 2019).

2.2.4.1. Geometría del engranaje recto.

a) Círculo del paso. Se define según el módulo por el número de dientes. Es el círculo donde se fundamenta los cálculos de engranajes. El diámetro del círculo del paso es el punto de tangencia de acople entre piñón y el engranaje, como se muestra en la figura 13.

$$D_g = mN_g; D_p = mN_p \quad [08]$$

Donde: D es el diámetro del círculo de paso, m es el módulo en mm, N es el número de dientes, los subíndices g y p se usan para el engranaje y el piñón respectivamente.

b) Paso circular, p. Es la distancia en el círculo de paso entre un diente y uno adyacente (Budynas y Nisbett, 2008).

$$p = \frac{\pi D}{N} = \pi m \quad [09]$$

Donde: p es el paso circular, m el módulo y N es el número de dientes del engranaje.

c) Módulo, m. De uso común en el sistema métrico (SE), se mide en milímetros (Budynas y Nisbett, 2008) y se define como el diámetro del círculo de paso por la cantidad de dientes del engranaje (Mott, 2006). Los engranes métricos no son intercambiables con los engranes estadounidenses, a pesar de que ambos tienen perfil de dientes de involuta en vista de que sus estándares para el tamaño de los dientes son diferentes.

$$m = \frac{D_g}{N_g} = \frac{D_P}{N_P} \quad [10]$$

Donde: D_g y D_p, son los diámetros del círculo de paso para el engranaje y piñón respectivamente; N_p y N_g, son los números de diente para el engranaje y el piñón

respectivamente. La ecuación [11] muestra la relación entre el *m* y P_d, para P_d en pulgadas y *m* en milímetros (Mott, 2006):

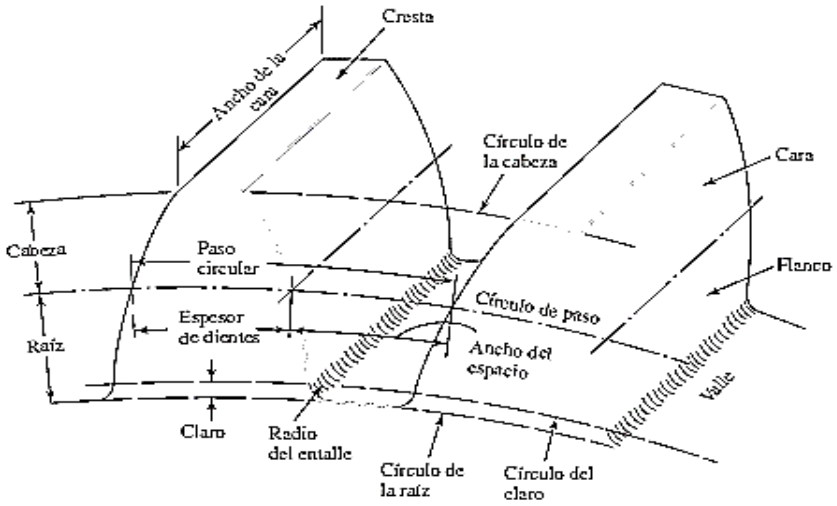
$$m = \frac{25{,}4}{P_d} \qquad [11]$$

d) Altura del diente. Lo representa la suma de longitud de la cabeza (addendum) con la raíz (dedendum) (Budynas y Nisbett, 2008).

e) Círculo claro. Es la circunferencia en acople tangente a la circunferencia de la circunferencia de la raíz del otro engranaje (Budynas y Nisbett, 2008).

Figura 13

Nomenclatura típica de los engranajes



Nota. El gráfico representa las partes más comunes de un engranaje. Tomado de *Engranes: Descripción general* (p. 650), por Budynas y Nisbett (2008).

2.2.4.2. Construcción de perfiles de los dientes de engranaje. Los engranajes rectos, por lo general, usan curvas geométricas conjugadas (envolvente) en el perfil de sus dientes, la curva envolvente da forma el perfil de los dientes de un engranaje recto (Norton, 2011).

La relación de velocidad angular m_v se calcula con la ecuación [12], permanece constante a través de la línea de acoplamiento de los engranajes, m_v es equivalente también a la relación de los círculos primitivos del piñón y engrane respectivamente; las

transmisiones, por engranajes, son muy usadas, ya que pueden multiplicar el torque y reducir la velocidad o viceversa.

$$m_v = \frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{D_g}{D_p} \quad [12]$$

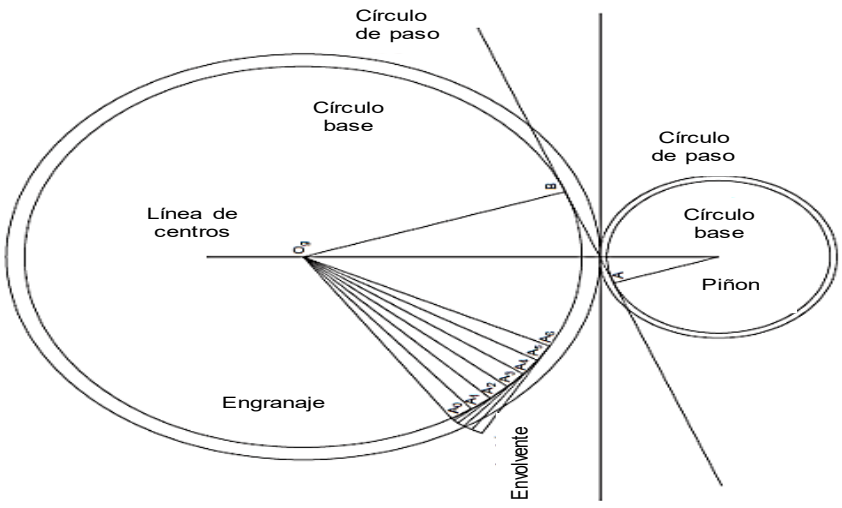
La relación de engranaje m_g de una transmisión se puede calcular según la ecuación [13] (Norton, 2011):

$$m_g = |m_v|, para\ m_g > 1 \quad [13]$$

En la figura 14, se observa piñón-engrane acoplados según sus respectivos diámetros primitivos, la formación del ángulo de presión tangente se forma entre los círculos base piñón-engrane pasando por el punto *P* respecto la tangente horizontal en el engrane. Los ángulos estandarizados de presión para engranajes rectos son 14,5° poco usado (Budynas y Nisbett, 2008), 20° el más usado (Norton, 2011) y 25°. Con los perfiles envolventes, se consigue velocidad constante desde que engranan hasta que desengranan, evitando aumentos y disminución de aceleración (Mott, 2006), lo que lleva a reducir vibraciones y ruidos en las transmisiones por engranaje recto.

Figura 14

Construcción de la geometría de los engranajes



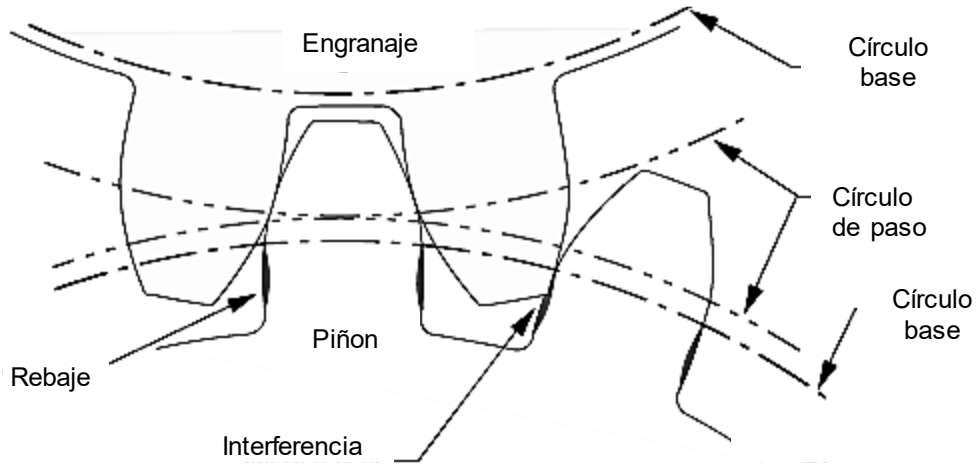
Nota. El gráfico representa la construcción del perfil de un diente acoplado piñon y engrane. Adaptado de *Gears* (p. 392), por Childs (2019).

2.2.4.3. Interferencia. A causa de las múltiples combinaciones entre los números de diente del piñón y el engrane se produce la interferencia, ver figura 15. En lo posible, se debe utilizar pocos dientes en el piñón a fin de evitar el rebaje e interferencia entre los engranajes acoplados aumenta la probabilidad de interferencia cuando un engranaje grande es acoplado con un piñón pequeño (Mott, 2006).

Las ecuaciones [14] y [15] permiten calcular el mínimo número de dientes para el piñón y el mayor número de dientes para el engrane (Budynas y Nisbett, 2008). Se debe respetar los números mínimos de diente de piñón para un rango de combinaciones de engranaje, ver anexo A3.

Figura 15

Piñón-engrane con rebaje e interferencia



Nota. El gráfico representa la formación de interferencia. Tomado de *Engranajes Rectos* (p. 555), por Norton (2011).

$$N_p = \frac{2k}{(1+2m)sin^2\,\Phi}\left(m + \sqrt{m^2 + (1+2m)\,sin^2\,\Phi}\right) \quad [14]$$

$$N_g = \frac{{N_P}^2\,sin^2\,\Phi - 4k^2}{4k - 2N_p\,sin^2\,\Phi} \quad [15]$$

Donde: *k* es 1 para dientes con profundidad completa y k es 0,8 para dientes cortos, Φ ángulo de presión, N_g y N_p, los números de dientes del engrane y piñón.

2.2.4.4. Razón de contacto. La razón de contacto m_c está determinado por el conjunto promedio de dientes en contacto en cualquier instante (Norton, 2011). Las razones de contacto *(1<m_c<2)* son los avalores más típicos en engranajes rectos con lo que se tiende a reducir esfuerzos, ruido y garantizar el contacto adecuado entre engranajes, se calcula como se muestra en la ecuación [16] (Mott, 2006).

$$m_c = \frac{\sqrt{\left(r_p + a_p\right)^2 - \left(r_p \cos\phi\right)^2} + \sqrt{\left(r_g + a_g\right)^2 - \left(r_g \cos\phi\right)^2} - C \sin\phi}{p \cos\Phi} \qquad [16]$$

Donde: p es el paso circular, r_p y r_g son los radios de los círculos de paso, a_p y a_g son los adendos del piñón y del engrane, C es la distancia entre centros y ϕ es el ángulo de presión.

2.2.4.5. Cargas en engranajes cilíndricos de dientes rectos.

a) Carga de flexión. Para analizar la acción de las fuerzas, los engranajes acoplados deben estar en contacto. En la figura 9, se muestra el diagrama de cuerpo libre de un par de engranajes, se muestran las fuerzas de acción y reacción, el torque o para torsor para el piñón y engrane respectivamente.

La fuerza en los engranajes cilíndricos rectos actúa en orientación según él ángulo de presión de los dientes, se dividen en dos componentes una radial W_r y otra tangencial W_t; la fuerza radial no afecta ni trasmite potencia (Childs, 2019). Se puede calcular las fuerzas radial y tangencial con las ecuaciones [17], [18] y [19] (Norton, 2011).

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2T_p}{mN_p} \qquad [17]$$

$$W_\mathrm{r} = W_\mathrm{t} \tan(\phi) \qquad [18]$$

$$\mathrm{W} = \frac{W_t}{\cos(\phi)} \qquad [19]$$

Donde: T_p es el torque sobre el eje del piñón, r_p el radio de paso, N_p el número de dientes piñón, Φ el ángulo de presión y m el módulo del piñón.

Los dientes de los engranajes acoplados soportan total o parcialmente la carga, esto dependerá de su relación de contacto; produciendo la peor situación cuando la fuerza actúa en un solo diente y sobre la punta del diente (Norton, 2011).

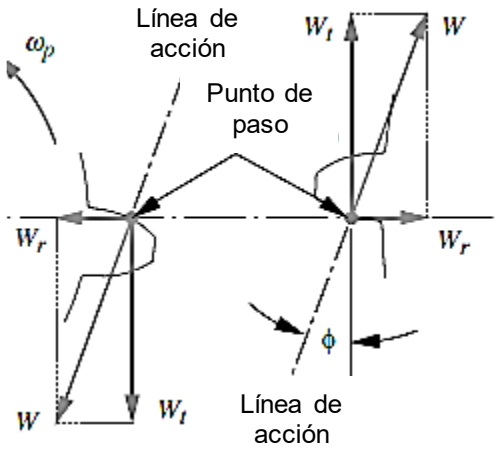
El torque se mantiene constante en el tiempo, esto hace que la transmisión de las cargas en los dientes también sea constante y las cargas expongan al engranaje a un ambiente de fatiga (Norton, 2011).

La pérdida de potencia en trasmisiones de engranajes va desde 0,5 % a 2,0 % por cada par de transmisión, siendo la más usado en engranajes rectos para cálculos 1,0 % (Mott, 2006).

b) Carga de contacto. Para analizar la fatiga por contacto o superficial en engranajes, se considera el contacto entre engranajes como dos cilindros en contacto con curvaturas d_1 y d_2 según el enunciado de H. Hertz en 1882. La Carga W consigue la presión máxima $P_{máx}$ en el área de contacto A, a lo largo de la línea de paso en un par a de engranajes acoplados. Buckingham, en 1945, acondicionó la ecuación de esfuerzo de Hertz para el contacto entre engranajes asumiendo las curvaturas $d_1=d_P \sin\Phi$ y $d_2=d_G \sin\Phi$, como radios de paso del engrane y piñón respectivamente. El área de contacto se calcula con la ecuación [20]; la presión máxima con la ecuación [21].

Figura 16

Acción de fuerzas en un par de engranajes acoplados



Nota. El gráfico representa las fuerzas tangencial, radial y total en un par de dientes acoplados. Tomado de *Engranajes Rectos* (p. 568), por Norton (2011).

$$A = 2BF \quad [20]$$

$$P_{máx} = \frac{2W}{\pi BF} \quad [21]$$

Donde: *B* es el semiancho de contacto, *F* el ancho de cara, y *W* la carga total. El semiancho de contacto *B* se calcula con la ecuación [22]:

$$B = \left(\frac{2W}{\pi F} \frac{\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g}}{\frac{1}{D_p \sin \Phi} + \frac{1}{D_g \sin \Phi}} \right)^{0,5} \quad [22]$$

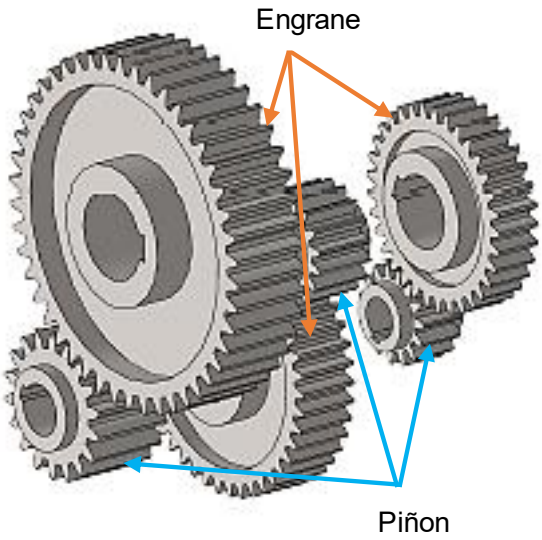
Donde: Φ es el ángulo de presión, v_p y v_g son los coeficientes de Poisson, E_p y E_g los módulos elásticos, D_p y D_g son los diámetros de paso del piñón y engrane respectivamente.

2.2.5. Fabricación de engranajes

Los engranajes se pueden fabricar por fundición en molde permanente, molde en arena o por sinterización, los engranajes para aplicación de trabajo pesado son manufacturados a base de acero obteniendo buenos resultados en laminando en frío; la forma de los dientes se obtiene por fresado, cepillado y pulido para el acabado de la pieza Los engranajes de dimensión pequeña se manufacturan a partir de barras fundidas, los dientes se cortan y dan forma mediante maquinando; mientras que los de dimensión grande se fabrican en segmentos y se unen con soldadura y tornillos. Los acabados de los engranajes son muy importantes y con equipos de cepillado se obtienen superficies hasta 250 µpulg de precisión, el bruñido para engranajes cortados y el rectificado para engranaje tratados (Norton, 2011).

Figura 17

Tren de engranes compuesto



Nota. El gráfico representa un tren de engranajes cilíndricos de dientes rectos. Elaborado por el investigador.

Los engranajes se manufacturan en variedad de materiales según su aplicación, dureza, resistencia al desgaste, corrosión y costo de fabricación; son las propiedades más importantes en la selección de materiales; para los trabajos pesados, se utiliza el acero al carbono y aleado para intervalos de dureza de 180 a 400 HB (Mott, 2006).

En la fabricación de engranajes, se utilizan también los bronces al estaño, bronces al silicio, bronces al aluminio y bronces al manganeso; pueden ser manufacturados a partir de fundición y forja, su aplicación reside en su excelente resistencia a la corrosión, desgaste y baja fricción en componentes en contacto (Mott, 2006); los materiales típicos para fabricación de engranajes y piñones, ver anexo A4.

La calidad de los engranajes está definida para cada tipo de fabricación, ver anexo A5 para los valores de acabados superficial y para los engranajes según el tipo de fabricación.

2.2.6. Reductores

Los reductor de velocidad son también conocidos como cajas reductoras de velocidad y, por lo general, son cuerpos compactos de engranajes configurados para

regular la velocidad y torque a partir de una fuente motriz para comunicarlo a la maquina accionada. Los reductores de velocidad según su configuración, dimensiones y sus etapas aumentan el torque de ingreso y reducen la velocidad según su relación de transmisión.

Los reductores se clasifican generalmente por tipo de engranaje en Sin fin-Corona, engranajes rectos, engranajes cónicos, planetarios y cicloidales.

a) Reductor de Tornillo sin-fin. Los reductores de tornillo sin fin trasmiten el movimiento entre ejes perpendiculares mediante un tornillo helicoidal (sin fin) y un engranaje (Corona). Son uno de los reductores más sencillo y más usados por ser más compacto y alta relación de transmisión, sin embargo, no son recomendable para trabajos pesados.

b) Reductores de engranajes. Los reductores de engranajes son fabricados en etapas y pueden ser de dientes rectos cilíndricos y cónicos los más baratos de fabricación, para aplicaciones más silenciosas se usan los engranajes helicoidales y planetarios, se pueden combinar sin-fin con engranajes cilíndricos y cónicos dependiendo mucho de la aplicación y el diseño.

Figura 18

Reductor de velocidad de tres etapas de ejes paralelos

Nota. El gráfico representa un reductor de velocidad de sin fin-corona, en una vista de sección. Tomado de *Reductores de velocidad*, por Motorex (2022).

Los reductores se diseñan para que el eje de salida y entrada sean paralelos, perpendiculares y trasversales, según la configuración de los engranajes cilíndricos, helicoidales, cónicos y planetarios. En los reductores de ejes paralelos y planetarios, los ejes están montados en una sola dirección paralelamente. La particularidad del reductor planetario es que trasmite la potencia coaxialmente de un engranaje solar a un engranaje

anular. Los reductores de velocidad de engranajes están construidos a partir de trenes y etapas.

2.2.6.1. Trenes de engranajes. Un tren de engranajes es un conjunto de uno o más pares de engranajes que trasmiten potencia. La relación de velocidad en un tren de engranajes se determina con la ecuación [23] (Childs, 2019).

$$m_v = \frac{\omega_p}{\omega_g} = \frac{n_g}{n_p} = -\frac{N_g}{N_p} = -\frac{D_g}{D_p} \quad [23]$$

Donde: ω_p y ω_g, son las velocidades angulares del piñón y el engrane en *rad/s*; n_p y n_g, son las velocidades de rotación del piñón y el engrane en *rpm*; N_p y N_g, son los números de dientes del piñón y el engrane; D_p y D_g, son el diámetro de paso del piñón y el engrane en *mm*.

a) Trenes de engranajes simples. Los ejes paralelos de los engranajes solo soportan un solo engranaje, se utilizan para aplicaciones con rangos de transmisión (*≤10:1*); la razón de velocidad se calcula con la ecuación [24] a partir de los números de dientes piñón engranaje acoplados (Norton, 2011).

$$m_v = \left(-\frac{N_2}{N_3}\right)\left(-\frac{N_3}{N_4}\right)\left(-\frac{N_4}{N_5}\right)\left(-\frac{N_5}{N_6}\right) = \left(+\frac{N_2}{N_6}\right) \quad [24]$$

b) Trenes de engranes compuestos. Los ejes de los engranajes soportan a más de un engranaje y se utilizan en transmisiones (*>10:1*), la relación de velocidad se calcula con la ecuación [25] con los números de dientes de los engranajes acoplados (Norton, 2011). Los engranajes compuestos invertidos tienen el eje de entrada y salida concéntrico, mientras que los no invertidos tienen los ejes paralelos.

$$m_v = \left(-\frac{N_2}{N_3}\right)\left(-\frac{N_4}{N_5}\right) \quad [25]$$

c) Trenes de engranes planetarios. Con una entrada, se pueden obtener hasta dos salidas de movimientos, muy utilizadas en trasmisiones diferenciales de vehículos y camiones, tienen un desempeño m_v mayor *>10:1* (Childs, 2019).

2.2.7. Ecuaciones de la metodología AGMA

Las ecuaciones de cálculo y diseño de engranajes presentadas en este apartado se basan en los estándares de fabricación internacional AGMA. Para analizar los esfuerzos, se debe analizar el comportamiento del torque, fuerzas y presión de contacto en los engranajes. Los cálculos para resistencia a la fatiga por flexión y contacto en esta investigación se realizan utilizando el estándar AGMA en su versión para el sistema métrico (ANSI / AGMA 2101-D04).

2.2.7.1. Ecuación de esfuerzo de flexión. El cálculo de fatiga de engranajes por flexión fue enunciado por Lewis en 1892; quien considera al diente del engranaje como una viga en voladizo y la aplicación de la carga máxima en la punta del diente (Norton, 2011).

La ecuación de esfuerzos por flexión del AGMA se basa en el enunciado de Lewis a partir de algunas suposiciones e incorporando factores de corrección como se muestra en la ecuación [26]:

$$\sigma_F = \frac{W_t}{FmJ}\frac{K_a K_m}{K_v} K_S K_B K_I \qquad [26]$$

Donde: W_t es la carga tangencial transmitida, F el ancho de cara, m el módulo y J el factor geométrico; K_a el factor de sobrecarga, K_m factor de distribución de carga, K_v factor dinámico, K_s factor de tamaño, K_B factor de espesor de aro y K_I factor de engranaje loco.

El factor geométrico J se puede calcular con el anexo A6 para un ángulo de presión de 20°. Para más valores del factor J, consultar el anexo B1.

El factor dinámico K_v tiene en cuenta las vibraciones y los errores de transmisión de acuerdo con la calidad y/o precisión de fabricación de los engranajes (Norton, 2011). La calidad $3 \leq Qv \leq 7$ para aplicaciones en maquinaria agrícola y plantas; la calidad $8 \leq Qv \leq 12$ para aplicaciones eléctricas y automotrices (Childs, 2019). El factor K_v se calcula con la ecuación [27]:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}}\right)^B \qquad [27]$$

Donde*:* V_t es la velocidad tangencial en el paso del diente acoplado en m/s, los factores $A=50+56(1-B)$ y $B=0.25(12-Q_v)^{2/3}$.

Respecto a valores típicos de factor de sobrecarga K_a para distintas aplicaciones, ver el anexo A7. Los valores típicos del factor de distribución de carga K_m se muestran en el anexo A8. Para mantener una distribución de carga uniforme, se recomienda mantener el ancho de cara en *(8m≤F≤16m)*.

El factor de tamaño K_s se asume 1 para diseños uniformes en cuanto al material, también podría tomar valores entre 1,25 y 1,5 en otras aplicaciones. El factor de espesor de aro K_B se asume 1 para engranajes rectos de cuerpo sólido. El factor de engranaje loco K_l asume el valor 1,42 para en engranaje loco y 1 para el engranaje no loco (Norton, 2011).

2.2.7.2. Ecuación de esfuerzo de contacto. Los engranajes acoplados se comportan con rodamiento y desplazamiento en sus dientes acoplados cuando están en contacto, la ecuación de cálculo de fatiga en engranajes por contacto fue enuncia por Buckingham (Norton, 2011). La ecuación del AGMA se basa en la ecuación de Buckingham con incorporación de coeficientes y factores de corrección.

$$\sigma_C = C_P \left(\frac{W_t}{FID} \frac{C_a C_m}{C_v} C_S C_F \right)^{0,5} \quad [28]$$

Donde: W_t es la carga tangencial transmitida, F el ancho de cara, d el diámetro del paso, C_P el coeficiente elástico e I el factor geométrico superficial; $Ca=K_a$ el factor de sobrecarga, $C_m=K_m$ factor de distribución de carga, $C_v=K_v$ factor dinámico, $C_S=K_S$ factor de tamaño y C_F factor de acabado superficial. C_F se asume 1 para engranajes de fabricación común.

El coeficiente elástico C_P se puede calcular con la ecuación [29] a partir de las diferencias entre los materiales del piñón y engrane.

$$C_P = \left[\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]^{-0,5} \quad [29]$$

Donde: v_p y v_g son los coeficientes de Poisson, E_p y E_g los módulos elásticos del piñón y engrane respectivamente. El anexo A11 muestra valores calculados de C_P para piñones y engranajes.

El factor geométrico superficial I se calcula con la ecuación [30] según el estándar AGMA. Los radios de curvatura ρ_p y ρ_g se calculan con la ecuación [31] y [32] según la geometría del engranaje.

$$I = \frac{cos\,\Phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) D_p} \qquad [30]$$

Donde: Φ es el ángulo de presión, ρ_p y ρ_g curvaturas para el piñón y engrane y d_P el diámetro del paso del piñón.

$$\rho_P = \left(\left(r_p + m(1 + X_p)\right)^2 - \left(r_p\, cos\,\Phi\right)^2\right)^{0,5} - \pi m\, cos\,\Phi \qquad [31]$$

$$\rho_g = C\ sin\,\Phi - \rho_P \qquad [32]$$

Donde: m es el módulo, r_p el radio del paso del piñón, Φ el ángulo de presión, C distancia entre centros y X_p factor de adendo, se asume $X_p=0$ para dientes con profundidad completa y para profundidad con adéndum 25 % se asume $X_p=0,25$ (Norton, 2011).

2.2.7.3. Ecuación de resistencia a la fatiga por flexión. La ecuación del AGMA de resistencia a la fatiga por flexión (σ'_F) incorpora la resistencia del material denominado esfuerzo permisible (σ_{FP}) y tres factores de corrección como se muestra en la ecuación [33]:

$$\sigma'_F = \frac{K_L}{K_T K_R}\sigma_{FP} \qquad [33]$$

Donde: K_L es el factor de vida, K_T es el factor de temperatura, K_R es el factor de confiabilidad y σ_{FP} es la resistencia a la flexión del material.

Para corregir la resistencia a la fatiga por flexión para vidas distintas a $E7$ ciclos, se requiere la aplicación de un factor de vida K_L en función de los ciclos N. Los factores de vida se calculan con las relaciones que se muestran en la Anexo B2.

El factor de confiabilidad K_R se asume 1 para el 99 % de confiabilidad, valores distintos se puede calcular con el anexo A9.

El factor de temperatura K_T se asume 1, para valores hasta 120°C se recomienda la temperatura de exposición mantenerlo como máximo en ese valor (Childs, 2019).

En el anexo A10, se muestra valores de resistencia a la fatiga por flexión y contacto para varios materiales; alternativamente, se puede estimar valores de resistencia a la fatiga por flexión σ_{FP} en *MPa* para distintos materiales en función de la dureza H_B según la ecuación [34] (Childs, 2019).

$$\sigma_{FP} \approx 153{,}63 + 0{,}7255H_B \qquad [34]$$

2.2.7.4. Ecuación de resistencia a la fatiga por contacto. La ecuación del AGMA de resistencia a la fatiga por contacto σ'_C incorpora la resistencia del material denominado esfuerzo permisible σ_{CP} y cuatro factores de corrección como se muestra en la ecuación [35].

$$\sigma'_C = \frac{C_L C_H}{C_T C_R}\sigma_{CP} \qquad [35]$$

Donde: C_L es el factor de vida, C_T=K_T es el factor de temperatura, C_R=K_T es el factor de confiabilidad, C_H factor de relación de dureza y σ_{CP} es la resistencia a la fatiga por contacto del material.

Para corregir la resistencia a la fatiga por contacto para vidas distintas a *E7* ciclos, se requiere la aplicación de un factor de vida C_L en función de los ciclos *N*. Los factores de vida se calculan con las relaciones que se muestran en el anexo B3, los valores para el piñón difieren del engrane.

El factor de relación de dureza C_H se aplica solo para calcular la resistencia del engranaje, se calcula con la ecuación [36] (Norton, 2011).

$$C_H = 1 + A(m_g - 1) \qquad [36]$$

Donde: m_G es la relación de trasmisión, H_{BP} y H_{BG} valores de durezas del piñón y engrane respectivamente en H_B y A se calcula en tramos como se muestra en las ecuaciones:

$$si\ \frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1{,}2;\ entonces\ A = 0 \quad [37]$$

$$si\ 1{,}2 < \frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1{,}7;\ entonces\ A = 0{,}00898\frac{H_{BP}}{H_{BG}} - 0{,}00829 \quad [38]$$

$$si\ \frac{H_{BP}}{H_{BG}} > 1{,}7;\ entonces\ A = 0{,}00698 \quad [39]$$

En el anexo A10, se muestran los valores de resistencia a la fatiga por contacto para varios materiales AGMA. Alternativamente, se puede estimar valores de resistencia a la fatiga por contacto σ_{CP} en MPa para distintos materiales en función de la dureza H_B según la ecuación [40] (Childs, 2019).

$$\sigma_{CP} \approx 237 + 2{,}41H_B \quad [40]$$

2.3. Definiciones conceptuales

2.3.1. Definición de términos

Análisis de fatiga. Es una herramienta que permite calcular la durabilidad de las piezas sometidas a las cargas en servicio, antes de que se inicien las grietas por fatiga de los modelos; permite trazar los ciclos de vida, porcentaje de daño y factor de seguridad.

Engranajes. Es el elemento mecánico para transmisión de potencia y puede ser cilíndrico de dientes rectos y helicoidales, cónicos de dientes recto y helicoidales, de tornillo sin fin o gusano (Budynas y Nisbett, 2008).

Reductor de velocidad. Es toda máquina en donde el movimiento se genera con un motor eléctrico o de combustión interna y su aplicación requiera que el torque y la velocidad de rotación se adapte para el desempeño en la maquina accionada.

FEA. El análisis por elementos finitos (FEA) es una técnica de simulación por computador usada en ingeniería, utiliza FEM.

FEM. El método de los elementos finitos (FEM) es una técnica numérica de aproximación múltiple de resolución de problemas en la ingeniería

Método AGMA. Es el método de cálculo y diseño de transmisiones por engranajes teórico según los estándares internacional proporcionados por la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA).

Fallas en engranajes. Los engranajes principalmente pueden fallar por fatiga (flexión y contacto), fallas por desgaste y por flujo plástico.

Porcentaje de daño. Es conocido también como la vida consumida; representa el daño consumido a los ciclos sometidos en servicio de los modelos.

Ciclo de fatiga. El ciclo de fatiga, a un nivel de tensión alterna y tensión media dados, es la cantidad de ciclos requerida para causar fallo por fatiga.

Vida infinita. Es el número de ciclos donde la resistencia a la fatiga deja de disminuir. Es decir, el número de ciclos de tensión necesarios para causar un error es prácticamente infinito.

Resistencia a la fatiga. Es la tensión en la que se produce el fallo por fatiga después de una cantidad de ciclos de carga dada.

2.3.2. Nomenclatura

h	Alto de chaveta
F	Ancho de cara de engranaje
b	Ancho de chaveta
Φ	Ángulo de presión
$A_{máx}$	Área de contacto máxima
Q_v	Calidad de engranaje
C, C_O	Carga básica de rodamiento dinámica, estática
P, P_O	Carga equivalente de rodamiento dinámica, estática
W_t, $W_{t\ altern}$	Carga tangencial, alternante
W, W_a, W_r	Carga total, axial, radial
n_l, N_l	Ciclos a lo que se somete el diseño, ciclos que provocan fallo
R	Coeficiente de carga alternante
ν	Coeficiente de Poisson del material

C_P	Coeficiente elástico superficial
K_t, K_{ts}	Concentración de esfuerzo geométrico a flexión, torsión
%D	Daño total de la pieza
ESTRN	Deformación unitaria equivalente
URES	Desplazamiento resultante
d_1, d_2	Diámetro de curvatura del piñón, engrane
d, D	Diámetro de eje, diámetro mayor de escalonado
D_p, D_g	Diámetro primitivo del piñón, engrane
C	Distancia entre centros
$H_{BP,}$ H_{BG}	Dureza suministrada del piñón, engrane
σ_F, σ_C	Esfuerzo de flexión, contacto
X_p	Factor de adendo
K_f, K_{fs}	Factor de concentración de esfuerzo a flexión, torsión
K_R, C_R	Factor de confiabilidad a flexión, contacto
K_R	Factor de confiabilidad de rodamiento
K_m, C_m	Factor de distribución de carga a flexión, contacto
C_H	Factor de dureza a contacto
K_l	Factor de engranaje loco a flexión
K_B	Factor de espesor de aro a flexión
J_p, J_g	Factor de geométrico a flexión para el piñón, engrane
FS, FS_O, N_f	Factor de seguridad de engranaje, rodamiento, eje
K_a, C_a	Factor de sobrecarga a flexión, contacto
C_f	Factor de superficie
K_s, C_s	Factor de tamaño a flexión, contacto
K_T, C_T	Factor de temperatura a flexión, contacto
K_L, C_L	Factor de vida a flexión, contacto
K_v, C_v	Factor dinámico a flexión, contacto
a	Factor para rodamientos de bola
l	Largo de chaveta
G, E	Módulo cortante, elástico
m	Módulo de engranaje
I_p, I_g	Módulo geométrico superficial para e, engrane

M	Momento máximo en la sección de eje
ΔN-N	No de ciclos que producen fallas
N_p, N_g	Número de dientes del piñón, engrane
p, P_d	Paso circular, diametral
P	Potencia de motor
$P_{máx}$	Presión de contacto máxima
ρ_p, ρ_g	Radio de curvatura del piñón, engrane
r	Radio de entalle de eje
m_c	Razón de contacto
R_X, R_Z	Reacción en X, Z
D/d	Relación de diámetros de eje
r/d	Relación de entalle de eje
m_g, m_v	Relación de transmisión, velocidad angular
σ'_F, σ'_C	Resistencia a fatiga corregida a flexión, contacto
σ_{FP}, σ_{CP}	Resistencia a fatiga del material a flexión, contacto
S_e	Resistencia a la fatiga corregida
S_{ut}, S_y	Resistencia ultima a tensión, a la fluencia
B	Semiancho de contacto
q, q_s	Sensibilidad a la muesca a flexión, torsión
p, g	Sufijo para referirse al piñón, engrane
S_a, S_m	Tensión alterna
T_{XY}, T_{XZ}, T_{YZ}	Tensión cortante en plano XY, XZ, YZ
VON	Tensión de Von Mises
σ_{min}, σ_{max}	Tensión mínima, máxima
S_X, S_Y, S_Z	Tensión normal en el eje X, Y, Z
T, $T_{máx}$	Torque, torque máximo en la sección
ω_p, ω_g	Velocidad angular del piñón, engrane
η_p, η_g	Velocidad de rotación del piñón, engrane
V_t	Velocidad tangencial
L_p	Vida proyectada de rodamiento

CAPÍTULO III
MARCO METODOLÓGICO

3.1. Planteamiento metodológico

La presente investigación posee un enfoque cuantitativo y nivel descriptivo (no experimental), puesto que no implica manipulación de variables al solo contar con una sola variable de estudio. Se pretendió describir un método de análisis de fatiga utilizando SolidWorks Simulation en los engranajes de dientes rectos de un reductor de tres etapas. Este método de análisis otorga valor agregado a los diseños mecánicos impulsando el desarrollo de industrias innovadoras en nuestra ciudad de Tacna. Se estudió los esfuerzos de contacto y flexión aplicando una variación del torque para medir los ciclos de vida y daño antes de que se produzca la fatiga en los engranajes.

3.2. Población y muestra

3.2.1. Población

La población de esta investigación lo representan todos los engranajes de dientes rectos modelados en el entorno SolidWorks del reductor de tres etapas del estudio.

3.2.2. Muestra

La muestra de esta investigación lo representan todos los engranajes de dientes rectos modelados en el entorno SolidWorks del reductor de tres etapas del estudio.

3.3. Equipos y materiales

- Prototipos de engranajes del reductor de velocidad de tres etapas dibujados en el entorno SolidWorks Simulation.
- Complement Simulation de Software SolidWorks 2024.
- Procedimiento para simulación de engranajes.
- Laptop I7 13th generación.
- Hojas y cuadernillo de trabajo.
- Escritorio.

3.4. Procedimiento de las pruebas experimentales

El análisis de la fatiga de flexión y contacto en los ciclos de vida y porcentaje de daño se realizó en el entorno de SolidWorks con el complemento de Simulation, basado en el análisis de elementos finitos (FEA) verificado con método AGMA.

3.5. Técnicas de recolección de datos

En esta investigación, se utilizó el análisis documentario y análisis de textos para la búsqueda y recolección de datos. Con una búsqueda estructura de artículos relacionados a análisis de fatiga en componentes mecánicos, también se realizó una búsqueda de estudios relacionados a simulación de engranajes y/o trasmisiones mecánicas. El análisis documentario facilitó la recuperación y verificación de la información para establecer un procedimiento de analizar fatiga en los engranajes de dientes rectos de un reductor de velocidad. El análisis de texto permitió extraer ideas claves e importantes para el procedimiento de simulación e interpretar los resultados de las simulaciones agrupándoles en hojas de cálculo Excel.

3.6. Técnicas para el procesamiento de datos

- Recopilación de bibliografía (artículos y libros)
- Preparación de bibliografía. Selección de investigaciones de antecedentes y bases teóricas para el estudio.
- Análisis bibliográfico que consistió en selección del tema de investigación, organización de ideas, búsqueda de información en base de datos, revisión y eliminación y análisis de resultados y citar las citas bibliográficas.
- Realizar hojas de cálculos con las ecuaciones de esfuerzos de flexión, contacto, cálculo de ciclos de vida y porcentaje de daño para cada engranaje del reductor de estudio.
- Realizar la simulación estática y de fatiga para todos los engranajes del reductor de estudio.
- Recopilar en hojas de cálculo Excel los resultados de la simulación para su posterior gráfico e interpretación de los resultados.

CAPÍTULO IV
RESULTADOS

3.7. Descripción de las pruebas no experimentales

3.7.1. Caracterización del reductor de tres etapas de dientes rectos

Este apartado está destinado a aclarar conceptos y cálculos del reductor de velocidad, la cual está diseñada para satisfacer una necesidad del sector industrial pesquero del cliente Austral Group. S.A.A., cuyo desempeño se da en la zona de un transportador de malla donde se necesita acoplar a una transmisión motriz través de un reductor de velocidad.

Datos del motor eléctrico de diseño: motor E65160L, potencia 20HP (15kW), velocidad de giro 1 450 rpm (4 polos) y peso de 144kg. El reductor de tres etapas es diseñado para satisfacer las especificaciones requeridas de torque de salida de 1700 - 1780 N.m velocidad de salida de 75-80 rpm, relación de transmisión de 18:1 y una vida de 5 años.

Para cumplir los requisitos, se procede a diseñar el reductor con las especificaciones que se ajusta más a la necesidad en tres etapas de reducción:

$$m_g = \frac{45}{17} x \frac{45}{17} x \frac{52}{20} = 18{,}218$$

Etapa 1 m_{g1}=2,647, N_p=17 dientes y N_g=45 dientes; etapa 2 m_{g2}=2,647, N_p=17 dientes y N_g=45 dientes; etapa 3 m_{g3}=2,600, N_p=20 dientes y N_g=52 dientes.

Para el diseño de los engranajes, se emplea un acero AISI 3215 de cementación aleado Cr-Ni con un desempeño excelente en el núcleo y en la superficie endurecida. En la tabla 1, se puede apreciar las propiedades mecánicas del material, empleado especialmente en la fabricación de piñones y engranajes.

Tabla 2

Propiedades del acero para engranajes AISI 3215

Propiedad	Unidad	Valor
Módulo elástico	GPa	210
Coeficiente de Poisson	-	0,28
Módulo cortante	GPa	79
Densidad de masa	kg/m^3	7800
Límite de tracción	MPa	600
Límite elástico	MPa	295,59
Coeficiente de expansión térmica	/K	$1x10^{-4}$
Dureza suministro Recocido	HB	217
Dureza capa Cementada	HB	705

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 3

Datos generales de diseño del reductor

Parámetro	Unidad	Valor
Potencia de motor (P)	HP	20
Potencia de motor (P)	kW	15
Velocidad angular (η)	rpm	1 460
Torque (T)	N.m	98,109
Relación de transmisión (m_g)	-	18,218

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 4

Datos generales de los engranajes por etapas

Parámetro	Unidad	Engranaje 1	Engranaje 2	Engranaje 3	Engranaje 4	Engranaje 5	Engranaje 6
Numero de dientes (N_p, N_g)	-	17	45	17	45	20	52
Módulo (m)	mm	3,5	3,5	4,5	4,5	5,0	5,0
Diámetro primitivo (Dp, Dg)	mm	59,5	157,5	76,5	202,5	100,0	260,0
Torque (T)	N.m	98,109	259,701	259,701	687,443	687,443	1787,353
Velocidad angular (η)	rpm	1 460,000	551,556	551,556	208,365	208,365	80,141
Angulo de presión (Φ)	Grados	20	20	20	20	20	20
Módulo Young (E)	MPa	210 000	210 000	210 000	210 000	210 000	210 000
Relación de Poisson (ν)	-	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
Dureza suministro recocido	HB	217	217	217	217	217	217
Dureza capa cementada	HB	705	705	705	705	705	705
Coeficiente elástico (C_P)	$MPa^{0,5}$	190,44	190,44	190,44	190,44	190,44	190,44
Resistencia a la fatiga por flexión	MPa	311	311	311	311	311	311
Resistencia a la fatiga superficial	MPa	1 936	1 936	1 936	1 936	1 936	1 936
Ancho de cara (F)	mm	32	32	50	50	65	65
Diámetro de eje (d)	mm	25	35	32	47	46	50

Nota. Elaborado por el investigador.

3.7.1.1. Cálculo de la carga de flexión. El torque en el eje del piñón de la etapa 1 lo calculamos a partir de la potencia y velocidad del motor con la ecuación [41]:

$$T = \frac{P}{\eta} \qquad [41]$$

$$T_{1-1} = \frac{15\ kW\left(\frac{1\,000\ N.m}{s}\right)\left(\frac{1}{kW}\right)}{1\,450\ rpm\left(\frac{2\pi\ rad}{60\ s}\right)\left(\frac{1}{rpm}\right)} = 98{,}109\ N.m$$

Los diámetros primitivos son:

$$D_p = N_p m = 17(3{,}5) = 59{,}5\ mm$$

$$D_g = N_g m = 45(3{,}5) = 157{,}5\ mm$$

La carga transmitida se calcula aplicando las ecuaciones [17],[18] y [19], la carga tangencial (W_t), carga radial (Wr), carga total (W), carga alternante ($W_{t\ alternante}$) y el coeficiente de carga R, para las tres etapas del reductor se muestran en la tabla 5:

Tabla 5

Cálculo de la carga por flexión en los engranajes

Parámetro	Unidad	Valor Etapa 1	Valor Etapa 2	Valor Etapa 3
Carga tangencial (W_t)	N	3 297,788	6 789,565	13 748,869
Carga radial (W_r)	N	1 200,297	2 471,199	5 004,179
Carga total (W)	N	3 509,433	7 225,304	14 631,241
Carga alternante ($W_{t\ altern}$)	N	1 648,894	3 394,782	6 874,434
Coeficiente (R)	-	0	0	0

Nota. Elaborado por el investigador.

3.7.1.2. Cálculos de las cargas de contacto. El área de contacto máximo y la presión máxima de contacto para el piñón y los engranajes se muestran en la tabla 6. El área máxima de contacto, la presión de contacto y el semiancho de contacto se calcula con las ecuaciones [20], [21] y [22] respectivamente para el piñón y engrane en todas las etapas del reductor de estudio.

Tabla 6

Cálculo de la presión de contacto

Parámetro	Unidad	Valor etapa 1	Valor etapa 2	Valor etapa 3
Curvatura del piñón (d_1)	mm	20,350	26,164	34,202
Curvatura del engranaje (d_2)	mm	53,868	69,259	88,925
Semiancho de contacto (B)	mm	0,095	0,124	0,176
Ancho de cara (F)	mm	32	50	65
Área de contacto ($A_{máx}$)	mm^2	6,089	12,383	22,914
Presión de contacto ($P_{máx}$)	MPa	733,858	742,916	812,992

Nota. Elaborado por el investigador

3.7.1.3. Cálculos de diseños de ejes. Para trasmitir el par desde el motor al equipo, el reductor emplea cuatros ejes, el criterio de cálculo de diseños de los ejes se basa en la fatiga considerando los esfuerzos flexión y torsión, a partir de la magnitud del torque y las fuerzas en los engranajes.

El material para los ejes se ha optado por un acero AISI 4140, las propiedades se muestran en la tabla 7. Se calcula la resistencia a la fatiga teórica del material AISI 4140 y la resistencia a la fatiga corregida con las ecuaciones [42] y [43] (Norton, 2011).

Tabla 7

Propiedades del acero 42CrMo4/AISI 4140

Parámetro	Unidad	Valor
Módulo elástico (E)	GPa	210
Coeficiente de Poisson (ν)	-	0,28
Módulo cortante (G)	GPa	79
Densidad de masa	kg/m^3	7 800
Límite de tracción (Sut)	MPa	1 000
Límite elástico (Sy)	MPa	750
Dureza suministro Recocido	HB	241
Dureza capa Cementada	HB	-

Nota. Elaborado por el investigador

$$S'_e = 0{,}5 S_{ut} \quad [42]$$

$$S'_e = 0{,}5(1\,000\ MPa) = 500\ MPa$$

$$S_e = C_{carga} x C_{tamaño} x C_{temp} x C_{conf} x C_{sup} x S'_e \quad [43]$$

El factor C_{carga} =1, para un eje sometido a cargas de flexión.

El factor $C_{tamaño}$ =1, para ejes con sección no tan grandes.

El factor C_{temp} =1, para temperaturas T≤450 °C.

El factor de confiabilidad seleccionamos C_{conf}=1.

El factor superficial calculamos con la ecuación [44], A=4,51 y b=-0,265 para piezas maquinadas (Norton, 2011, p. 263).

$$C_{sup} = A(S_{ut})^b \quad [44]$$

$$C_{sup} = 4{,}51(1\,000\ MPa)^{0{,}265} = 0{,}723$$

La resistencia a la fatiga corregida será:

$$S_e = (1)(1)(1)(1)(0{,}723)(500\ MPa) = 361{,}532\ MPa$$

a) Cálculos de diseño del eje 1-1. El eje 1-1 conecta el motor con el piñón de la primera etapa, el resumen de los cálculos de diseño se detalla a continuación:

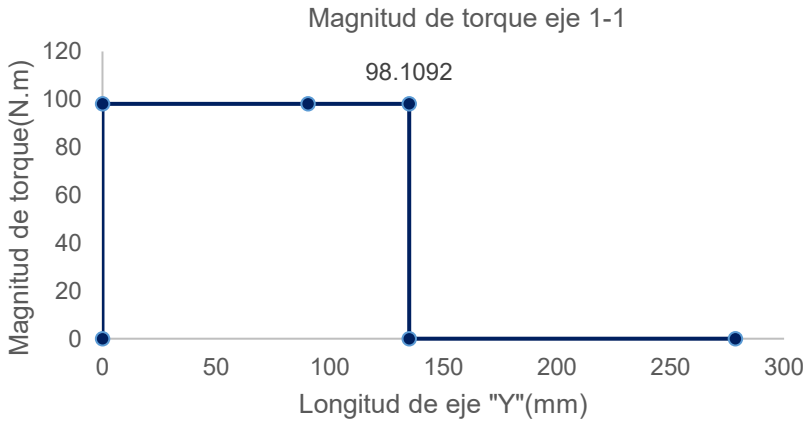
$T_{1-1} = 98{,}109\ N.m$

$W_{t1} = 3\,297{,}789\ N$

$W_{r1} = 1\,200{,}297\ N$

Figura 19

Magnitud del torque a lo largo del eje 1-1



Nota. Elaborado por el investigador.

La magnitud del torque a lo largo del eje se puede apreciar en la figura 19. El resumen de los cálculos de los diámetros mínimos se muestra en la tabla 8, los momentos

flexionante en la figura 21 según el diagrama de fuerzas de la figura 20 y el detalle en general de los cálculos de los diámetros en el anexo C4.

Tabla 8

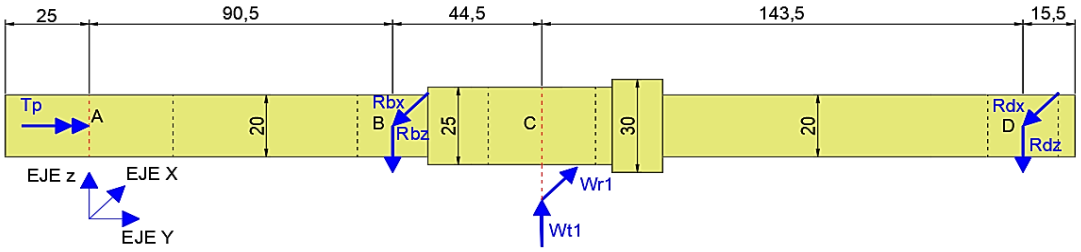
Cálculo de diámetros del eje 1-1 material AISI 4140

Parámetro	Unidad	Sección A	Sección B	Sección C	Sección D
Resistencia ultima a tensión (S_{ut})	MPa	1 000	1 000	1 000	1 000
Resistencia de fluencia (S_y)	MPa	750	750	750	750
Resistencia a fatiga corregida (S_e)	MPa	361,532	361,532	361,532	361,532
Cálculo de factor de concentración de esfuerzos por fatiga					
Radio entalle ®	mm	1	1	1	1
Diámetro menor escalonado (d)	mm	20	20	25	20
Diámetro mayor escalonado (D)	mm	20	25	30	30
Relación de entalle (r/d)	-	0,05	0,05	0,04	0,05
Relación diámetros (D/d)	-	1,00	1,25	1,20	1,50
Conc. esfuerzo a flexión (K_t)	-	1,50	1,90	1,95	2,40
Conc. esfuerzo a torsión (K_{ts})	-	1,30	1,60	1,65	1,70
Sensibilidad de muesca a flexión (q)	-	0,84	0,84	0,84	0,84
Sensibilidad de muesca a torsión (q_s)	-	0,86	0,86	0,86	0,86
Factor conc. esfuerzo a flexión (K_f)	-	1,42	1,76	1,80	2,18
Factor conc. esfuerzo a torsión (K_{fs})	-	1,26	1,52	1,56	1,60
Cálculo del diámetro de eje mínimo					
Torque máximo (T)	N.m	98,109	98,109	98,109	98,109
Momento máximo (M)	N.m	0	0	119,204	0
Factor de seguridad (N_f)	-	2,5	2,5	2,5	2,5
Diámetro eje mínimo (d)	mm	15,367	16,353	25,068	16,657
Diámetro eje seleccionado	mm	20	20	25	20

Nota. Elaborado por el investigador

Figura 20

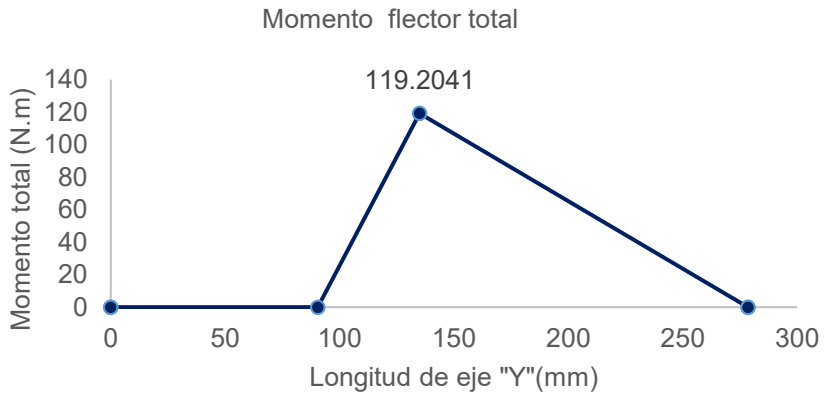
Diagrama de fuerzas del eje 1-1



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 21

Diagrama de momentos flectores eje 1-1



Nota. Elaborado por el investigador.

b) Cálculos de diseño del eje 2-3. El eje 2-3 conecta la primera etapa de reducción con la segunda etapa, el resumen de los cálculos de diseño se detalla a continuación:

$T_{2-3} = 259{,}701\ N.m$

$W_{t2} = 3\ 297{,}789\ N$

$W_{r2} = 1\ 200{,}297\ N$

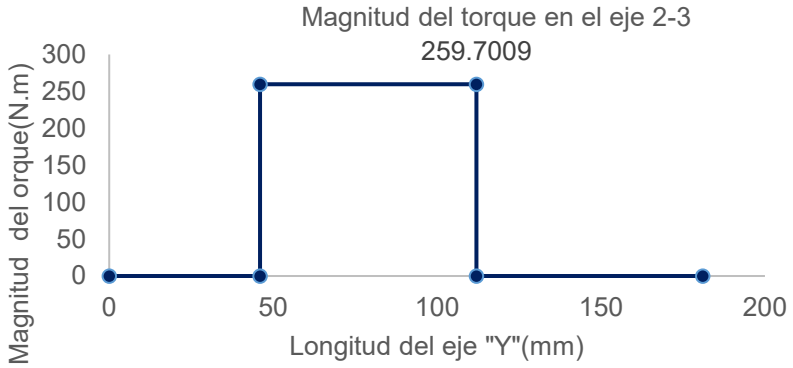
$W_{t3} = 6\ 789{,}565\ N$

$W_{r3} = 2\ 471{,}199\ N$

La magnitud del torque a lo largo del eje se puede apreciar en la figura 22, el resumen de los cálculos de los diámetros mínimos se muestra en la tabla 9, los momentos flexionante en la figura 24 según el diagrama de fuerzas de la figura 23 y el detalle en general de los cálculos de diámetros en el anexo C5.

Figura 22

Magnitud del torque a lo largo del eje 2-3



Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 9

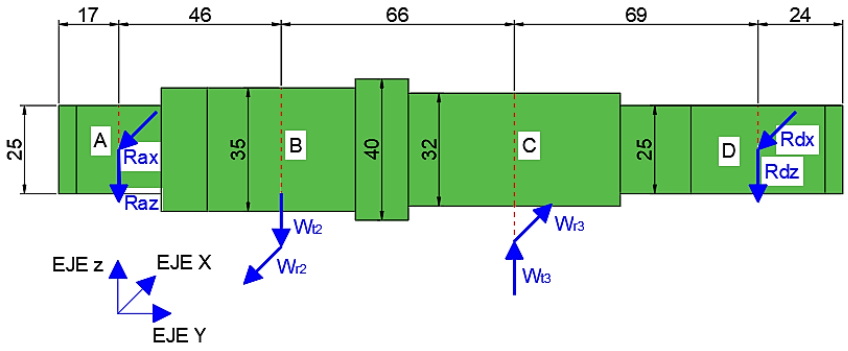
Cálculo de diámetros del eje 2-3 material AISI 4140

Parámetro	Unidad	Sección A	Sección B	Sección C	Sección D
Resistencia última a tensión (S_{ut})	MPa	1 000	1 000	1 000	1 000
Resistencia de fluencia (S_y)	MPa	750	750	750	750
Resistencia a fatiga corregida (S_e)	MPa	361,532	361,532	361,532	361,532
Cálculo de factor de concentración de esfuerzos por fatiga					
Radio entalle ®	mm	1	1	1	1
Diámetro menor escalonado (d)	mm	25	35	32	25
Diámetro mayor escalonado (D)	mm	35	40	40	32
Relación de entalle (r/d)	-	0,04	0,03	0,03	0,04
Relación diámetros (D/d)	-	1,40	1,14	1,25	1,28
Conc. esfuerzo a flexión (K_t)	-	2,00	1,90	1,95	1,90
Conc. esfuerzo a torsión (K_{ts})	-	1,8	1,5	1,70	1,7
Sensibilidad de muesca a flexión (q)	-	0,84	0,84	0,84	0,84
Sensibilidad de muesca a torsión (q_s)	-	0,86	0,86	0,86	0,86
Factor conc. esfuerzo a flexión (K_f)	-	1,840	1,756	1,798	1,756
Factor conc. esfuerzo a torsión (K_{fs})	-	1,688	1,387	1,602	1,602
Cálculo del diámetro de eje mínimo					
Torque máximo (T)	N.m	259,701	259,701	259,701	259,701
Momento máximo (M)	N.m	0	6,296	246,951	0
Factor de seguridad (N_f)	-	2,5	2,5	2,5	2,5
Diámetro eje mínimo (d)	mm	23,447	21,981	32,263	23,042
Diámetro eje seleccionado	mm	25	35	32	25

Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 23

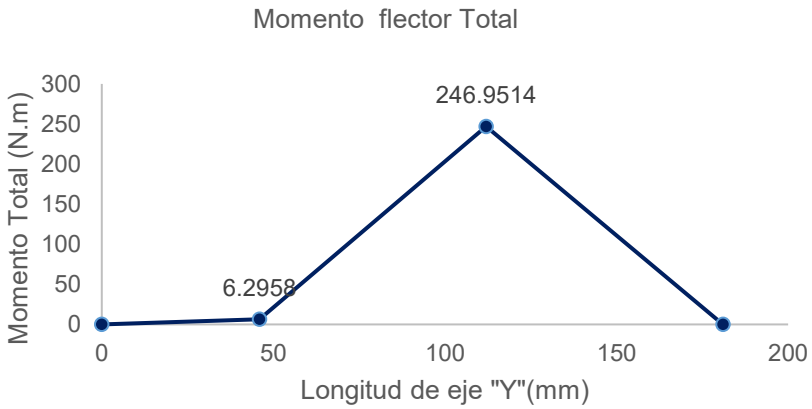
Diagrama de fuerzas del eje 2-3



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 24

Diagrama de momentos flectores eje 2-3



Nota. Elaborado por el investigador.

c) Cálculos de diseño del eje 4-5. El eje 4-5 conecta la segunda etapa de reducción con la tercera etapa, el resumen de los cálculos de diseño se detalla a continuación:

$T_{4-5} = 687{,}443\ N.m$

$W_{t4} = 6\ 789{,}565\ N$

$W_{r4} = 2\ 471{,}199\ N$

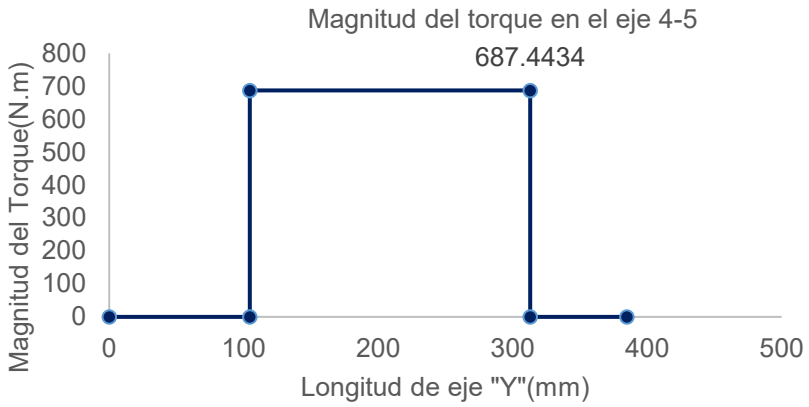
$W_{t5} = 1\ 3748{,}869N$

$W_{r5} = 5\ 004{,}179\ N$

La magnitud del torque a lo largo del eje se puede apreciar en la Figura 25, el resumen de los cálculos de los diámetros mínimos se muestra en la Tabla 10, los momentos flexionante en la Figura 27 según el diagrama de fuerzas de la Figura 26 y el detalle en general de los cálculos de diámetros en el Anexo C6.

Figura 25

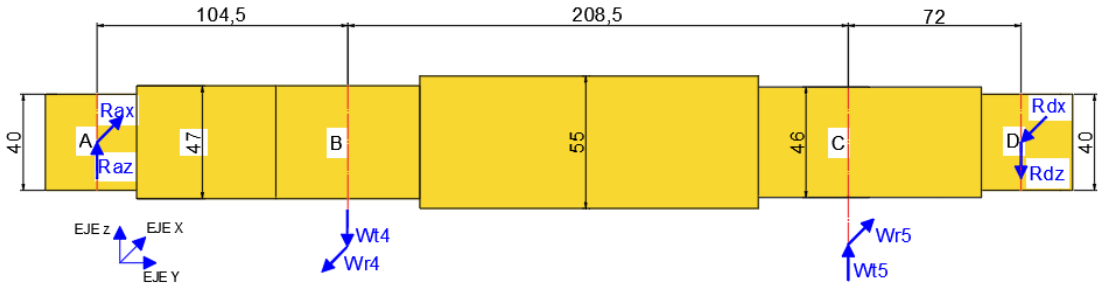
Magnitud del torque a lo largo del eje 4-5



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 26

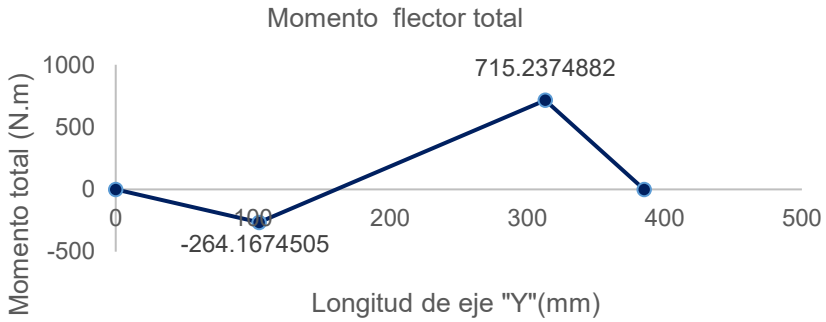
Diagrama de fuerzas del eje 4-5



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 27

Diagrama de momentos flectores eje 4-5



Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 10

Cálculo de diámetros del eje 4-5 material AISI 4140

Parámetro	Unidad	Sección A	Sección B	Sección C	Sección D
Resistencia ultima a tensión (S_{ut})	MPa	1 000	1 000	1 000	1 000
Resistencia de fluencia (S_y)	MPa	750	750	750	750
Resistencia a fatiga corregida (S_e)	MPa	361,532	361,532	361,532	361,532
Cálculo de factor de concentración de esfuerzos por fatiga					
Radio entalle ®	mm	1	1	1	1,5
Diámetro menor escalonado (d)	mm	40	47	46	40
Diámetro mayor escalonado (D)	mm	47	55	55	46
Relación de entalle (r/d)	-	0,03	0,02	0,02	0,04
Relación diámetros (D/d)	-	1,18	1,17	1,20	1,15
Conc. esfuerzo a flexión (K_t)	-	2,15	1,90	1,95	1,90
Conc. esfuerzo a torsión (K_{ts})	-	1,85	1,85	1,90	1,40
Sensibilidad de muesca a flexión (q)	-	0,84	0,84	0,84	0,84
Sensibilidad de muesca a torsión (q_s)	-	0,86	0,86	0,86	0,86
Factor conc. esfuerzo a flexión (K_f)	-	1,966	1,756	1,798	1,756
Factor conc. esfuerzo a torsión (K_{fs})	-	1,731	1,731	1,774	1,344
Cálculo del diámetro de eje mínimo					
Torque máximo (T)	N.m	687,443	687,443	687,443	687,443
Momento máximo (M)	N.m	0	264,168	715,238	0
Factor de seguridad (N_f)	-	2,5	2,5	2,5	2,5
Diámetro eje mínimo (d)	mm	32,708	36,310	46,013	30,062
Diámetro eje seleccionado	mm	40	47	46	40

Nota. Elaborado por el investigador.

d) Cálculos de diseño del eje 6-6. El eje 6-6 conecta la tercera etapa con el ingreso al acoplamiento, el resumen de los cálculos de diseño se detalla a continuación:

$T_{6-6} = 1\,787{,}353\ N.m$

$W_{t6} = 13\,748{,}869\ N$

$W_{r6} = 5\,004{,}179\ N$

La magnitud del torque a lo largo del eje se puede apreciar en la figura 28, el resumen de los cálculos de los diámetros mínimos se muestra en la tabla 11, los momentos flexionante en la figura 30 según el diagrama de fuerzas de la figura 29 y el detalle en general de los cálculos de diámetros en el anexo C7.

Tabla 11

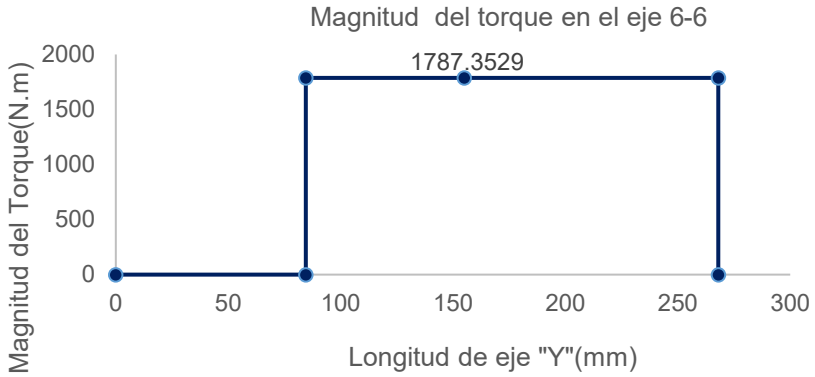
Cálculo de diámetros del eje 6-6 material AISI 4140

Parámetro	Unidad	Sección A	Sección B	Sección C	Sección D
Resistencia ultima a tensión (S_{ut})	MPa	1000	1000	1000	1000
Resistencia de fluencia (S_y)	MPa	750	750	750	750
Resistencia a fatiga corregida (S_e)	MPa	361,532	361,532	361,532	361,532
Cálculo de factor de concentración de esfuerzos por fatiga					
Radio entalle ®	mm	1	1	1	1
Diámetro menor escalonado (d)	mm	45	50	45	45
Diámetro mayor escalonado (D)	mm	50	55	55	45
Relación de entalle (r/d)	-	0,02	0,02	0,02	0,02
Relación diámetros (D/d)	-	1,11	1,10	1,22	1,00
Conc. esfuerzo a flexión (K_t)	-	2,25	2,25	2,30	1,85
Conc. esfuerzo a torsión (K_{ts})	-	1,55	1,50	1,90	1,45
Sensibilidad de muesca a flexión (q)	-	0,84	0,84	0,84	0,84
Sensibilidad de muesca a torsión (q_s)	-	0,86	0,86	0,86	0,86
Factor conc. esfuerzo a flexión (K_f)	-	2,050	2,050	2,092	1,714
Factor conc. esfuerzo a torsión (K_{fs})	-	1,473	1,430	1,774	1,387
Cálculo del diámetro de eje mínimo					
Torque máximo (T)	N.m	1787,35	1787,35	1787,35	1787,35
Momento máximo (M)	N.m	0	562,335	0	0
Factor de seguridad (N_f)	-	2,5	2,5	2,5	2,5
Diámetro eje mínimo (d)	mm	42,619	48,007	45,344	41,773
Diámetro eje seleccionado	mm	45	50	45	45

Nota. Elaborado por el investigador

Figura 28

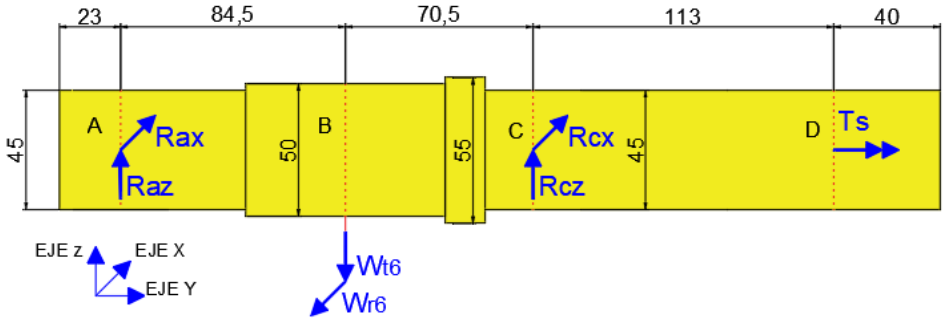
Magnitud del torque a lo largo del eje 6-6



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 29

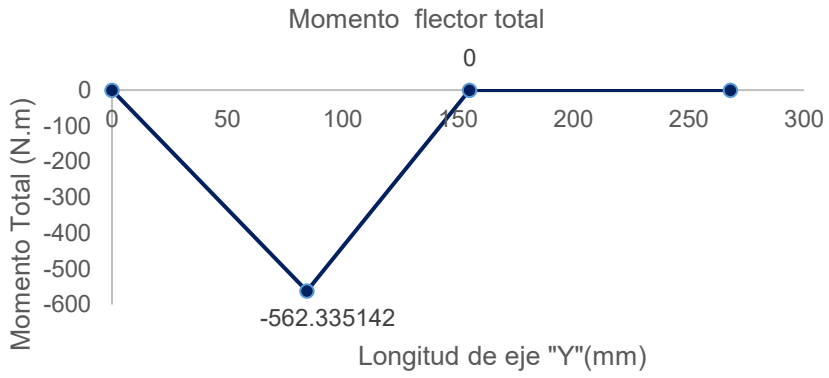
Diagrama de fuerzas del eje 6-6



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 30

Diagrama de momentos flectores eje 6-6



Nota. Elaborado por el investigador.

3.7.1.4. Cálculo de selección de rodamientos. Los rodamientos se seleccionan según la carga básica dinámica con valores típicos de catálogos de rodamientos, ecuación [45] (Norton, 2011).

$$C = P\left(\frac{L_P}{K_R 10^6}\right)^{\frac{1}{a}} \quad [45]$$

Donde: C es la carga básica dinámica, C_o la carga básica estática, P la carga equivalente dinámica, P_o la carga equivalente estática, L_p la vida proyectada a fatiga, K_R factor de confiabilidad y a el factor de rodamiento, $a=3$ para bolas y a=10/3 para rodillos. Para choques normales con carga axial $Fa=0$ se utiliza $Po=Fr$ y $P=Fr$, entonces la carga básica estática es $C_o=FS_o$ (P_o) y el factor de seguridad asumimos 1,5 para todos los rodamientos. Las cargas se calculan por secciones en los ejes con los resultados de las reacciones ya calculados, para una vida de 2,5 años o 5 200 horas de trabajo. Los resultados de la selección de rodamientos se muestran en la Tabla 11 (Grupo SKF, 2015).

3.7.1.5. Cálculo de selección de chavetas. La longitud de las chavetas para sujetar los engranajes se calcula según el criterio de resistencias a la cizalladura con la ecuación [46] y aplastamiento con la ecuación [47]:

$$l = \geq \frac{2x\sqrt{3}(FS)(T)x1\,000}{(S_y)dxb} \quad [46]$$

$$l = \geq \frac{2x\sqrt{3}(FS)(T)x1\,000}{(S_y)dxh} \quad [47]$$

Donde: T es el torque en el eje, d el diámetro de eje, S_y e límite elástico del acero AISI 1045, FS el factor de seguridad, b el ancho de chaveta y h el alto de chaveta. Las dimensiones de la chaveta se muestran en la tabla 13.

Tabla 12

Selección de rodajes de bolas doble hilera con carga radial

Parámetro	Unidad	Sección de eje 1-1		Sección de eje 2-3		Sección de eje 4-5		Sección de eje 6-6	
		B	D	A	D	A	D	A	C
Reacción en Z	kN	2,517	0,781	0,129	3,363	2,375	9,335	6,254	7,495
Reacción en X	kN	0,916	0,284	0,047	1,224	0,865	3,398	2,276	2,728
Carga radial Total (W_r)	kN	2,679	0,831	0,137	3,579	2,528	9,934	6,655	7,976
Carga axial Total (W_a)	kN	0	0	0	0	0	0	0	0
Carga básica estática (Co), Para cojinete de bola de 2 hileras									
Factor de seguridad (FS_O)	-	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Carga equivalente estática (P_o)	kN	2,679	0,831	0,137	3,579	2,528	9,934	6,655	7,976
Carga equivalente dinámica (P)	kN	2,679	0,831	0,137	3,579	2,528	9,934	6,655	7,976
Carga básica estática (C_o)	kN	4,018	1,246	0,205	5,369	3,792	14,901	9,982	11,965
Carga básica dinámica (C), para cojinete de bola 2 hileras									
Velocidad angular eje (η)	RPM	1 460	1 460	551,556	551,556	208,365	208,365	80,141	80,141
Horas de vida en 2,5 años	H	5 200	5 200	5 200	5 200	5 200	5 200	5 200	5 200
Vida proyectada (L_p)	Ciclos	4,56E+08	4,56E+08	1,72E+08	1,72E+08	6,50E+07	6,50E+07	2,50E+07	2,50E+07
Factor de rodamientos (a)	-	3	3	3	3	3	3	3	3
Factor de confiabilidad (K_R)	-	1	1	1	1	1	1	1	1

Continuación de la tabla 12

Parámetro	Unidad	Sección de eje 1-1		Sección de eje 2-3		Sección de eje 4-5		Sección de eje 6-6	
		B	D	A	D	A	D	A	C
Carga básica dinámica ©	kN	20,611	6,392	0,761	19,907	10,165	39,943	19,460	23,324
Selección del rodamiento según catálogo SKF									
Carga básica dinámica ©	kN	20,611	6,392	0,761	19,907	10,165	39,943	19,460	23,324
Diámetro del eje	mm	20	20	25	25	40	40	45	45
Selección de rodaje ATN9	-	4 304	4 204	4 205	4 305	4 208	4 308	4 209	4 209
Opción de selección	-	2	1	1	2	1	2	1	1

Nota. La tabla representa los cálculos de selección de rodamientos según con catálogo de rodamientos SKF, elaborado por el investigador.

Tabla 13

Cálculo y selección de chavetas normalizadas

Parámetro	Unidad	Engranaje 1	Engranaje 2	Engranaje 3	Engranaje 4	Engranaje 5	Engranaje 6
Torque en el eje(T)	N.m	98,109	259,701	259,701	687,443	687,443	1787,353
Diámetro de eje (d)	mm	25	35	32	47	46	50
Límite elástico (Sy)	MPa	310	310	310	310	310	310
Facto de seguridad (FS)	-	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
Ancho de chaveta (b)	mm	8	10	10	14	14	16
Alto de chaveta (h)	mm	5	6	6	6	6	10
Largo resistente a cizalladura (l)	mm	7,126	10,779	11,790	15,177	15,507	32,456
Largo resistente a aplastamiento (l)	mm	13,166	20,744	22,689	40,891	41,780	59,963
Largo de chaveta seleccionada (l)	mm	30	30	46	46	60	60

Nota. Las chavetas se seleccionaron para el acero AISI 1045, elaborado por el investigador.

3.7.2. Análisis de fatiga con asistencia de software especializado

3.7.2.1. Generación de los modelos. El modelo prototipo de este estudio lo representan los engranajes de las tres etapas del reductor y son modelados con Software SolidWorks 2024, los estudios de simulación se realizaron con el complemento Simulation. Debido a que la aplicación a la que va a estar sometida el reductor de velocidad, recibe variaciones de cargas, se evaluarán los esfuerzos según la variación de torque hasta casi el doble de la carga máxima y la mitad de la carga de trabajo. El procedimiento para el análisis de fatiga en el reductor de engranajes se muestra en la figura 32.

Los engranajes modelos de la etapa 1 son de módulo 3,5 mm y ángulo de presión 20°. Tienen las siguientes características: Engranaje 1 de 17 dientes, Φ eje 25 mm y ancho de cara 32 mm; engranaje 2 de 45 dientes, Φ eje 35 mm y ancho de cara 32 mm.

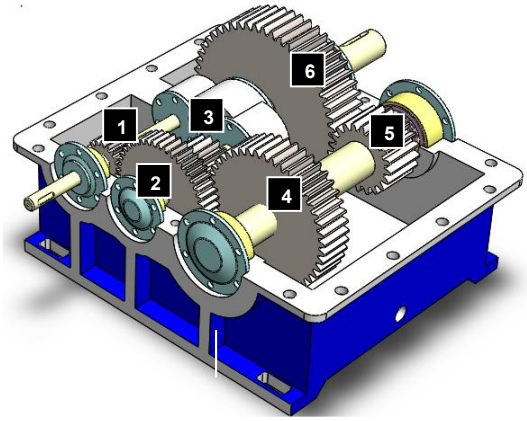
Los engranajes modelos de la etapa 2 son de módulo 4,5 mm y ángulo de presión 20°. Tienen las siguientes características: Engranaje 3 de 17 dientes, Φ eje 32 mm y ancho de cara 50 mm; engranaje 4 de 45 dientes, Φ eje 47 mm y ancho de cara 50 mm.

Los engranajes modelos de la etapa 3 son de módulo 5 mm y ángulo de presión 20°. Tienen las siguientes características: Engranaje 5 de 20 dientes, Φ eje 46 mm y ancho de cara 65 mm; engranaje 6 de 52 dientes, Φ eje 50 mm y ancho de cara 65 mm.

Los modelos de las tres etapas acoplados en el reductor de tres etapas de estudio se muestran en la figura 33, se detalla la distribución de los engranajes 1, 2, 3,4, 5 y 6.

Figura 31

Distribución de los engranajes en el reductor de tres etapas



Nota. El gráfico representa los engranajes 1, 2, 3, 4, 5 y 6, en el reductor de tres etapas. Elaborado por el investigador.

3.7.2.2. Matriz FODA del análisis de fatiga en los engranajes rectos. En la figura 32, se muestra la matriz FODA del estudio con las fortalezas, oportunidades, debilidades y amenazas del estudio de análisis de fatiga en los engranajes de dientes rectos de un reductor de velocidad de tres etapas verificado con método AGMA.

Figura 32

Matriz FODA del análisis de fatiga en los engranajes de dientes rectos

FORTALEZAS - Análisis de acorde a la tecnología actual. - El SolidWorks es un software líder en diseño de engranajes y reductores de velocidad. - El análisis permitirá ser verificado con los estándares de diseño AGMA. - El estudio permitirá replicar en otras transmisiones por engranajes y reductores de velocidad.	**DEBILIDADES** - Cálculos tediosos de verificación. - Un mallado incorrecto del modelo ralentiza el análisis de fatiga. - Modelos complejos requieren de equipos y softwares más potentes.
OPORTUNIDADES - Adquirir equipos más potentes para analizar modelos más complejos. - Comparar resultados con otros softwares potentes. - Identificar zonas críticas para controlar el mallado del modelo. - Identificar el mejor criterio de análisis de modelo (engranaje completo, sección de engranaje o par de engranaje).	**AMENAZAS** Los análisis con las versiones de software actuales requieren actualizar el estudio desde el inicio. - Se pueden obtener los mismos resultados utilizando otro software de análisis. - La selección inadecuada de modelos y mallado pueden traer resultados erróneos. -Altos costos en licencia de software.

Nota. Elaborado por el investigador.

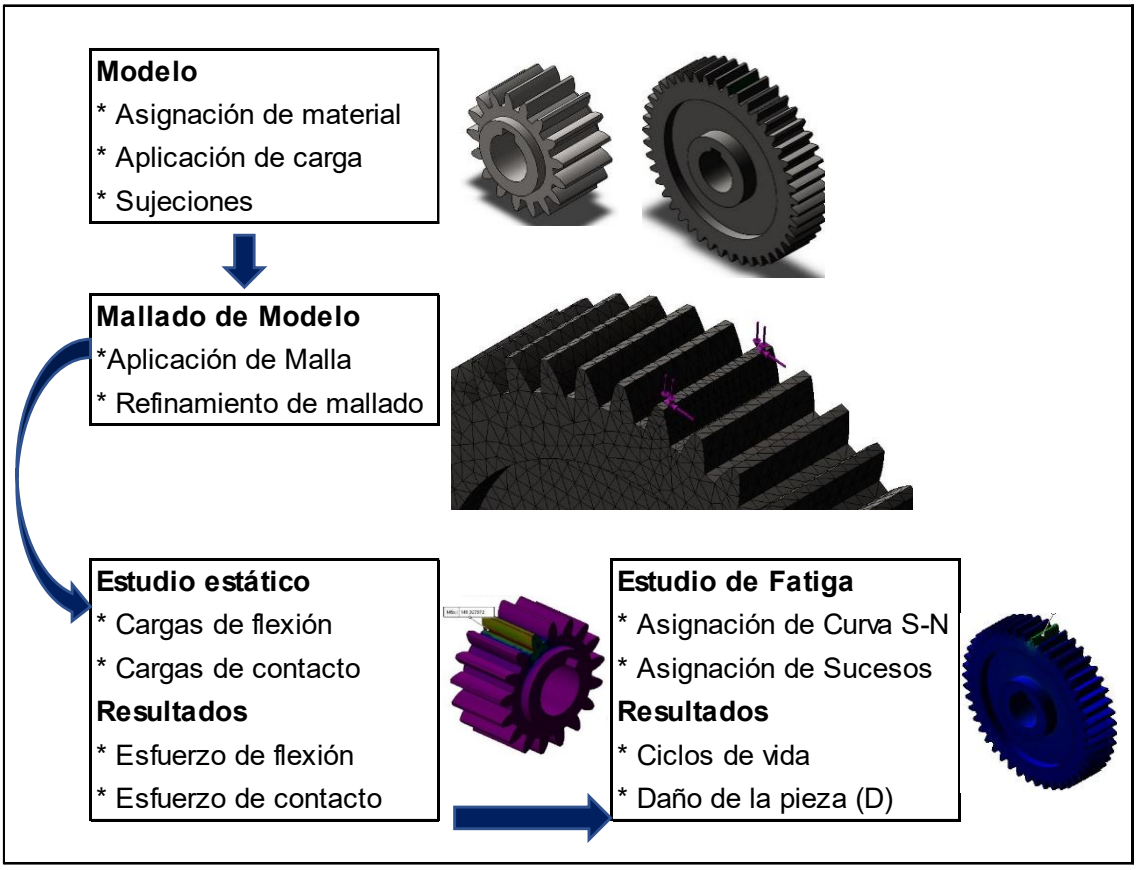
3.7.2.3. Flujo de análisis de fatiga de los engranajes rectos. El procedimiento para seguir en la simulación de los engranajes rectos se realizará en el entorno de SolidWorks Simulation según el diagrama de flujo como se muestra en la figura 33.

a) Mallado de modelos. Con los modelos de los engranajes por etapas, se mallaron los modelos bajo dos criterios uno estándar y unos basado en curvatura. Para los análisis con cargas de flexión, se utilizó la malla estándar sin refinamiento (I) y la basada en curvatura con refinamiento (II). Para el análisis con cargas de contacto, se utilizó la

malla estándar con refinamiento (I) y la basada en curvatura con refinamiento (II). El criterio a escoger los tipos de malla se debe a que, en los estudios de contacto, se analizan pequeñas regiones y se necesita un refinamiento de malla en todos los casos. El tipo de malla (I) permite identificar un mallado más apropiado tipo (II), el cual se registrarán los resultados para su interpretación.

Figura 33

Flujo del proceso de análisis de fatiga en los engranajes rectos



Nota. El gráfico representa el procedimiento del análisis con SolidWorks Simulation. Elaborado por el investigador.

Tabla 14

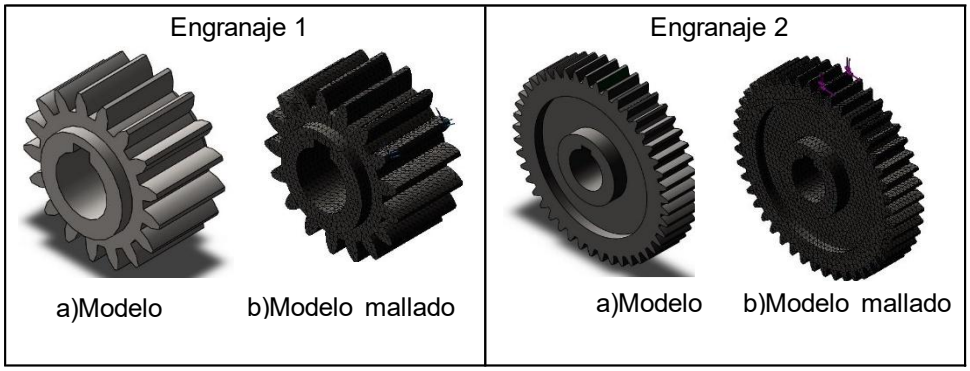
Datos de la malla en los estudios con carga de flexión y contacto

Parámetro	Unidad	Engranaje 1		Engranaje 2		Engranaje 3		Engranaje 4		Engranaje 5		Engranaje 6	
		I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
Estudio con carga de flexión													
Malla estándar	-	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No
Refinamiento	-	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí
P. Jacobianos	-	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Tamaño	mm	2,12	2,12	3,89	3,89	2,87	2,87	5,09	5,09	3,71	3,71	6,49	6,49
Tolerancia	mm	0,11	-	0,19	-	0,14	-	0,25	-	0,19	-	0,32	-
Nodos	-	85 584	89 694	94 093	114 640	87 103	90 787	93 225	134 151	72 148	95 854	127 923	167 321
Elementos	-	56 514	59 328	60 894	75 259	57 488	60 106	59 498	87 623	46 822	63 717	79 912	107 208
Estudio con carga de contacto													
Malla estándar	-	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No	Sí	No
Refinamiento	-	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí	Sí
P. Jacobianos	-	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Tamaño	mm	2,12	2,12	2,12	2,12	2,87	2,87	5,09	5,09	3,71	3,71	6,49	6,49
Tolerancia	mm	0,11	-	0,11	-	0,14	-	0,25	-	0,19	-	0,30	-
Nodos	-	90 007	99 770	90 007	99 770	91 336	123 411	90 541	135 433	77 352	110 428	159 422	205 999
Elementos	-	59 415	66 095	59 415	66 095	60 283	82 736	57 689	88 409	50 331	73 695	105 200	137 330

Nota. Elaborado por el investigador

Figura 34

Modelos de engranajes de la etapa 1 y malla



Nota. Elaborado por el investigador.

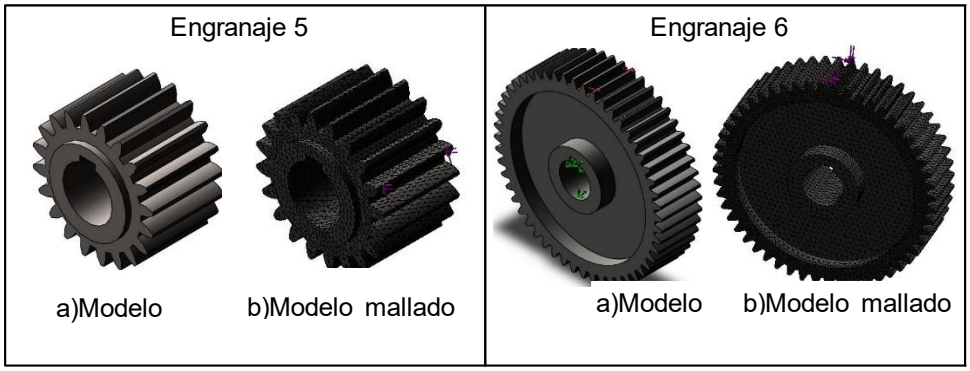
Figura 35

Modelos de engranajes de la etapa 1 y malla

Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 36

Modelos de engranajes de la etapa 3 y malla

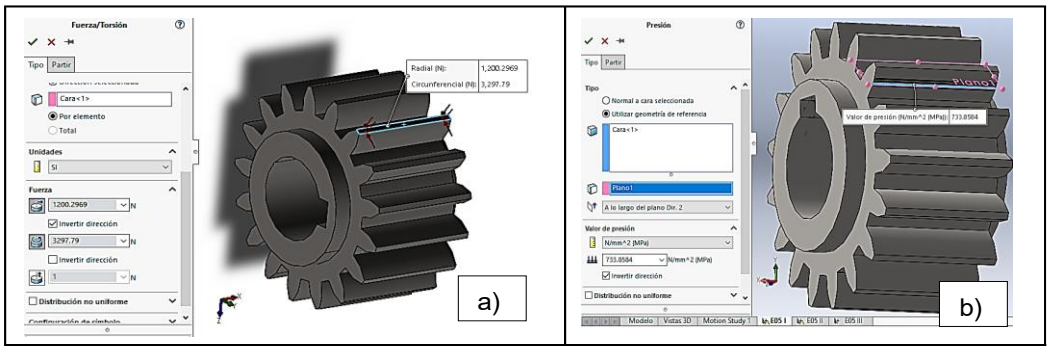


Nota. Elaborado por el investigador.

b) Aplicación de cargas. Ver figura 37 y 38. En el análisis con carga de flexión (a), se aplicaron las cargas tangenciales y radiales en la punta del diente con la orientación de un plano según el ángulo de presión 20° para cada uno de los valores definidos por la variación del torque, siendo los valores de la carga en el estudio de diseño en la etapa 1 W_t=3 297,789 N y W_r=1 200,297 N, suponiendo que cada diente recibe toda la carga y en la punta; en el análisis con cargas de contacto (b), se aplica la presión de contacto en un área de contacto en la superficie del diente justo por debajo de la línea de acción del círculo primitivo en donde los engranajes sufren el inicio de las grietas por fatiga superficial, los valores de la carga en el estudio de diseño en la etapa 1 son Amáx=6,089 mm^2 y $P_{máx}$= 733,858 MPa.

Figura 37

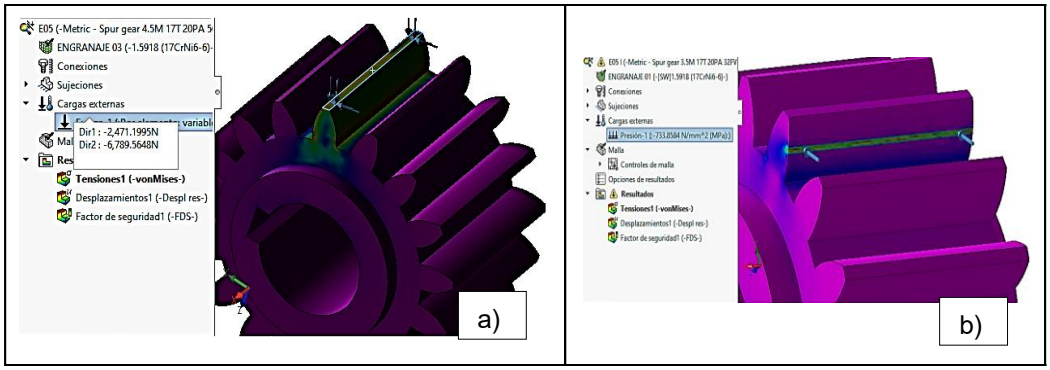
Aplicación de cargas de flexión y contacto en el modelo



Nota. El gráfico representa la aplicación de las cargas de flexión y contacto en el engranaje. Elaborado por el investigador.

Figura 38

Acción de las cargas flexión y contacto en el modelo

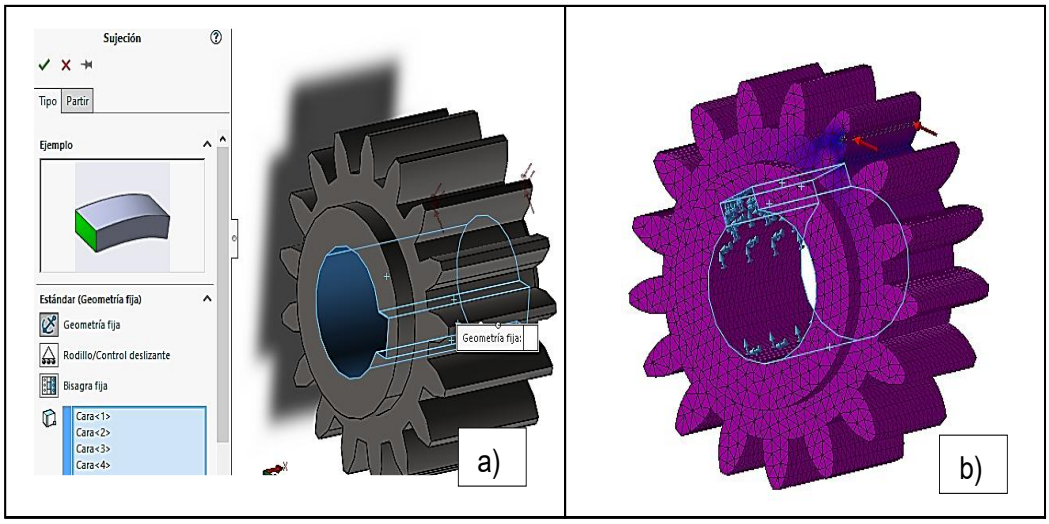


Nota. El gráfico representa la acción de las cargas de flexión y contacto en el engranaje 1. Elaborado por el investigador.

c) Sujeciones. Se utilizó la sujeción de geometría fija para modelar los engranajes en la cara del eje y la chaveta. El Software simplifica la sujeción con una a geometría fija restringiendo los movimientos en los ejes y planos normales mientras recibe la aplicación de las cargas. Ver figura 39, la geometría fija en el modelo (a) y visualización de la sujeción en el modelo mallado (b).

Figura 39

Sujeción de geometría fija en el modelo

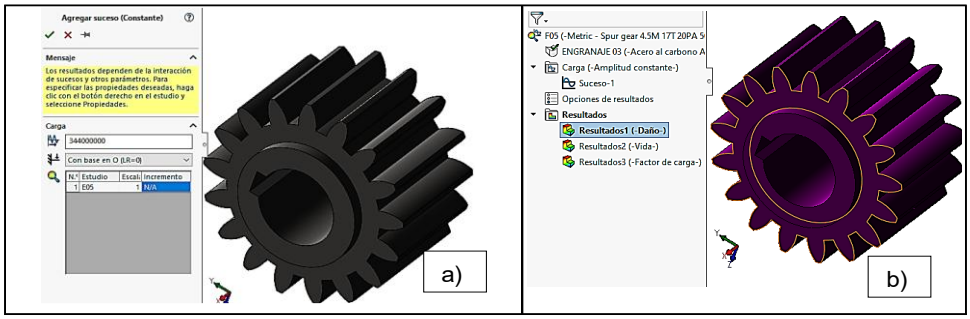


Nota. El gráfico representa la acción de las cargas de flexión y contacto en el engranaje 1. Elaborado por el investigador.

d) Sucesos de fatiga. Los sucesos de fatiga se establecen en base al coeficiente R=0, el comportamiento del piñón y engranajes acoplados al no tener engranajes locos establece los esfuerzos máximos y un esfuerzo mínimo de cero. Para el análisis de fatiga, se asocia el estudio estático que se utilizó para calcular los esfuerzos de flexión y contacto; se somete a un valor de ciclos de trabajo en función de la velocidad de rotación y el tiempo de vida de los engranajes de 5 años, se utiliza una curva S-N interpolada del acero al carbono. Los ciclos de trabajo aplicados a los engranajes modelos de la etapa 1, son para el piñón 9,11E+08 ciclos y 3,44E+08 ciclos para el engrane respectivamente. Ver figura 40. Se detalla la aplicación del suceso constante y los ciclos a los que se somete el modelo (a) aplicados en el modelo y (b) entorno SolidWorks Simulation para la aplicación de sucesos. Los sucesos se aplican por separado y a cada modelo del reductor de velocidades de tres etapas de estudio.

Figura 40

Aplicación de sucesos para el estudio de fatiga



Nota. El gráfico representa la acción de las cargas de flexión y contacto en el engranaje 1. Elaborado por el investigador.

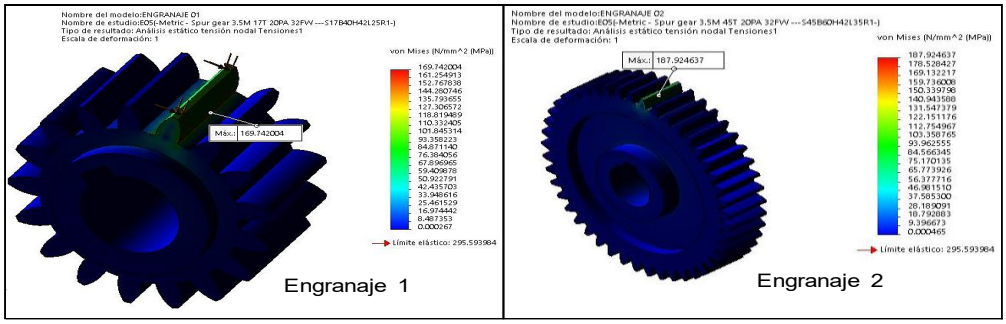
3.7.3. Análisis de esfuerzos en los engranajes

3.7.3.1. Análisis de esfuerzos de flexión en los engranajes. La tensión de Von mises se utiliza para representar el trazado de esfuerzo de flexión en el estudio estático, el Solver FFEPlus soluciona el modelo identificando la concentración de máximo esfuerzo en una zona muy cerca al pie del diente.

a) Trazado de flexión en los engranajes de la etapa 1. El trazado de esfuerzos de flexión en la etapa 1 con los máximos valores obtenidos para en el estudio de diseño se muestran en la Figura 27. a) Las cargas Ft= 3 297,789 N y Fr= 1 200,297 aplicada según el torque T5= 98,109 N.m en el engranaje 1 proporciona un esfuerzo de flexión de 169,742 MPa. b) Las cargas Ft= 3 297,789 N y Fr= 1 200,297 N aplicada según el torque T5= 259,701 N.m en el engranaje 2 proporciona un esfuerzo de flexión de 187,925 MPa.

Figura 41

Trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes de etapa 1

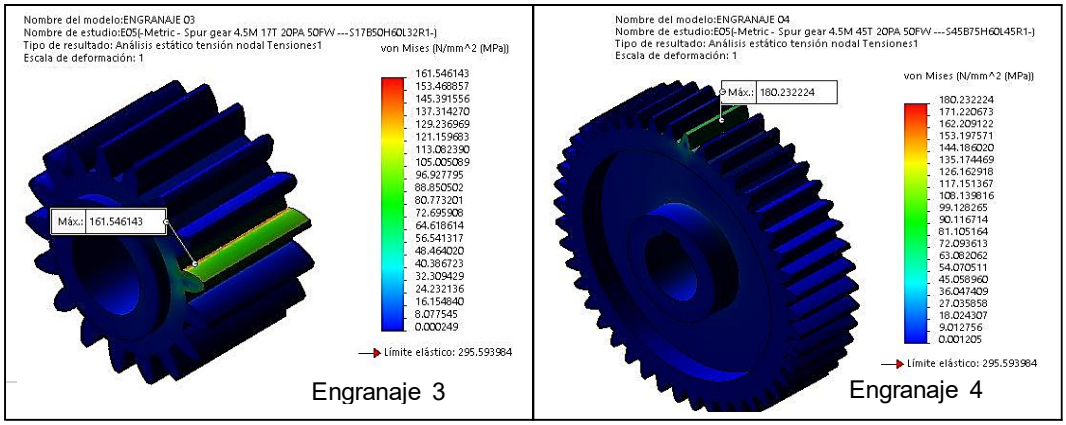


Nota. El gráfico representa el trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes 1 y 2. Elaborado por el investigador.

b) Trazado de flexión en los engranajes de la etapa 2. El trazado de esfuerzos de flexión en la etapa 2 con los máximos valores obtenidos para en el estudio de diseño se muestran en la figura 42. a) Las cargas Ft=6 789,565 N y Fr= 2 471,199 N aplicadas según el torque T5=259,701 N.m en el engranaje 3 proporciona un esfuerzo de flexión de 161,546 MPa. b) Las cargas Ft=6 789,565 N y Fr= 2 471,199 N aplicadas según el torque T5=687,443 N.m en el engranaje 4 proporciona un esfuerzo de flexión de 180,232 MPa.

Figura 42

Trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes de etapa 2



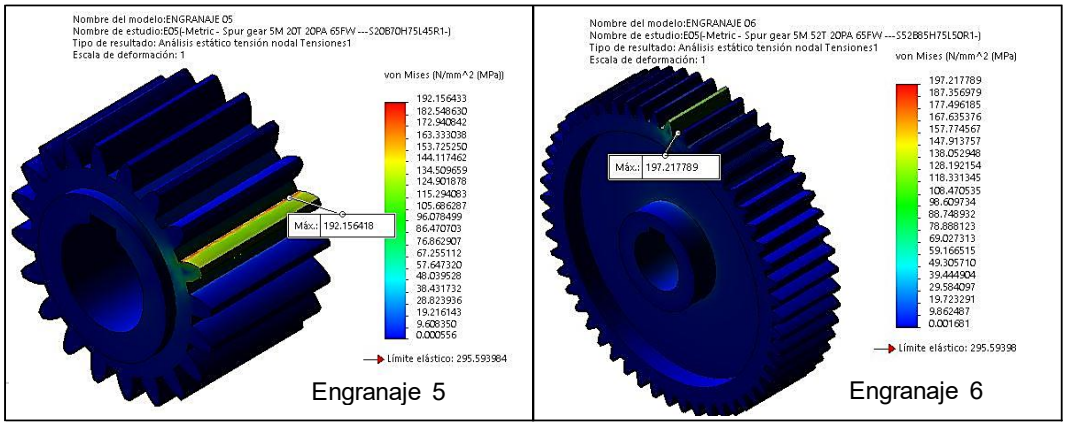
Nota. El gráfico representa el trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes 3 y 4. Elaborado por el investigador.

c) Trazado de flexión en los engranajes de la etapa 3. El trazado de esfuerzos de flexión en la etapa 3 con los máximos valores obtenidos para en el estudio de diseño se muestran en la Figura 43. a) Las cargas Ft=13 748,869 N y Fr= 5 004,179 N aplicadas según el torque T5=687,443 N.m en el engranaje 5 proporciona un esfuerzo de flexión de 192,156 MPa. b) Las cargas Ft=13 748,869 N y Fr= 5 004,179 N aplicadas según el torque T5=1 787,353 N.m en el engranaje 6 proporciona un esfuerzo de flexión de 197,218 MPa.

3.7.3.2. Análisis de esfuerzos de contacto en los engranajes. La tensión de Von mises se utiliza para representar el trazado de esfuerzo de contacto en el estudio estático, el Solver FFEPlus soluciona el modelo identificando la concentración de máximo esfuerzo en una pequeña región por debajo del círculo de paso del engranaje zona de máxima área de contacto en el piñón y el engrane.

Figura 43

Trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes de etapa 3

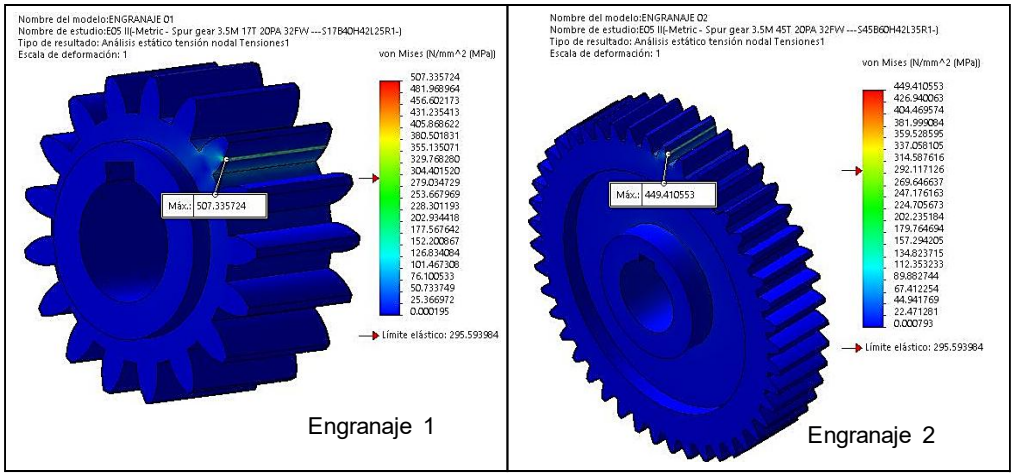


Nota. El gráfico representa el trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes 5 y 6. Elaborado por el investigador.

a) Trazado de contacto en los engranajes de la etapa 1. El trazado de esfuerzos de contacto en la etapa 1 con los máximos valores obtenidos para en el estudio de diseño se muestran en la Figura 44. a) La carga aplicada $P_{máx}$=733,858 MPa con $A_{máx}$=6,089 mm^2 según el torque T5= 98,109 N.m en el engranaje 1, proporciona un esfuerzo de contacto de 507,336 MPa en la superficie del diente en contacto. b) La carga aplicada $P_{máx}$=733,858 MPa con $A_{máx}$=6,089 mm^2 según el torque T5= 259,701 N.m en el engranaje 2, proporciona un esfuerzo de contacto de 449,411 MPa.

Figura 44

Trazado de esfuerzos de contacto en los engranajes de etapa 1

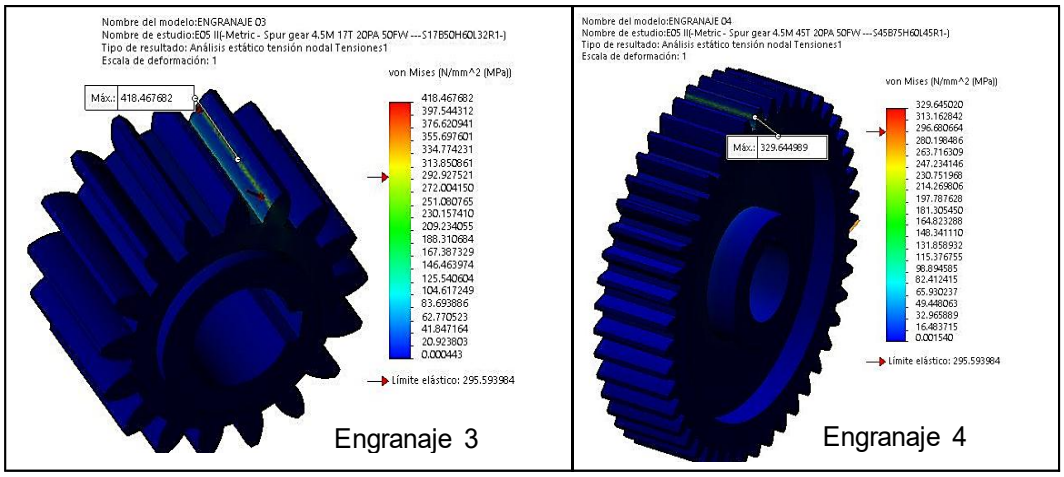


Nota. El gráfico representa el trazado de esfuerzos de contacto en los engranajes 1 y 2. Elaborado por el investigador.

b) Trazado de contacto en los engranajes de la etapa 2. El trazado de esfuerzos de contacto en la etapa 2 con los máximos valores obtenidos para en el estudio de diseño se muestran en la figura 45. a) La carga aplicada $P_{máx}$=742,916 MPa con $A_{máx}$=12,383 mm^2 según el torque T5=259,701 N.m en el engranaje 3, proporciona un esfuerzo de contacto de 418,468 MPa en la superficie del diente en contacto. b) La carga $P_{máx}$=742,916 MPa con $A_{máx}$=12,383 mm^2 según el torque T5=687,443 N.m en el engranaje 4, proporciona un esfuerzo de contacto de 329,645 MPa.

Figura 45

Trazado de esfuerzos de contacto en los engranajes de etapa 2



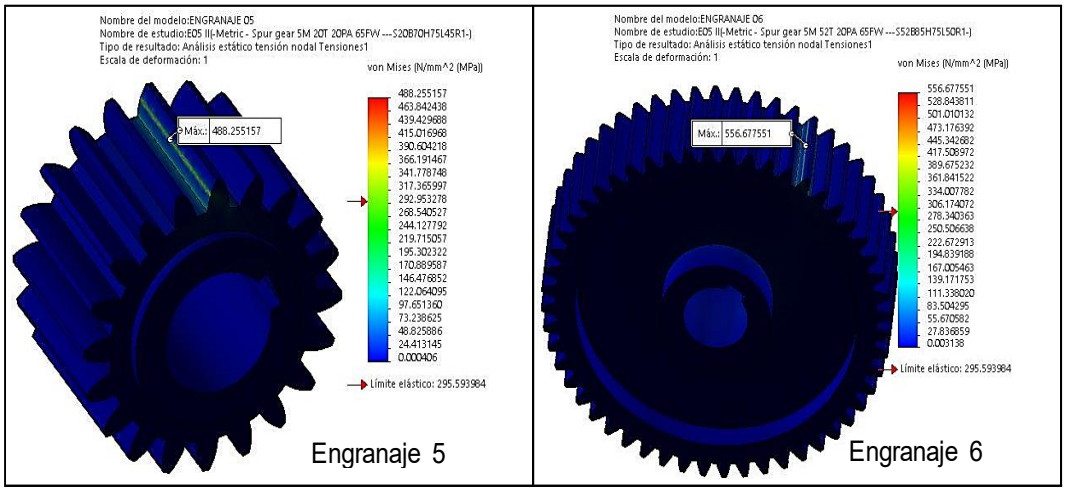
Nota. El gráfico representa el trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes 3 y 4. Elaborado por el investigador.

c) Trazado de contacto en los engranajes de la etapa 3. El trazado de esfuerzos de contacto en la etapa 3 con los máximos valores obtenidos para en el estudio de diseño se muestran en la figura 46.

La carga aplicada Pmáx=812,992 MPa con $A_{máx}$=22,914 mm^2 según el torque T5=687,443 N.m en el engranaje 5, proporciona un esfuerzo de contacto de 488,255 MPa en la superficie del diente en contacto. b) La carga aplicada Pmáx=812,992 MPa con $A_{máx}$=22,914 mm^2 según el torque T5=1787,353 N.m en el engranaje 6, proporciona un esfuerzo de contacto de 556,678 MPa.

Figura 46

Trazado de esfuerzos de contacto en los engranajes de etapa 3



Nota. El gráfico representa el trazado de esfuerzos de flexión en los engranajes 5 y 6. Elaborado por el investigador.

3.7.4. Análisis de fatiga de los engranajes

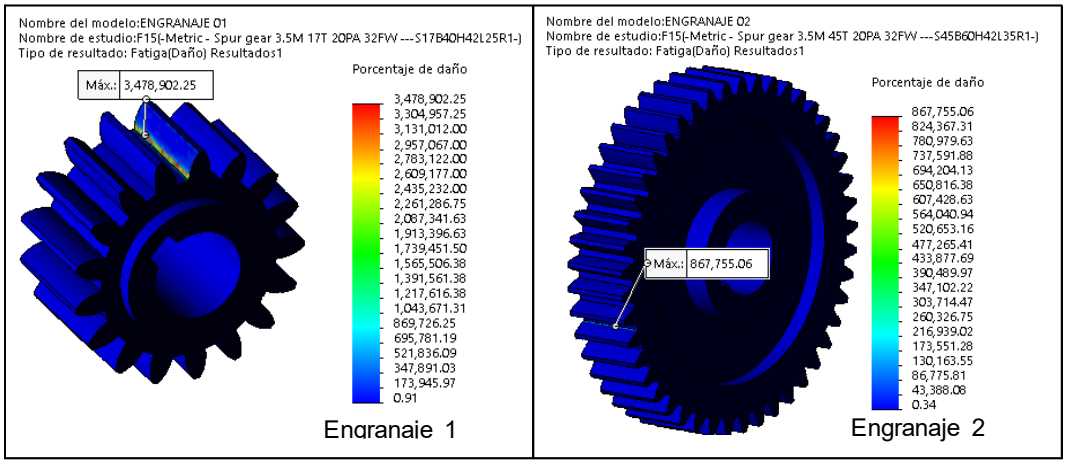
El análisis de fatiga en los engranajes por etapas se detalla con los trasados de los ciclos de vida y el porcentaje de daño de los modelos, mediante el análisis de fatiga en SolidWorks Simulation asociando el estudio estático que se utilizó para analizar los esfuerzos en los modelos. En el estudio las cargas son constante de tipo R=0, expuestos como base a los ciclos trabajo de diseño y a una curva S-N interpolada del acero al carbono. El software soluciona el modelo mediante interacción aleatoria a partir de la tensión Von Mises con una corrección de tensión Soderberg y una vida infinita para ciclos mayores a los sometidos.

3.7.4.1. Análisis de fatiga de engranajes por flexión. Los trazados de fatiga (vida y daño) se visualizan a detalle cuando el modelo está sometido a fatiga. A continuación, se muestran los comportamientos extremos con la acción de las cargas según el T15=190 N.m, debido a que, con las cargas de diseño según T5=98,109 N.m, no se visualiza comportamiento de fatiga en los engranajes.

a) Trazado de vida y daño en los engranajes de la etapa 1. El trazado de vida y daño en la etapa 1 con los máximos valores obtenidos en el estudio T15 se muestran en la figura 47 y 48.

Figura 47

Trazado de fatiga(daño) en los engranajes de la etapa 1

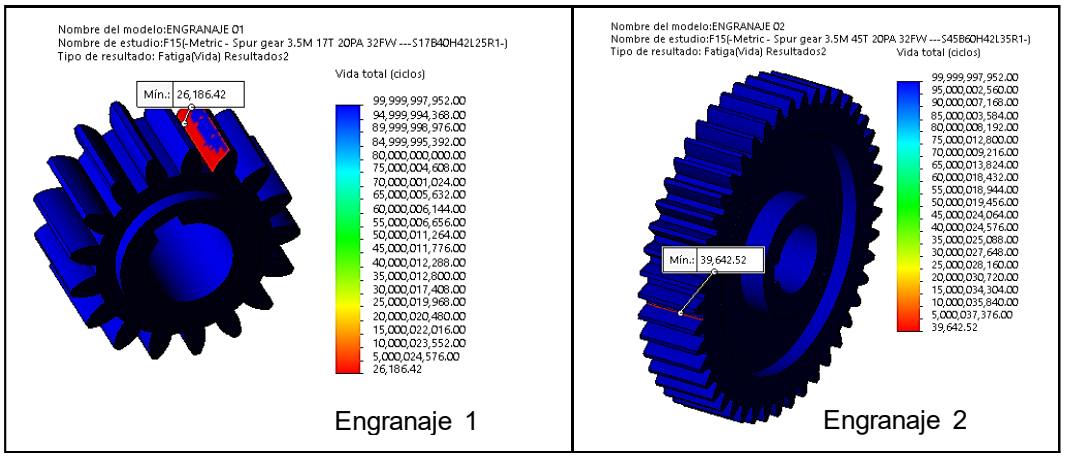


Nota. El gráfico representa el trazado de daño de los engranajes 1 y 2. Elaborado por el investigador.

Las cargas Ft=6 386,555 N y Fr=2 324,516 N a 9,11E+08 aplicadas según el torque T15=190 N.m en el engranaje 1, proporciona una vida mínima en el modelo de 2,62x10^{4}ciclos y un daño 3 478 902,25 que consume al modelo.

Figura 48

Trazado de fatiga(vida) en los engranajes de la etapa 1



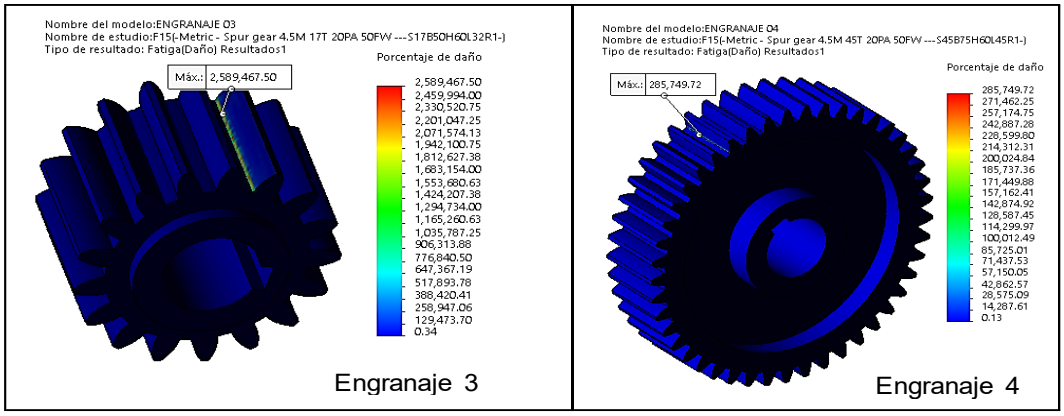
Nota. El gráfico representa el trazado de vida de los engranajes 1 y 2. Elaborado por el investigador.

Las cargas Ft=6 386,555 N y Fr=2 324,516 N a 3,44E+08 aplicadas según el torque T15=502,941 N.m en el engranaje 2, proporciona una vida mínima en el modelo de $3{,}96x10^4$ ciclos y un daño de 867 755,063.

b) Trazado de vida y daño en los engranajes de la etapa 2. El trazado de vida y daño en la etapa 2 con los máximos valores obtenidos en el estudio T15 se muestran en la figura 49, 50. a) Las cargas Ft=13 148,789 N y Fr=4 785,768 N a 3,44E+08 aplicadas según el torque T15=502,941 N.m en el engranaje 3, proporciona una vida mínima en el modelo de $1{,}33x10^4$ ciclos y un daño de 2589 467,5 que consume al modelo. b) Las cargas Ft=13 148,789 N y Fr=4 785,768 N a $1{,}30x10^8$ aplicadas según el torque T15=1 331,315 N.m en el engranaje 4, proporciona una vida mínima en el modelo de $4{,}55x10^4$ ciclos y un daño de 285 749,719 al modelo.

Figura 49

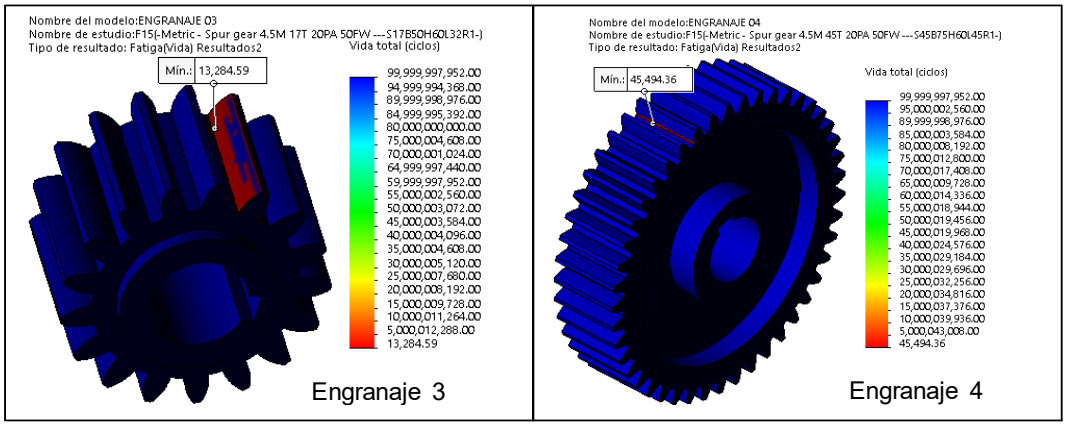
Trazado de fatiga(daño) en los engranajes de la etapa 2



Nota. El gráfico representa el trazado de daño de los engranajes 3 y 4. Elaborado por el investigador.

Figura 50

Trazado de fatiga(vida) en los engranajes de la etapa 3

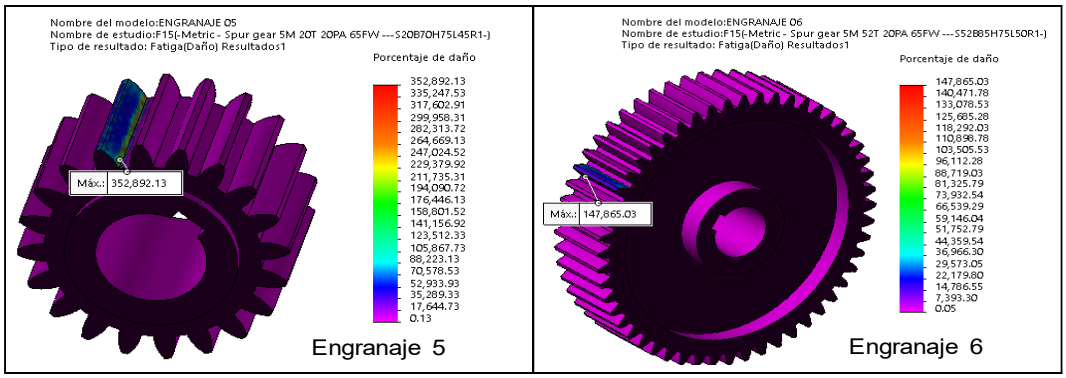


Nota. El gráfico representa el trazado de vida de los engranajes 3 y 4. Elaborado por el investigador.

c) Trazado de vida y daño en los engranajes de la etapa 3. El trazado de vida y daño en la etapa 3 con los máximos valores obtenidos en el estudio T15 se muestran en la figura 51, 52.

Figura 51

Trazado de fatiga(daño) en los engranajes de la etapa 2

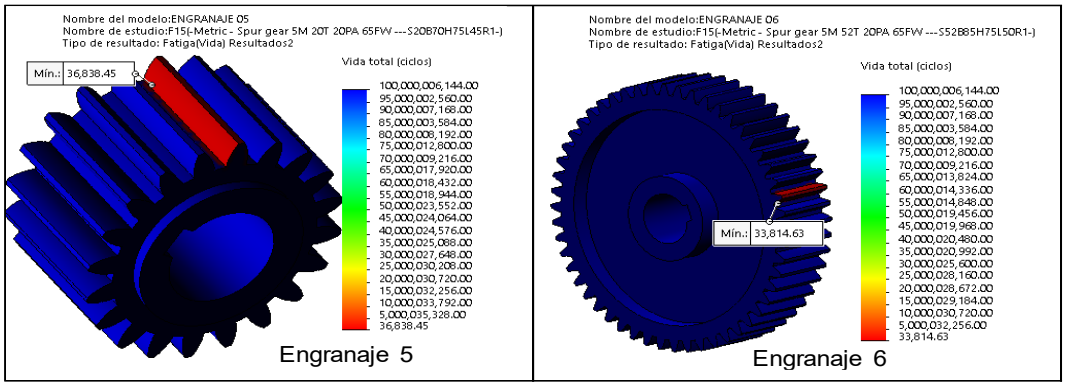


Nota. El gráfico representa el trazado de daño de los engranajes 5 y 6. Elaborado por el investigador.

Las cargas Ft=26 626,298 N y Fr=9 691,179 N a 1,30E+08 aplicadas según el torque T15=1 331,315 N.m en el engranaje 5, proporciona una vida mínima en el modelo de $3{,}68x10^{4}$ ciclos y un daño 352 892,125 que consume al modelo.

Figura 52

Trazado de fatiga(vida) en los engranajes de la etapa 3



Nota. El gráfico representa el trazado de vida de los engranajes 5 y 6. Elaborado por el investigador.

Las cargas Ft=26 626,298 N y Fr=9 691,179 N a 5,00E+07 aplicadas según el torque T15=3 461,419 N.m en el engranaje 6, proporciona una vida mínima en el modelo de $3{,}38x10^4$ ciclos y un daño de 147 865,031 que consume al modelo.

3.7.4.2. Análisis de fatiga de engranajes por contacto. El análisis y trazado de fatiga de esta investigación se realizaron con la metodología de resistencia a la tensión (SN), los esfuerzos de contacto según los resultados obtenidos en la tabla 25 no son adecuados para establecer un estudio de fatiga mediante esta metodología, se recomienda utilizar el método de la mecánica de la fractura elástica lineal (LEFM) mediante un análisis dinámico; incluso se pueden utilizar otros softwares como (nCode Designife y Simulia Abaqus) para analizar los crecimientos de grietas superficial. El análisis de fatiga con los esfuerzos de contacto en esta investigación se realiza mediante la metodología AGMA y los cálculos se detallan en el apartado siguiente.

La vida de los modelos en ciclos se calcula con base al factor de vida de resistencia a la fatiga por contacto según las ecuaciones proporcionados por el anexo B3 con los rangos de ciclos. El daño en los modelos se calculó con la ecuación [48]:

$$Daño = \frac{N}{\Delta N - N} \qquad [48]$$

Donde: *N,* es el No ciclos sometidos a lo que se somete el diseño y *ΔN-N*, son los ciclos que producen fallas por fatiga en el modelo.

3.8. Presentación y análisis de resultados

Los modelos de los engranajes se realizaron con SolidWorks por etapas según sus especificaciones. Para el estudio con flexión, se utilizó la malla basada en curvatura por los perfiles de los dientes de los engranajes y refinamiento en las caras del diente; para el estudio con carga de contacto, se aplicó un control de malla adicional sobre el área de contacto máximo.

En los estudios de flexión, se aplicaron a los modelos las cargas tangenciales y radiales de la fuerza en la punta del diente con la orientación de un plano a 20° según el ángulo de presión para cada uno de los valores definido por la variación del torque, se supone que cada diente recibe toda la carga y en la punta. En los estudios de contacto, se aplica la presión de contacto en el área de contacto máximo en la cara del diente justo por debajo de la línea de acción del círculo primitivo en donde los engranajes sufren el inicio de las grietas por fatiga superficial. Para la sujeción de los modelos, se utilizó la sujeción de geometría fija en la cara del eje y chaveta del engranaje, lo que restringe los movimientos en los ejes y planos normales mientras recibe la aplicación de las cargas.

En el análisis estático, la tensión de Von Mises se utiliza para representar el trazado de esfuerzo de flexión y contacto en la simulación estática. El Solver FFEPlus soluciona el modelo identificando la concentración de máximo esfuerzo en una zona muy cerca al pie del diente a flexión y en una pequeña región por debajo del círculo de paso del engranaje zona de máxima área de contacto. El análisis de fatiga en los engranajes por etapas se detalla mediante los trasados de los ciclos de vida y el porcentaje de daño de los modelos, asociando el estudio estático que se utilizó para encontrar los esfuerzos en los modelos. La carga de fatiga se considera constante de tipo R=0, expuestos a los ciclos de trabajo y a una curva S-N interpolada del acero al carbono. El software soluciona el modelo mediante interacción aleatoria a partir de la tensión Von Mises con una corrección de tensión Soderberg y una vida infinita para valores mayores a los expuestos.

Para estudiar el inicio de fatiga en los engranajes, se analizan 15 valores de torque entre casi la mitad de la carga y el doble de la carga trabajo. Se analizan los esfuerzos de flexión y contacto aplicando una variación el torque para evitar la fatiga en los engranajes rectos del reductor de tres etapas. Las especificaciones del diseño de los engranajes por etapas se muestran en las tablas 2 y 3 respectivamente. Con cada valor de torque, los esfuerzos, la vida y los ciclos

se obtienen a partir de simulación estática y de fatiga con SolidWorks Simulation. En el torque de diseño, los esfuerzos de flexión, contacto y la resistencia a la fatiga se calculan utilizando las ecuaciones AGMA. Los resultados se muestran en las tablas 15, 16, 17, 18, 19 y 20.

Los trazados de esfuerzos de flexión y contacto con SolidWorks Simulation en los engranajes para el torque de diseño se muestran en las figuras 41, 42, 43, 44, 45 y 46; los trasados de fatiga (vida y daño) para el torque máximo del estudio se muestran en la figuras 47, 48, 49, 50, 51 y 52. El análisis y trazado de fatiga de contacto de esta investigación se realizaron con la metodología de resistencia a la tensión (SN), ya que, según los resultados obtenidos en la tabla 25, no son adecuados para establecer un estudio de fatiga mediante esta herramienta. Se recomienda utilizar el método de la mecánica de la fractura elástica lineal (LEFM) con el análisis dinámico, incluso se pueden utilizar otros softwares como nCode Designife y Simulia Abaqus, para analizar los crecimientos de grietas superficial. Por lo mencionado, el análisis de fatiga con los esfuerzos de contacto en esta investigación se realiza mediante la metodología AGMA. Los resultados se muestran en las tablas 18, 19 y 20.

Tabla 15

Resultados de fatiga con esfuerzo de flexión en la etapa 1

No	Resultados en el engranaje 1				Resultados en el engranaje 2			
	Torque (N.m)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)	Torque (N.m)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)
1	60	103,808	1,00E+11	0,912	158,824	103,076	1,00E+11	0,344
2	70	121,109	1,00E+11	0,912	185,294	134,082	1,00E+11	0,344
3	80	138,411	1,00E+11	0,912	211,765	153,237	1,00E+11	0,344
4	90	155,712	1,00E+11	0,912	238,235	172,392	1,00E+11	0,344
5	98	169,742	1,00E+11	0,912	259,701	187,925	1,00E+11	0,344
6	100	173,013	1,00E+11	0,912	264,706	191,546	1,00E+11	0,344
7	110	190,315	1,00E+11	0,912	291,176	210,701	5,37E+05	64 017,453
8	120	207,616	6,07E+05	150 002,531	317,647	229,856	3,28E+05	104 949,375
9	130	224,917	3,16E+05	288 111,719	344,118	249,010	2,13E+05	161 578,469
10	140	242,219	1,84E+05	495 283,344	370,588	268,165	1,53E+05	224 308,250
11	150	259,520	1,20E+05	759 088,625	397,059	282,308	3,39E+04	1 014 210,563
12	160	276,821	7,56E+04	1 204 890,375	423,529	306,474	2,54E+04	1 355 345,000
13	170	294,123	4,77E+04	1 909 189,625	450,000	325,629	1,78E+04	1 928 636,375
14	180	311,424	3,52E+04	2 584 984,500	476,471	344,784	4,74E+04	726 177,750
15	190	328,725	2,62E+04	3 478 902,250	502,941	363,938	3,96E+04	867 755,063

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 16

Resultados de fatiga con esfuerzo de flexión en la etapa 2

No	Resultados en el engranaje 3				Resultados en el engranaje 4			
	Torque (N.m)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)	Torque (N.m)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)
1	158,824	98,796	1,00E+11	0,344	420,415	110,223	1,00E+11	0,130
2	185,294	115,262	1,00E+11	0,344	490,484	128,594	1,00E+11	0,130
3	211,765	131,728	1,00E+11	0,344	560,554	146,965	1,00E+11	0,130
4	238,235	148,194	1,00E+11	0,344	630,623	165,335	1,00E+11	0,130
5	259,701	161,546	1,00E+11	0,344	687,443	180,232	1,00E+11	0,130
6	264,706	164,660	1,00E+11	0,344	700,692	183,706	1,00E+11	0,130
7	291,176	181,125	4,71E+05	73 051,945	770,761	202,076	7,60E+05	17 102,391
8	317,647	197,591	2,46E+05	139 969,781	840,830	220,447	4,11E+05	31 660,002
9	344,118	214,057	1,44E+05	238 132,219	910,900	238,817	2,67E+05	48 743,223
10	370,588	230,523	8,86E+04	388 458,656	980,969	257,188	1,83E+05	70 979,508
11	397,059	246,989	5,11E+04	672 768,188	1 051,038	275,559	1,37E+05	9 5148,273
12	423,529	263,455	3,61E+04	953 389,000	1 121,107	293,929	1,04E+05	125 156,138
13	450,000	279,921	2,59E+04	1 329 842,625	1 191,176	312,300	7,66E+04	169 762,217
14	476,471	296,387	1,86E+04	1 849 604,250	1 261,246	330,670	5,70E+04	228 041,156
15	502,941	312,853	1,33E+04	2 589 467,500	1 331,315	349,041	4,55E+04	285 749,719

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 17

Resultados de fatiga con esfuerzo de flexión en la etapa 3

No	Resultados en el engranaje 5				Resultados en el engranaje 6			
	Torque (N.m)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)	Torque (N.m)	Esfuerzo de flexión (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)
1	420,415	117,516	1,00E+11	0,130	1 093,080	120,611	1,00E+11	0,050
2	490,484	137,102	1,00E+11	0,130	1 275,260	140,713	1,00E+11	0,050
3	560,554	156,688	1,00E+11	0,130	1 457,439	160,815	1,00E+11	0,050
4	630,623	176,274	1,00E+11	0,130	1 639,619	180,917	1,00E+11	0,050
5	687,443	192,156	1,00E+11	0,130	1 787,353	197,218	9,30E+05	5 374,967
6	700,692	195,860	9,85E+05	13 196,112	1 821,799	201,019	7,94E+05	6 297,546
7	770,761	215,446	4,65E+05	27 975,852	2 003,979	221,120	4,04E+05	12 378,867
8	840,830	235,032	2,91E+05	44 720,059	2 186,159	241,222	2,53E+05	19 787,922
9	910,900	254,618	1,91E+05	68 014,969	2 368,339	261,324	1,71E+05	29 213,938
10	980,969	274,204	1,40E+05	93 176,867	2 550,519	281,426	1,25E+05	40 021,527
11	1 051,038	293,790	1,04E+05	124 903,930	2 732,699	301,528	9,18E+04	54 470,082
12	1 121,107	313,376	7,52E+04	172 803,578	2 914,879	321,630	6,58E+04	76 011,508
13	1 191,176	332,962	5,50E+04	236 318,344	3 097,059	341,732	4,88E+04	102 502,430
14	1 261,246	352,547	4,40E+04	295 316,438	3 279,239	361,834	4,04E+04	123 740,297
15	1 331,315	372,133	3,68E+04	352 892,125	3 461,419	381,935	3,38E+04	147 865,031

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 18

Resultados de fatiga con esfuerzo de contacto en la etapa 1

No	Resultados en el engranaje 1				Resultados en el engranaje 2			
	Torque (N.m)	Esfuerzo de contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)	Torque (N.m)	Esfuerzo de contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)
1	60	946,707	9,23E+13	0,000	158,824	946,707	9,23E+13	0,000
2	70	1022,560	3,23E+12	0,000	185,294	1022,560	3,23E+12	0,000
3	80	1093,163	1,77E+11	0,005	211,765	1093,163	1,77E+11	0,002
4	90	1159,474	1,37E+10	0,066	238,235	1159,474	1,37E+10	0,025
5	98	1210,584	2,10E+09	0,434	259,701	1210,584	2,10E+09	0,164
6	100	1222,193	1,39E+09	0,657	264,706	1222,193	1,39E+09	0,248
7	110	1281,847	1,75E+08	5,214	291,176	1281,847	1,75E+08	1,970
8	120	1338,846	2,64E+07	34,569	317,647	1338,846	2,64E+07	13,059
9	130	1393,515	7,28E+06	125,124	344,118	1393,515	7,28E+06	47,269
10	140	1446,118	3,76E+06	242,495	370,588	1446,118	3,76E+06	91,609
11	150	1496,875	2,03E+06	448,984	397,059	1496,875	2,03E+06	169,616
12	160	1545,966	1,14E+06	798,891	423,529	1545,966	1,14E+06	301,803
13	170	1593,545	6,64E+05	1372,674	450,000	1593,545	6,64E+05	518,566
14	180	1639,744	3,98E+05	2286,686	476,471	1639,744	3,98E+05	863,859
15	190	1684,677	2,46E+05	3705,605	502,941	1684,677	2,46E+05	1 399,896

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 19

Resultados de fatiga con esfuerzo de contacto en la etapa 2

No	Resultados en el engranaje 3				Resultados en el engranaje 4			
	Torque (N.m)	Esfuerzo de contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)	Torque (N.m)	Esfuerzo de contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)
1	158,824	916,916	3,70E+14	0,000	420,415	916,916	3,70E+14	0,000
2	185,294	990,382	1,30E+13	0,000	490,484	990,382	1,30E+13	0,000
3	211,765	1058,763	7,12E+11	0,000	560,554	1058,763	7,12E+11	0,000
4	238,235	1122,988	5,50E+10	0,006	630,623	1122,988	5,50E+10	0,002
5	259,701	1172,489	8,44E+09	0,041	687,443	1172,489	8,44E+09	0,015
6	264,706	1183,733	5,57E+09	0,062	700,692	1183,733	5,57E+09	0,023
7	291,176	1241,510	7,02E+08	0,491	770,761	1241,510	7,02E+08	0,185
8	317,647	1296,715	1,06E+08	3,252	840,830	1296,715	1,06E+08	1,229
9	344,118	1349,664	1,86E+07	18,530	910,900	1349,664	1,86E+07	7,000
10	370,588	1400,612	6,65E+06	51,758	980,969	1400,612	6,65E+06	19,553
11	397,059	1449,771	3,59E+06	95,830	1051,038	1449,771	3,59E+06	36,203
12	423,529	1497,317	2,02E+06	170,514	1121,107	1497,317	2,02E+06	64,416
13	450,000	1543,399	1,17E+06	292,981	1191,176	1543,399	1,17E+06	110,682
14	476,471	1588,145	7,05E+05	488,066	1261,246	1588,145	7,05E+05	184,380
15	502,941	1631,664	4,35E+05	790,917	1331,315	1631,664	4,35E+05	298,791

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 20

Resultados de fatiga con esfuerzo de contacto en la etapa 3

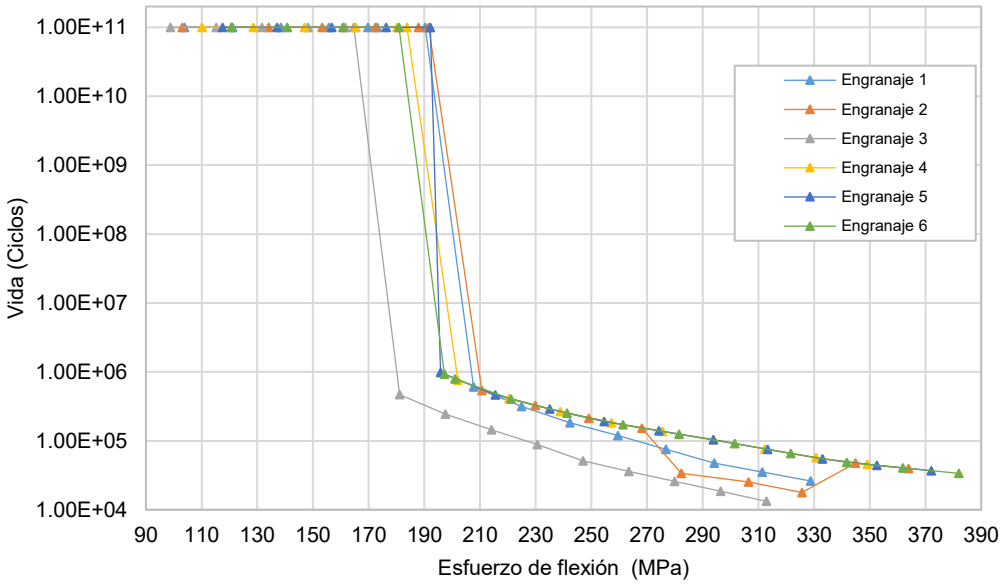
No	Resultados en el engranaje 5				Resultados en el engranaje 6			
	Torque (N.m)	Esfuerzo de contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)	Torque (N.m)	Esfuerzo de contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)
1	420,415	974,541	2,62E+13	0,000	1093,080	974,541	2,62E+13	0,000
2	490,484	1052,624	9,17E+11	0,000	1275,260	1052,624	9,17E+11	0,000
3	560,554	1125,303	5,03E+10	0,007	1457,439	1125,303	5,03E+10	0,003
4	630,623	1193,564	3,89E+09	0,089	1639,619	1193,564	3,89E+09	0,033
5	687,443	1246,176	5,96E+08	0,577	1787,353	1246,176	5,96E+08	0,218
6	700,692	1258,127	3,94E+08	0,874	1821,799	1258,127	3,94E+08	0,330
7	770,761	1319,534	4,96E+07	6,944	2003,979	1319,534	4,96E+07	2,623
8	840,830	1378,209	8,87E+06	38,808	2186,159	1378,209	8,87E+06	14,661
9	910,900	1434,485	4,34E+06	79,305	2368,339	1434,485	4,34E+06	29,960
10	980,969	1488,636	2,24E+06	153,696	2550,519	1488,636	2,24E+06	58,063
11	1051,038	1540,884	1,21E+06	284,571	2732,699	1540,884	1,21E+06	107,505
12	1121,107	1591,418	6,80E+05	506,346	2914,879	1591,418	6,80E+05	191,286
13	1191,176	1640,396	3,96E+05	870,016	3097,059	1640,396	3,96E+05	328,673
14	1261,246	1687,954	2,37E+05	1449,327	3279,239	1687,954	2,37E+05	547,523
15	1331,315	1734,208	1,47E+05	2348,653	3461,419	1734,208	1,47E+05	887,269

Nota. Elaborado por el investigador.

La figura 53 muestra la vida en ciclos de los engranajes en el inicio de fatiga según el esfuerzo de flexión para los 15 valores de estudio. Los engranajes soportan el mínimo $1{,}0x10^{11}$ ciclos antes de experimentar inicio de fatiga: el engranaje 1 con el torque T7= 110 N.m, el engranaje 2 con el torque T6= 264,706 N.m, el engranaje 3 con el torque T6= 264,706 N.m, el engranaje 4 con el torque T6= 700,692 N.m, el engranaje 5 con el torque T5= 687,443 N.m y el engranaje 6 con el torque T4=1639,619, siendo este último el más crítico; los engranajes 1,2,3,4,5,6 presentan comportamientos similares a fatiga con las cargas aplicadas.

Figura 53

Inicio de fatiga en los engranajes sometido a esfuerzo de flexión

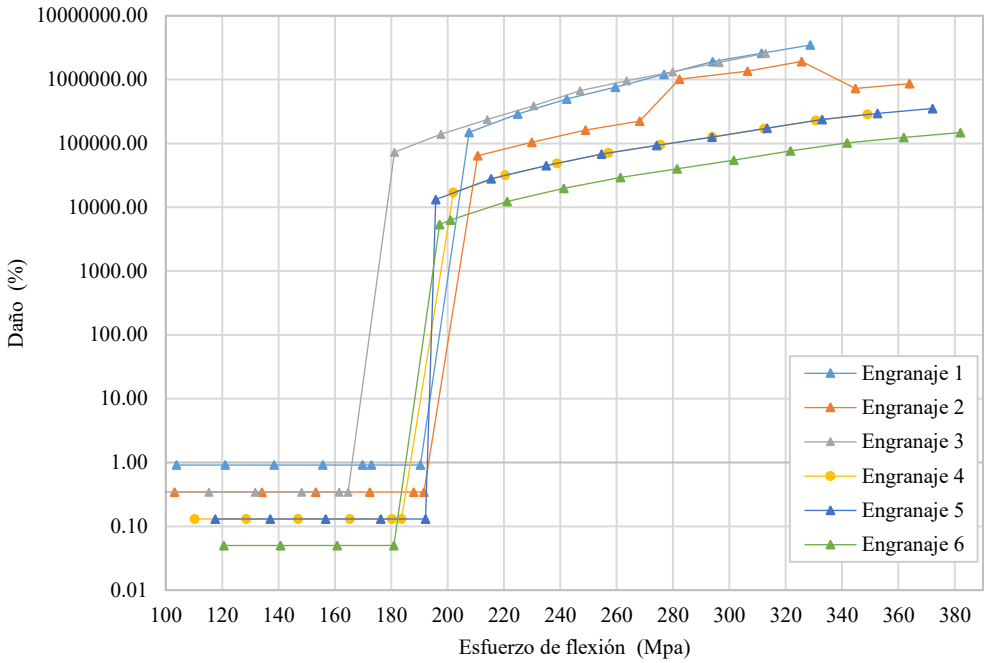


Nota. Elaborado por el investigador.

La figura 54 muestra el porcentaje de daño de los engranajes en el inicio de fatiga según el esfuerzo de flexión. Los engranajes presentan un daño máximo en el modelo antes del inicio de fatiga: el engranaje 1 (0,912 %) con el torque T7= 110 N.m, engranaje 2 (0,344) con el torque T6= 264,706 N.m, engranaje 3 (0,344) con el torque T6= 264,706 N.m, engranaje 4 (0,130) con el torque T6= 700,692 N.m, engranaje 5 (0,130) T5= 687,443 N.m y el engranaje 6 (0,050) con el torque T4=1 639,6194; se observan que los valores están condicionados por los a ciclos sometidos según la acción de la velocidad de rotación en los ejes del reductor.

Figura 54

Daño en los engranajes sometido a esfuerzo de flexión



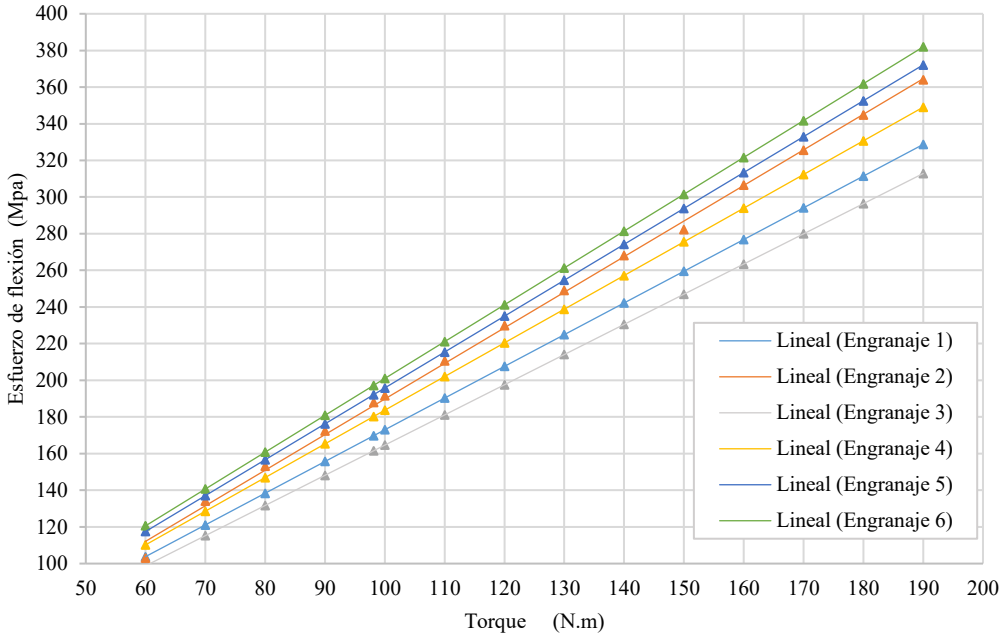
Nota. Elaborado por el investigador.

La figura 55 muestra el comportamiento lineal de los esfuerzos de flexión en función del torque, se puede estimar los esfuerzos de flexión según el torque: engranaje 1 (y = 1,730x + 0,0001), engranaje 2 (y = 1,942x - 4,358), engranaje 3 (y = 1,647x – $3x10^6$), engranaje 4 (y = 1,837x + $2x10^5$), engranaje 5 (y = 1,959x + $8x10^7$) y engranaje 6 (y = 2,010x + 4E-05). Los engranajes a flexión soportan los esfuerzos máximos antes de iniciar la fatiga: engranaje 1 (190,315 MPa), engranaje 2 (191,546 MPa), engranaje 3 (164,660 MPa), engranaje 4 (183,706 MPa), engranaje 5 (192,156 MPa) y engranaje 6 (180,917 MPa).

La figura 56 muestra la vida en ciclos de los engranajes en el inicio de fatiga según el esfuerzo de contacto para los 15 valores de estudio. Los engranajes soportan una vida en ciclos antes de experimentar inicio de fatiga: engranaje 1 ($1,75x10^8$ ciclos) con el torque T6= 100 N.m, engranaje 2 ($1,39x10^9$ ciclos) con el torque T6= 264,706 N.m, engranaje 3 ($7,02x10^8$ ciclos) con el torque T7= 291,176 N.m, engranaje 4 ($7,02x10^8$ ciclos) con el torque T7= 770,761 N.m, engranaje 5 ($3,94x10^8$ ciclos) con el torque T6= 700,692 N.m y el engranaje 6 ($3,94x10^8$ ciclos) con el torque T6=1 821,7993; siendo el más crítico el engranaje 1 por estar sometido a mayores revoluciones de trabajo.

Figura 55

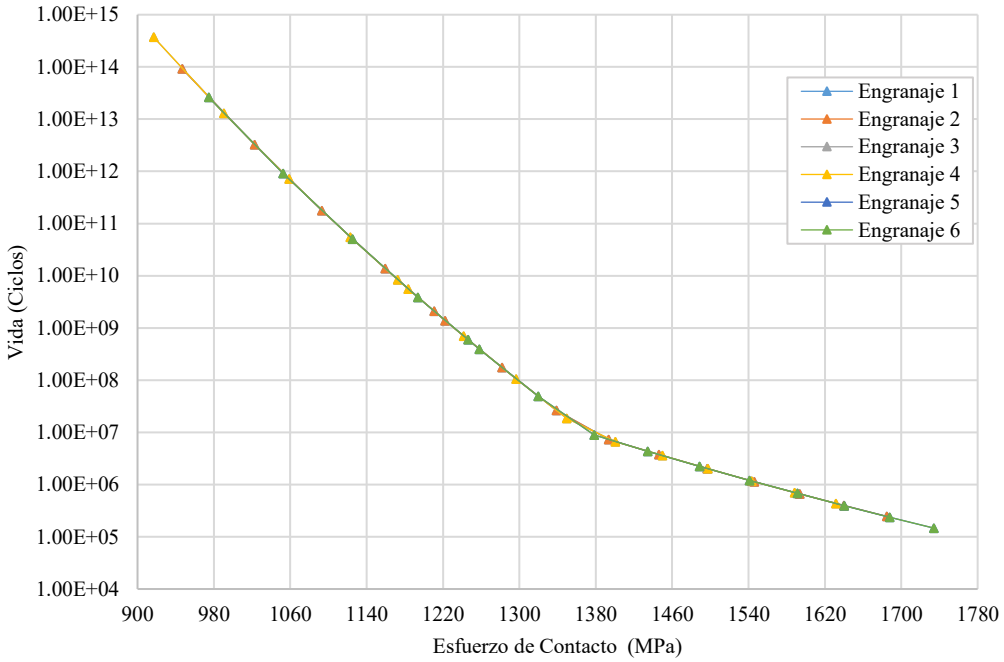
Esfuerzo de flexión en los engranajes en función del torque



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 56

Inicio de fatiga en los engranajes sometido a esfuerzo de contacto

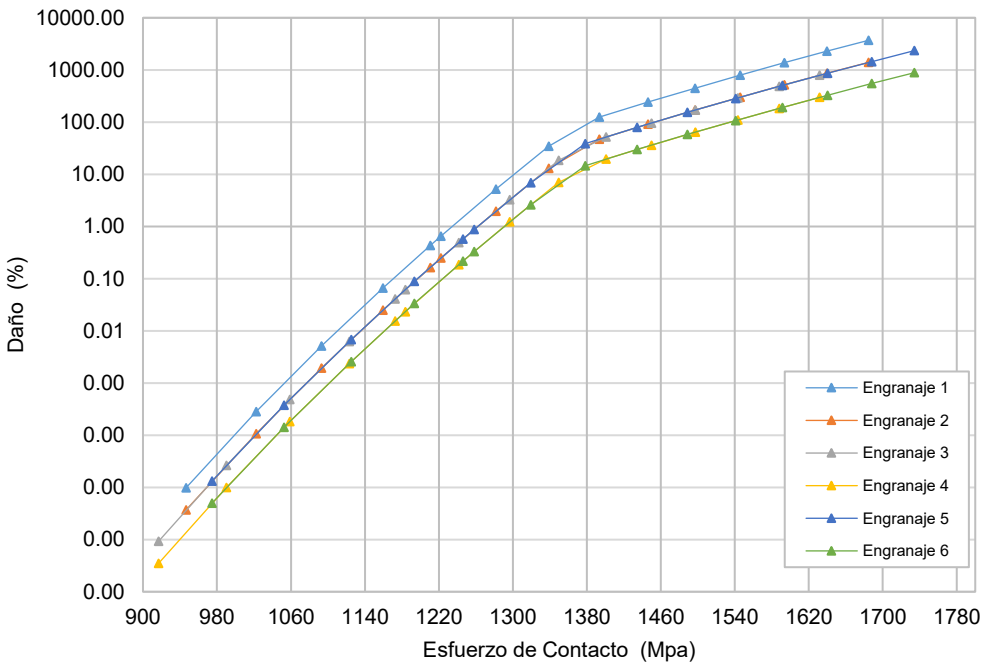


Nota. Elaborado por el investigador.

La figura 57 muestra el porcentaje de daño de los engranajes en el inicio de fatiga según el esfuerzo de contacto. Los engranajes presentan un daño máximo en el modelo antes del inicio de fatiga: el engranaje 1 (0,657) con el torque T6= 100 N.m, engranaje 2 (0,248) con el torque T6= 264,706 N.m, engranaje 3 (0,491) con el torque T7= 291,177 N.m, engranaje 4 (0,185) con el torque T7= 770,761 N.m, engranaje 5 (0,875) con el torque T6= 700,692 N.m y el engranaje 6 (0,334) con el torque T6=1 821,799; se observan que los valores están condicionados por los a ciclos sometidos según la acción de la velocidad de rotación en los ejes del reductor, siendo el más criticó el engranaje 1 que obtiene el máximo valor de daño.

Figura 57

Daño en los engranajes sometido a esfuerzo de contacto



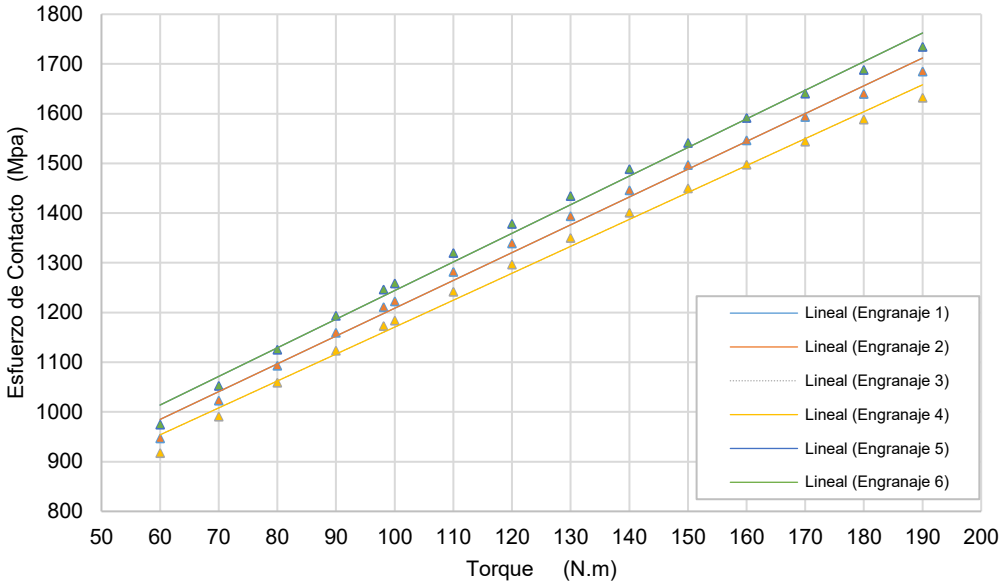
Nota. Elaborado por el investigador.

La figura 58 muestra el comportamiento lineal de los esfuerzos de contacto en función del torque, se puede estimar con una ecuación: engranaje 1 y 2 con (y = 5,592x + 649,38), engranaje 3 y 4 con (y = 5,416x + 628,94), engranaje 5 y 6 con (y = 5,757x + 668,47). Los engranajes a contacto soportan los esfuerzos máximos antes de iniciar la

fatiga: engranaje 1 y 2 (1 222,193 MPa), engranaje 3 y 4 (1 241,509 MPa), engranaje 5 y 6 (1 258,127MPa).

Figura 58

Esfuerzo de contacto en los engranajes en función del torque

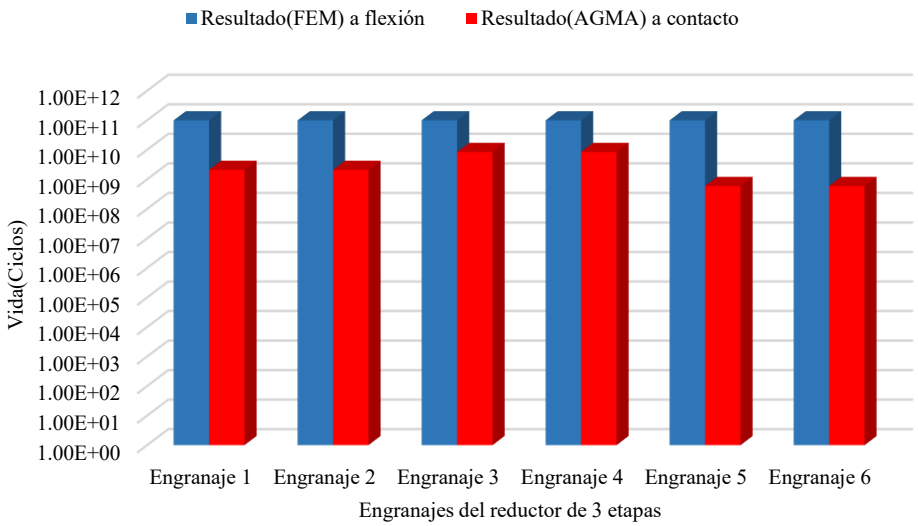


Nota. Elaborado por el investigador.

Las figuras 59 y 60 muestran una comparación de los ciclos de vida mínimos y porcentaje de daño máximos en los engranajes a flexión y contacto en el torque de diseño T5, los ciclos mínimos a contacto lo obtienen el engranaje 6 con $5{,}96 \times 10^8$ ciclos (AGMA) y el porcentaje de daño máximo a flexión el engranaje 1 con 0,912 % (SolidWorks).

Figura 59

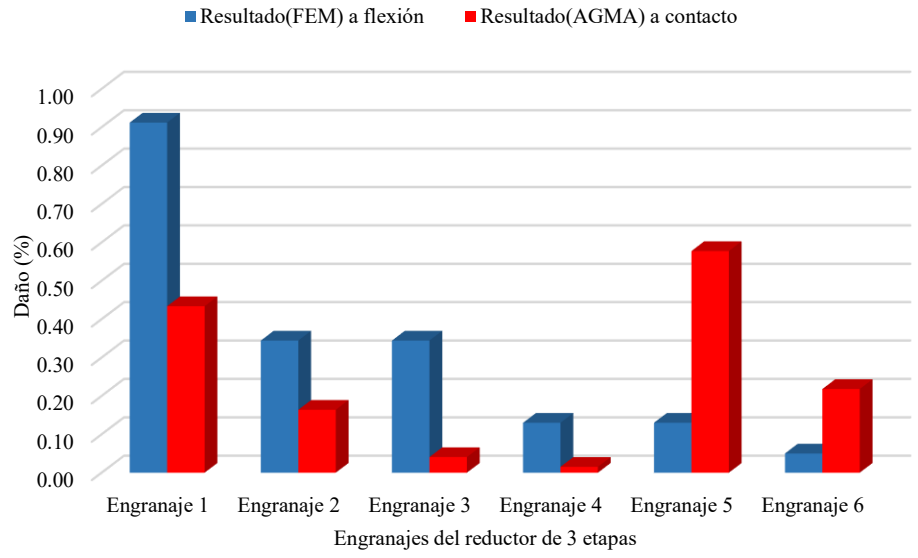
Comparación de vida en los engranajes a flexión y contacto



Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 60

Comparación de daño en los engranajes a flexión y contacto



Nota. Elaborado por el investigador.

3.9. Contrastación de hipótesis

Esta investigación al ser de tipo descriptivo no cuenta con hipótesis, ya que tiene una metodología de diseño no experimental y su validación se realizó aplicando método de ingeniería con las ecuaciones del AGMA y simulación en el entorno de SolidWorks. La investigación se centra en describir el proceso de análisis de fatiga en los engranajes de dientes rectos de un reductor de tres etapas, por lo que no admite manipulación de variables.

CAPÍTULO V
DISCUSIÓN

4.1. Pruebas de la validación del modelo experimental

El modelo de esta investigación es descriptivo no experimental. Se realizó el análisis de fatiga en el entorno de SolidWorks Simulation validándolo con la metodología AGMA para diseño de engranajes a fatiga por flexión y contacto.

4.1.1. Verificación de resistencia a la fatiga con metodología AGMA

a) Cálculo del esfuerzo de flexión. Para calcular el esfuerzo de flexión en un diente de engranaje, se utiliza la ecuación [26]. Los factores de corrección, el factor dinámico K_v, los factores geométricos, los esfuerzos de flexión en los dientes del piñón y engrane se muestra en la tabla 21.

Tabla 21

Cálculo del esfuerzo de flexión en los engranajes

Parámetro	Unidad	Valor etapa 1	Valor etapa 2	Valor etapa 3
Velocidad tangencial (V_t)	m/s	4,549	2,209	1,091
Factor dinámico (K_v)	-	0,714	0,780	0,833
Factor sobrecarga (K_a)	-	1,0	1,0	1,0
Factor distribución carga (K_m)	-	1,6	1,6	1,7
Factor de tamaño (k_s)	-	1,0	1,0	1,0
Factor espesor de aro (K_B)	-	1,0	1,0	1,0
Factor engranaje loco (K_l)	-	1,0	1,0	1,0
Factor espesor aro (K_B)	-	1,0	1,0	1,0
Factor geométrico piñón (J_p)	-	0,38	0,38	0,43
Factor geométrico engranaje (J_g)	-	0,34	0,34	0,41
Esfuerzo flexión piñón (σ_F)	MPa	176,017	165,113	200,696
Esfuerzo flexión engranaje (σ_F)	MPa	194,136	182,110	208,452

Nota. Elaborado por el investigador.

b) Cálculo de resistencia a la fatiga por flexión. Se estima la resistencia a la fatiga por flexión del material a partir de su dureza de suministro con la ecuación [34]:

$$\sigma_{FP} = 0{,}726(217) + 153{,}63 = 311 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga corregida σ'_F se calcula con la ecuación [33], a partir del factor de vida de vida K_L para 5 años, el factor de temperatura $K_T=1$, el factor de confiabilidad $K_R=1$ y la resistencia a la fatiga por flexión del material σ_{FP}. Los factores de seguridad para el piñón y para el engrane en las tres etapas se muestran en la tabla 22, $F_S \geq$ a 1,5 satisface el diseño a flexión de los engranajes de dientes rectos.

Tabla 22

Cálculo de resistencia a la fatiga por flexión

Parámetro	Unidad	Valor etapa 1	Valor etapa 2	Valor etapa 3
Ciclos (N), para 5 años	-	9,11E+08	3,44E+08	1,30E+08
Factor de vida (K_L)	-	0,939	0,955	0,972
Factor temperatura (K_T)	-	1,0	1,0	1,0
Factor de confiabilidad (K_R)	-	1,0	1,0	1,0
Resistencia a fatiga material (σ_{FP})	MPa	311	311	311
Resistencia a fatiga corregida (σ'_F)	MPa	292,122	297,228	302,423
Factor de seguridad piñon (F_S)	-	1,7	1,8	1,5
Factor de seguridad engranaje (F_S)	-	1,5	1,6	1,5

Nota. Elaborado por el investigador.

c) Cálculo del esfuerzo de contacto. Los resultados para los esfuerzos de contacto en los engranajes en las tres etapas se muestran en la tabla 23.

El esfuerzo de contacto lo calculamos con la ecuación [28], a partir de los factores de diseño, el coeficiente C_p y los factores geométricos (*Ip y Ig)*.

d) Cálculo de resistencia a la fatiga por contacto. Se estima la resistencia a la fatiga por contacto del material a partir de la dureza cementada en la superficie con la ecuación [40]:

$$\sigma_{CP} = 237 + 2{,}41(705) = 1936\ MPa$$

La resistencia a la fatiga por contacto corregida del modelo σ'_C se calcula con la ecuación [35] a partir del factor de vida C_L para 5 años, el factor de temperatura C_T, el factor de confiabilidad C_R, el factor de dureza C_H y la resistencia a la fatiga superficial del material σ_{CP}. Los factores de seguridad para el piñón y para el engranaje se muestran en

la tabla 24, mayor a 2 que satisface el diseño por ser crítico y por las continuas fallas superficiales en los engranajes.

Tabla 23

Cálculo del esfuerzo de contacto

Parámetro	Unidad	Valor etapa 1	Valor etapa 2	Valor etapa 3
Distancia entre centros (C)	mm	108,5	139,5	180,0
Radio de curvatura piñon (ρ_p)	mm	7,668	9,859	13,830
Radio de curvatura engranaje (ρ_g)	mm	29,441	37,852	47,733
Modulo geométrico superficial (I_p)	-	0,096	0,096	0,101
Modulo geométrico superficial (I_g)	.	0,036	0,036	0,039
Factor dinámico (C_v=K_v)	-	0,714	0,780	0,833
Factor sobrecarga (C_a=K_a)	-	1,0	1,0	1,0
Factor distribución carga (C_m=K_m)	-	1,6	1,6	1,7
Factor de tamaño (C_s=K_s)	-	1,0	1,0	1,0
Factor de superficie (C_f)	-	1,0	1,0	1,0
Coeficiente (C_P)	$MPa^{0.5}$	190,436	190,436	190,436
Esfuerzo contacto piñon (σ_C)	MPa	1 210,584	1 172,489	1 246,176
Esfuerzo contacto engranaje (σ_C)	MPa	1 210,584	1 172,489	1 246,176

Nota. Elaborado por el investigador.

Tabla 24

Cálculo de resistencia a la fatiga por contacto

Parámetro	Unidad	Valor etapa 1	Valor etapa 2	Valor etapa 3
Factor de vida (C_L)	-	0,901	0,922	0,943
Factor temperatura (C_T)	-	1,0	1,0	1,0
Factor de dureza (C_H)	-	1,0	1,0	1,0
Factor de confiabilidad (C_R)	-	1,0	1,0	1,0
Resistencia a fatiga material (σ_{CP})	MPa	1 936,050	1 936,050	1 936,050
Resistencia a fatiga corregida (σ'_C)	MPa	1 745,242	1 784,758	1 825,168
Factor de seguridad (F_S)	-	2,1	2,3	2,1

Nota. Elaborado por el investigador.

Para los cálculos de los engranajes a detalle por etapas, ver anexo C1, C2 y C3.

4.1.2. Resultados de simulaciones y cálculos AGMA

En la tabla 25, se resumen los resultados encontrados de la verificación de la metodología AGMA y lo analizado con SolidWorks Simulation. En cuanto al estudio con base al esfuerzo de flexión, se encuentra un porcentaje promedio de error de 3 %, por lo que se considera aceptable y válido los resultados obtenidos por este método. Respecto al apartado en relación con los esfuerzos de contacto, existe bastante desviación del promedio, hasta de un 62 % con los resultados obtenidos por no ser válida esta técnica para este estudio y se opta por utilizar la metodología AGMA y el criterio de la resistencia a la tensión (SN) para continuar con el estudio de análisis de esfuerzos en la fatiga de los engranajes. Se recomienda utilizar el método de la mecánica de la fractura elástica lineal (LEFM) mediante un análisis dinámico; incluso se pueden utilizar otros softwares como (nCode Designife y Simulia Abaqus) para analizar los crecimientos de grietas superficial. El análisis de fatiga con los esfuerzos de contacto en esta investigación se realiza mediante la metodología AGMA y los cálculos se detallan en el apartado siguiente.

La vida de los modelos en ciclos se calcula con base al factor de vida de resistencia a la fatiga por contacto según las ecuaciones proporcionados por el anexo B3 con los rangos de ciclos. El daño en los modelos se calculó con la ecuación [48]:

$$Daño = \frac{N}{\Delta N - N} \qquad [48]$$

Donde: N es el número de ciclos sometidos a lo que se somete el diseño y ΔN-N, son los ciclos que producen fallas por fatiga en el modelo.

Tabla 25

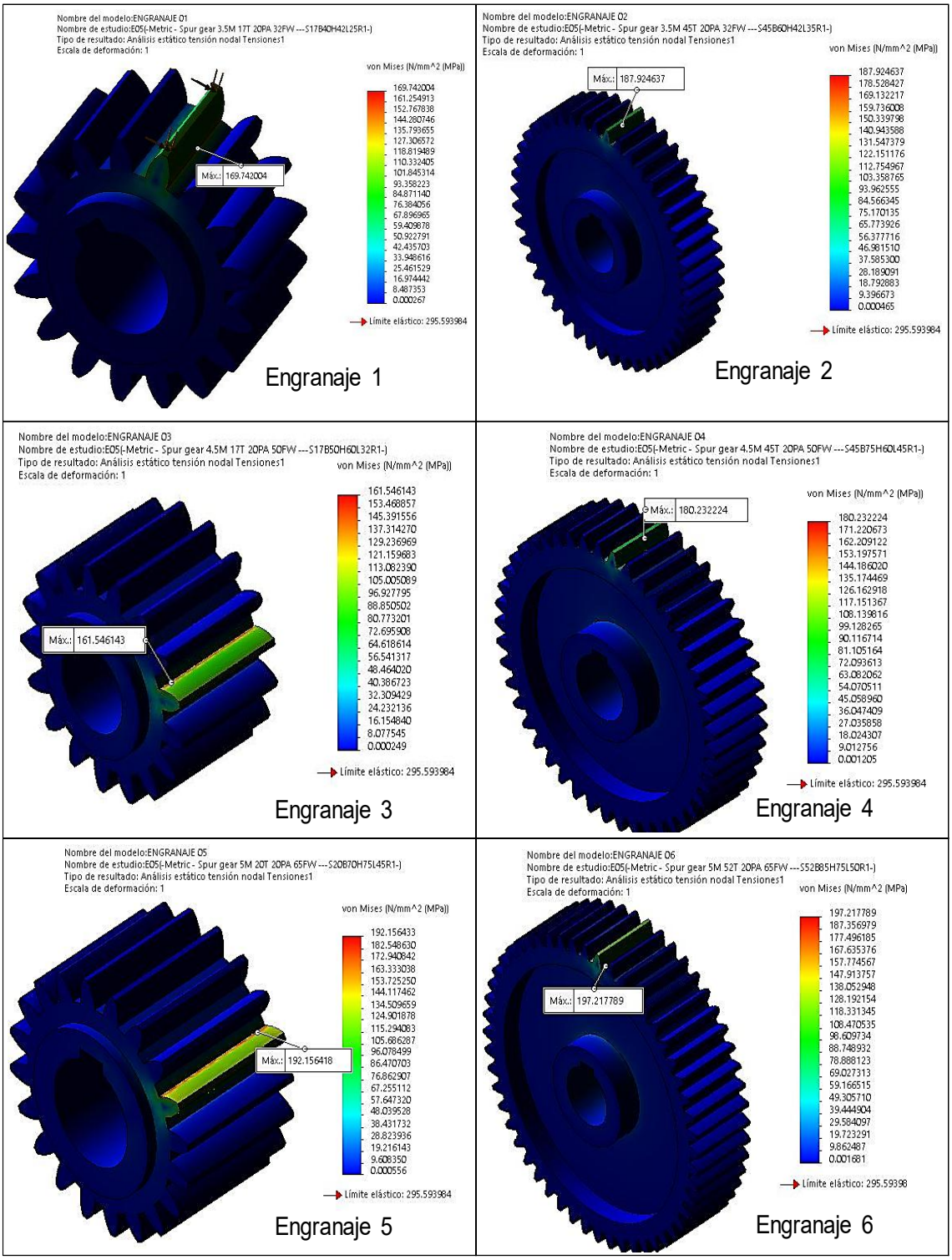
Resultados de comparación FEM y AGMA

Modelo	Etapa	Esfuerzo de flexión (MPa)			Esfuerzo de contacto (MPa)		
		SolidWorks	AGMA	Error (%)	SolidWorks	AGMA	Error (%)
Engranaje 1	1	169,742	176,017	3,56 %	507,336	1 210,584	58,09%
Engranaje 2	1	187,925	194,136	3,20 %	449,411	1 210,584	62,88%
Engranaje 3	2	161,546	165,113	2,16 %	418,468	1 172,489	64,31%
Engranaje 4	2	180,232	182,110	1,03 %	329,645	1 172,489	71,89%
Engranaje 5	3	192,156	200,696	4,25 %	488,255	1 246,176	60,82%
Engranaje 6	3	197,218	208,452	5,39 %	556,678	1 246,176	55,33%

Nota. Elaborado por el investigador.

Figura 61

Resultados de simulaciones de flexión en entorno SolidWorks



Nota. Elaborado por el investigador.

4.2. Aplicación de la tecnología encontrada

Las fallas por fatiga se pueden corregir desde diseño, un inadecuado factor de seguridad e inadecuados materiales llevarán a los reductores a más probabilidad de fallar por fatiga. Una manera de reducir las fallas por fatiga es corrigiendo estos defectos desde el diseño y seleccionando el correcto material, ya que este permitirá según la aplicación un mejor desempeño.

El conocimiento encontrado permitirá replicar este estudio en otras transmisiones de engranajes helicoidales y cónicos. Aplicar en el estudio de amplios modelos de reductores y cajas de cambio con el objetivo de diseñarlos mediante software SolidWorks optimizando el material, el modelo y reduciendo las fallas por fatiga a flexión y contacto. Permitirá impulsar el diseño reductores y transmisiones por engranajes optimas a bajo costo, logrando así crecimientos en los sectores de la industria minera, pesca y fabricación, con la implementación de industrias innovadoras de diseño con utilización de software especializado para evitar la fatiga en los diseños en nuestra ciudad de Tacna.

4.3. Contraste con trabajos de investigación similares

Dávalos , Caldiño, Tilvaldyev, Cornejo y Luviano (2020), en cuanto a los resultados encontrados en su estudio del torque, esfuerzo vs los ciclos, presentan la misma tendencia a lo encontrando en este estudio. En cuanto la metodología de análisis, en este estudio, se utilizó el engranaje libre con la aplicación de cargas en comparación con que utilizaron un par de engranajes completos con mallado y control. Se ubica la misma zona con presencia de daño en los modelos cerca la raíz del diente y zona de máxima presión de contacto del engranaje.

Los resultados de verificación de error de esfuerzos de Von Mises encontrados para el esfuerzo de flexión en el análisis estático de este estudio fue de 3,5 6. En comparación con lo encontrado por Loc y Anh (2021), en su estudio, fue de 2,9 % con Inventor y Ansys, con lo cual se valida el método de análisis de este estudio desarrollado en el entorno SolidWorks. En cuanto al criterio del modelo a analizar, también hay similitud utilizaron la misma forma de simular el engranaje completo aplicando las cargas.

En cuanto a la metodología de análisis, hay diferencia en este estudio. Se utilizó un engranaje individualmente aplicando cargas en cambio en el estudio antecedente, se

analizó el par completo de engranajes rectos. Los resultados obtenidos en este estudio para el caso de los esfuerzos de contacto con SolidWorks, alcanzando una desviación de error de hasta 62 %, en comparación a lo encontrado por Mahakul, Nath, Choudhury y Patnaik (2021), que encontró una desviación del 11,6 % por este análisis. En este estudio, no se tomó en cuenta; en su remplazo, se utilizó el estándar AGMA para continuar con el estudio. El software que emplearon fue SolidWorks y Ansys para el análisis. Hamza, Ashraf y Jalal (2023), en su estudio, sostuvieron que los escuerzos superficiales son las causas más comunes de falla en engranajes rectos. Se utiliza la ecuación AGMA y criterio de Lewis para determinar el esfuerzo de contacto; los resultados se comparan con los obtenidos por elementos finitos los cuales son aceptables. Los modelos fueron engranajes rectos completos generados en SolidWorks y simulados en Ansys. Adicionalmente, a los resultados de los antecedentes, en este estudio, se trazó las gráficas de porcentaje de daño tanto para el esfuerzo de flexión y contacto.

.

CONCLUSIONES

El análisis de fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A. se realizó mediante la simulación estática y de fatiga con SolidWorks Simulation verificado con las ecuaciones AGMA. Con base a la investigación realizada, se concluye lo siguiente:

1. El análisis de fatiga de este estudio demuestra que los esfuerzos de flexión y contacto mediante la aplicación del máximo torque de trabajo incrementan con un comportamiento lineal, mientras que los ciclos de vida se reducen incrementando el porcentaje de daño en los engranajes de dientes rectos. El esfuerzo de flexión alcanza su valor máximo en una zona de acumulación muy cerca al pie del diente y el esfuerzo de contacto alcanza su máximo valor en una pequeña zona de acumulación por debajo del círculo de paso del engranaje de área de contacto máxima del engranaje. Estos hallazgos permitieron identificar los engranajes más críticos que experimentaran fatiga lo que permitió el diseño final del reductor.

2. Se realizaron los cálculos de esfuerzos de flexión y contacto en los seis engranajes rectos del reductor de tres etapas; a partir de la aplicación del torque de trabajo, se obtuvieron resultados de esfuerzos: etapa 1(176,017 y 1210,584 MPa), etapa 2 (176,017 y 1210,584 MPa) y etapa 3 (176,017 y 1210,584 MPa) a flexión y contacto respectivamente.

3. Se realizaron los cálculos de ciclos de vida y porcentaje de daño en los seis engranajes por etapas en el reductor de velocidad de tres etapas. Se obtuvieron como resultado en los engranajes más críticos que experimentaran fatiga: etapa 1 ($1{,}0x10^{11}$ y $2{,}1x10^{9}$ ciclos), Etapa 2 ($1{,}0x10^{11}$ y $8{,}44x10^{9}$ ciclos) y etapa 3 ($1{,}0x10^{11}$ y $6{,}0x10^{8}$ ciclos) a flexión y contacto respectivamente. El porcentaje de daño en los engranajes por etapa fueron las siguientes: Etapa 1(0,912 y 0,434 %), etapa 2(0,344 y 0,0155 %) y etapa 3 (0,130 y 0,578 %) a flexión y contacto respectivamente.

4. La caracterización de los engranajes y reductor de tres etapas se realizó en el entorno de SolidWorks con prototipos y modelos óptimos según las especificaciones requeridas para la Simulation. Se logró simular los seis engranajes estableciendo un procedimiento para analizar fatiga en los engranajes

de dientes rectos hasta con una aceptación de 3 % de error en comparación a la metodología AGMA.

RECOMENDACIONES

Con base a la investigación realizada sobre análisis de fatiga en los engranajes rectos de un reductor de tres etapas de la empresa Austral Group S.A.A, se recomienda los siguiente:

1. Los ciclos que soportan los engranajes antes de presentar síntomas de inicio de fatiga se pueden expresar a horas de trabajo para establecer un plan de mantenimiento preventivo del reductor de velocidad basada en el horómetro.
2. Utilizar otros softwares de diseño más especializados para profundizar resultados como Ansys, nCode Designife, Simulia Abaqus, etc.
3. Aplicar la metodología y los conocimientos obtenidos para analizar otras cajas reductoras de velocidad más complejos de engranajes cónicos y helicoidales.
4. Realizar un análisis más exhaustivo en la etapa 1 del reductor por ser el más crítico, a fin de optimizar el diseño del reductor.
5. Utilizar la mecánica de la fractura elástica lineal (LEFM) para analizar la fatiga según los esfuerzos de contacto mediante un análisis dinámico para detallar el crecimiento de grietas superficial.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adin, H. y Adin, M. Ş. (2021). Numerical analysis of damaged helical gear wheel. *Batman University Journal of Life Sciences, 11*(1), 43-56.

Akinci, I., Yilmaz, D. y Canakci, M. (2005). Failure of a rotary tiller spur gear. *Engineering Failure Analysis, 12*(3), 400-404. doi:https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2004.04.003

Almaguer, P. M., Estrada, R. y Pérez, R. (2016). Evaluación por el método de los elementos finitos de la influencia de las tensiones residuales en la fatiga de uniones soldadas. *Ingeniería Mecánica, 19*(1), 40-48.

AlMeshari, A., AlZahrani, E. y Diab, M. (2012). Failure analysis of cooling fan gearbox. *Engineering Failure Analysis, 20*, 166-172. doi:https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.11.009

Amarnath, M. y Lee, S. K. (2015). Assessment of surface contact fatigue failure in a spur geared system based on the tribological and vibration parameter analysis. *Measurement, 76* , 32-44. doi:https://doi.org/10.1016/j.measurement.2015.08.020

Benitez, L. E. (1985). Las fallas en los engranajes. *Ingeniería e Investigación*(12), 40-52. Obtenido de https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4902861

Budynas, R. G. y Nisbett, J. K. (2008). Engranes rectos. En *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed., págs. 713-760). México: McGraw-Hill.

Budynas, R. G. y Nisbett, J. K. (2008). Engranes: Descripción general. En *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed., págs. 653-700). México: McGraw-Hill.

Budynas, R. G. y Nisbett, J. K. (2008). Fallas por fatiga resultantes de carga variable. En *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed., págs. 257-339). México: McGraw-Hill.

Carro , J., Flores, I. y Flores, F. (2011). Propuesta de una Metodología para el Análisis de Engranes Rectos Aplicando Ingeniería Asistida por Computadora. En A. M. A.C. (Ed.), *10°Congreso Nacional de Mecatrónica*, (págs. 35-40). Jalisco.

Carro, J., Flores, F. y Flores, I. (2012). Análisis de esfuerzo de contacto en engranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computadora. *Científica, 16*(1), 25-32. Obtenido de http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=61424633003

Carro, J., Flores, F. y Flores, I. (2012). Análisis de engranes rectos con ingeniería asistida por computadora. *Memorias del XVIII Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, (págs. 20-27). México.

Childs, P. R. (2019). Gears. En Elsevier (Ed.), *Mechanical Design Engineering Handbook* (Second ed., págs. 377-434). Oxford: Butterworth-Heinemann. doi:ttps://doi.org/10.1016/B978-0-08-102367-9.00008-1

Childs, P. R. (2019). Spur and helical gear stressing. En Elsevier (Ed.), *Mechanical Design Engineering Handbook* (Second ed., págs. 435-474). Oxford: Butterworth-Heinemann. doi:https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102367-9.00009-3

Choi, W. S., Pratama, P. S., Supeno, D., Jeong, S. W., Byun, J. Y., Woo, J. H., . . . Park, C. S. (2018). Characteristics of Reduction Gear in Electric Agricultural Vehicle. *Materials Science and Engineering. 324*, págs. 1-5. IOP ebooks. doi:10.1088/1757-899X/324/1/012036

CosmosWorks. (2006). *Diseño para evitar la fatiga.* SolidWorks Corporation, Concord, USA. Obtenido de https://www.solidworks.es/sw/docs/

CosmosWorks. (2006). *Diseño para evitar la fatiga.* SolidWorks Corporation, Concord, USA. Obtenido de https://www.solidworks.es/sw/docs/

Dávalos , J. O., Caldiño, U., Tilvaldyev, S., Cornejo , D. y Luviano, D. (2020). Modelado por elemento finito de la fatiga en engranes de reductores de velocidad con desalineamiento radial y axial. *Revista de Ciencias Tecnológicas, 3*(2), 87-95. doi:10.37636/recit.v328795

Deng, X. (2019). Analysis and prediction of gear fatigue life. *Earth and Environmental Science. 252*, págs. 1-5. IOP ebooks. doi:doi:10.1088/1755-1315/252/2/022024

Du, X. J., Zhang, S. R. y Zhang, Y. H. (2019). Fatigue Life Prediction of the Gear Box in Tracked Vehicles Based on Running Simulation Tests. *Strength of Materials, 51*(4), 578–586. doi:https://doi.org/10.1007/s11223-019-00103-7

Elizegi, J., Larrañaga, J., Arana, A., Izquierdo, M. y Ulacia, I. (2023). Evolución de la fatiga superficial en engranajes de acero al carbono. *XXIV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica* (págs. 1-11). Las Palmas: EBiltegia. Obtenido de https://hdl.handle.net/20.500.11984/6318

Fernandes, P. J. y McDuling, C. (1997). Surface contact fatigue failures in gears. *Engineering Failure Analysis, 4*(2), 99-107. doi:https://doi.org/10.1016/S1350-6307(97)00006-X

Grupo SKF. (2015). *Catálogo de rodamientos* (2da. ed.). PUB BU/P1 10000/2 ES. Obtenido de https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/erratapages/rbc10000

Hamza, M., Ashraf, H. y Jalal, A. (2023). Design and Stress Analysis of Spur Gear Using Ansys and SolidWorks. *European Journal of Applied Science and Technology-Novus, 02*(1), 1-12.

Hernández, H. y Espejo , E. (2002). Análisis de fallas. En *Mecánica de fractura y análisis de falla* (Primera ed., págs. 120-149). Bogotá: UN. Obtenido de http://bdigital.unal.edu.co/43147/

Hernández, H. y Espejo , E. (2002). Análisis de la falla de un engranaje de transmisión. En *Mecánica de fractura y análisis de falla* (Primera ed., págs. 333-345). Bogotá: UN. Obtenido de http://bdigital.unal.edu.co/43147/

Herrera, A., Sánchez, I. J. y Quiroga, J. E. (2016). Estudio experimental de fallas en engranajes rectos por desalineación, excentricidad y diente roto. *Ingeniería y Desarrollo, 34*(1), 1-23. doi:http://dx.doi.org/10.14482/inde.34.1.7945

Herrero, I. (2017). *Análisis de las condiciones de aparición de fatiga superficial en engranajes* [Tesis Grado, Madrid]. Obtenido de https://oa.upm.es/46724/

Jaramillo, D. (2016). *Análisis de fatiga mediante el método de los elementos finitos* [Tesis grado, Universidad del País Vasco / Euskal Herriko Unibertsitatea, Lejona].

Kawalec, A., Wiktor, J. y Ceglarek, D. (2005). Comparative Analysis of Tooth-Root Strength Using ISO and AGMA Standards in Spur and Helical Gears With FEM-based Verification. *Journal of Mechanical Design, 128*(5), 1141–1158. doi:10.1115/1.2214735

Kiran, V. U., Kumar, B. H., Ravishankar, S. R., Kalyan, A. S. y Paul, T. S. (2021). *Stress analysis on spur gear in marine applicatoins by FEM technique* [Tesis de grado, Sangivalasa].

Kumar, P., Hirani, H. y Agrawal, A. (2017). Fatigue failure prediction in spur gear pair using AGMA approach. *Materials Today: Proceedings, 4*(2), 2470-2477. doi:10.1016/j.matpr.2017.02.099

Li, X. Y., Li, S. S., Jiang, S. B. y Zhong, P. S. (2011). Research on Bending Fatigue of Cylindrical Gear Based on ANSYS Workbench. *Applied Mechanics and Materials, 88-89*, 647-651. doi:https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.88-89.647

Liu, H., Liu, H., Zhu, C. y Tang, J. (2020). Study on gear contact fatigue failure competition mechanism considering tooth wear evolution. *Tribology International, 147*, 1-18. doi:https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.1062776

Liu, H., Liu, H., Zhu, C., Sun , Z. y Bai, H. (2019). Study on contact fatigue of a wind turbine gear pair considering surface roughness. *Friction*, 1-15. doi:Doi: https://doi.org/10.1007/s40544-019-0277-3

Loc, N. H. y Anh, L. T. (2021). Contact stress analysis and optimization of spur gears. *Serie de conferencias IOP: Ciencia e ingeniería de materiales, 1109*, 1-10. doi:10.1088/1757-899X/1109/1/012004

Lv, H. T. (2013). Research on Fatigue Degree of Gear Materials. *Applied Mechanics and Materials, 329*, 224-228. doi:https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.329.224

MackAldener, M. y Olsson, M. (2001). Tooth Interior Fatigue Fracture-computational and material aspects. *International Journal of Fatigue, 23*(4), 329-340. doi:https://doi.org/10.1016/S0142-1123(00)00099-2

Mahakul, R., Nath, D., Choudhury, S. y Patnaik, P. (2021). Design and numerical analysis of spur gear using SolidWorks simulation technique. *Materials Today: Proceedings, 41*(2), 340-346. doi:https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.554

Merah, N. y AlQutub, A. (2017). Premature Failure of an Industrial Mixer Timing Gears. *Journal of Failure Analysis and Prevention, 17*, 871–881. doi:https://doi.org/10.1007/s11668-017-0300-9

Morales , D. M. (2021). *Análisis del comportamiento mecánico de engranes rectos de material AISI 1040 y 4140 sometidos a fatiga mediante simulación por elementos finitos* [Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana, Quito]. Obtenido de http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/20746

Motorex. (2022). *Reductores de Velocidad*. Obtenido de https://www.motorex.com.pe/

Mott, R. L. (2006). Cinemática de los engranes. En *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed., págs. 300-358). México: Pearson Educación.

Mott, R. L. (2006). Diseño de engranes rectos. En *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed., págs. 363-444). México: Pearson Educación.

Mott, R. L. (2006). Diseño para diferentes tipos de carga. En *Diseño de Elementos de Máquina* (Cuarta ed., págs. 163-208). México: Pearson Educación.

Mou, P., Liu, Y. y Zhou, J. (2019). Simulation and Life Prediction of Gear Meshing Process of Gearbox of A Crawler Vehicle. *Journal of Physics: Conference Series. 1187*, págs. 1-5. IOP ebooks. doi:10.1088/1742-6596/1187/3/032021

Muhammad, W., Ejaz , N. y Rizvi, S. A. (2009). Failure Analysis of High-Speed Pinion Gear Shaft. *Journal of Failure Analysis and Prevention, 9*, 470–478. doi:https://doi.org/10.1007/s11668-009-9268-4

Netpu, S. y Srichandr, P. (2013). Failure of a helical gear in a power plant. *Engineering Failure Analysis, 32*, 81-90. doi:https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.03.002

Norton, R. L. (2011). Cojinetes y lubricación. En *Diseño de Máquinas un Enfoque Integrado* (Cuarta ed., págs. 485-535). México: Pearson Educación.

Norton, R. L. (2011). Ejes, cuñas y acoplamientos. En *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (Cuarta ed., págs. 411-476). México: Pearson Educación.

Norton, R. L. (2011). Engranajes Rectos. En *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (Cuarta ed., págs. 533-603). México: Pearson Educación.

Norton, R. L. (2011). Esfuerzo, deformación unitaria y deflexión. En *Diseño de Máquinas un Enfoque Integrado* (Cuarta ed., págs. 69-159). México: Pearson Educación.

Norton, R. L. (2011). Falla de superficies. En *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (Cuarta ed., págs. 349-406). México: Pearson Educación.

Norton, R. L. (2011). Teorías de falla por fatiga. En *Diseño de máquinas un enfoque integrado* (Cuarta ed., págs. 233-336). México: Pearson Educación.

Pinochet, J. E. (2007). *Análisis de falla de fatiga por flexión en la raíz de un diente de engranaje recto con Pro/Engineer* [Tesis de grado, Universidad Austral de Chile, Valdivia].

Piñera , P. (2013). *Modelización y análisis de transmisiones de engranajes mediante la integración de IGD y SolidWorks* [Tesis de grado, Universidad Politécnica de Cartagena].

Rameshkumar, M., Venkatesan , G. y Sivakumar, P. (2010). Finite Element Analysis of High Contact Ratio Gear. *American Gear Manufacturers Association*, 1-12.

Ramos, Y. M., Fernández, M. L., Bosch, J. A., Santana, S. A. y Arias, R. M. (2021). Estudio comparativo mediante diferentes métodos para el cálculo de tensiones de contacto en engranajes rectos. *Tecnología en Marcha, 35*(3), 3-15. doi:https://doi.org/10.18845/tm.v35i3.5611

Roda, V. (2015). *Simulación del engrane y análisis del contacto en sistemas de transmisión por engranajes mediante la modelización avanzada del conjunto ejes-engranajes.* Tesis doctoral, Universitat Jaume I, Castelló de la Plana.

Rojas, M. C. (s. f.). Análisis de falla: Un Viaje a la raíz del problema y la solución. *Metal Actual, 5*, 42-48. Obtenido de https://www.ingenieriademetodos.com/artículos-industriales/

Samuel, D., Nabhan, A. y M.O, M. (2022). Stress Analysis of Gear Pair Faults Using FEM. *SVU-International Journal of Engineering Sciences and Applications, 3*(2), 131-136. doi:10.21608/svusrc.2022.156724.1065

SolidWorks Corp. (2019). *Dassault Systemes*. Obtenido de Ayuda de SOLIDWORKS: http://help.solidworks.com/HelpProducts.aspx

Tao, W., Wei, Z., Chen, X., Deng, Z. y Yan, R. (2014). Fatigue Life Prediction of Gear Transmission Based on ANSYS. *Advanced Materials Research, 1055*, 161-164. doi:https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1055.161

Vinokurov, G. G., Yakovleva, S. P., Vasil'eva, M. I. y Makharova, S. N. (2012). Operational failure of tractor gears. *Russian Engineering Research, 32*(3), 220–224. doi:https://doi.org/10.3103/S1068798X12030239

Wei, Y. y Jiang, Y. (2019). Fatigue fracture analysis of gear teeth using XFEM. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China, 29*(10), 2099-2108. doi:https://doi.org/10.1016/S1003-6326(19)65116-2

XiaoLei, X. y ZhiWei, Y. (2009). Failure Investigation on the Cracked Diesel Engine Ring Gears. *Journal of Failure Analysis and Prevention, 9*, 335–341. doi:https://doi.org/10.1007/s11668-009-9252-z

ANEXOS

Anexo A. Lista de recursos para el diseño de engranajes ….....…….....….112

Tabla A1. Tamaño de dientes estándares en engranajes rectos 112
Tabla A2. Módulos métricos estándares y equivalentes.....112
Tabla A3. Mínimo y máximo de dientes para evitar interferencia 113
Tabla A4. Materiales comunes en fabricación de engranajes.....113
Tabla A5. Acabados de superficie según la fabricación.....114
Tabla A6. Factor geométrico J para 20° con carga en la punta 114
Tabla A7. Valores típicos del factor de sobrecarga K_a.....115
Tabla A8. Factores de distribución de carga K_m.....115
Tabla A9. Valores del factor de confiabilidad K_R 116
Tabla A10. Resistencia a la fatiga de varios materiales 116
Tabla A11. Valores típicos de coeficiente C_P.....117
Anexo B. Factores para el diseño del reductor de velocidad.....……..118

Figura B1. Factor geométrico J para un ángulo de presión de 20°. 118
Figura B2. Factor de vida resistente a la fatiga por flexión.....118
Figura B3. Factor de vida de resistente a la fatiga por contacto.....119
Figura B4. Factor de sensibilidad a la muesca para aceros 119
Figura B5. Factor de concentración de esfuerzos para ejes escalonados.....120
Anexo C. Detalles de cálculos.....121
C1. Cálculo de engranajes etapa 1 121
C2. Cálculo de engranajes etapa 2 125
C3. Cálculo de engranajes etapa 3 129
C4. Cálculos de diseño eje 1-1.....134
C5. Cálculos de diseño eje 2-3.....136
C6. Cálculos de diseño eje 4-5.....138
C7. Cálculos de diseño eje 6-6.....140
Anexo D. Diseño de investigación y recolección de datos.....142

Tabla D1. Formato de recolección de datos de fatiga a flexión 142
Tabla D2. Formato de recolección de datos de fatiga a contacto 143

Anexo E. Lista de Planos.....145

Plano E1. Conjunto reductor.....145
Plano E2. Engranaje 1.....146
Plano E3. Engranaje 2.....147
Plano E4. Engranaje 3.....148
Plano E5. Engranaje 4.....149
Plano E6. Engranaje 5.....150
Plano E7. Engranaje 6.....151
Plano E8. Eje de transmisión 1-1.....152
Plano E9. Eje de transmisión 2-3.....153
Plano E10. Eje de transmisión 4-5.....154
Plano E11. Eje de transmisión 6-6.....155
Plano E12. Alojamientos.....156
Plano E13. Tapas de rodamiento.....158
Plano E14. Tapas de reten.....160
Plano E15. Carcasa cuerpo.....161
Plano E16. Carcasa tapa.....162
Plano E17. Perspectiva del reductor.....163

Anexo A. Lista de recursos para el diseño de engranajes

Tabla A1

Tamaño de dientes estándares en engranajes rectos

Parámetro	Módulo >1,25	Módulo ≤ 1,25
Ángulo de presión	20° o 25°	20°
Adéndum a	1,00m	1,00m
Dedéndum b	1,25m	1,25m
Profundidad de trabajo	2,00m	2,00m
Profundidad total	2,25m	2,20m
Espesor circular del diente	1,57m	1,57m
Holgura (dientes esmerilaos)	0,25m	0,25m

Nota. Tomado de *Engranajes rectos* (p. 553), por Norton, 2011.

Tabla A2

Módulos métricos estándares y equivalentes

Módulo métrico (mm)	Paso diametral (in^{-1})
1,0	25,40
1,3	20,32
1,5	16,93
2,0	12,70
3,0	8,47
4,0	6,35
5,0	5,08
6,0	4,23
8,0	3,18
10,0	2,54
12,0	2,12
16,0	1,59
20,0	1,27
25,0	1,02

Nota. Tomado de *Engranajes rectos* (p. 553), por Norton, 2011.

Tabla A3

Mínimo y máximo de dientes para evitar interferencia

Número mínimo de dientes en el piñón	Número máximo de dientes en engrane
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

Nota. Tomado de *Engranajes rectos* (p. 555), por Norton, 2011.

Tabla A4

Materiales comunes en fabricación de engranajes

Material de engranaje	Material de piñón
Hierro fundido	Hierro fundido
Hierro fundido	Acero al carbono
Acero al carbono	Aleación de acero
Aleación de acero	Aleación de acero
Aleación de acero	Aleación de acero endurecido

Nota. Tomado *Gears* (p. 286), por Childs, 2019.

Tabla A5

Acabados de superficie según la fabricación

Proceso	Superficie	Rugosidad (µm)	N° grado de rugosidad
Fundición en arena	Pobre	12,0-25,0	N10-N12
Laminado en frio	Bueno	1,0-3,0	N6-N8
Extrusión en frio	Bueno	1,0-4,0	N6-N9
Taladro	Mediano	1,5-6,0	N7-N9
Fresado	Bueno	1,0-6,0	N7-N9
Torneado	Bueno	0,5-6,0	N6-N9
Pulido	Excelente	0,1-0,5	N3-N5

Nota. Tomado de *Diseño de engranes rectos* (p. 375), por Mott, 2006.

Tabla A6

Factor geométrico J para 20° con carga en la punta

Dientes en el engranaje	Dientes en el piñon											
	12		14		17		21		26		35	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	0,32	0,20										
14	0,32	0,22	0,33	0,22								
17	0,32	0,25	0,33	0,25	0,34	0,25						
21	0,32	0,27	0,33	0,27	0,34	0,27	0,36	0,27				
26	0,32	0,29	0,33	0,29	0,34	0,29	0,36	0,29	0,36	0,29		
35	0,32	0,31	0,33	0,31	0,34	0,31	0,36	0,31	0,36	0,31	0,37	0,31

Nota. Tomado de *Engranajes rectos* (p. 576), por Norton, 2011.

Tabla A7

Valores típicos del factor de sobrecarga K_a

Máquina motriz	Máquina conducida			
	Uniforme de servicio continuo.	**Choque ligero: ventiladores, bombas con carga uniforme, transportadores.**	**Choque moderado: bombas de alta velocidad, compresores alternativos.**	**Choque pesado: punzonadora, trituradoras.**
Uniforme: Motores eléctricos, turbinas de gas.	1,00	1,25	1,50	1,75
Choque ligero: variadores de velocidad.	1,20	1,40	1,75	2,25
Choque moderado: motores combustión.	1,30	1,70	2,00	2,75

Nota. Tomado de *Spur and helical gear stressing* (p. 445), por Childs, 2019.

Tabla A8

Factores de distribución de carga K_m

Ancho de cara		**Factor K_m**
mm	**In**	
<50	2	1.6
150	6	1,7
250	9	1,8
≥500	20	2

Nota. Tomado de *Engranajes rectos* (p. 577), por Norton, 2011.

Tabla A9

Valores del factor de confiabilidad K_R

Confiabilidad	Factor K_R
0,5	0,70
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Nota. Tomado de *Spur and helical gear stressing* (p. 455), por Childs, 2019.

Tabla A10

Resistencia a la fatiga de varios materiales

Material	Designación	Dureza de suministro	Tensión de flexión permitida (MPa)	
			σ_{FP}	σ_{CP}
ASTM A48	Clase 20	-	34	345 a 414
Hierro fundido	Clase 30	174 HB	59	448 a 517
gris	Clase 40	201 HB	90	517 a 586
	Grado 60-40-18	140 HB	152 a 228	530 a 634
	Grado 80-55-06	179 HB	152 a 228	530 a 634
ASTM A536	Grado 100-70-03	229 HB	186 a 276	634 a 772
Hierro dúctil	Grado 120-90-02	269 HB	214 a 276	710 a 869
	ASTM B-148	275 MPa	39	207
Bronce	Aleación 954	620 MPa	163	448

Nota. Tomado de *Spur and helical gear stressing* (p. 456), por Childs, 2019.

Tabla A11

Valores típicos de coeficiente C_P

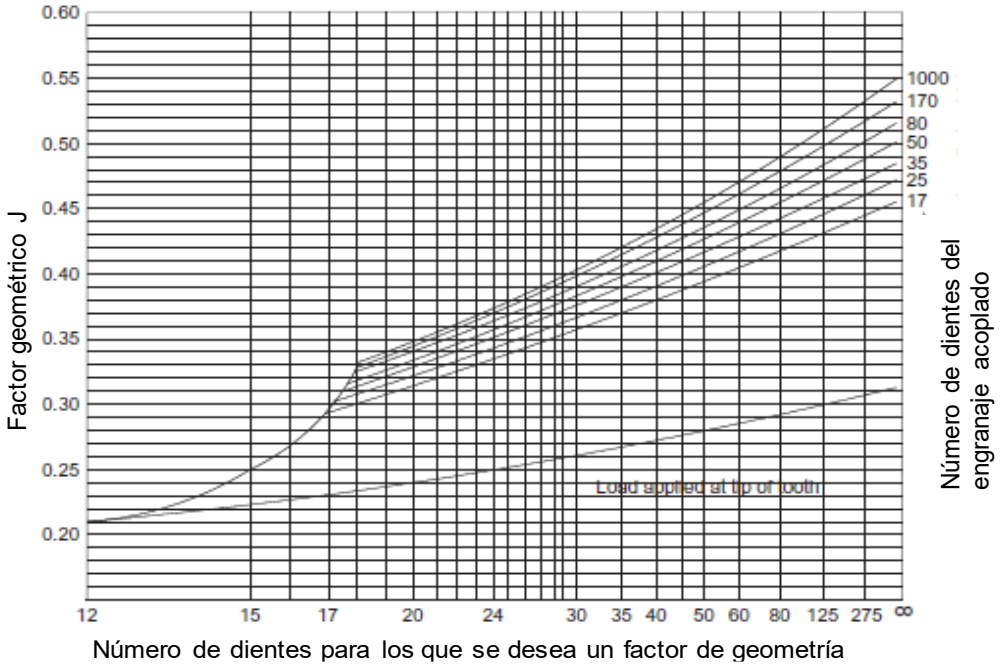
Material de piñón	Material del engranaje					
	Acero	**Hierro maleable**	**Hierro modular**	**Hierro fundido**	**Bronce al aluminio**	**Bronce al estaño**
Acero	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	181	174	172	168	158	154
Hierro modular	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	174	168	166	163	154	149
Bronce al aluminio	162	158	156	154	145	141
Bronce al estaño	158	154	152	149	141	137

Nota. Las unidades del coeficiente C_P es $(MPa)^{0,5}$. Tomado de *Spur and helical gear stressing* (p. 440), por Childs, 2019.

Anexo B. Factores para el diseño del reductor de velocidad

Figura B1

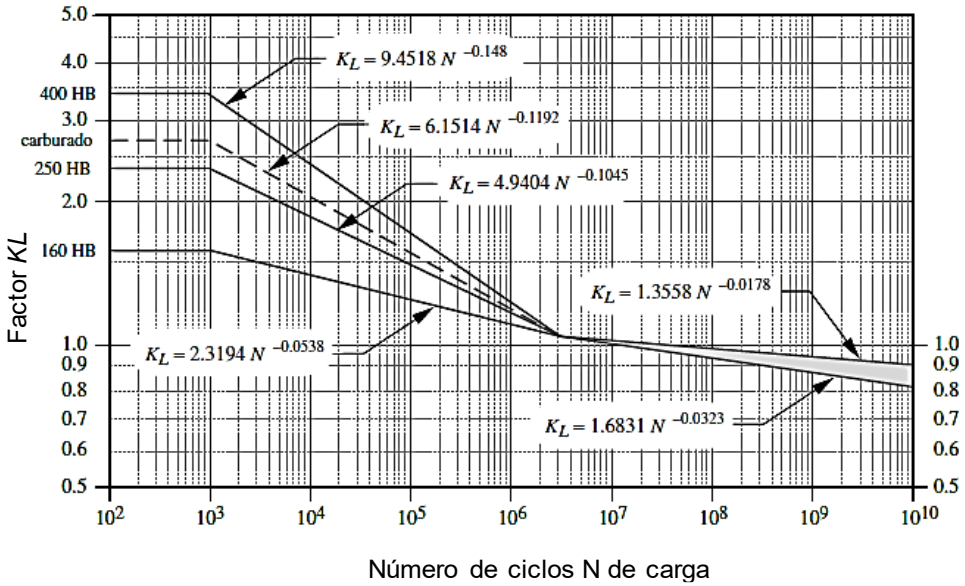
Factor geométrico J para un ángulo de presión de 20°.



Nota. Tomado de *Spur and helical gear stressing* (p. 447), por Childs, 2019.

Figura B2

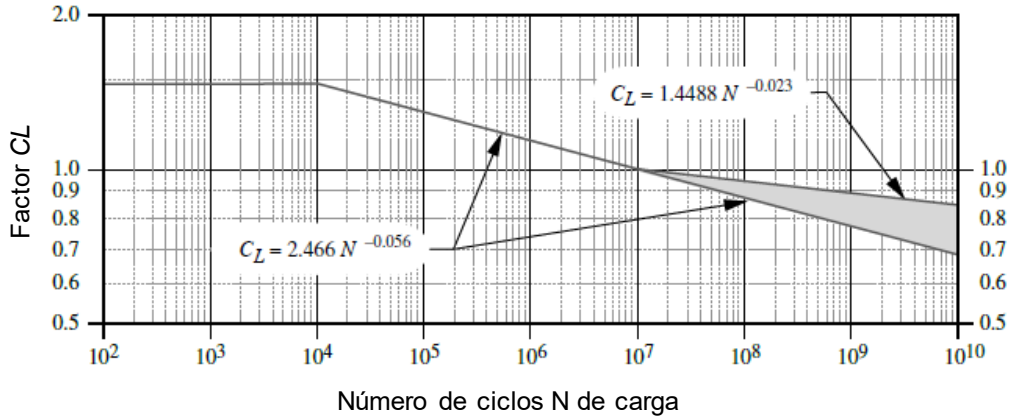
Factor de vida resistente a la fatiga por flexión



Nota. Tomado de *Engranajes rectos* (p. 587), por Norton, 2011.

Figura B3

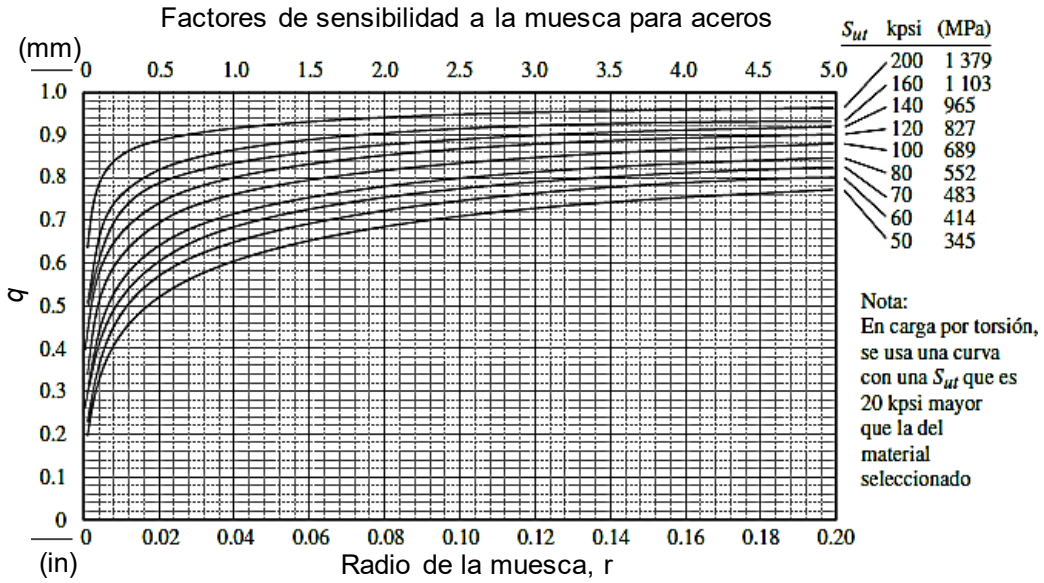
Factor de vida de resistente a la fatiga por contacto



Nota. Tomado de *Engranajes rectos* (p. 589), por Norton, 2011.

Figura B4.

Factor de sensibilidad a la muesca para aceros

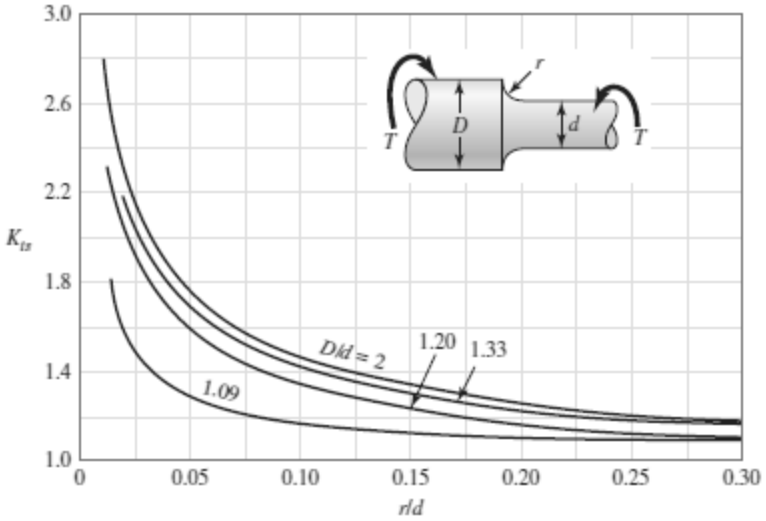


Nota. Tomado de *Teorías de falla por fatiga* (p. 274), por Norton, 2011.

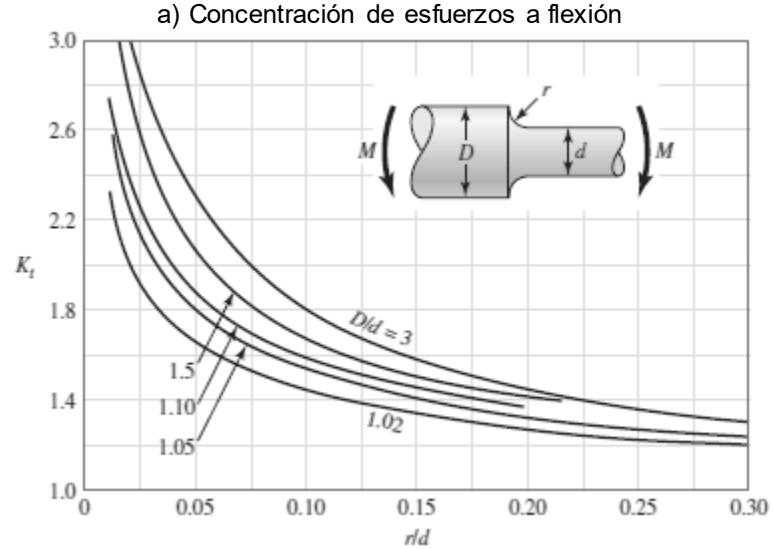
Figura B5

Factor de concentración de esfuerzos para ejes escalonados

a) Concentración de esfuerzos a torsión



a) Concentración de esfuerzos a flexión



Nota. Factores, a) Torsión y b) Flexión. Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (p. 1008), por Budynas y Nisbett, 2008.

Anexo C. Detalles de cálculos

C 1. Cálculo de engranajes etapa 1

Cálculos de las cargas de flexión. El torque en el eje del piñón lo calculamos a partir de la potencia y la velocidad del motor con la ecuación [49]:

$$T_1 = \frac{15\ kW\left(\frac{1\ 000\ N.m}{s}\right)\left(\frac{1}{kW}\right)}{1\ 450\ rpm\left(\frac{2\pi\ rad}{60\ s}\right)\left(\frac{1}{rpm}\right)} = 98{,}109\ N.m$$

Los diámetros primitivos son:

$$d_p = N_p m = 17(3{,}5) = 59{,}5\ mm$$

$$d_g = N_g m = 45(3{,}5) = 157{,}5\ mm$$

La carga transmitida se calcula aplicando las ecuaciones [17],[18] y [19], la carga tangencial (W_{t1}), carga radial (W_{r1}), carga total (W_1) y carga alternante ($W_{t\ alternante}$) son:

$$W_{t1} = \frac{98{,}109\ N.m}{\left(\frac{59{,}5\ mm}{2}\right)\frac{m}{1\ 000\ mm}} = 3\ 297{,}789\ N$$

$$W_{r1} = 3\ 297{,}7886\ N\tan(20°) = 1\ 200{,}297\ N$$

$$W_1 = \frac{3\ 297{,}789\ N}{\cos(20°)} = 3\ 509{,}433\ N$$

$$W_{t\ alternante} = \frac{(3\ 297{,}789\ \mathrm{N} - 0)}{2} = 1\ 648{,}894\ N$$

Para un engranaje con momento repetido normal, el coeficiente de relación tensión R se calcula con la ecuación [05]:

$$R = \frac{0}{3\ 297{,}789\ N} = 0$$

Cálculo de los esfuerzos de flexión. Para calcular el esfuerzo de flexión en un diente de engranaje utilizamos la ecuación [26], los factores de corrección se calculan:

Se asume un ancho de cara *F=32 mm* según lo recomendado por (*8m≤F≤16m*).
El factor de sobrecarga K_a*=1* para motor eléctrico y carga uniforme.
El factor de distribución de carga *Km=1,6* para (*F<50mm*).
El factor de tamaño K_s*=1* para los dos engranajes.
El factor de espesor de aro del piñón solido K_B*=1.*

El factor de espesor de aro del engrane K_B*=1*, para una razón de respaldo entre la corona respecto la longitud del diente (m_B*>1,2*).

El factor de engranaje loco $K_I=1$.

El factor dinámico para una calidad $Q_v=6$ lo calculamos con la ecuación [27], a partir de la velocidad V_t y los factores A y B:

$$V_T = \frac{d_p}{2}\omega_p = \frac{59{,}5\ mm}{2}(1\ 460\ rpm)\left(\frac{2\pi}{60\ s}\right)\left(\frac{1}{rpm}\right)\left(\frac{m}{1\ 000\ mm}\right) = 4{,}549\ m/s$$

$$B = 2{,}25(12 - Q_v)^{2/3} = 2{,}25(12-6)^{2/3} = 0{,}825$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0{,}825) = 59{,}773$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}}\right)^B = \left(\frac{59{,}773}{59{,}773 + \sqrt{200(4{,}5485)}}\right)^{0{,}8255} = 0{,}714$$

El factor geométrico de flexión para 17 dientes del piñon, 45 dientes del engranaje y 20° lo seleccionamos del Anexo A6:

$J_P= 0{,}375$ y $J_G=0{,}34$

El esfuerzo de flexión en los dientes piñon y engranaje lo calculamos con la ecuación [26].

Para el piñon:

$$\sigma_F = \frac{W_t K_a K_m}{FmJ_P K_v} K_S K_B K_I = \frac{(3\ 297{,}789\ N)(1)(1{,}6)(1)(1)(1)}{(32\ mm)(3{,}5\ mm)(0{,}375)(0{,}714)} = 176{,}017\ \text{MPa}$$

Para el engrane:

$$\sigma_F = \frac{W_t K_a K_m}{FmJ_G K_v} K_S K_B K_I = \frac{(3\ 297{,}789\ N)(1)(1{,}6)(1)(1)(1)}{(32\ mm)(3{,}5\ mm)(0{,}34)(0{,}714)} = 194{,}136\ \text{MPa}$$

Cálculo de resistencia a la fatiga por flexión. Estimamos la resistencia a la fatiga por flexión del material a partir de su dureza con la ecuación [34]:

$$\sigma_{FP} = 0{,}725(217) + 153{,}63 = 311\ \text{MPa}$$

Para calcular el factor de vida K_L, definimos los ciclos de trabajo de los engranajes para 5años. El factor de vida se calcula a partir la Anexo B2:

$$N = \frac{1\ 460\ rev}{min}\left(\frac{60\ min}{h}\right)(40x52x5\ h) = 9{,}11x10^8$$

$$K_L = 1{,}356(9{,}11x10^8)^{-0{,}0178} = 0{,}939$$

El factor de temperatura $K_T=1$, temperatura de operación menor a 120 °C.

Asumimos $K_R=1$ para una confiablidad 0,99 de diseño, Anexo A9.

La resistencia a la fatiga corregida lo calculamos con la ecuación [33]:

$$\sigma_F' = \frac{K_L}{K_T K_R}\sigma_{FP} = \frac{0{,}939}{(1)(1)}(311\ MPa) = 292{,}063\ MPa$$

El factor de seguridad para el piñon:

$$FS = \frac{\sigma_F'}{\sigma_F} = \frac{292{,}063\ MPa}{176{,}017\ MPa} = 1{,}660$$

El factor de seguridad para el engrane:

$$FS = \frac{\sigma_F'}{\sigma_F} = \frac{292{,}0632\ MPa}{194{,}136\ MPa} = 1{,}55$$

Cálculos de las cargas de contacto. El semiancho de contacto *b* se calcula con la ecuación [22]:

$$b = \left(\frac{2(3509{,}433\ N)}{\pi(32\ mm)} x \frac{\frac{1-0{,}28^2}{210\,000\ Mpa} + \frac{1-0{,}28^2}{210\,000\ Mpa}}{\frac{1}{(59{,}5\ mm)\ sin(20°)} + \frac{1}{(157{,}5\ mm)\ sin(20°)}} \right)^{0{,}5}$$

$$b = 0{,}095\ mm$$

El área de contacto máximo se calcula con la ecuación [20]:

$$A = 2bF = 2(0{,}095\ mm)(32\ mm) = 6{,}089\ mm^2$$

La presión máxima de contacto lo calculamos con la ecuación [21]:

$$P_{máx} = \frac{2W}{\pi bF} = \frac{2(3\ 509{,}433\ N)}{\pi(0{,}095\ mm)(32\ mm)} = 733{,}858\ MPa$$

Cálculos de los esfuerzos de contacto. Calculamos las curvaturas del piñon y engranaje con las ecuaciones [31] y [32]:

$$\rho_P = ((r_P + m(1 + X_P))^2 - (r_P\ cos\ \Phi)^2)^{0{,}5} - \pi m\ cos\ \Phi$$

$$\rho_P = \left(\left(\frac{59{,}5\ mm}{2} + 3{,}5\ mm \right)^2 - \left(\frac{59{,}5\ mm}{2} cos(20°) \right)^2 \right)^{0{,}5} - \pi(3{,}5\ mm)\ cos(20°)$$

$$\rho_P = 7{,}668\ mm$$

$$\rho_G = C\ sin\ \Phi - \rho_P$$

$$\rho_G = \left(\frac{157{,}5 + 59{,}5}{2} mm \right) sin(20°) - 7{,}668\ mm = 29{,}441\ mm$$

Calculamos el factor geométrico superior para el piñon y engranaje con la ecuación [30]:

$$I_P = \frac{cos\,\Phi}{\left(\frac{1}{\rho_P} + \frac{1}{\rho_G}\right) d_P} = \frac{cos(20°)}{\left(\frac{1}{7{,}668\ mm} + \frac{1}{29{,}441\ mm}\right) 59{,}5\ mm} = 0{,}0961$$

$$I_G = \frac{cos\,\Phi}{\left(\frac{1}{\rho_P} + \frac{1}{\rho_G}\right) d_G} = \frac{cos(20°)}{\left(\frac{1}{7{,}668\ mm} + \frac{1}{29{,}441\ mm}\right) 157{,}5\ mm} = 0{,}036$$

El factor dinámico $C_V=K_V=0{,}714$

El factor de sobrecarga $C_a=K_a=1$.

El factor de distribución de carga $C_m=K_m=1{,}6$.

El factor de tamaño $C_S=K_S=1$.

El factor de superficie $C_f=1$.

El coeficiente C_p lo calculamos con la ecuación [29] o con el Anexo A11:

$$C_P = 190{,}436\ (MPa)^{0,5}$$

El esfuerzo de contacto lo calculamos con la ecuación [28].

$$\sigma_C = C_P \left(\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_v} C_S C_F\right)^{0,5}$$

Para el piñon:

$$\sigma_C = 190{,}436(MPa)^{0,5} \left(\frac{(3\ 297{,}789\ N)(1)(1.6)(1)(1)}{(32\ mm)(0{,}096)(59{,}5\ mm)(0{,}714)}\right)^{0,5}$$

$$\sigma_C = 1\ 210{,}583\ MPa$$

Para el engrane:

$$\sigma_C = 190{,}436(MPa)^{0,5} \left(\frac{(3\ 297{,}789\ N)(1)(1{,}6)(1)(1)}{(32\ mm)(0{,}036)(157{,}5\ mm)(0{,}714)}\right)^{0,5}$$

$$\sigma_C = 1\ 210{,}583\ MPa$$

Cálculo de resistencia a la fatiga por contacto. Estimamos la resistencia a la fatiga por contacto del material a partir de la dureza cementada en la superficie con la ecuación [40]:

$$\sigma_{CP} = 237 + 2{,}41(705) = 1\ 936\ \text{MPa}$$

Para calcular el factor de vida C_L definimos los ciclos de trabajo de los engranajes para 5años. El factor de vida se calcula a partir la Anexo B3:

$$N = \frac{1\,460\ rev}{min}\left(\frac{60\ min}{h}\right)(40x52x5\ h) = 9{,}11x10^{8}$$

$$C_L = 1{,}449(9{,}11x10^{8})^{-0{,}023} = 0{,}901$$

El factor de temperatura $C_T=K_T=1$.

El factor de confiabilidad $C_R=K_R=1$.

El factor de dureza $C_H=1$ para el mismo material piñon y engrane.

La resistencia a la fatiga por corregida lo calculamos con la ecuación [35]:

$$\sigma'_C = \frac{C_L C_H}{C_T C_R}\sigma_{CP} = \frac{(0{,}901)(1)}{(1)(1)}1\,936\ MPa = 1\,745{,}242\ MPa$$

El factor de seguridad para el piñon y para el engrane:

$$FS = \left(\frac{\sigma'_C}{\sigma_C}\right)^2 = \left(\frac{1\,745{,}242\ Mpa}{1\,210{,}583\ Mpa}\right)^2 = 2{,}1$$

C2. Cálculo de engranajes etapa 2

Cálculos de las cargas de flexión. El torque en el eje del piñón lo calculamos a partir del torque en la etapa 1 y la relación de transmisión:

$$T_3 = T_3(m_{g1}) = 98{,}109\ N.m(2{,}647) = 259{,}701\ N.m$$

Los diámetros primitivos:

$$d_p = N_p m = 17(4{,}5) = 76{,}5\ mm$$

$$d_g = N_g m = 45(4{,}5) = 202{,}5\ mm$$

La carga transmitida se calcula aplicando las ecuaciones [17], [18] y [19], la carga tangencial (W_{t3}), la carga radial (W_{r3}), la carga total (W_3) y la carga alternante ($W_{t\ alternante}$):

$$W_{t3} = \frac{259{,}701\ \ N.m}{\left(\frac{76{,}5\ mm}{2}\right)\frac{m}{1000\ mm}} = 6\,789{,}565\ N$$

$$W_{r3} = \ 6\,789{,}565N\ tan(20°) = 2\,471{,}199\ N$$

$$W_3 = \frac{6\,789{,}565\ N}{cos(20°)} = 7\,225{,}304\ N$$

$$W_{t\ alternante} = \frac{(6\,789{,}565\ N - 0)}{2} = 3\,394{,}782\ N$$

Para un engranaje con momento repetido normal el coeficiente de relación tensión R se calcula con la ecuación [05].

$$R = \frac{0}{6789{,}5648\ N} = 0$$

Cálculo de los esfuerzos de flexión. Para calcular el esfuerzo de flexión en un diente de engranaje utilizamos la ecuación [26], los factores de corrección se calculan:

Se asume un ancho de cara *F=50 mm* según lo recomendado por el AGMA *(8m≤ F≤16m).*

El factor de sobrecarga es $K_a=1$ para motor eléctrico y carga uniforme.

El factor de distribución de carga $Km=1,6$ para ($F\leq 50mm$).

El factor de tamaño $Ks=1$ para los dos engranajes.

El factor de espesor de aro del engrane $K_B=1$, para una razón de respaldo entre la corona respecto la longitud del diente ($m_B>1,2$).

El factor de espesor de aro del piñón solido $K_B=1$.

El factor de engranaje loco $K_l=1$.

El factor dinámico para una calidad $Q_v=6$ lo calculamos con la ecuación [27] a partir de la velocidad V_t y los factores A y B:

$$V_T = \frac{d_p}{2}\omega_p = \frac{76{,}5mm}{2}(551{,}556rpm)\left(\frac{2\pi}{60\ s}\right)\left(\frac{1}{rpm}\right)\left(\frac{m}{1\ 000\ mm}\right)$$

$$V_T = 2{,}209\ m/s$$

$$\mathrm{B} = 2{,}25(12-\mathrm{Q_v})^{2/3} = 2{,}25(12-6)^{2/3} = 0{,}826$$

$$A = 50 + 56(1-B) = 50 + 56(1-0.826) = 59{,}773$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A+\sqrt{200V_t}}\right)^B = \left(\frac{59{,}773}{59{,}773+\sqrt{200(2{,}209)}}\right)^{0{,}8255} = 0{,}779$$

El factor geométrico de flexión para 17 dientes del piñon, 45 dientes del engranaje y 20° lo seleccionamos del Anexo A6:

J_P= 0,375 y J_G=0,34

El esfuerzo de flexión en los dientes piñon y engranaje lo calculamos con la ecuación [26].

Para el piñon:

$$\sigma_\mathrm{F} = \frac{\mathrm{W_t K_a K_m}}{\mathrm{F m J_P K_v}}\mathrm{K_S K_B K_I} = \frac{(6\ 789{,}565\ \mathrm{N})(1)(1{,}6)(1)(1)(1)}{(50\ \mathrm{mm})(4{,}5\ \mathrm{mm})(0{,}375)(0{,}780)} = 165{,}113\ \mathrm{MPa}$$

Para el engrane:

$$\sigma_F = \frac{W_t K_a K_m}{FmJ_G K_v} K_S K_B K_I = \frac{(6\,789{,}565\ N)(1)(1{,}6)(1)(1)(1)}{(50\ mm)(4{,}5\ mm)(0{,}34)(0{,}780)} = 182{,}110\ MPa$$

Cálculo de resistencia a la fatiga por flexión. Estimamos la resistencia a la fatiga por flexión del material a partir de su dureza con la ecuación [34]:

$$\sigma_{FP} = 0{,}725(217) + 153{,}63 = \ 311\ MPa$$

Para calcular el factor de vida K_L definimos los ciclos de trabajo de los engranajes para 5años. El factor de vida se calcula a partir la Anexo B2:

$$N = \frac{551{,}556\ rev}{min}\left(\frac{60\ min}{h}\right)(40x52x5\ h) = 3{,}44x10^8$$

$$K_L = 1{,}356(3{,}44x10^8)^{-0{,}0178} = 0{,}955$$

El factor de temperatura $K_T=1$, para operación menor a 120 °C.

Asumimos $K_R=1$ para una confiablidad 0,99 de diseño, Anexo A9.

La resistencia a la fatiga corregida lo calculamos con la ecuación [33]:

$$\sigma'_F = \frac{K_L}{K_T K_R}\sigma_{FP} = \frac{0{,}955}{(1)(1)}(311\ MPa) = 297{,}228\ MPa$$

El factor de seguridad para el piñon:

$$FS = \frac{\sigma'_F}{\sigma_F} = \frac{297{,}228\ MPa}{165{,}113\ MPa} = 1{,}8$$

El factor de seguridad para el engrane:

$$FS = \frac{\sigma'_F}{\sigma_F} = \frac{297{,}228\ MPa}{182{,}110\ MPa} = 1{,}6$$

Cálculos de las cargas de contacto. El semiancho de contacto b se calcula con la ecuación [22]:

$$b = \left(\frac{2(7\,225{,}304\ N)}{\pi(50\ mm)} x \frac{\frac{1-0{,}28^2}{210\,000\ Mpa} + \frac{1-0{,}28^2}{210\,000\ Mpa}}{\frac{1}{(76{,}5\ mm)\ sin(20°)} + \frac{1}{(202{,}5\ mm)\ sin(20°)}}\right)^{0{,}5}$$

$$b = 0{,}124\ mm$$

El área de contacto máximo se calcula con la ecuación [20]:

$$A = 2bF = 2(0{,}124\ mm)(50\ mm) = 12{,}383\ mm^2$$

La presión máxima de contacto lo calculamos con la ecuación [21]:

$$P_{máx} = \frac{2W}{\pi bF} = \frac{2(7\,225{,}3040\ N)}{\pi(0{,}124\ mm)(50\ mm)} = 742{,}916\ MPa$$

Cálculos de los esfuerzos de contacto. Calculamos los radios de curvaturas del piñon y engrane con la ecuación [31] y [32]:

$$\rho_P = ((r_P + m(1 + X_P))^2 - (r_P\ cos\ \Phi)^2)^{0{,}5} - \pi m\ cos\ \Phi$$

$$\rho_P = \left(\left(\frac{76{,}5\ mm}{2} + 4{,}5\ mm\right)^2 - \left(\frac{76{,}5\ mm}{2} cos(20°)\right)^2\right)^{0{,}5} - \pi(4{,}5\ mm)\ cos(20°)$$

$$\rho_P = 9{,}859 mm$$

$$\rho_G = C\ sin\ \Phi - \rho_P = \left(\frac{202{,}5 + 76{,}5}{2} mm\right) sin(20°) - 9{,}859\ mm$$

$$\rho_G = 37{,}852\ mm$$

Calculamos el factor geométrico superior para el piñon y engrane con la ecuación [30]:

$$I_P = \frac{cos\ \Phi}{\left(\frac{1}{\rho_P} + \frac{1}{\rho_G}\right) d_P} = \frac{cos(20°)}{\left(\frac{1}{9{,}859\ mm} + \frac{1}{37{,}852\ mm}\right) 76{,}5\ mm} = 0{,}096$$

$$I_G = \frac{cos\ \Phi}{\left(\frac{1}{\rho_P} + \frac{1}{\rho_G}\right) d_G} = \frac{cos(20°)}{\left(\frac{1}{9{,}859\ mm} + \frac{1}{37{,}852\ mm}\right) 202{,}5\ mm} = 0{,}036$$

El factor dinámico C_V=K_V=*0,780*

El factor de sobrecarga C_a=K_a=*1.*

El factor de distribución de carga C_m=K_m=*1,6.*

El factor de tamaño C_S=K_S=1.

El factor de superficie C_f=1.

El coeficiente C_p lo calculamos con la ecuación [29] o el Anexo A11:

$$C_P = 190{,}436\ (MPa)^{0{,}5}$$

El esfuerzo de contacto lo calculamos con la ecuación [28].

$$\sigma_C = C_P \left(\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_v} C_S C_F\right)^{0{,}5}$$

Para el piñon:

$$\sigma_C = 190{,}436(MPa)^{0{,}5}\left(\frac{(6\,789{,}565N)(1)(1.6)(1)(1)}{(50\,mm)(0{,}096)(76{,}5\,mm)(0{,}780)}\right)^{0{,}5}$$

$$\sigma_C = 1\,172{,}489\,MPa$$

Para el engrane:

$$\sigma_C = 190{,}436(MPa)^{0{,}5}\left(\frac{(6\,789{,}565\,N)(1)(1{,}6)(1)(1)}{(50\,mm)(0{,}036)(202{,}5\,mm)(0{,}780)}\right)^{0{,}5}$$

$$\sigma_C = 1\,172{,}485\,MPa$$

Cálculo de resistencia a la fatiga por contacto. Estimamos la resistencia a la fatiga por contacto del material a partir de la dureza cementada en la superficie con la ecuación [40]:

$$\sigma_{CP} = 237 + 2{,}41(705) = 1936\ \text{MPa}$$

Para calcular el factor de vida C_L, definimos los ciclos de trabajo de los engranajes para 5años. El factor de vida se calcula a partir la Anexo B3:

$$N = \frac{551{,}556\,rev}{min}\left(\frac{60\,min}{h}\right)(40x52x5\,h) = 3{,}44x10^8$$

$$C_L = 1{,}449(3{,}44x10^8)^{-0{,}023} = 0{,}922$$

El factor de temperatura $C_T=K_T=1$.

El factor de confiabilidad $C_R=K_R=1$.

El factor de dureza $C_H=1$ mismo material piñon y engrane.

La resistencia a la fatiga por corregida lo calculamos con la ecuación [35]:

$$\sigma'_C = \frac{C_L C_H}{C_T C_R}\sigma_{CP} = \frac{(0{,}922)(1)}{(1)(1)}1936\,MPa = 1\,784{,}758\,MPa$$

El factor de seguridad, para el piñon y para el engrane:

$$FS = \left(\frac{\sigma'_C}{\sigma_C}\right)^2 = \left(\frac{1\,78\,,758\,MPa}{1\,17{,}489\,MPa}\right)^2 = 2{,}3$$

C3. Cálculo de engranajes etapa 3

Cálculos de las cargas de flexión. El torque en el eje del piñón lo calculamos a partir del torque en la etapa 1 y la relación de transmisión:

$$T_5 = T_1(m_{g1})(m_{g2}) = 98{,}1092\,N.m(2{,}6471)(2{,}6471) = 687{,}4434\,N.m$$

Los diámetros primitivos:

$$d_p = N_p m = 20(5) = 100\ mm$$

$$d_g = N_g m = 52(5) = 260\ mm$$

La carga transmitida, se calcula aplicando las ecuaciones [17],[18] y [19], La carga tangencial (W_{t5}), carga radial (W_{r5}), carga Total (W_5) y la carga alternante ($W_{t\ alternante}$):

$$W_{t5} = \frac{687{,}443\ \ N.m}{\left(\frac{100\ mm}{2}\right)\frac{m}{1000\ mm}} = 13\ 748{,}869\ N$$

$$W_{r5} = 13\ 748{,}869\ N \tan(20°) = 5004{,}1790\ N$$

$$W_5 = \frac{13\ 748{,}869\ N}{\cos(20°)} = 14\ 631{,}241\ N$$

$$W_{t\ alternante} = \frac{(13\ 748{,}869\ \mathrm{N} - 0)}{2} = 6\ 874{,}434\ N$$

Para un engranaje con momento repetido normal, el coeficiente de relación tensión R se calcula con la ecuación [05].

$$R = \frac{0}{13\ 748{,}869\ \ N} = 0$$

Cálculo de los esfuerzos de flexión. Para calcular el esfuerzo de flexión en un diente de engranaje utilizamos la ecuación [26], los factores de corrección se calculan:

Se asume un ancho de cara *F=65 mm* según lo recomendado por el AGMA *(8m≤ F≤16m).*

El factor de sobrecarga $K_a=1$ para motor eléctrico y carga uniforme.
El factor de distribución de carga $K_m=1{,}7$ para ($F\geq 50\ mm$).
El factor de tamaño $Ks=1$ para los dos engranajes.
El factor de espesor de aro del piñón solido $K_B=1$.

El factor de espesor de aro del engrane $K_B=1$, para una razón de respaldo entre la corona respecto la longitud del diente ($m_B>1{,}2$).

El factor de engranaje loco $K_l=1$.

El factor dinámico para una calidad $Q_v=6$ lo calculamos con la ecuación [27], con la velocidad V_t y los factores A y B: 2,209

$$V_T = \frac{d_p}{2}\omega_p = \frac{100\ mm}{2}(208{,}365\ rpm)\left(\frac{2\pi}{60\ s}\right)\left(\frac{1}{rpm}\right)\left(\frac{m}{1\ 000\ mm}\right)$$

$V_T = 1{,}091\ m/s$

$B = 2{,}25(12 - Q_v)^{2/3} = 2{,}25(12 - 6)^{2/3} = 0{,}826$

$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.826) = 59{,}773$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}}\right)^B = \left(\frac{59{,}773}{59{,}773 + \sqrt{200(1{,}091)}}\right)^{0{,}8255} = 0{,}833$$

El factor geométrico de flexión para 20 dientes del piñon, 52 dientes del engranaje y 20° lo seleccionamos del Anexo A6:

Jp= 0,43 y Jg=0,41

El esfuerzo de flexión en los dientes piñón y engranaje lo calculamos con la ecuación [26].

Para el piñon:

$$\sigma_F = \frac{W_t K_a K_m}{F m J_P K_v} K_S K_B K_I = \frac{(13\ 748{,}869\ \text{N})(1)(1{,}7)(1)(1)(1)}{(65\ mm)(5\ mm)(0{,}43)(0{,}833)} = 200{,}696\ \text{MPa}$$

Para el engrane:

$$\sigma_F = \frac{W_t K_a K_m}{F m J_G K_v} K_S K_B K_I = \frac{(13\ 748{,}869\ \text{N})(1)(1{,}7)(1)(1)(1)}{(65\ mm)(5\ mm)(0{,}41)(0{,}833)} = 208{,}452\ \text{MPa}$$

Cálculo de resistencia a la fatiga por flexión. Estimamos la resistencia a la fatiga por flexión del material a partir de su dureza con la ecuación [34]:

$\sigma_{FP} = 0{,}725(217) + 153{,}63 = \ 311\ \text{MPa}$

Para calcular el factor de vida K_L definimos los ciclos de trabajo de los engranajes para 5años. El factor de vida se calcula a partir la Anexo B2:

$$N = \frac{208{,}365\ rev}{min}\left(\frac{60\ min}{h}\right)(40x52x5\ h) = 1{,}3x10^8$$

$$K_L = 1{,}356(1{,}3x10^8)^{-0{,}0178} = 0{,}972$$

El factor de temperatura $K_T=1$, para operación menor a 120 °C.

Asumimos $K_R=1$ para una confiablidad 0,99 de diseño, Anexo A9.

La resistencia a la fatiga corregida lo calculamos con la ecuación [33]:

$$\sigma'_F = \frac{K_L}{K_T K_R}\sigma_{FP} = \frac{0{,}972}{(1)(1)}(311\ MPa) = 302{,}423\ MPa$$

El factor de seguridad para el piñon:

$$FS = \frac{\sigma_F'}{\sigma_F} = \frac{302{,}423\ MPa}{200{,}696\ \ MPa} = 1{,}5$$

El factor de seguridad para el engrane:

$$FS = \frac{\sigma_F'}{\sigma_F} = \frac{302{,}423\ MPa}{208{,}452\ MPa} = 1{,}5$$

Cálculos de las cargas de contacto. El semiancho de contacto b se calcula con la ecuación [22]:

$$b = \left(\frac{2(\ 14631.241\ N)}{\pi(65\ mm)} x \frac{\frac{1 - 0{,}28^2}{210\ 000\ Mpa} + \frac{1 - 0{,}28^2}{210\ 000\ Mpa}}{\frac{1}{(100\ mm)\ sin(20°)} + \frac{1}{(260\ mm)\ sin(20°)}} \right)^{0{,}5}$$

$$b = 0{,}1763mm$$

El área de contacto máximo se calcula con la ecuación [20]:

$$A = 2bF = 2(0{,}176\ mm)(65\ mm) = 22{,}914\ mm^2$$

La presión máxima de contacto lo calculamos con la ecuación [21]:

$$P_{máx} = \frac{2W}{\pi bF} = \frac{2(14\ 631{,}241\ N)}{\pi(0{,}176\ mm)(65\ mm)} = 812{,}992\ MPa$$

Cálculos de los esfuerzos de contacto. Calculamos los radios de curvaturas del piñon y engranaje con la ecuación [31] y [32]:

$$\rho_P = ((r_P + m(1 + X_P))^2 - (r_P\ cos\ \Phi)^2)^{0{,}5} - \pi m\ cos\ \Phi$$

$$\rho_P = \left(\left(\frac{100\ mm}{2} + 5\ mm \right)^2 - \left(\frac{100\ mm}{2} cos(20°) \right)^2 \right)^{0{,}5} - \pi(5\ mm)\ cos(20°)$$

$$\rho_P = 13{,}830\ \ mm$$

$$\rho_G = C\ sin\ \Phi - \rho_P = \left(\frac{100 + 260}{2} mm \right) sin(20°) - 13{,}830\ mm$$

$$\rho_G = 47{,}733\ mm$$

Calculamos el factor geométrico superior para el piñon y engrane con la ecuación [30]:

$$I_P = \frac{cos\ \Phi}{\left(\frac{1}{\rho_P} + \frac{1}{\rho_G} \right) d_P} = \frac{cos(20°)}{\left(\frac{1}{13{,}830\ mm} + \frac{1}{47{,}733\ mm} \right) 100\ mm} = 0{,}1008$$

$$I_G = \frac{cos\,\Phi}{\left(\frac{1}{\rho_P} + \frac{1}{\rho_G}\right) d_G} = \frac{cos(20°)}{\left(\frac{1}{13{,}830\ mm} + \frac{1}{47{,}733\ mm}\right) 260\ mm} = 0{,}039$$

El factor dinámico $C_V=K_V=0{,}833$.

El factor de sobrecarga $C_a=K_a=1$.

El factor de distribución de carga $C_m=K_m=1{,}7$.

El factor de tamaño $C_S=K_S=1$.

El factor de superficie $C_f=1$.

El coeficiente C_p lo calculamos con la ecuación [29] o la Anexo A11:

$$C_P = 190{,}436\ (MPa)^{0,5}$$

El esfuerzo de contacto lo calculamos con la ecuación [28].

$$\sigma_C = C_P \left(\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_v} C_S C_F\right)^{0,5}$$

Para el piñon:

$$\sigma_C = 190{,}436(MPa)^{0,5} \left(\frac{(13\ 748{,}869\ N)(1)(1{,}7)(1)(1)}{(65\ mm)(0{,}101)(100\ mm)(0{,}833)}\right)^{0,5}$$

$$\sigma_C = 1\ 246{,}17\ MPa$$

Para el engrane:

$$\sigma_C = 190{,}436(MPa)^{0,5} \left(\frac{(13\ 748{,}869\ N)(1)(1.7)(1)(1)}{(65\ mm)(0{,}039)(260\ mm)(0{,}833)}\right)^{0,5}$$

$$\sigma_C = 1\ 246{,}176 MPa$$

Cálculo de resistencia a la fatiga por contacto. Estimamos la resistencia a la fatiga por contacto del material a partir de la dureza cementada en la superficie con la ecuación [40]:

$$\sigma_{CP} = 237 + 2{,}41(705) = 1936\ \text{MPa}$$

Para calcular el factor de vida C_L definimos los ciclos de trabajo de los engranajes para 5años. El factor de vida se calcula a partir del Anexo B3:

$$N = \frac{208{,}365\ rev}{min}\left(\frac{60\ min}{h}\right)(40x52x5\ h) = 1{,}3x10^8$$

$$C_L = 1{,}449(1{,}3x10^8)^{-0{,}023} = 0{,}943$$

El factor de temperatura $C_T=K_T=1$.

El factor de confiabilidad $C_R=K_R=1$.

El factor de dureza $C_H=1$ mismo material piñon y engrane.

La resistencia a la fatiga corregida lo calculamos con la ecuación [35]:

$$\sigma_C' = \frac{C_L C_H}{C_T C_R}\sigma_{CP} = \frac{(0{,}943)(1)}{(1)(1)} 1936\ MPa = 1\ 825{,}168\ MPa$$

El factor de seguridad para el piñon y para el engrane:

$$FS = \left(\frac{\sigma_C'}{\sigma_C}\right)^2 = \left(\frac{1\ 825.168\ MPa}{1\ 246{,}176\ MPa}\right)^2 = 2{,}1$$

C 4. Cálculos de diseño eje 1-1

Cálculo del momento flexionante eje 1-1. Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*B*", analizando el plano *Y-Z*:

$$\sum W_Z = W_{t1} - R_{bz} - R_{dz} = 0$$
$$R_{bz} = 3\ 297{,}789\ N - R_{dz}$$
$$\sum M_B = W_{t1}(44{,}5\ mm) - R_{dz}(188\ mm) = 0$$
$$R_{dz} = 3\ 297{,}789\ N\left(\frac{44{,}5\ mm}{188\ mm}\right) = 780{,}594\ N$$
$$R_{bz} = 3\ 297{,}789\ N - 780{,}594\ N = 2\ 517{,}195\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano *Y-Z* seccionando las longitudes teniendo como extremo la carga, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = R_{bz}(Y) - M = 0$$
$$M = 2\ 517{,}195(\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 44{,}5)$$
$$\sum M = R_{bz}(Y) - W_{t1}(Y - 44{,}5) - M = 0$$
$$M = 2\ 517{,}195(\mathrm{Y}) - 3\ 297{,}789(\mathrm{Y} - 44{,}5) \quad para\ (44{,}5 < Y < 188)$$

Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*B*", analizando el plano *Y-X*:

$$\sum W_X = W_{r1} - R_{bx} - R_{dx} = 0$$
$$R_{bx} = 1\ 200{,}297\ N - R_{dx}$$
$$\sum M_B = W_{r1}(44{,}5\ mm) - R_{dx}(188\ mm) = 0$$

$$R_{dx} = 1\,200{,}297\ N\left(\frac{44{,}5\ mm}{188\ mm}\right) = 284{,}113\ N$$

$$R_{bx} = 1200{,}297\ N - 284{,}113\ N = 916{,}184\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano *Y-X* seccionando las longitudes, teniendo como extremo las carga, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = R_{bx}(Y) - M = 0$$

$$M = 916{,}184\ (\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 44{,}5)$$

$$\sum M = R_{bx}(Y) - W_{r1}(Y - 44{,}5) - M = 0$$

$$M = 916{,}184(\mathrm{Y}) - 1\,200{,}297(\mathrm{Y} - 44{,}5) \quad para\ (44{,}5 < Y < 188)$$

Cálculo del diámetro mínimo eje 1-1. Calculamos el factor de concentración de esfuerzos para la sección *B* en el eje 1-1 por flexión y torsión:

Radio entalle *r=1.*

Diámetro menor escalonado *d=20.*

Diámetro mayor de escalonado *D=25.*

Relación de entalle *r/d=0,05.*

Relación diámetros *D/d=1,25.*

La concentración de esfuerzo geométrico por flexión K_t*=1,9* y torsión K_{ts}*=1,6* se estima del Anexo B5.

La sensibilidad a la mueca a flexión *q=0,84* y a torsión q_s*=0,86* se estimó con el gráfico del anexo B4.

Los factores de concentración de esfuerzo a flexión K_f y torsión K_{fs} lo calculamos con las ecuaciones [50], [51] (Norton, 2011, p. 263):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \qquad [50]$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \qquad [51]$$

$$K_f = 1 + 0{,}84\ (1{,}9 - 1) = 1{,}756$$

$$K_{fs} = 1 + 0{,}86(1{,}6 - 1) = 1{,}516$$

El diámetro mínimo de la sección en *B* para un factor de seguridad N_f *=2,5* lo calculamos con la ecuación [52] (Norton, 2011, p. 420):

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M}{s_e} \right)^2 + 0{,}75 \left(K_{fs} \frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{o,5} \right\}^{1/3} \quad [52]$$

$$d = \left\{ \frac{32(2{,}5)}{\pi} \left[\left(\frac{1{,}756(0)}{361{,}532} \right)^2 + 0{,}75 \left(\frac{(1{,}516)(98{,}109)(1000)}{750} \right)^2 \right]^{0,5} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 16{,}353\ mm$$

Los resultados de los cálculos para las otras secciones A, B, C y D se muestran en la Tabla 11 a detalle.

C5. Cálculos de diseño eje 2-3

Cálculo del momento flexionante eje 2-3. Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*A*", analizando el plano *Y-Z*:

$$\sum W_Z = W_{t3} - W_{t2} - R_{az} - R_{dz} = 0$$

$$R_{az} = 3491{,}7762\ N - R_{dz}$$

$$\sum M_a = W_{t3}(112\ mm) - W_{t2}(46\ mm) - R_{dz}(181\ mm) = 0$$

$$R_{dz} = \frac{6789{,}5658\ N\ (112) - 3297{,}7886\ N\ (46)}{181} = 3363{,}1663\ N$$

$$R_{az} = 3491{,}7762\ N - 3363{,}1663\ N = 128{,}6099\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano *Y-Z*, seccionando las longitudes teniendo como extremo las cargas, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = R_{az}(Y) - M = 0$$

$$M = 128{,}6099\ (\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 46)$$

$$\sum M = R_{az}(Y) + W_{t2}(Y - 46) - M = 0$$

$$M = 128{,}6099(\mathrm{Y}) + 3297{,}7886(\mathrm{Y} - 46) \quad para\ (46 < Y < 112)$$

$$\sum M = R_{az}(Y) + W_{t2}(Y - 46) - W_{t3}(Y - 112) - M = 0$$

$$M = 128{,}6099(Y) + 3297{,}7886(Y - 46) - 6789{,}5658(Y - 112)$$

$$para\ (112 < Y < 181)$$

Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*A*", analizando el plano *Y-X*:

$$\sum W_X = W_{r3} - W_{r2} - R_{ax} - R_{dx} = 0$$

$$R_{ax} = 1270{,}9026\ N - R_{dx}$$

$$\sum M_a = W_{r3}(112\ mm) - W_{r2}(46\ mm) - R_{dx}(181\ mm) = 0$$

$$R_{dx} = \frac{2471{,}1995\ N\ (112) - 1200{,}2969\ N\ (46)}{181} = 1224{,}0922\ N$$

$$R_{ax} = 1270{,}9026\ N - 1224{,}0922\ N = 46{,}8104\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano *Y-X* seccionando las longitudes teniendo como extremo las cargas, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = R_{ax}(Y) - M = 0$$

$$M = 46{,}8104\ (\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 46)$$

$$\sum M = R_{ax}(Y) + W_{r2}(Y - 46) - M = 0$$

$$M = 46{,}8104(\mathrm{Y}) + 1200{,}2969(\mathrm{Y} - 46) \quad para\ (46 < Y < 112)$$

$$\sum M = R_{ax}(Y) + W_{r2}(Y - 46) - W_{r3}(Y - 112) - M = 0$$

$$M = 46{,}8104(Y) + 1200{,}2969\ (Y - 46) - 2471{,}1995(Y - 112)$$

$$para\ (112 < Y < 181)$$

Cálculo del diámetro mínimo del eje 2-3. Calculamos el factor de concentración de esfuerzos para la sección *A* en el eje *2-3* por flexión y torsión:

Radio entalle *r=1.*

Diámetro menor escalonado *d=25*.

Diámetro mayor de escalonado *D=35.*

Relación de entalle *r/d=0,04.*

Relación de diámetros *D/d=1,4.*

La concentración de esfuerzo geométrico por flexión K_t*=2,0* y torsión K_{ts}*=1,8* se estima del Anexo B5.

La sensibilidad a la mueca a flexión *q=0,84* y a torsión q_s*=0,86* se estimó con el gráfico del anexo B4.

Los Factores de concentración de esfuerzo a flexión K_f y torsión K_{fs} lo calculamos con las ecuaciones [50], [51] (Norton, 2011, p. 263):

$$K_f = 1 + 0{,}84\ (2{,}0 - 1) = 1{,}84$$

$$K_{fs} = 1 + 0{,}86(1{,}8 - 1) = 1{,}688$$

El diámetro mínimo de la sección en *A* para un factor de seguridad $N_f = 2,5$ lo calculamos con la ecuación [52] (Norton, 2011, p. 420):

$$d = \left\{ \frac{32(2,5)}{\pi} \left[\left(\frac{1,84(0)}{361,5318} \right)^2 + 0,75 \left(\frac{(1,688)(259,7009)(1000)}{750} \right)^2 \right]^{0,5} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 23,4469\ mm$$

Los resultados de los cálculos para las otras secciones A, B, C y D se muestran en la Tabla 12 a detalle.

C6. Cálculos de diseño eje 4-5

Cálculo del momento flexionante eje 4-5. Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*A*", analizando el plano *Y-Z:*

$$\sum W_Z = W_{t5} - W_{t4} + R_{az} - R_{dz} = 0$$

$$R_{az} = -6959,3039\ N + R_{dz}$$

$$\sum M_a = W_{t5}(313\ mm) - W_{t4}(104,5\ mm) - R_{dz}(385\ mm) = 0$$

$$R_{dz} = \frac{13748,8687\ N\ (313) - 6789,5648\ N\ (104,5)}{385} = 9334,7698\ N$$

$$R_{az} = -6959,3039\ N + 9334,7698\ N = 2375,4659\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano Y-Z seccionando las longitudes teniendo como extremo las carga, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = R_{az}(Y) - M = 0$$

$$M = -2375,4659\ (\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 104,5)$$

$$\sum M = -R_{az}(Y) + W_{t4}(Y - 104,5) - M = 0$$

$$M = -2375,4659(\mathrm{Y}) + 6789,5648(\mathrm{Y} - 104,5) \quad para\ (104,5 < Y < 313)$$

$$\sum M = -R_{az}(Y) + W_{t4}(Y - 104,5) - W_{t5}(Y - 313) - M = 0$$

$$M = -2375,4659(Y) + 6789,5648(Y - 104,5)\ - 13748,8687\ (Y - 313)$$

$$para\ (313 < Y < 385)$$

Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*A*", analizando el plano *Y-X*:

$$\sum W_X = W_{r5} - W_{r4} + R_{ax} - R_{dx} = 0$$

$$R_{ax} = -2532,9795\ N + R_{dx}$$

$$\sum M_a = W_{r5}(313\ mm) - W_{r4}(104{,}5\ mm) - R_{dx}(385\ mm) = 0$$

$$R_{dx} = \frac{5004{,}1790N\ (313\ ) - 2471{,}1995\ N\ (104{,}5)}{385} = 3397{,}5784\ N$$

$$R_{ax} = -2532{,}9795\ N + 3397{,}5784\ N = 864{,}5989\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano *Y-X* seccionando las longitudes teniendo como extremo las cargas, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = -R_{ax}(Y) - M = 0$$

$$M = -864{,}5989\ (\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 104{,}5)$$

$$\sum M = -R_{ax}(Y) + W_{r4}(Y - 104{,}5) - M = 0$$

$$M = -864{,}5989\ \mathrm{N} + 2471{,}1995\ N\ (Y - 104{,}5) \quad para\ (104{,}5 < Y < 313)$$

$$\sum M = -R_{ax}(Y) + W_{r4}(Y - 104{,}5) - W_{r5}(Y - 313) - M = 0$$

$$M = -864{,}5989\ N + 2471{,}1995\ N(Y - 104{,}5) - \ 5004{,}1790N(Y - 313)$$

$$para\ (313 < Y < 385)$$

Cálculo del diámetro mínimo eje 4-5. Calculamos el factor de concentración de esfuerzos para la sección *A* en el eje *4-5* por flexión y torsión:

Radio entalle *r=1.*

Diámetro menor escalonado *d=40.*

Diámetro mayor de escalonado *D=47.*

Relación de entalle *r/d=0,03.*

Relación diámetros *D/d=1,18.*

La concentración de esfuerzo geométrico por flexión K_t*=2,15* y torsión K_{ts}*=1,85* se estima del Anexo B5.

La sensibilidad a la mueca a flexión q=0,84 y a torsión q_s=0,86 se estimó con el gráfico del anexo B4.

Los Factores de concentración de esfuerzo a flexión K_f y torsión K_{fs} lo calculamos con las ecuaciones [50], [51] (Norton, 2011, p. 263):

$$K_f = 1 + 0{,}84\ (2{,}15 - 1) = 1{,}966$$

$$K_{fs} = 1 + 0{,}86(1{,}85 - 1) = 1{,}731$$

El diámetro mínimo de la sección en *A* para un factor de seguridad N_f *=2,5* lo calculamos con la ecuación [52] (Norton, 2011, p. 420):

$$d = \left\{ \frac{32(2{,}5)}{\pi} \left[\left(\frac{1{,}966(0)}{361{,}5318} \right)^2 + 0{,}75 \left(\frac{(1{,}731)(687{,}4434)(1000)}{750} \right)^2 \right]^{0{,}5} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 32{,}7075\ mm$$

Los resultados de los cálculos para las otras secciones A, B, C y D se muestran en la Tabla 13 a detalle.

C7. Cálculos de diseño eje 6-6

Cálculo del momento flexionante eje 6-6. Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*A*", analizando el plano *Y-Z*:

$$\sum W_Z = -W_{t6} + R_{az} + R_{cz} = 0$$
$$R_{az} = 13748{,}8687\ N - R_{cz}$$
$$\sum M_a = -W_{t6}(84{,}5\ mm) + R_{cz}(155\ mm) = 0$$
$$R_{cz} = 13748{,}8687\ N \left(\frac{84{,}5\ mm}{155\ mm} \right) = 7495{,}3510\ N$$
$$R_{az} = 13748{,}8687\ N - 7495{,}3510\ N = 6253{,}5177\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano *Y-Z*, seccionando las longitudes teniendo como extremo las cargas, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = -R_{az}(Y) - M = 0$$
$$M = -6253{,}5177(\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 84{,}5)$$
$$\sum M = -R_{az}(Y) + W_{t6}(Y - 84{,}5) - M = 0$$
$$M = -6253{,}5177(\mathrm{Y}) + 13748{,}8687(\mathrm{Y} - 84{,}5) \quad para\ (84{,}5 < Y < 155)$$

Calculamos las reacciones mediante sumatorias de fuerzas y momentos en "*A*", analizando el plano *Y-X*:

$$\sum W_X = -W_{r6} + R_{ax} + R_{cx} = 0$$
$$R_{ax} = 5004{,}1789\ N - R_{cx}$$
$$\sum M_A = -W_{r6}(84{,}5\ mm) + R_{cx}(155\ mm) = 0$$
$$R_{cx} = 5004{,}1789\ N \left(\frac{84{,}5\ mm}{155\ mm} \right) = 2728{,}0846\ N$$
$$R_{ax} = 5004{,}1789\ N - 2728{,}0846\ N = 2276{,}0943\ N$$

Calculamos el momento flexionante en el plano *Y-X* seccionando las longitudes teniendo como extremo las carga, mediante sumatoria de momentos tenemos:

$$\sum M = -R_{ax}(Y) - M = 0$$

$$M = -2276{,}0943(\mathrm{Y}) \quad para\ (0 < Y < 84{,}5)$$

$$\sum M = -R_{ax}(Y) + W_{r6}(Y - 84{,}5) - M = 0$$

$$M = -2276{,}0943(\mathrm{Y}) + 5004{,}1789(\mathrm{Y} - 84{,}5) \quad para\ (84{,}5 < Y < 155)$$

Cálculo del diámetro mínimo eje 6-6. Calculamos el factor de concentración de esfuerzos para la sección *A* en el eje *6-6* por flexión y torsión:

Radio entalle *r=1.*

Diámetro menor escalonado *d=45.*

Diámetro mayor de escalonado *D=50.*

Relación de entalle *r/d=0,02.*

Relación diámetros *D/d=1,11.*

La concentración de esfuerzo geométrico por flexión K_t*=2,25* y torsión K_{ts}=1,55 se estima del Anexo B5.

La sensibilidad a la mueca a flexión *q=0,84* y a torsión q_s*=0,86* se estimó con el gráfico del anexo B4.

Los factores de concentración de esfuerzo a flexión K_f y torsión K_{fs} lo calculamos con las ecuaciones ecuación [50] y [51] (Norton, 2011, p. 263):

$$K_f = 1 + 0{,}84\ (2{,}25 - 1) = 2{,}05$$

$$K_{fs} = 1 + 0{,}86(1{,}55 - 1) = 1{,}473$$

El diámetro mínimo de la sección en *A* para un factor de seguridad N_f *=2,5* lo calculamos con la ecuación [52] (Norton, 2011, p. 420):

$$d = \left\{ \frac{32(2{,}5)}{\pi} \left[\left(\frac{2{,}05(0)}{361{,}5318} \right)^2 + 0{,}75 \left(\frac{(1{,}473)(1787{,}3529)(1000)}{750} \right)^2 \right]^{0{,}5} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 42.6194\ mm$$

Los resultados de los cálculos para las otras secciones A, B, C y D se muestran en la Tabla 14 a detalle.

Anexo D. Diseño de investigación y recolección de datos

Tabla D1

Formato de recolección de datos de fatiga a flexión

N°	Resultados en el piñón				Resultados en el engranaje			
	Torque (N.m)	**Esfuerzo de flexión (MPa)**	**Vida (Ciclos)**	**Daño (%)**	**Torque (N.m)**	**Esfuerzo de flexión (MPa)**	**Vida (Ciclos)**	**Daño (%)**
1	60							
2	70							
3	80							
4	90							
5	98							
6	100							
7	110							
8	120							
9	130							
10	140							
11	150							
12	160							
13	170							
14	180							
15	190							

Nota. Elaborado por el investigador.

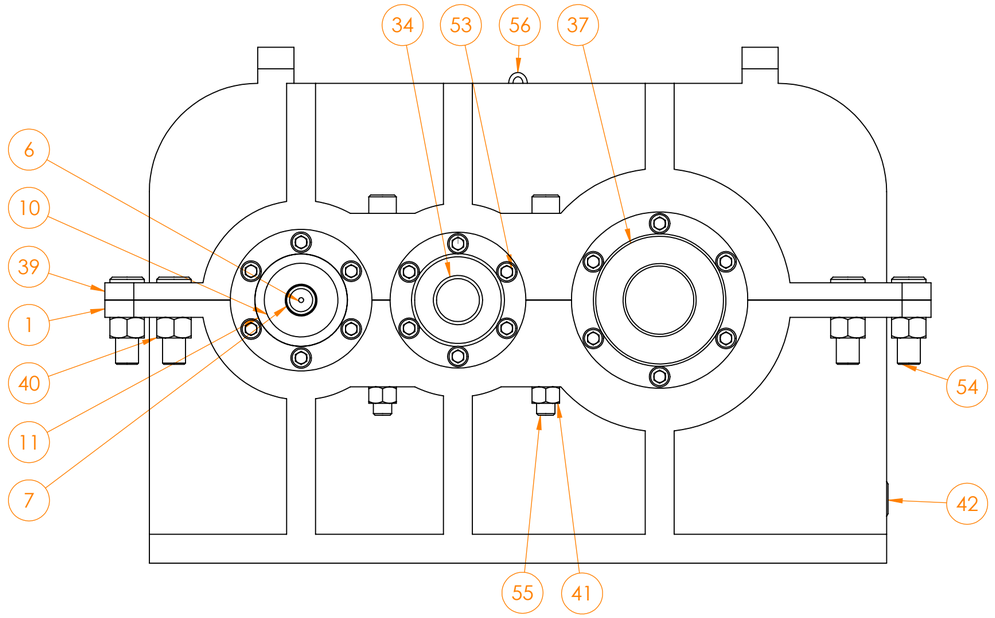
Tabla D2

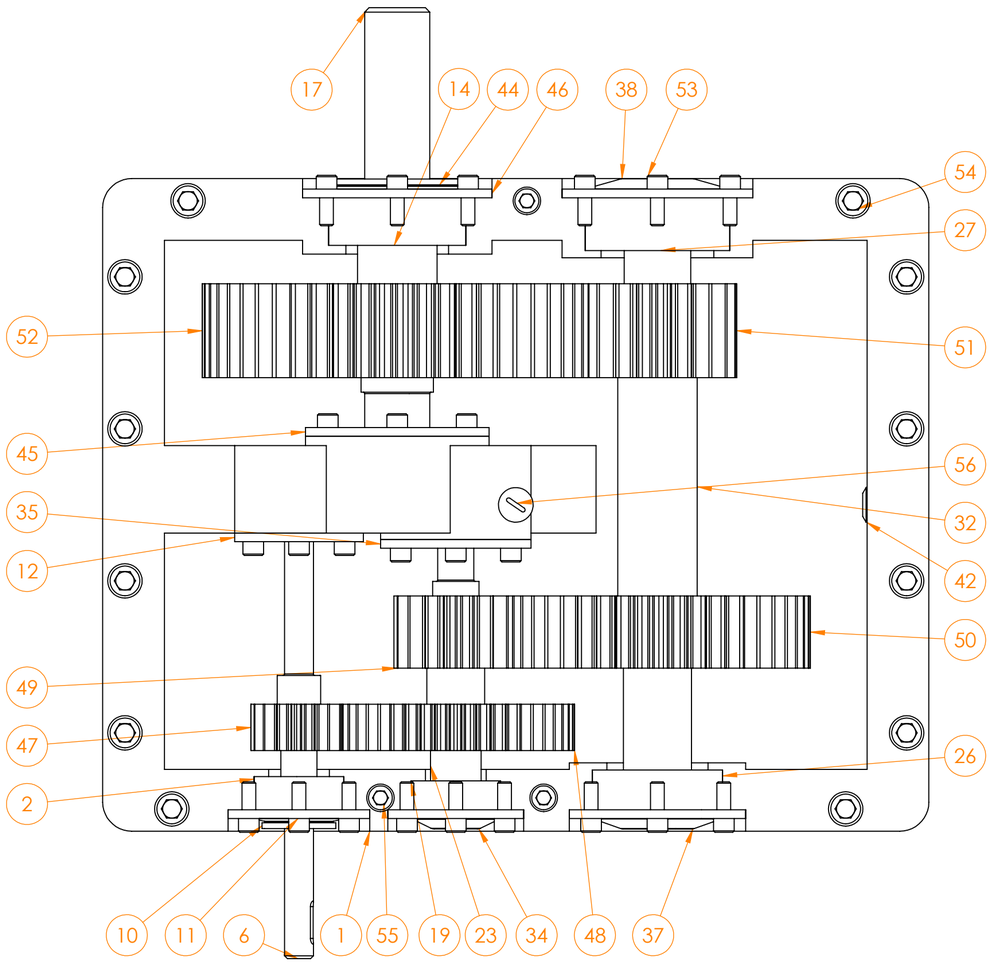
Formato de recolección de datos de fatiga a contacto

N°	Resultados en el piñón				Resultados en el engranaje			
	Torque (N.m)	Esfuerzo de contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)	Torque (N.m)	Esfuerzo de Contacto (MPa)	Vida (Ciclos)	Daño (%)
1	60							
2	70							
3	80							
4	90							
5	98							
6	100							
7	110							
8	120							
9	130							
10	140							
11	150							
12	160							
13	170							
14	180							
15	190							

Nota. Elaborado por el investigador.

Anexo E. Lista de Planos





N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	CARCASA CUERPO		1
2	ALOJAMIENTO 1.1		1
3	ALOJAMIENTO 1.2		1
4	ANILLO DE RETENCION 1-1	ANILLO SEEGER EXTERNO DSR-20	3
5	CHAVETA 01	CHAVETA 8X5X30	1
6	EJE 1-1		1
7	RETEN 20x35x10 TC-NBR		1
8	RODAJE 4204 ATN9		1
9	RODAJE 4304 ATN9		1
10	TAPA DE RETEN 1-1		1
11	TAPA DE RODAJE 1.1		1
12	TAPA DE RODAJE 1.2		1
13	ALOJAMIENTO 6.1		1
14	ALOJAMIENTO 6.2		1
15	ANILLO DE RETENCION 6-6	ANILLO SEEGER EXTERNO DSR-45	3
16	CHAVETA 06	CHAVETA 16X10X60	1
17	EJE 6-6		1
18	RODAJE 4209 ATN9		2
19	ALOJAMIENTO 2		1
20	ALOJAMIENTO 3		1
21	CHAVETA 02	CHAVETA 10X6X30	1
22	CHAVETA 03	CHAVETA 10X6X46	1
23	EJE 2-3		1
24	RODAJE 4205 ATN9		1
25	RODAJE 4305 ATN9		1
26	ALOJAMIENTO 4		1
27	ALOJAMIENTO 5		1
28	CHAVETA 04	CHAVETA 14X6X46	1
29	CHAVETA 05	CHAVETA 14X6X60	1
30	RODAJE 4208 ATN9		1
31	RODAJE 4308 ATN9		1
32	EJE 4-5		1
33	ANILLO DE RETENCION 2-3	ANILLO SEEGER EXTERNO DSR-25	3
34	TAPA DE RODAJE 2		1
35	TAPA DE RODAJE 3		1
36	ANILLO DE RETENCION 4-5	ANILLO SEEGER EXTERNO DSR-40	2
37	TAPA DE RODAJE 4		1
38	TAPA DE RODAJE 5		1
39	CARCASA TAPA		1
40	HNUT 0.6250-18-D-N	TUERCA HEXAGONAL 5/8"	12
41	HNUT 0.5000-20-D-N	TUERCA HEXAGONAL 1/2"	3
42	TAPON DE DRENAJE		1
43	RETEN 45x75x12 TC-NBR		1
44	TAPA DE RETEN 6-6		1
45	TAPA DE RODAJE 6.1		1
46	TAPA DE RODAJE 6.2		1
47	ENGRANAJE 01	3.5MM, 17 DIENTES	1
48	ENGRANAJE 02	3.5MM, 45 DIENTES	1
49	ENGRANAJE 03	4.5MM, 17 DIENTES	1
50	ENGRANAJE 04	4.5MM, 45 DIENTES	1
51	ENGRANAJE 05	5.0MM, 20 DIENTES	1
52	ENGRANAJE 06	5.0MM, 52 DIENTES	1
53	HX-SHCS 0.375-16x1x1-N	PERNO SOCKET 3/8"x1"	48
54	HX-SHCS 0.625-18x1.75x1.75-N	PERNO SOCKET 5/8"x1.3/4"	12
55	HX-SHCS 0.5-13x5.5x1.75-N	PERNO SOCKET 1/2"x5.1/2"	3
56	TAPON DE INGRESO		1
57	TAPON VISOR		1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA | REVISIÓN

TESIS

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	JVILLA		07/2020
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

MATERIAL:

PESO: 200.0 KG

TÍTULO:
ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA

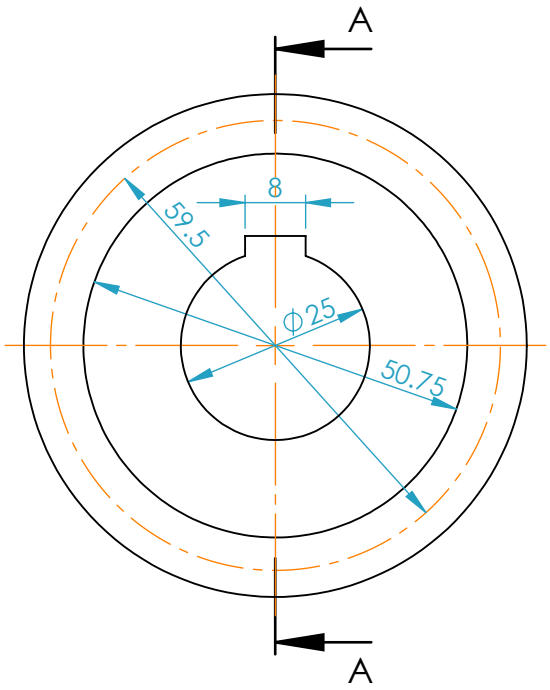
PLANO:
CONJUNTO REDUCTOR

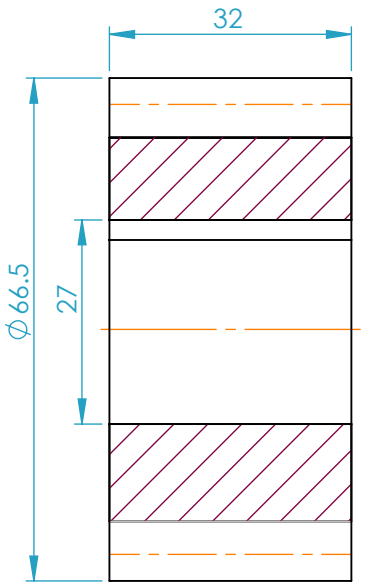
Nº PLANO E1

A2

ESCALA: 1:3

HOJA 1 DE 1

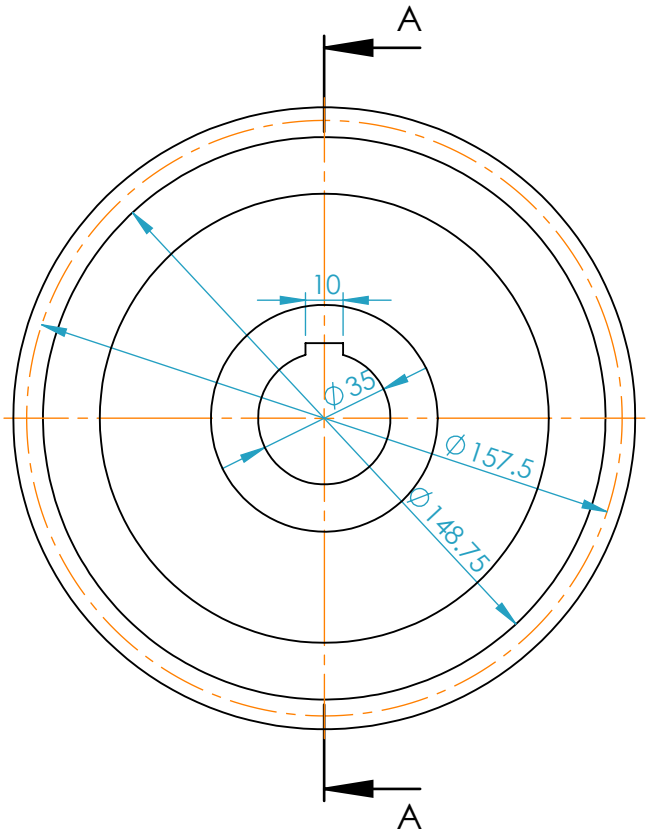


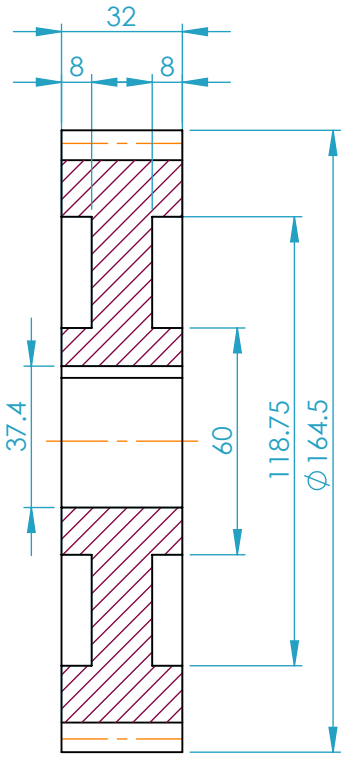


SECCIÓN A-A

N° Dientes (Np): 17
Módulo (m): 3.5
Angulo de presión(Φ): 20°
Dimensión de Chaveta: 8x5x30

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
			TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero 17CrNi6-6/AISI 3215	PLANO: ENGRANAJE 1	N° PLANO E2
						A4
				PESO: 0.541 kg	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1

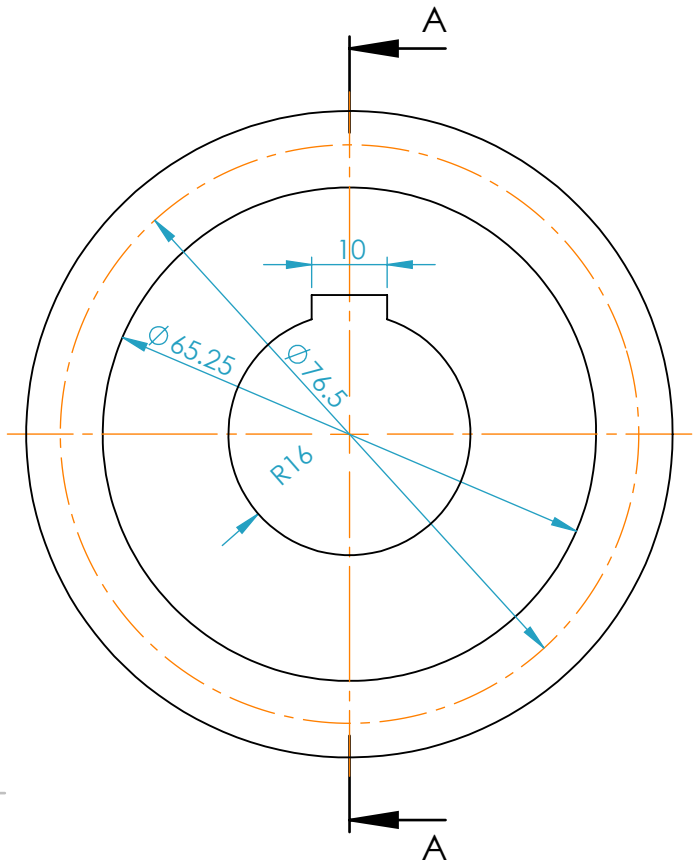


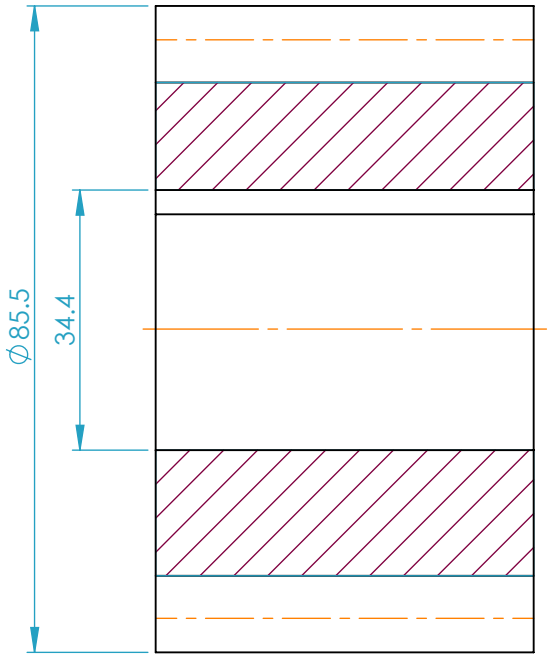


SECCIÓN A-A

N° Dientes (Ng): 45
Módulo (m): 3.5
Angulo de presión(Φ): 20°
Dimensión de Chaveta: 10x6x30

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
			TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero 17CrNi6-6/AISI 3215	PLANO: ENGRANAJE 2	N° PLANO E3
						A4
				PESO: 3.53 kg	ESCALA:1:2	HOJA 1 DE 1



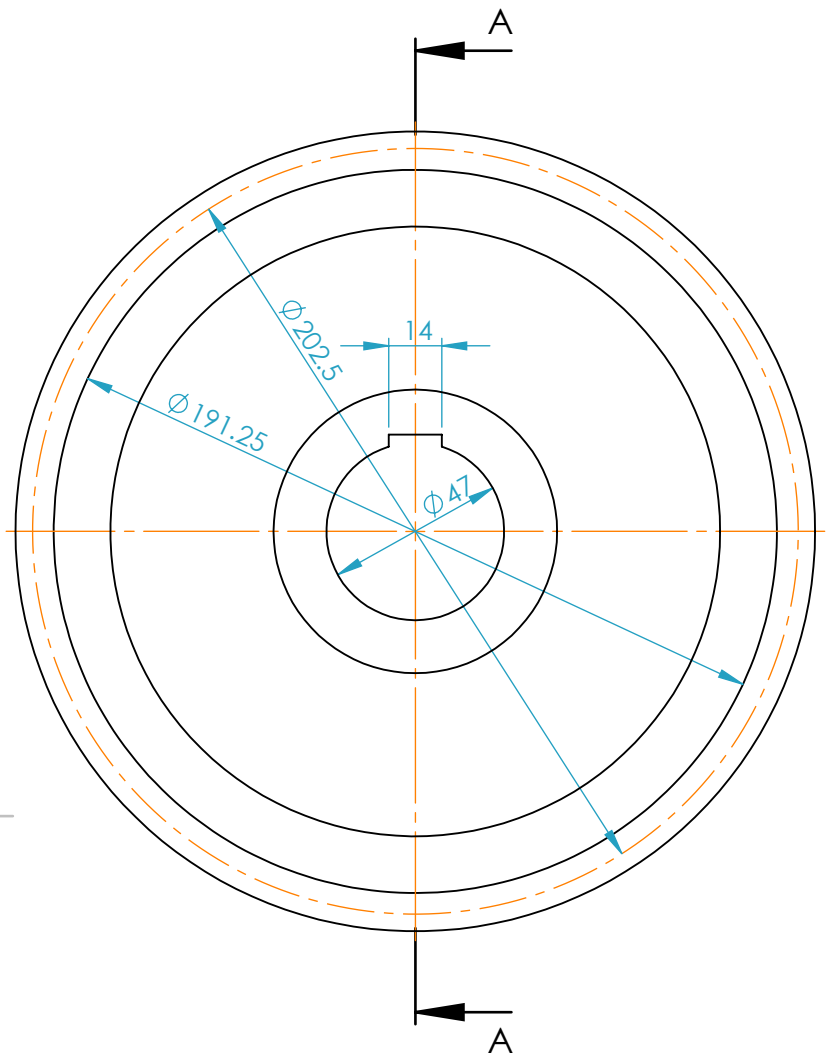


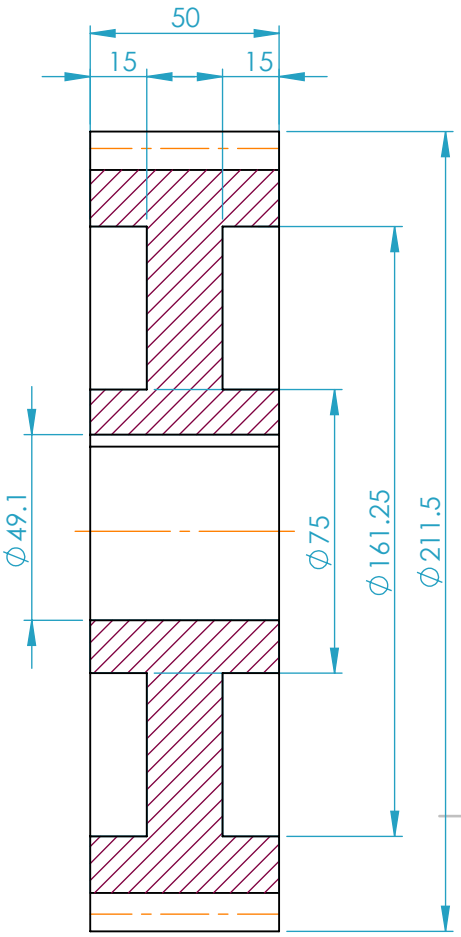
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

N° Dientes (Np): 17
Módulo (m): 4.5
Angulo de presión(Φ): 20°
Dimensión de Chaveta: 10x6x46

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
			TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero 17CrNi6-6/AISI 3215	PLANO: ENGRANAJE 3	N° PLANO E4
						A4
				PESO: 1.4 kg	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1

TÍTULO:
ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA



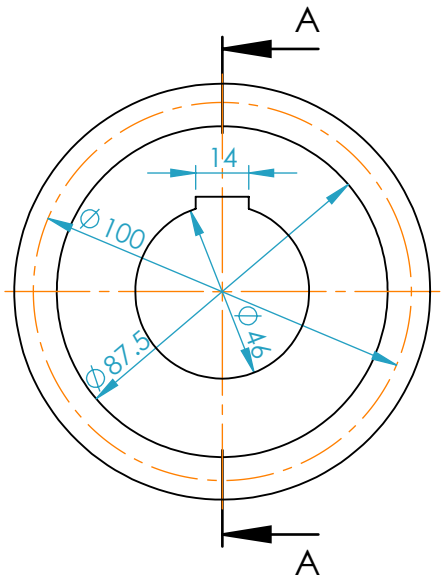


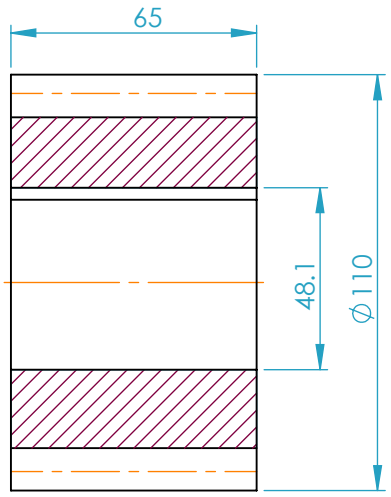
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

N° Dientes (Ng): 45
Módulo (m): 4.5
Angulo de presión(Φ): 20°
Dimensión de Chaveta: 14x6x46

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
			TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.						
MATERIAL: Acero 17CrNi6-6/AISI 3215			PLANO: ENGRANAJE 4		Nº PLANO E5	A4
PESO: 7,9 kg			ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1	

TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA



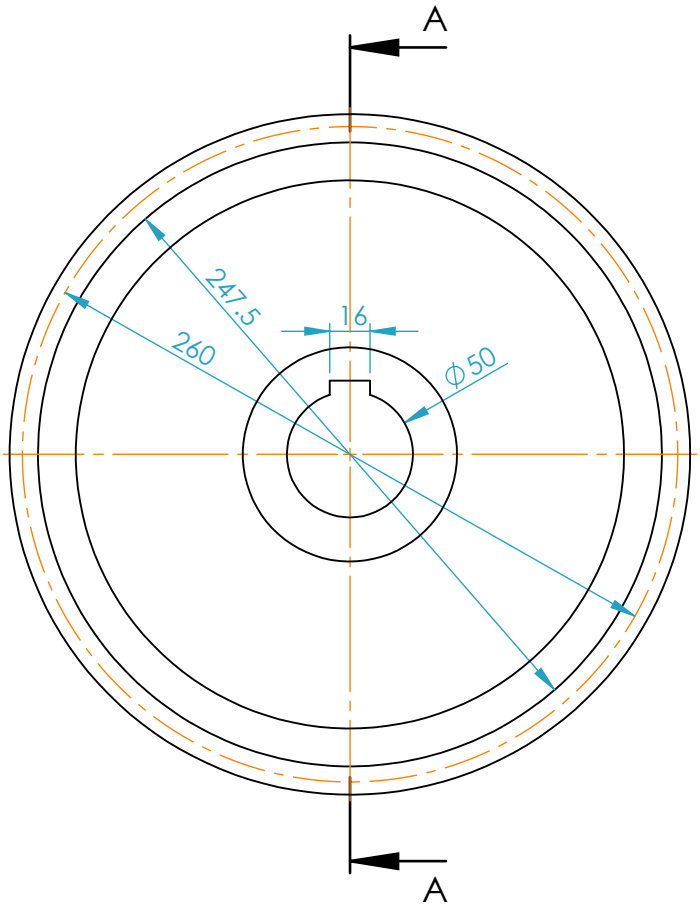


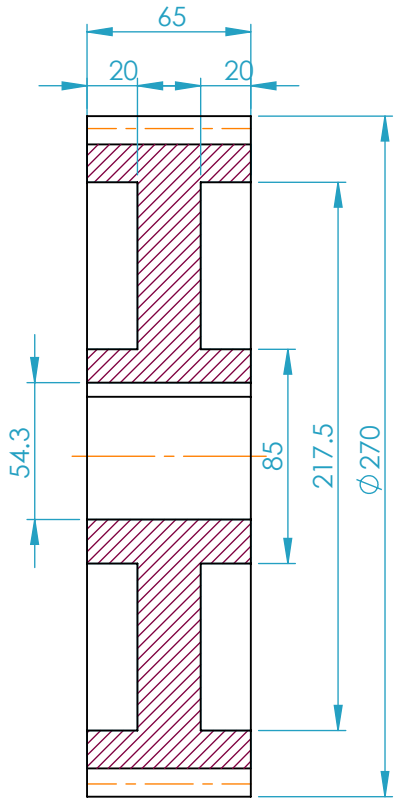
SECCIÓN A-A

N° Dientes (Np): 20
Módulo (m): 5
Angulo de presión(Φ): 20°
Dimensión de Chaveta: 14x6x60

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
			TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.						
	MATERIAL: Acero 17CrNi6-6/AISI 3215		PLANO: ENGRANAJE 5		N° PLANO E6	A4
	PESO: 3.0 kg		ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1	

TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA

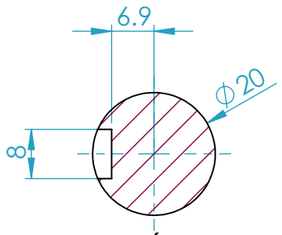




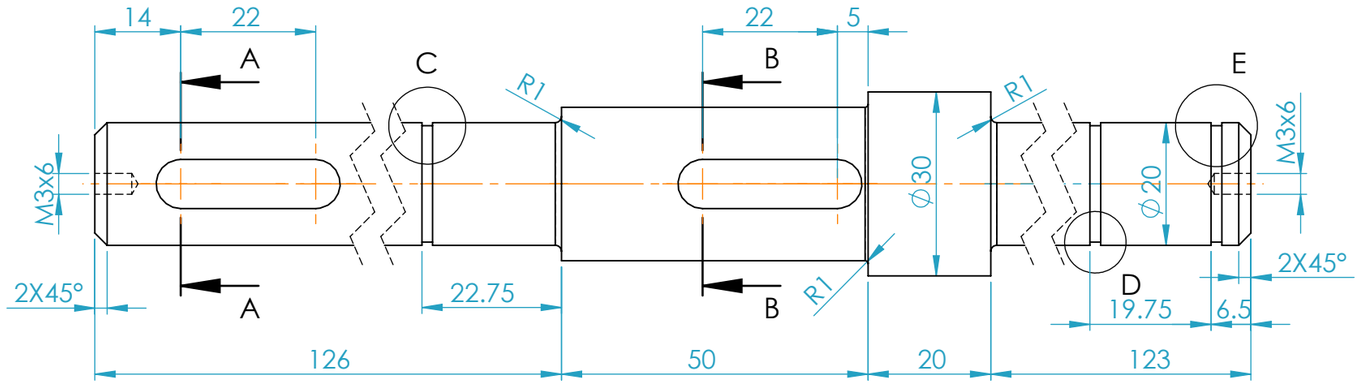
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 3

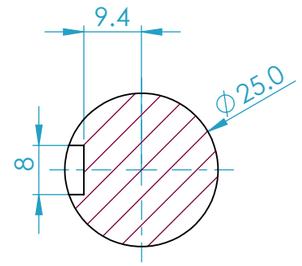
N° Dientes (Ng): 52
Módulo (m): 5
Angulo de presión(Φ): 20°
Dimensión de Chaveta: 16x10x60

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
			TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero 17CrNi6-6/AISI 3215	PLANO: ENGRANAJE 6	N° PLANO E7
						A4
				PESO: 15.77 kg	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1

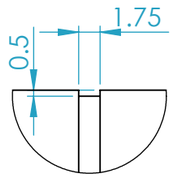


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

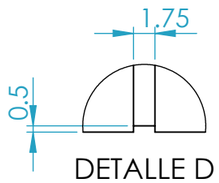




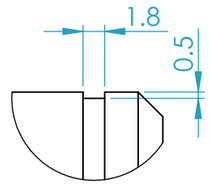
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

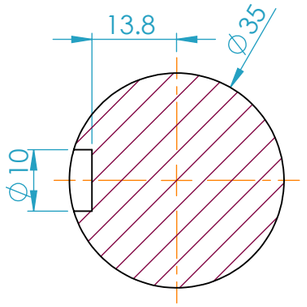


DETALLE D
ESCALA 2 : 1

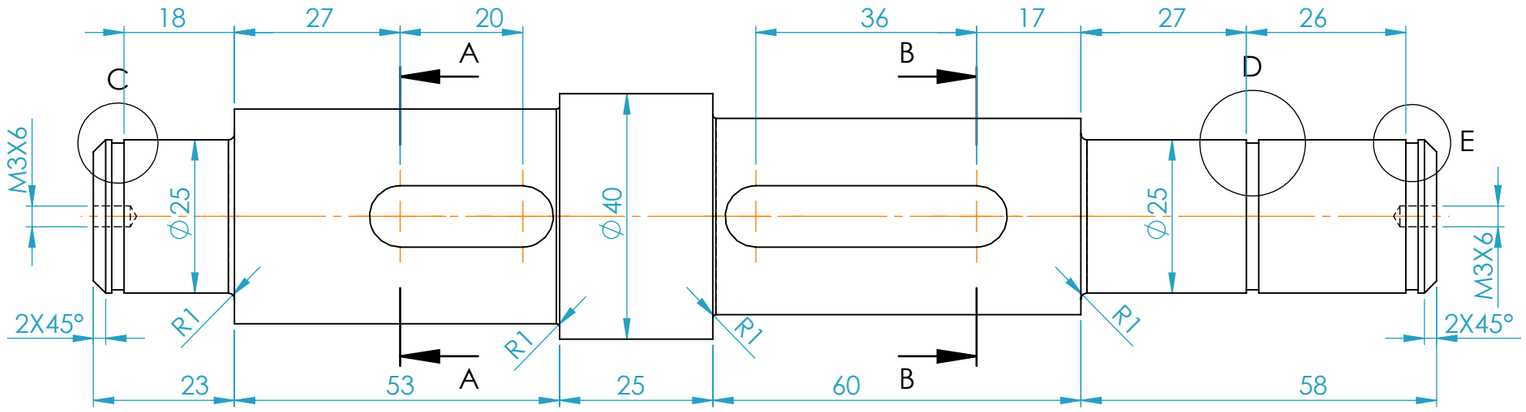


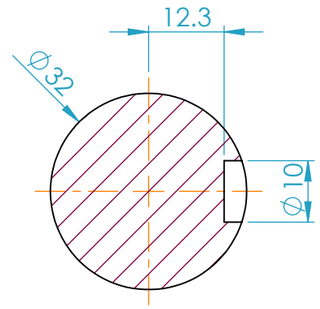
DETALLE E
ESCALA 2 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
				TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA			
DIBUJ.	JVILLA		07/2020				
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.				MATERIAL: Acero 42CRMO4/AISI 4140	PLANO: **EJE 1-1**		Nº PLANO E8
							A3
				PESO: 0.898 kg	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1	

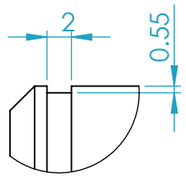


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

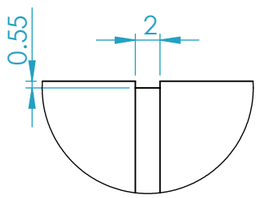




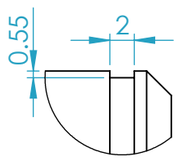
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1

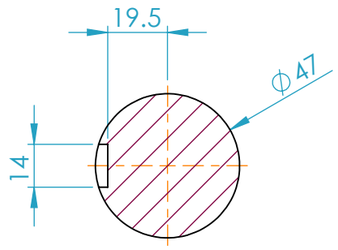


DETALLE D
ESCALA 2 : 1

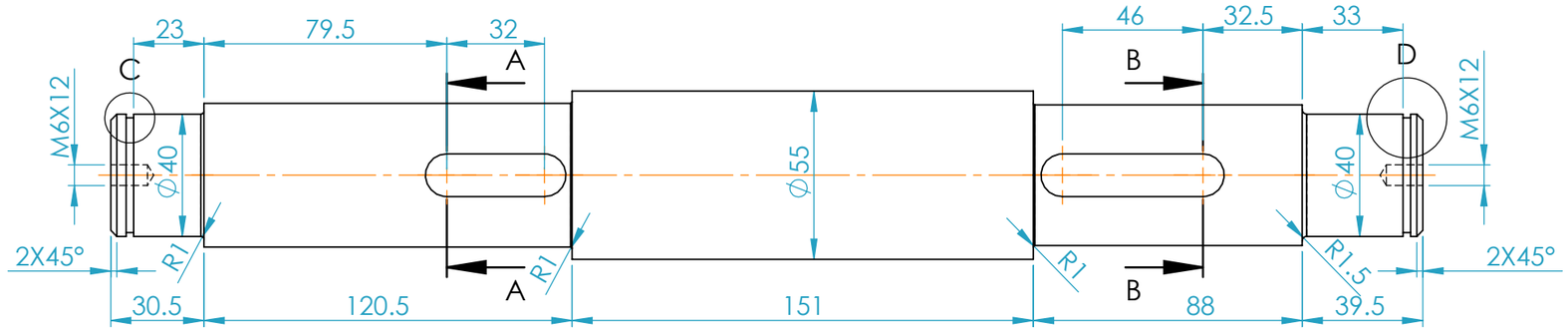


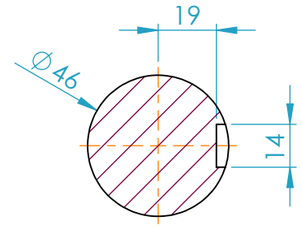
DETALLE E
ESCALA 2 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TESIS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA	
DIBUJ.	JVILLA		07/2020				
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.				MATERIAL: Acero 42CRMO4/AISI 4140		PLANO: **EJE 2-3**	Nº PLANO E9
							A3
				PESO: 1.305 kg		ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1

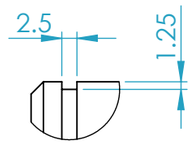


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

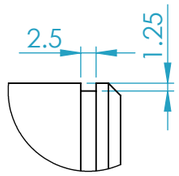




SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

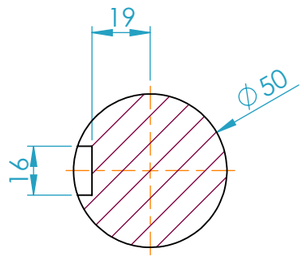


DETALLE C
ESCALA 1 : 1

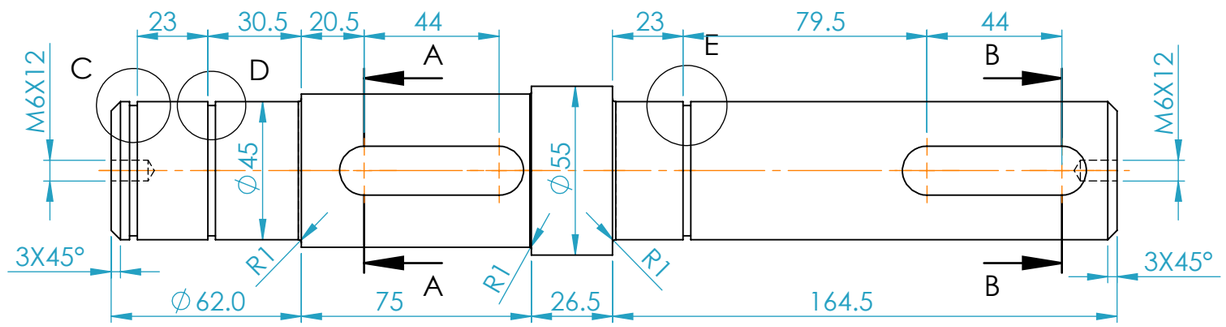


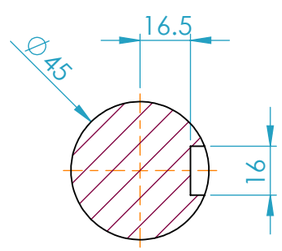
DETALLE D
ESCALA 1 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:				REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TESIS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA	
DIBUJ.	JVILLA		07/2020				
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.				MATERIAL: Acero 42CRMO4/AISI 4140		PLANO: **EJE 4-5**	Nº PLANO E10
							A3
				PESO: 6.199 kg		ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1

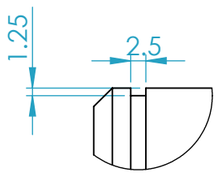


SECCIÓN A-A

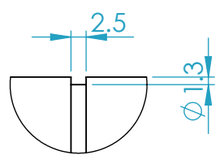




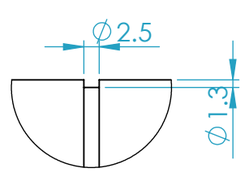
SECCIÓN B-B



DETALLE C
ESCALA 1 : 1

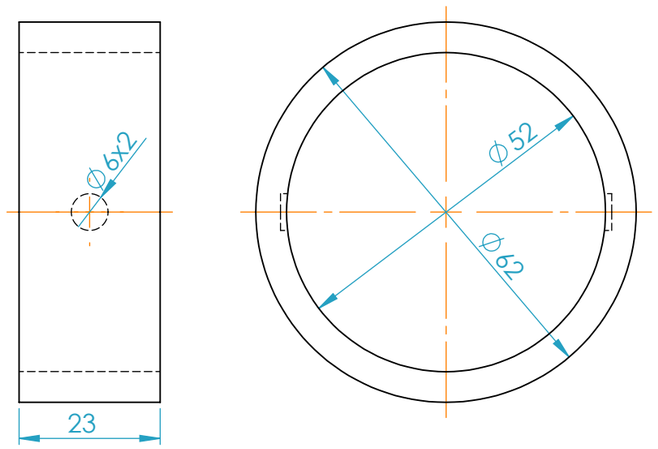


DETALLE D
ESCALA 1 : 1

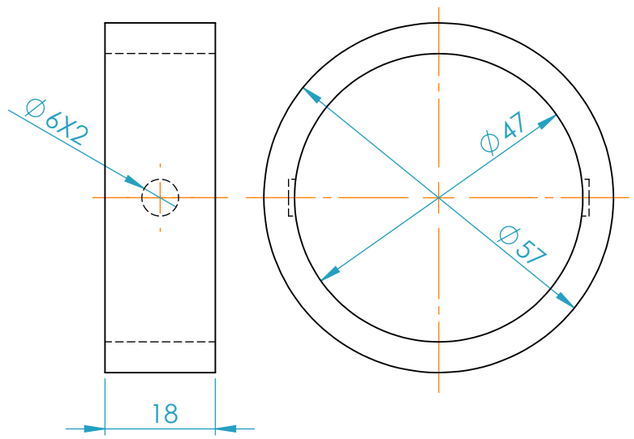


DETALLE E
ESCALA 1 : 1

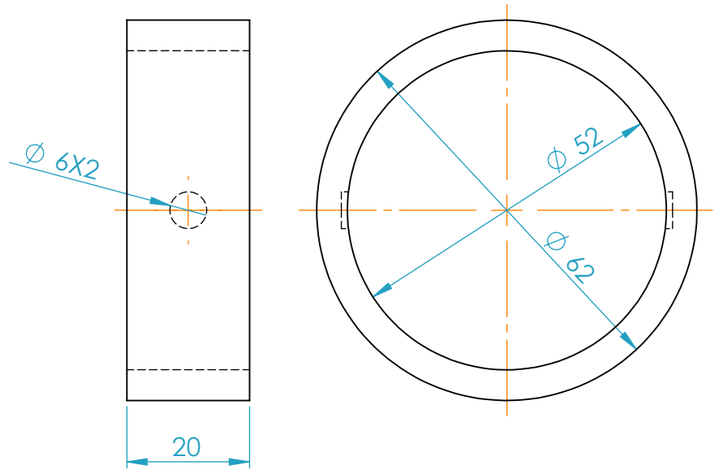
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
				TESIS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero 42CRMO4/AISI 4140	PLANO: **EJE 6-6**	Nº PLANO E11
						A3
				PESO: 4.344 kg	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE 1



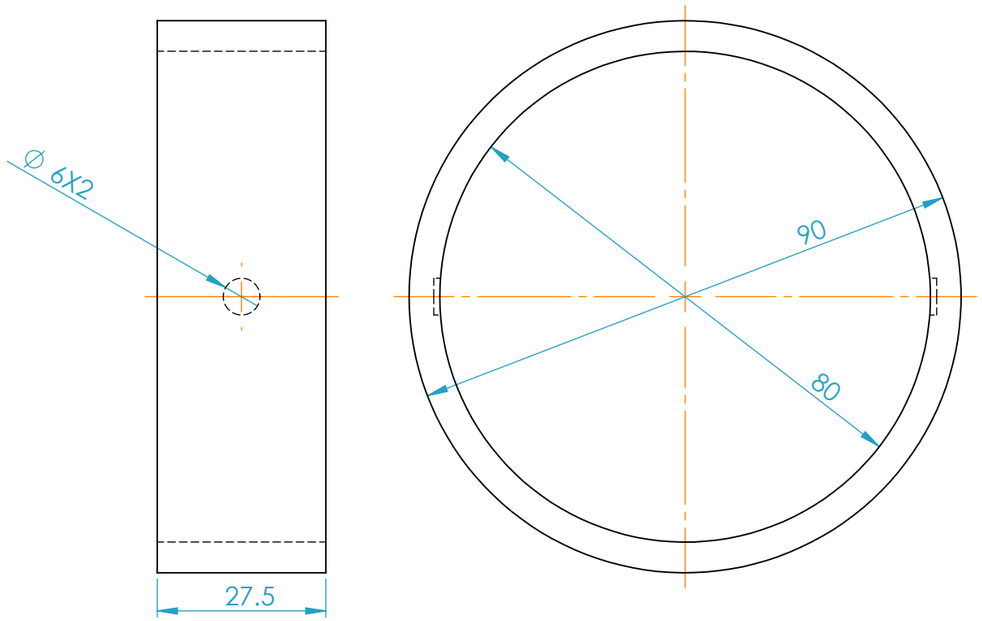
ALOJAMIENTO 1.1
ESCALA 1 : 1



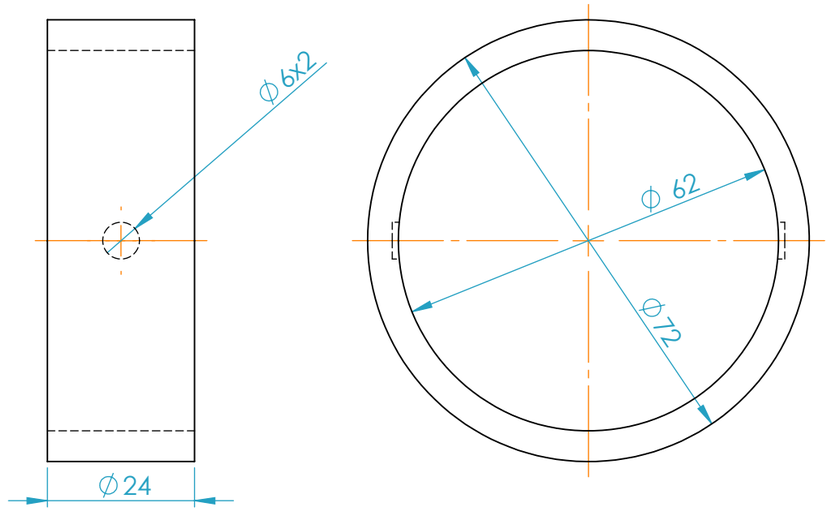
ALOJAMIENTO 1.2
ESCALA 1 : 1



ALOJAMIENTO 2
ESCALA 1 : 1

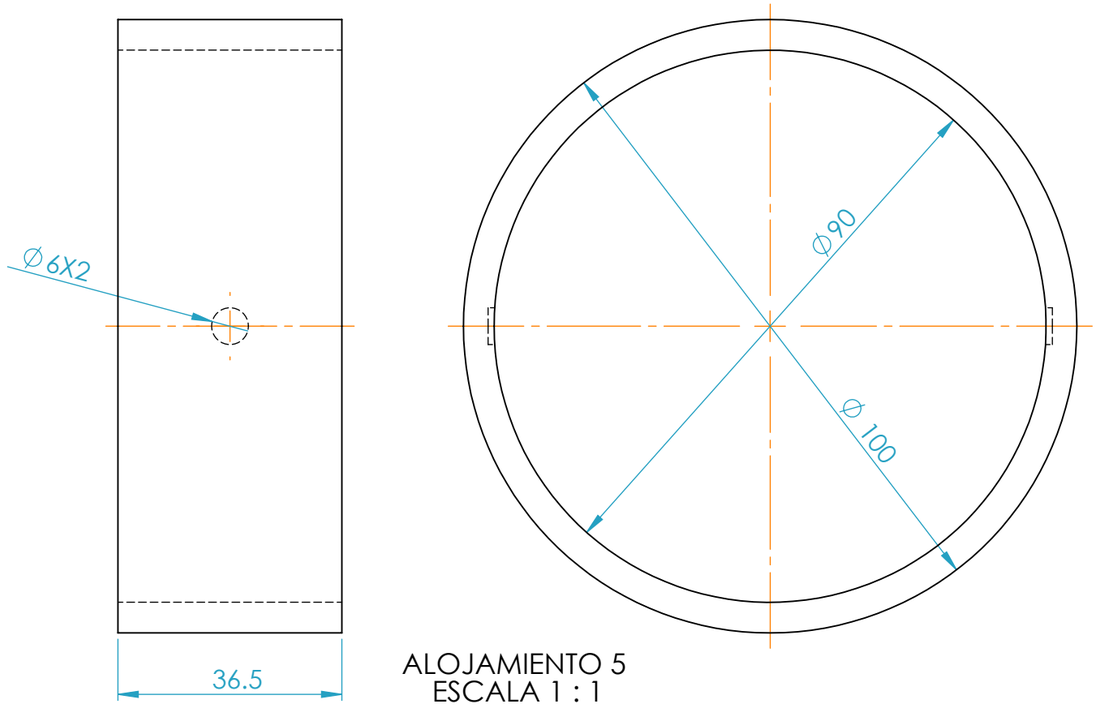


ALOJAMIENTO 4
ESCALA 1 : 1

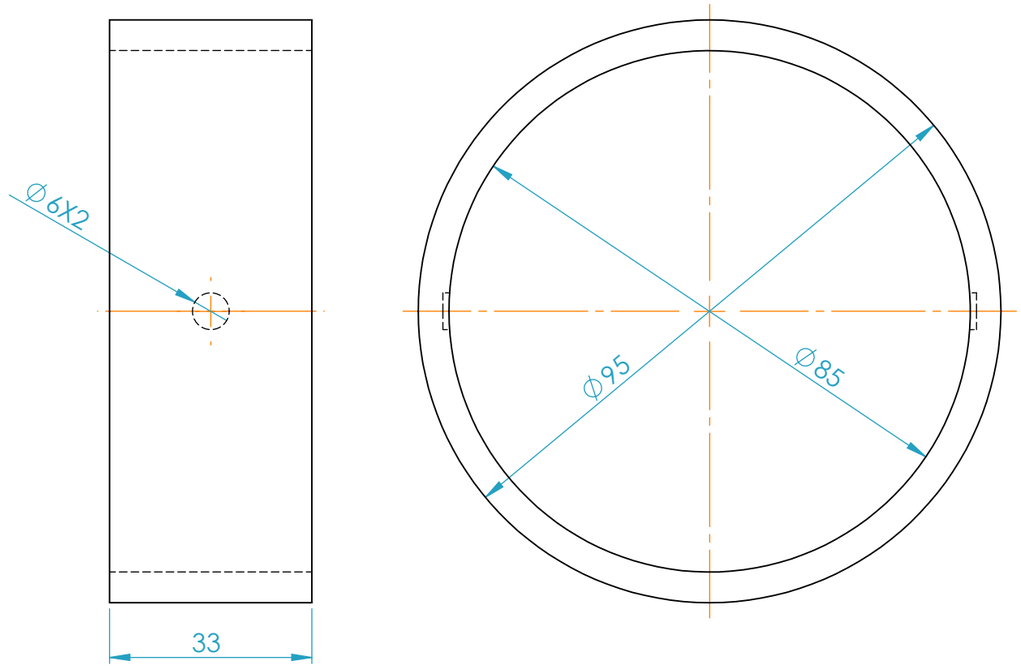


ALOJAMIENTO 3
ESCALA 1 : 1

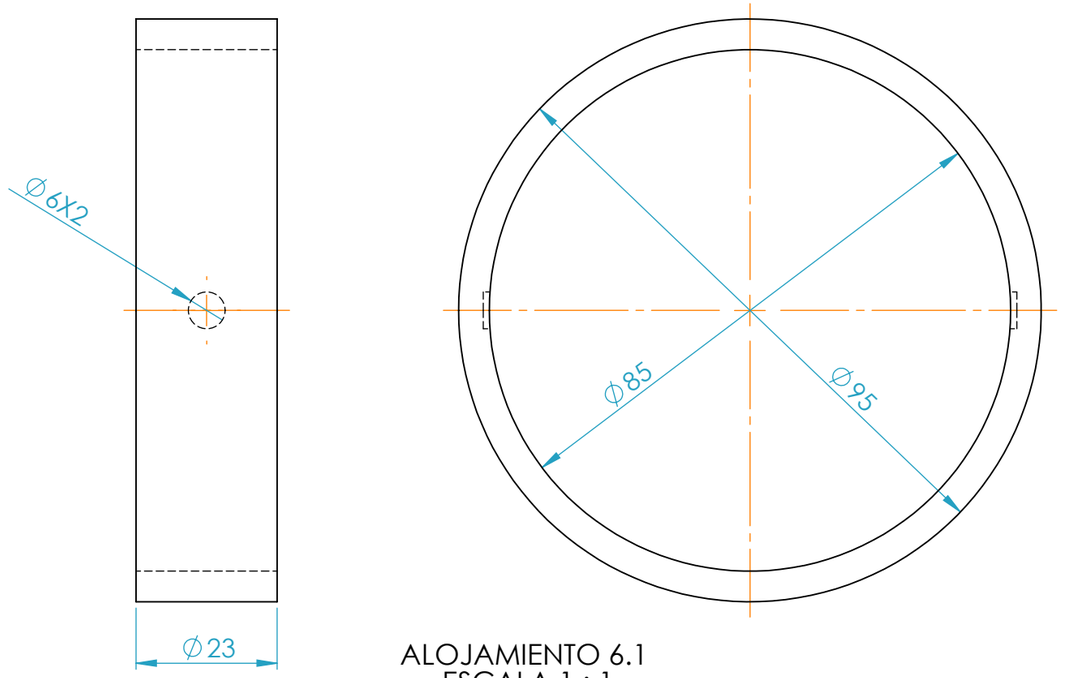
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TESIS		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero AISI 1045	PLANO: **ALOJAMIENTOS**	Nº PLANO E12-1
						A3
				PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 2



ALOJAMIENTO 5
ESCALA 1 : 1



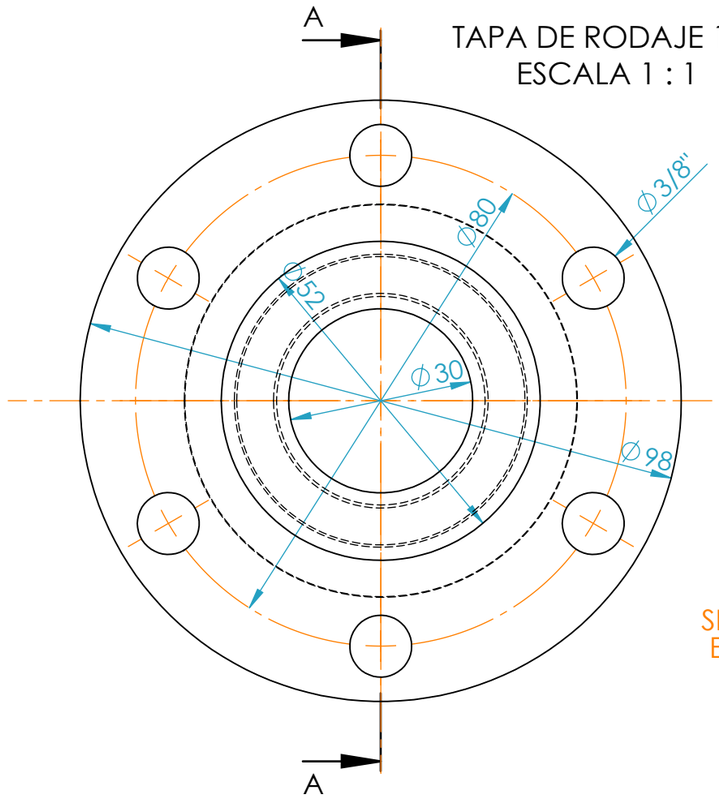
ALOJAMIENTO 6.2
ESCALA 1 : 1

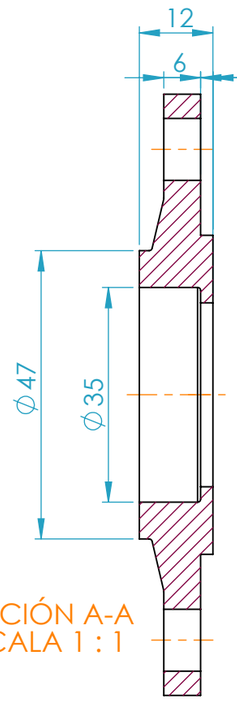


ALOJAMIENTO 6.1
ESCALA 1 : 1

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
				TESIS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero AISI 304	PLANO: **ALOJAMIENTOS**	Nº PLANO E12-2
						A3
				PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 2 DE 2

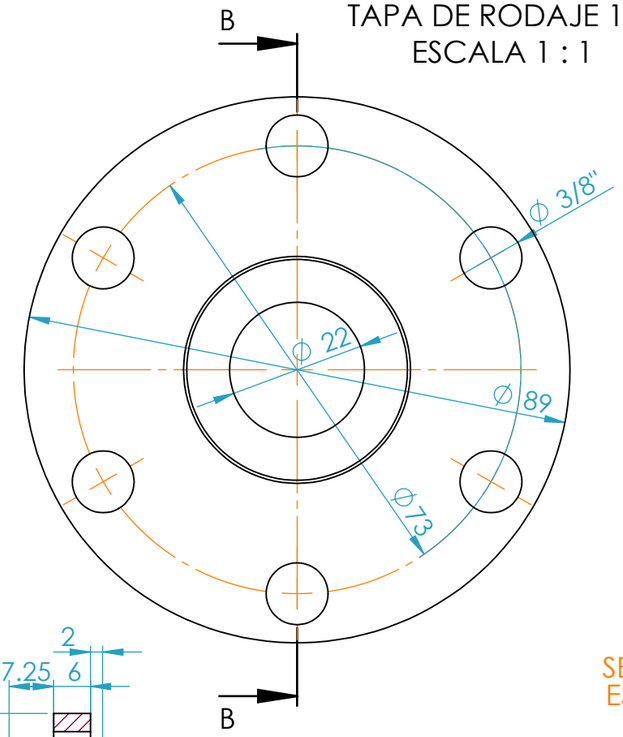
TAPA DE RODAJE 1.1
ESCALA 1 : 1

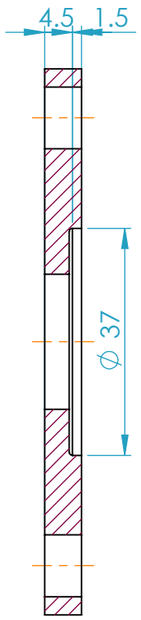




SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

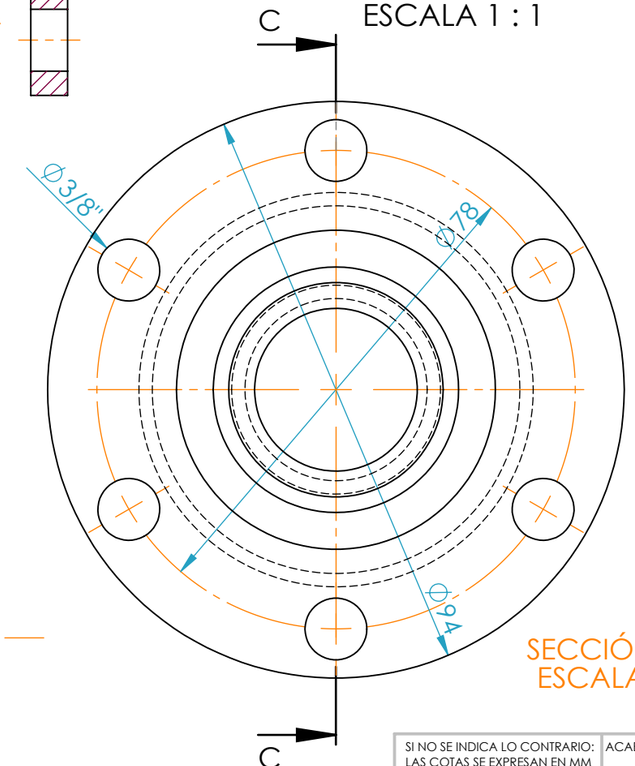
TAPA DE RODAJE 1.2
ESCALA 1 : 1

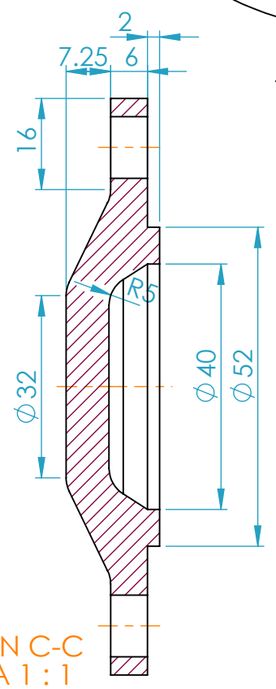




SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1

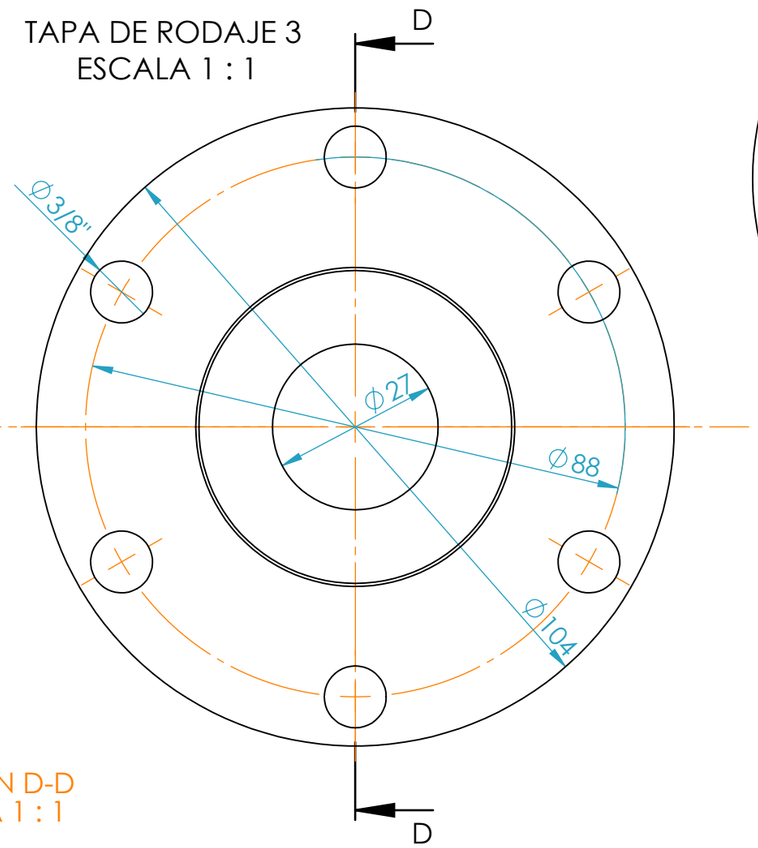
TAPA DE RODAJE 2
ESCALA 1 : 1

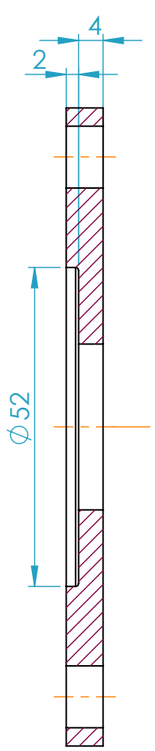




SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 1

TAPA DE RODAJE 3
ESCALA 1 : 1

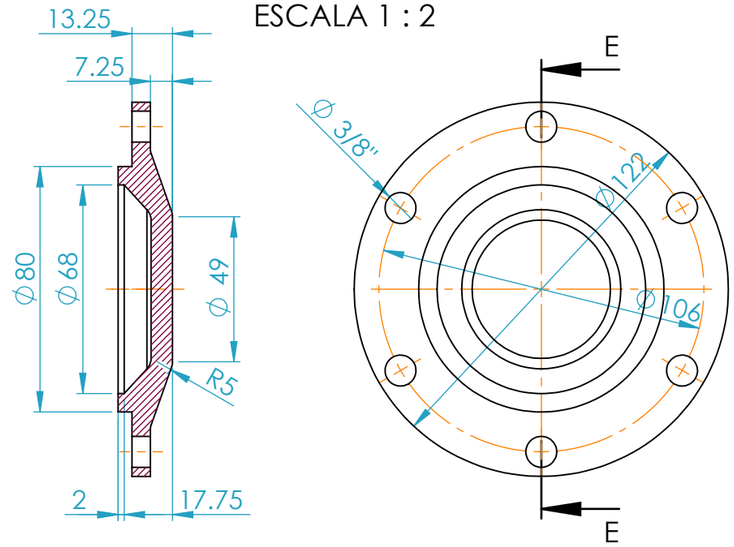




SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 1

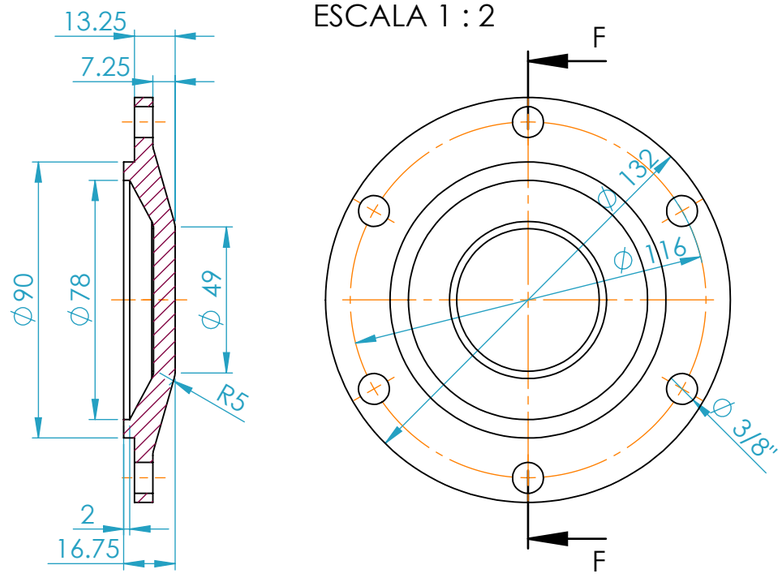
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REDONDEOS NO ESPECIFICADOS 0.5 MM	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
				TESIS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero AISI 304	PLANO: **TAPAS DE RODAMIENTO**	Nº PLANO E13-1
						A3
				PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 2

TAPA DE RODAJE 4
ESCALA 1 : 2



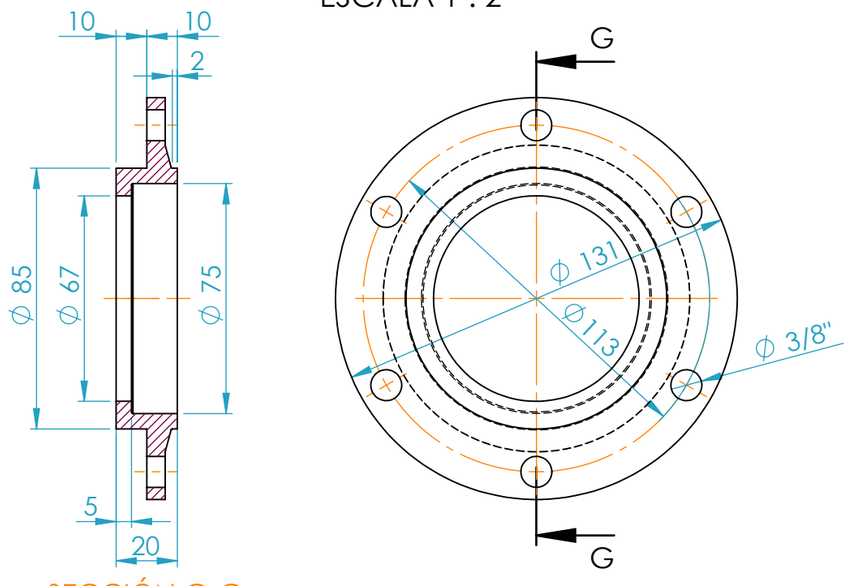
SECCIÓN E-E

TAPA DE RODAJE 5
ESCALA 1 : 2



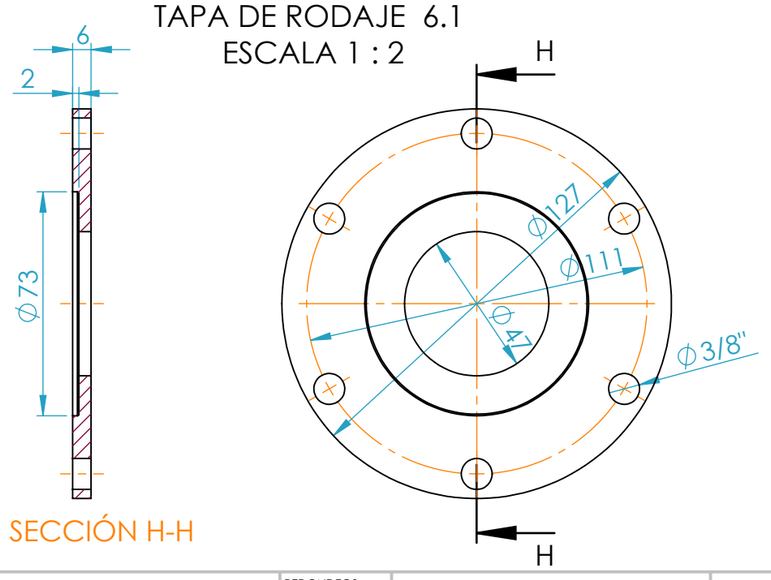
SECCIÓN F-F

TAPA DE RODAJE 6.2
ESCALA 1 : 2



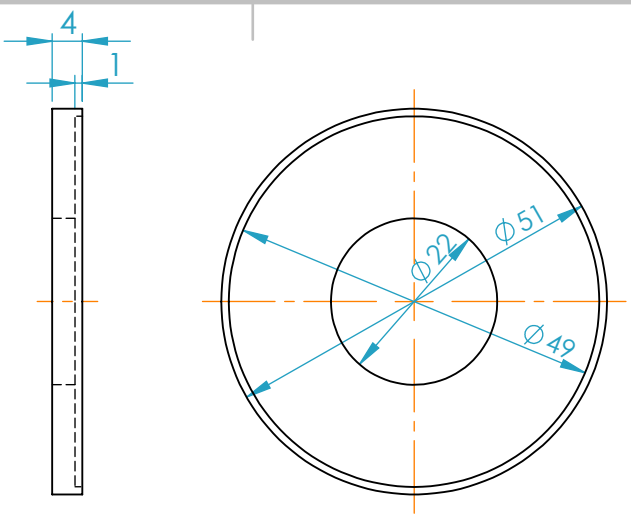
SECCIÓN G-G

TAPA DE RODAJE 6.1
ESCALA 1 : 2

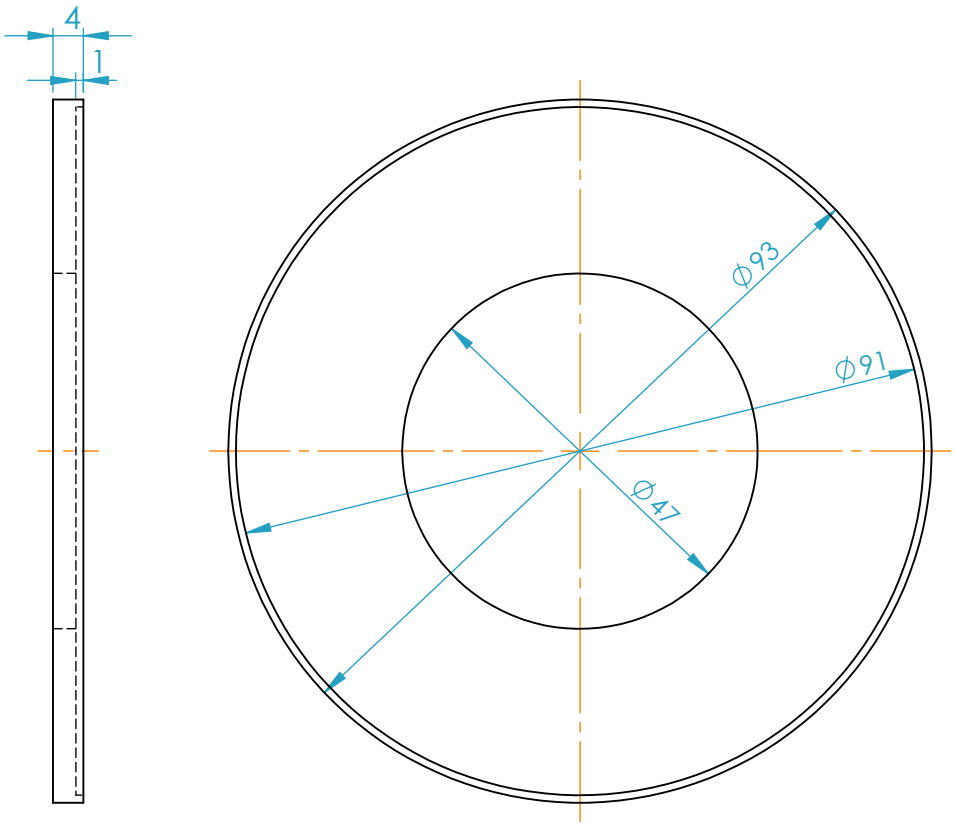


SECCIÓN H-H

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REDONDEOS NO ESPECIFICADOS 0.5 MM		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
					TESIS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA		TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA	
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero AISI 304	PLANO: **TAPAS DE RODAMIENTO**	Nº PLANO E13-2
						A3
				PESO:	ESCALA: 1:2	HOJA 2 DE 2

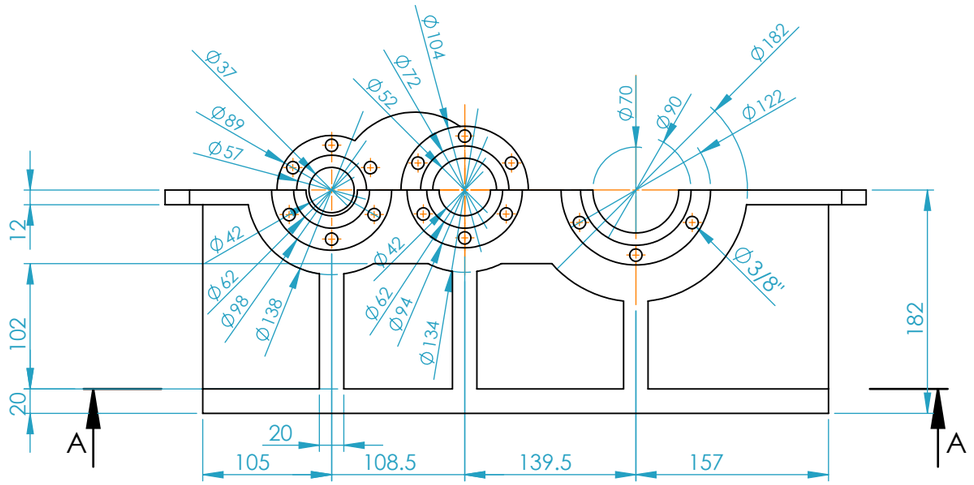


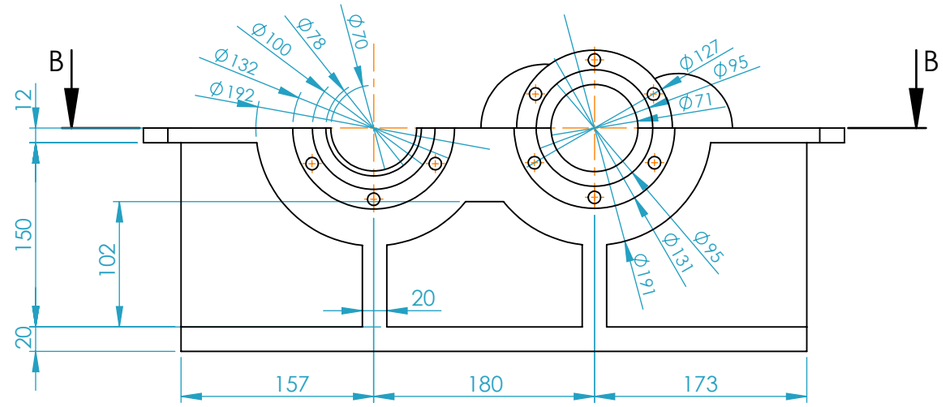
TAPA DE RETEN 1.1
ESCALA 1 : 2

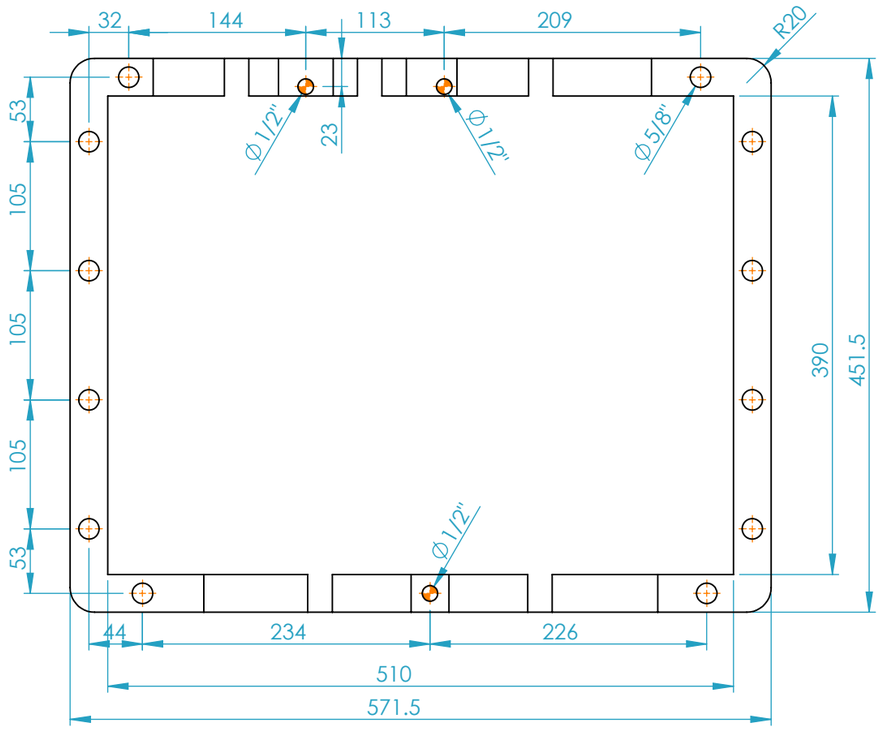


TAPA DE RETEN 6.2
ESCALA 1 : 2

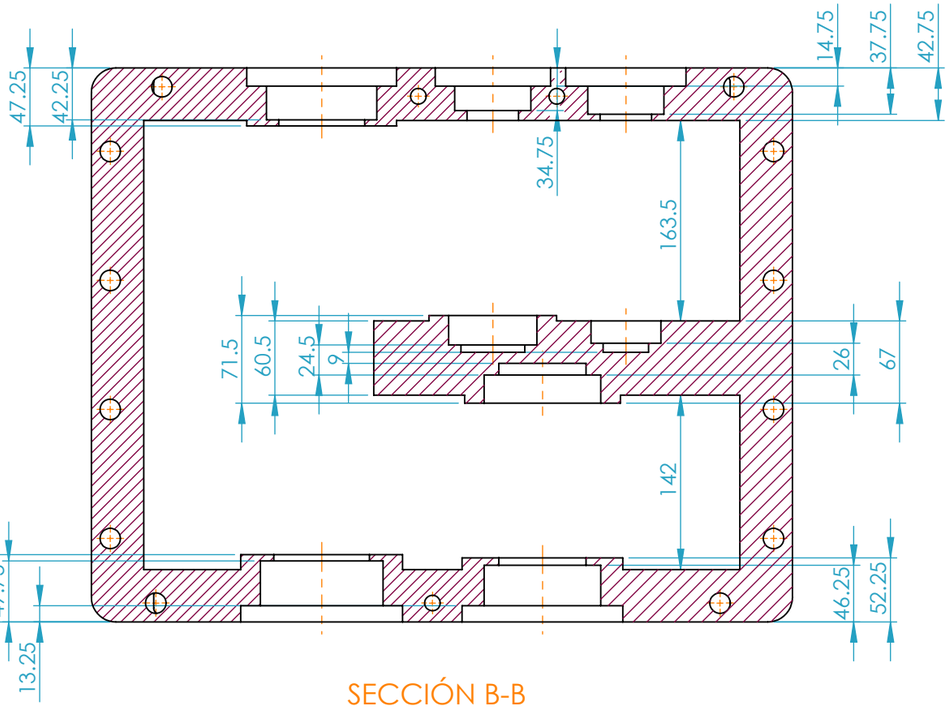
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN		
			TESIS			
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero AISI 304	PLANO: TAPAS DE RETEN	Nº PLANO E14
						A4
				PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1





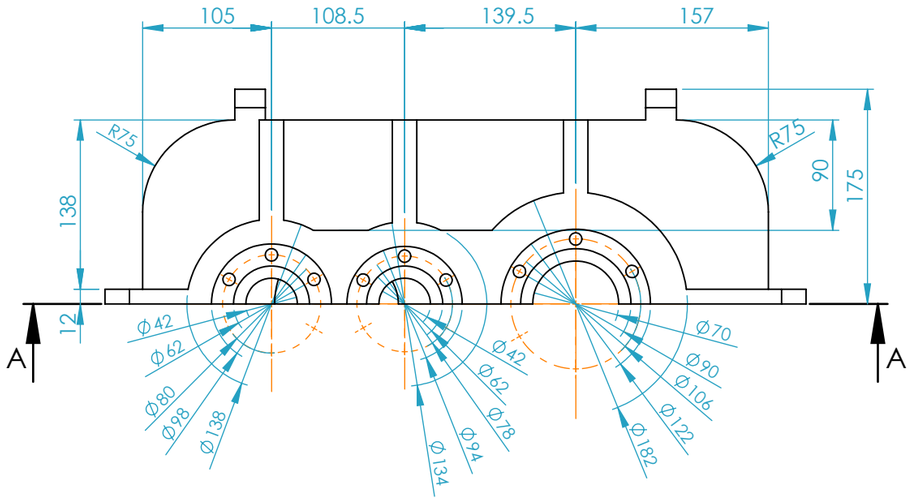


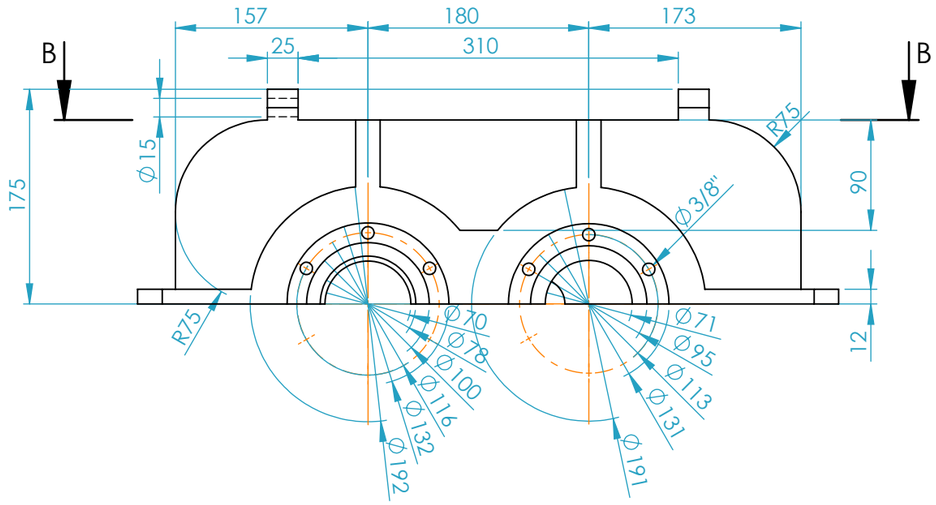
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

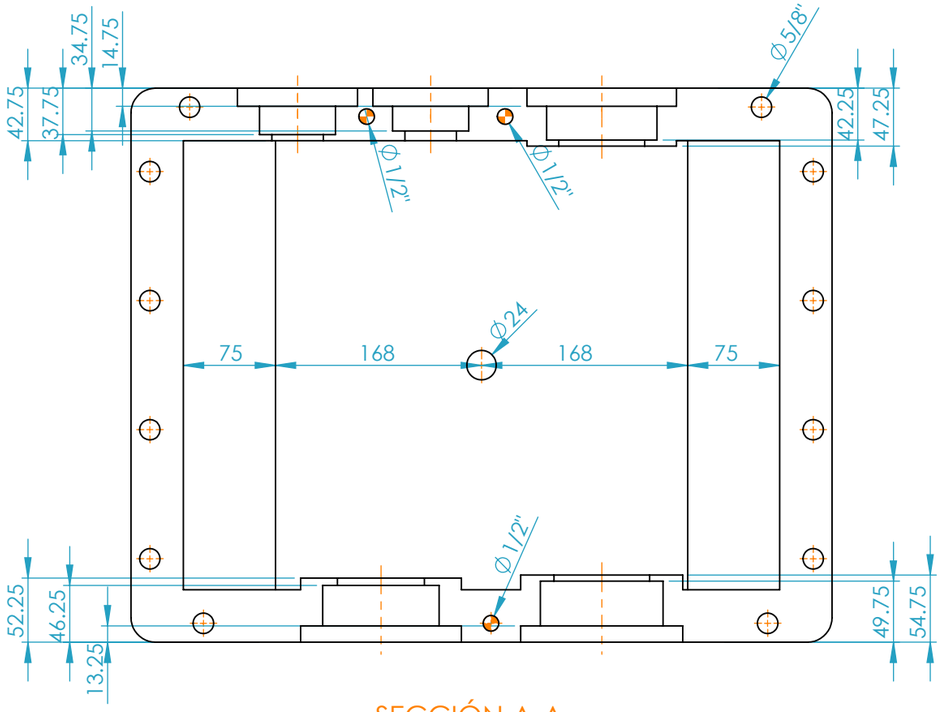


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 5

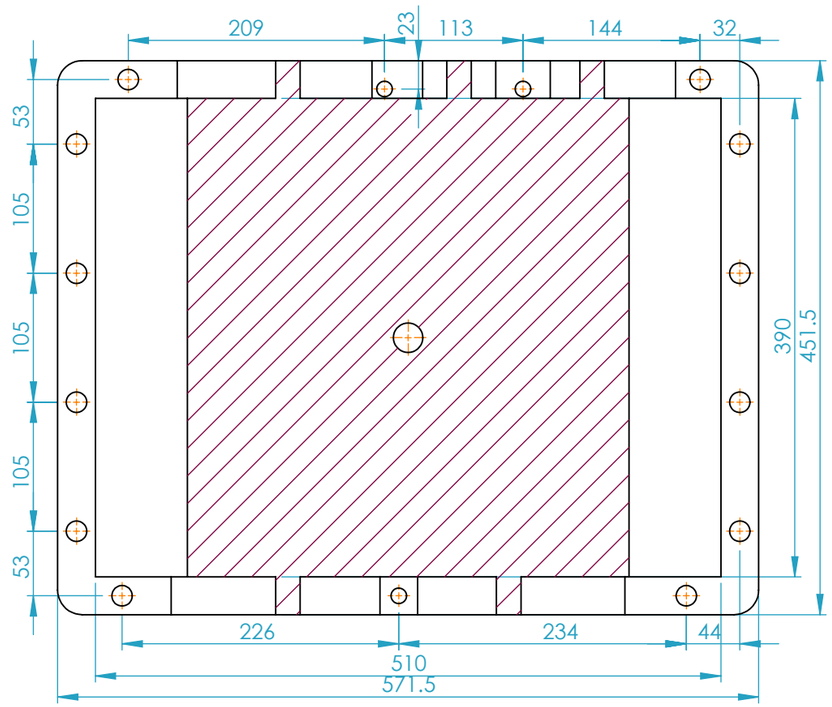
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
				TESIS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero AISI 304	PLANO: **CARCASA CUERPO**	Nº PLANO E15
						A3
				PESO: 90.82 kg	ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1





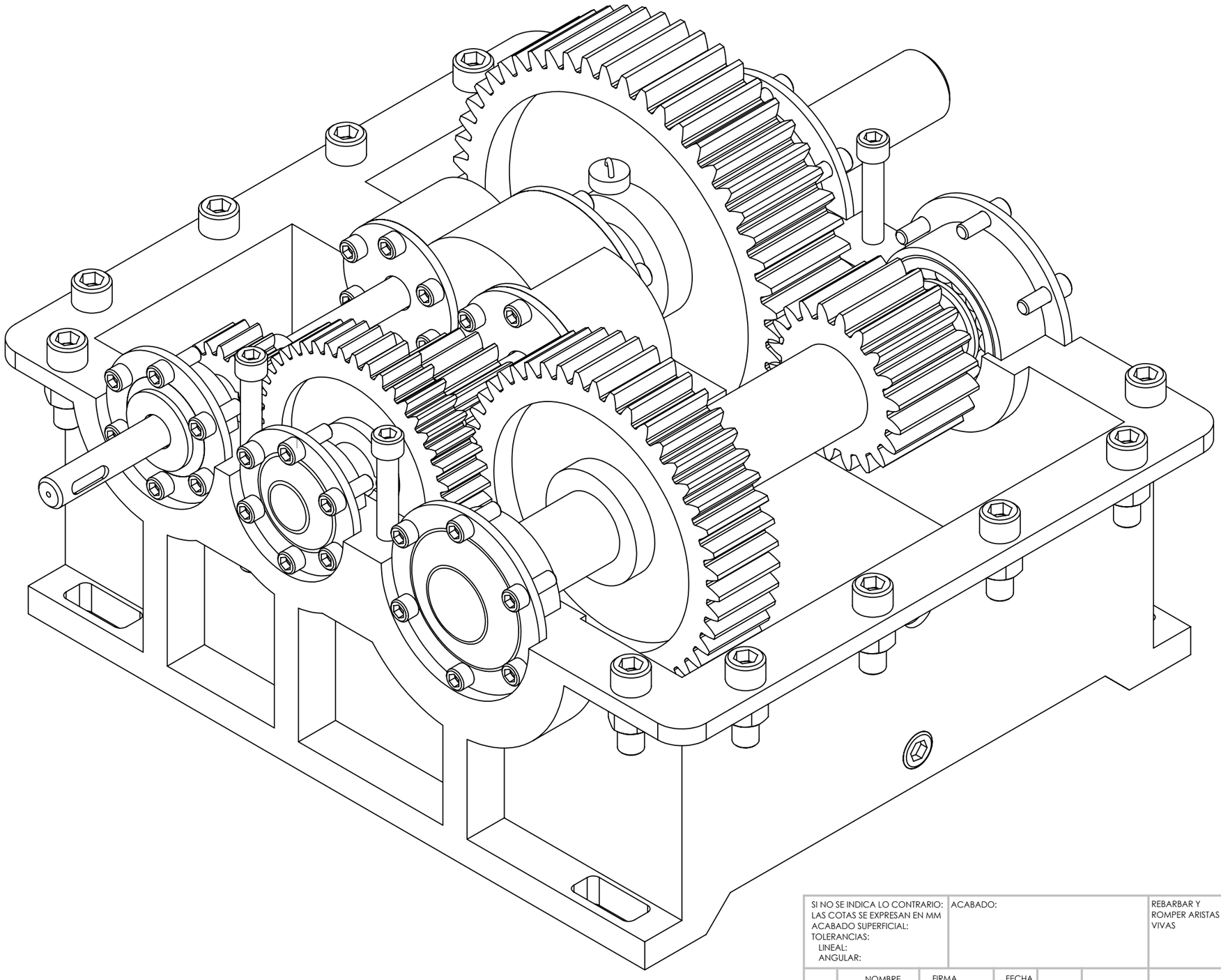


SECCIÓN A-A

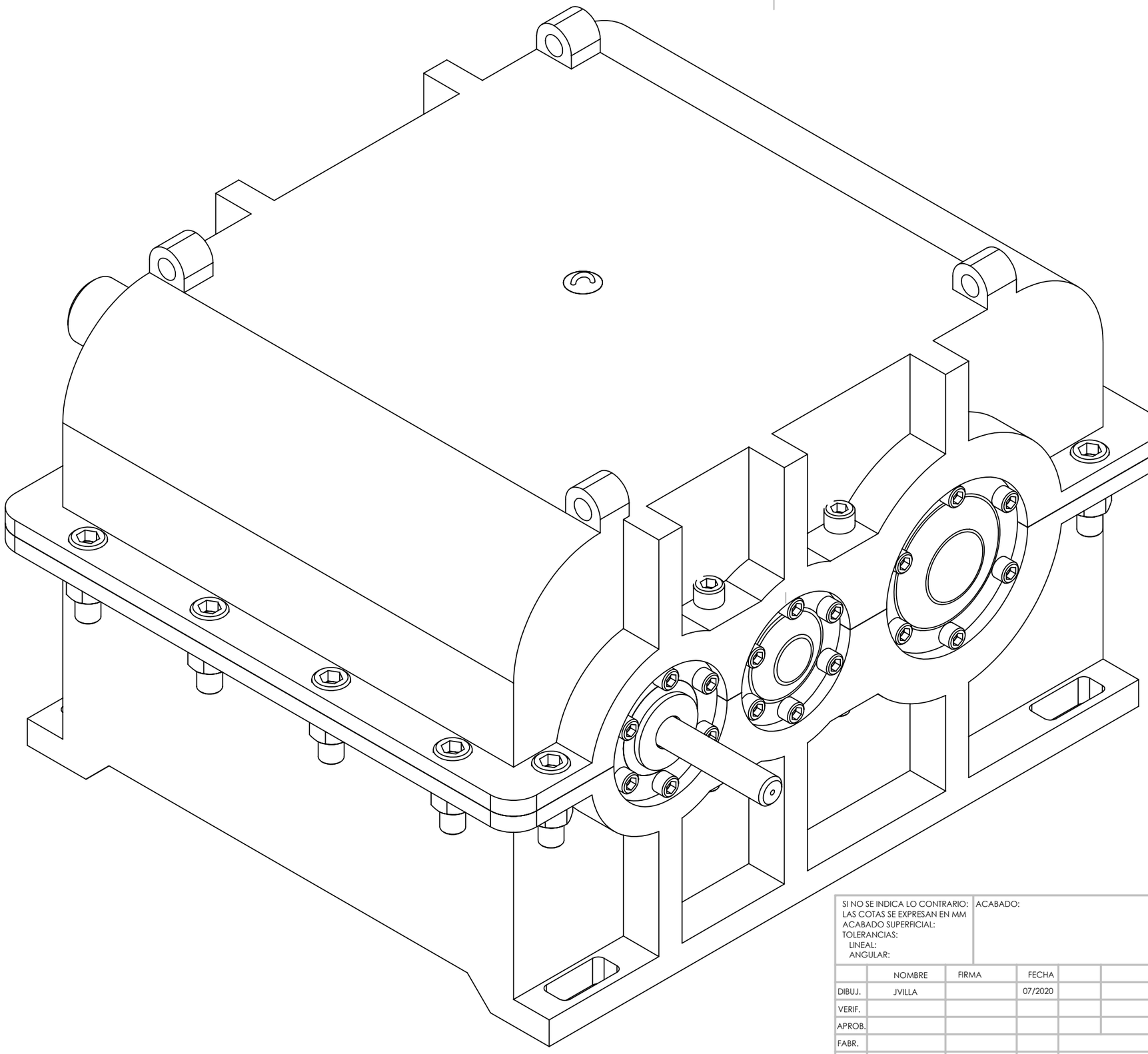


SECCIÓN B-B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN	
				TESIS		
	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA		
DIBUJ.	JVILLA		07/2020			
VERIF.						
APROB.						
FABR.						
CALID.				MATERIAL: Acero AISI 304	PLANO: **CARCASA TAPA**	Nº PLANO E16
				PESO: 55.06 kg	ESCALA: 1:5	A3
						HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TESIS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA	
DIBUJ.	JVILLA		07/2020				
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.				MATERIAL:		PLANO: **PERSPECTIVA REDUCTOR**	Nº PLANO E17-1
							A3
						ESCALA 1:2.5	HOJA 1 DE 2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
						TESIS	
	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO: ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA EVITAR LA FATIGA EN LOS ENGRANAJES DE DIENTES RECTOS DE UN REDUCTOR DE 3 ETAPAS VERIFICADO CON MÉTODO AGMA	
DIBUJ.	JVILLA		07/2020				
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CALID.				MATERIAL:		PLANO: **PERSPECTIVA REDUCTOR**	Nº PLANO E17-2
							A3
						ESCALA 1:2.5	HOJA 2 DE 2