



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño y cálculo de un sistema de caza de escotas para
embarcaciones de vela*

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Luis Salinero Artesero

DIRECTORES: Antón Cacabelos Reyes
Alicia Vázquez Carpentier

CURSO ACADÉMICO: 2020-2021

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

*Diseño y cálculo de un sistema de cazado de escotas para
embarcaciones de vela*

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General

UniversidadeVigo

RESUMEN

En un sistema de cazado de escotas, el elemento esencial para la transmisión de potencia es un winch. Este elemento náutico, tan habitual en las embarcaciones a vela, tiene como propósito facilitar al navegante la adecuación de las velas a la dirección del viento para poder seguir su rumbo.

Partiendo de un tipo de winch, instalado en dos de los cruceros de la Escuela Naval Militar, se ha realizado el cálculo y rediseño del mecanismo interno de dicho elemento mediante el empleo de un tren de engranajes epicicloidales para repartir mejor los esfuerzos realizados entre sus dientes, logrando que disponga también de una velocidad más que el winch tomado como modelo. Haciendo uso del programa Inventor Professional, este nuevo diseño fue modelado en 3D, realizándose también un cálculo estructural del mismo empleando el material POM-H natural.

PALABRAS CLAVE

Engranaje Planetario, Winch, Impresión 3D, Transmisión, Análisis de Tensión.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar me gustaría empezar dedicando este trabajo a mis padres, Luis y Ana, agradeciéndoles su cariño, apoyo constante, educación y valores transmitidos durante todos estos años. Gracias a todo lo que me han enseñado he podido llegar hasta donde estoy hoy.

A Carolina, por cruzarse en mi camino cuando estaba en mi segundo curso en esta escuela, convirtiéndose en mi gran apoyo en el día a día, ayudándome y apoyándome tanto en los buenos como en los malos momentos. Sin ella estos años no hubieran sido lo mismo.

A todos mis familiares, por el apoyo y admiración mostrados por todo lo que estoy logrando, especialmente a mi abuelo Julián, que tristemente no ha podido ver en lo que me he convertido, aunque estoy seguro que siempre me ha guiado y ayudado desde arriba.

A mis tutores D. Antón Cacabelos Reyes y Dña. Alicia Vázquez Carpentier por los consejos y correcciones realizadas durante la realización del trabajo.

Por último, a mis compañeros de camareta, Pablo, Natt y Miguel Ángel, por hacerme pasar tan buenos momentos, y hacer que este último curso con las nuevas medidas, y el confinamiento que pasamos en la escuela, fuese todo más llevadero.

CONTENIDO

Contenido	1
Índice de Figuras	3
Índice de Ecuaciones	6
1 Introducción y objetivos	9
1.1 Introducción	9
1.2 Objetivos	9
1.3 Estructura y metodología	10
2 Estado del arte	11
2.1 La transmisión de potencia	11
2.1.1 Poleas	12
2.1.2 Cadenas	13
2.1.3 Correas	15
2.1.4 Engranajes	17
2.2 La impresión 3D	23
2.2.1 Formas de obtención de geometría	24
2.2.2 Herramientas de diseño asistido por ordenador	25
2.2.3 Formatos de archivo	26
2.2.4 Técnicas de impresión	27
2.2.5 Materiales	29
2.2.6 Impresión 3D en las Fuerzas Armadas	30
3 Desarrollo del TFG	31
3.1 Embarcación y winch	31
3.2 Engranajes de dentado recto	33
3.2.1 Geometría	33
3.2.1.1 Módulos	33
3.2.1.2 Círculos y diámetros	33
3.2.1.3 Dimensiones del diente	34
3.2.1.4 Pasos	35
3.2.1.5 Ángulos característicos	36
3.2.1.6 Distancia entre centros	37
3.2.1.7 Punto de contacto	37
3.2.1.8 Línea de presión	37
3.2.1.9 Relación de contacto, ϵ	38
3.2.2 Factores condicionantes	38

3.2.2.1 Capacidad de resistencia por flexión del diente	38
3.2.2.2 Límite por rotura a fatiga de la base del diente	38
3.2.2.3 Desgaste o picadura de la superficie del diente.....	39
3.2.3 Valores comunes y factores de cálculo.....	40
3.2.3.1 Características de la carga	40
3.2.3.2 Geometría del engranaje.....	42
3.2.3.3 Forma del diente	42
3.2.3.4 Coeficiente de elasticidad, Z_E	45
3.2.3.5 Coeficientes de seguridad, S_H y S_F	45
3.2.3.6 Factores de durabilidad, Y_N y Z_N	45
3.2.3.7 Factor de temperatura, Y_θ	46
3.2.3.8 Factor de confiabilidad, Y_Z	46
3.2.3.9 Factor de relación de dureza, Z_W	47
3.2.3.10 Esfuerzos límite admisibles.....	47
3.3 Métodos de cálculo para engranajes plásticos	48
3.4 Cálculo de velocidades.....	50
3.5 Modelado 3D.....	52
3.6 Capacidad de carga	58
3.6.1 Estudio inicial	58
3.6.2 Análisis de tensiones.....	59
4 Resultados / Validación / Prueba.....	61
4.1 Comparativa de winches	61
4.2 Datos geométricos y funcionales del winch.....	62
4.3 Capacidad de carga de los engranajes del winch	63
4.4 Datos geométricos y funcionales del winch modelado en 3D	65
4.5 Capacidad de carga de los engranajes del winch 3D	65
4.6 Resultado del análisis de tensiones	68
5 Conclusiones y líneas futuras	73
5.1 Conclusiones	73
5.2 Líneas futuras	73
6 Bibliografía.....	75

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2-1. Winch [4]	11
Figura 2-2. Polea simple [2]	12
Figura 2-3. Polea móvil [2]	13
Figura 2-4. Polipasto [5]	13
Figura 2-5. Cadena de transmisión de potencia [6]	14
Figura 2-6. Cadena de manutención [6]	14
Figura 2-7. Cadena de carga [6]	14
Figura 2-8. Correas [7]	15
Figura 2-9. Correas planas [7]	15
Figura 2-10. Correa Trapezoidal [8]	15
Figura 2-11. Correa hexagonal [6]	16
Figura 2-12. Correa acanalada [6]	16
Figura 2-13. Correa redonda [7]	16
Figura 2-14. Correa sincronizante [6]	17
Figura 2-15. Engranajes [6]	17
Figura 2-16. Engranaje recto [9]	18
Figura 2-17. Engranaje cónico recto [6]	19
Figura 2-18. Engranaje cónico helicoidal [6]	19
Figura 2-19. Engranaje cónico hipoidal [6]	19
Figura 2-20. Engranaje espiral [6]	20
Figura 2-21. Engranaje helicoidal [10]	20
Figura 2-22. Engranaje helicoidal doble [10]	20
Figura 2-23. Tornillo sin fin [6]	21
Figura 2-24. Cremallera [6]	21
Figura 2-25. Engranaje epicicloidal [11]	21
Figura 2-26. Chuck Hull [16]	23
Figura 2-27. Urbee [19]	24
Figura 2-28. SULSA [20]	24
Figura 2-29. Ejemplos de impresiones 3D [21]	24
Figura 2-30. Pie de rey [22]	25
Figura 2-31. Máquina de medición por coordenadas [24]	25
Figura 2-32. CAD-CAE-CAM [26]	25
Figura 2-33. Archivos STL con diferentes mallados [27]	26

Figura 2-34. Comparación formato STL-3MF [18]	26
Figura 2-35. Comparación STL-OBJ [28]	26
Figura 2-36. Técnica SLA [30]	27
Figura 2-37. Técnica FDM [30]	27
Figura 2-38. Técnica SLS [30]	28
Figura 2-39. Técnica MJF [16].....	28
Figura 2-40. Ejemplo de impresión por inyección [16]	28
Figura 2-41. Piezas Lego con material ABS [29].....	29
Figura 2-42. Bobinas de material PLA [36]	29
Figura 2-43. Zapatos impresos con nylon [29].....	30
Figura 3-1. Crucero clase Yatlant 26 [41]	31
Figura 3-2. Winch modelo Andersen 18st [42].....	32
Figura 3-3. Dimensiones winch [42]	32
Figura 3-4. Dimensiones de la geometría de un engranaje [3].....	34
Figura 3-5. Altura y espesores de un diente [43]	35
Figura 3-6. Ángulos característicos [44]	37
Figura 3-7. Rotura a fatiga de un diente [48]	38
Figura 3-8. Efecto de la picadura en unos dientes [49]	39
Figura 3-9. Factor de sobrecarga [43]	41
Figura 3-10. Factor de proporción del piñón [43]	43
Figura 3-11. Factor de alineación de acoplamiento [43].....	43
Figura 3-12. Factor de espesor de llanta [43]	43
Figura 3-13. Factor geométrico para flexión [50]	44
Figura 3-14. Factor geométrico para picadura [43].....	45
Figura 3-15. Factor de durabilidad para flexión [43]	46
Figura 3-16. Factor de durabilidad para picadura [43].....	46
Figura 3-17. Factor de relación de dureza [43]	47
Figura 3-18. Cálculo 1ª velocidad	50
Figura 3-19. Cálculo 2ª velocidad	51
Figura 3-20. Generador de componentes de engranajes rectos	52
Figura 3-21. Planeta, corona y satélites.....	53
Figura 3-22. Base	53
Figura 3-23. Planeta con sistema de trinquetes	53
Figura 3-24. a) Tubo b) Planeta con sistema de trinquetes	54
Figura 3-25. Maneta	54
Figura 3-26. Cubierta	54

Figura 3-27. Nueva base.....	55
Figura 3-28. Trinquete Base-Planeta.....	55
Figura 3-29. Planeta con trinquete inferior.....	56
Figura 3-30. Pieza complementaria a los trinquetes del portsatélites	56
Figura 3-31. Portasatélites	56
Figura 3-32. Tubo nueva velocidad.....	57
Figura 3-33. Cubierta nueva velocidad	57
Figura 3-34. a) Mecanismo b) Mecanismo con cubierta y maneta	57
Figura 4-1. Dimensiones del winch [42]	61
Figura 4-2. Coeficiente de seguridad 1ª velocidad.....	68
Figura 4-3. Tensión de Von Mises 1ª velocidad.....	68
Figura 4-4. Desplazamiento en el tubo 1ª velocidad	69
Figura 4-5. Desplazamiento en trinquetes 1ª velocidad	69
Figura 4-6. Coeficiente de seguridad trinquetes 1ª velocidad	69
Figura 4-7. Tensión de Von Mises en engranajes 1ª velocidad.....	70
Figura 4-8. Coeficiente de seguridad en engranajes 1ª velocidad	70
Figura 4-9. a) Tensión de Von Mises planeta-satélite b) Coeficiente de seguridad planeta-satélite	70
Figura 4-10. a) Tensión de Von Mises 2ª velocidad b) Coeficiente de seguridad 2ª velocidad.....	71
Figura 4-11. a) Tensión de Von Mises b) Coeficiente de seguridad de la cubierta	71

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 2-1. Ventaja mecánica [1].....	11
Ecuación 2-2. Relación de transmisión [3]	12
Ecuación 2-3. Equilibrio de momentos [1]	12
Ecuación 2-4. Equilibrio de fuerzas [1].....	12
Ecuación 2-5. Equilibrio de fuerzas en poleas móviles [1].....	12
Ecuación 2-6. Equilibrio de fuerzas en polipastos [1].....	13
Ecuación 2-7. Relación de transmisión [3]	17
Ecuación 2-8. Relación del par de torsión [3]	17
Ecuación 2-9. Fórmula de Willis [13]	22
Ecuación 2-10. Eficiencia [3]	22
Ecuación 3-1. Módulo [3].....	33
Ecuación 3-2. Diámetro raíz [43]	33
Ecuación 3-3. Diámetro base [3]	33
Ecuación 3-4. Diámetro primitivo [3]	33
Ecuación 3-5. Diámetro primitivo de trabajo [43]	34
Ecuación 3-6. Diámetro exterior [3].....	34
Ecuación 3-7. Addendum [43]	34
Ecuación 3-8. Dedendum [43].....	34
Ecuación 3-9. Altura del diente [43]	34
Ecuación 3-10. Juego en la cabeza de un diente [45].....	35
Ecuación 3-11. Espesor circular normal [43]	35
Ecuación 3-12. Espesor cordal [43].....	35
Ecuación 3-13. Altura cordal [43]	35
Ecuación 3-14. Paso circular [3]	35
Ecuación 3-15. Paso de base [3].....	36
Ecuación 3-16. Ángulo de presión transversal [43]	36
Ecuación 3-17. Involuta del ángulo de presión transversal [43]	36
Ecuación 3-18. Ángulo de presión transversal de trabajo [43]	36
Ecuación 3-19. Involuta del ángulo de presión transversal de trabajo [43]	36
Ecuación 3-20. Ángulo de hélice [43]	36
Ecuación 3-21. Distancia entre centros [43].....	37
Ecuación 3-22. Distancia entre centros de trabajo [43].....	37
Ecuación 3-23. Radio de la corona [46]	37
Ecuación 3-24. Relación de contacto [44].....	38

Ecuación 3-25. Esfuerzo por flexión en la base del diente [43]	39
Ecuación 3-26. Esfuerzo de flexión admisible [43]	39
Ecuación 3-27. Condición para evitar flexión [43]	39
Ecuación 3-28. Resistencia a la picadura [43]	39
Ecuación 3-29. Esfuerzo de contacto admisible [43]	40
Ecuación 3-30. Condición para evitar picadura [43]	40
Ecuación 3-31. Carga tangencial [43]	40
Ecuación 3-32. Carga radial [43]	40
Ecuación 3-33. Factor dinámico [43]	41
Ecuación 3-34. Factor de distribución de carga [43]	42
Ecuación 3-35. Relación de respaldo [43]	44
Ecuación 3-36. Factor geométrico para flexión [43]	44
Ecuación 3-37. Factor geométrico para picadura [43]	44
Ecuación 3-38. Coeficiente de elasticidad [43]	45
Ecuación 3-39. Número de ciclos de carga [43]	46
Ecuación 3-40. Factor de temperatura [51]	46
Ecuación 3-41. Método Dvorak [33]	48
Ecuación 3-42. Método de Kelley [33]	49
Ecuación 3-43. Método de Faires [33]	49
Ecuación 3-44. Carga dinámica [33]	49
Ecuación 3-45. Método alternativo [33]	50
Ecuación 3-46. 1ª Relación de velocidad	50
Ecuación 3-47. Relación de potencia en el winch [53]	51
Ecuación 3-48. 2ª Relación de velocidad	52
Ecuación 3-49. Carga del puño [54]	58
Ecuación 3-50. Presión ejercida por el viento [53]	58

Índice de Tablas

Tabla 2-1. Formas de funcionamiento de engranajes planetarios	22
Tabla 3-1. Dimensiones winch Andersen 18st [42]	32
Tabla 3-2. Relaciones winch Andersen 18 st [42].....	32
Tabla 3-3. Factores de sobrecarga [43]	41
Tabla 3-4. Grados de calidad [43]	42
Tabla 3-5. Coeficientes de seguridad para picadura y flexión [43].....	45
Tabla 3-6. Factor de confiabilidad [43].....	47
Tabla 3-7. Resistencias admisibles para engranajes de acero [43].....	48
Tabla 3-8. Factor de servicio [33]	48
Tabla 3-9. Factor de Lewis [33]	49
Tabla 3-10. Tensión admisible [33].....	49
Tabla 3-11. Primera combinación de engranajes para módulo 2,5 [52].....	50
Tabla 3-12. Segunda combinación de engranajes para módulo 2,5 [52].....	51
Tabla 3-13. Tercera combinación de engranajes para módulo 3 [52]	51
Tabla 4-1. Comparación de las dimensiones	61
Tabla 4-2. Comparación de las relaciones de transmisión	61
Tabla 4-3. Datos geométricos y funcionales del winch.....	63
Tabla 4-4. Factores de cálculo.....	63
Tabla 4-5. Resultado del esfuerzo a flexión	64
Tabla 4-6. Resultado del esfuerzo a picadura.....	64
Tabla 4-7. Datos introducidos en Inventor	65
Tabla 4-8. Resultados devueltos por Inventor	65
Tabla 4-9. Datos del método Dvorak	66
Tabla 4-10. Resultado del método Dvorak.....	66
Tabla 4-11. Datos del método Kelley.....	66
Tabla 4-12. Resultado del método Kelley	66
Tabla 4-13. Datos del método Faires.....	67
Tabla 4-14. Resultados del método Faires	67
Tabla 4-15. Método alternativo	67
Tabla 4-16. Resultado del método alternativo.....	67
Tabla 4-17. Coeficientes de seguridad resultantes	68

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

Desde el comienzo de la historia, se ha podido ver como la humanidad ha ido experimentando una evolución en múltiples disciplinas, siendo el campo de las máquinas y mecanismos uno de ellos. El objetivo de estos elementos siempre ha sido facilitar al ser humano la realización de tareas que sin ellos, habrían sido muy arduas o imposibles de realizar. Estos mecanismos pueden ser desde un simple plano inclinado, hasta por ejemplo el motor de un automóvil.

Muchas veces el diseño de nuevas máquinas tenía como objetivo una aplicación militar pero a partir de la Revolución Industrial, la ingeniería mecánica cobró gran importancia con el diseño de máquinas para tareas cada vez más complejas.

El mundo de la navegación tampoco se quedó atrás e implementó algunos de estos avances en los barcos, para poder navegar de una forma más eficiente, reduciendo el esfuerzo y tiempo empleados, mediante el empleo de motonería, maquinaria empleada para la propulsión del buque y para la maniobra de anclas.

En el caso de las embarcaciones de vela, son estas las que soportan el esfuerzo producido por el viento, y están sujetas mediante cabos que permiten el posicionamiento de las mismas. Estos cabos reciben el esfuerzo que soporta la vela, por lo que cobrar de ellos únicamente a mano sería una tarea compleja, y en caso de mucho viento, se requeriría un gran número de personas. Por ello pasó a emplearse un sistema de cazado de escotas, cuyo mecanismo principal es un winch, con el objetivo de permitir acomodar más fácilmente las velas a la dirección del viento necesaria para mantener el rumbo.

1.2 Objetivos

El objetivo principal de este trabajo será rediseñar el mecanismo interno convencional de un winch, mediante el empleo de un tren de engranajes epicicloidal para lograr que el mecanismo cuente con dos velocidades. Este nuevo diseño será modelado en 3D mediante el programa Inventor. Para ello se realizarán los cálculos correspondientes para lograr respetar la relación de transmisión de velocidad y potencia del winch tomado como modelo.

Otro objetivo será comprobar que el mecanismo diseñado es capaz de soportar los esfuerzos a los que se verá sometido, mediante la realización de un análisis de tensiones que irá acompañado de un cálculo numérico.

1.3 Estructura y metodología

La estructura y metodología que se va a seguir es la siguiente:

En el Estado del arte se comenzará con una explicación sobre la transmisión de potencia, y los principales tipos de mecanismos que existen y se continuará con una breve explicación sobre la impresión en 3D.

El Desarrollo continuará con una explicación del tipo de embarcación seleccionada, y el modelo de winch escogido, a partir del cual se tomarán los parámetros iniciales de relaciones de transmisión para realizar el rediseño del mecanismo interno. Se explicará la geometría y los factores fundamentales que afectan a un engranaje. Se realizarán los cálculos iniciales y a partir de ahí se realizará el diseño 3D y un estudio del viento que podría soportar el winch, así como un estudio FEM para comprobar si es capaz de aguantar las solicitaciones requeridas.

En el apartado de Resultados se mostrarán varias tablas resumiendo tanto las características geométricas del winch diseñado, como la capacidad de carga que es capaz de soportar, pudiéndose también ver los resultados obtenidos tras la realización del análisis de tensiones.

En las Conclusiones y Líneas futuras, se comentarán los resultados obtenidos y posibles líneas de investigación para proyectos futuros.

Las herramientas a emplear en el desarrollo del trabajo serán el programa Excel, para facilitar los cálculos de los parámetros del winch, realizándolos de una manera más eficiente, tanto en tiempo como en precisión, y el programa Inventor, con el que se realizará el diseño del winch en 3D, así como el estudio FEM.

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 La transmisión de potencia

La evolución de los mecanismos ha estado condicionada por los avances tecnológicos así como por el desarrollo de la industria del momento, y se siguen mejorando buscando, entre otras cosas una mayor eficiencia, reducción del tamaño de la maquinaria empleada, empleo de materiales más económicos. Algunos ejemplos los podemos encontrar en el uso de los winches, poleas o motores. La realización de este apartado se apoyará principalmente en las referencias [1], [2], [3] y [4].



Figura 2-1. Winch [4]

El propósito de algunos de estos mecanismos es transmitir potencia a otro mecanismo, bien ya sea para aumentar, mantener o disminuir la velocidad y el momento torsor.

Como hemos podido ver a lo largo de la historia, las máquinas son elementos que empleamos en nuestro día a día para facilitarnos la realización de tareas como mover un objeto o desplazarnos nosotros mismos. Es lo que se conoce como ventaja mecánica, cuanto mayor sea esta, menor fuerza habrá que emplear para realizar un trabajo.

$$Ventaja\ Mecánica = \frac{R}{F}$$

Ecuación 2-1. Ventaja mecánica [1]

Donde R sería el valor de la carga a desplazar, y F el esfuerzo a realizar.

Para ello tenemos los mecanismos reductores, donde el sistema pierde velocidad para ganar fuerza, y otros mecanismos llamados multiplicadores cuyo efecto es el contrario. El mecanismo será reductor o

multiplicador dependiendo de un parámetro conocido como relación de transmisión, m_v , el cual es el resultado de dividir la velocidad angular de salida, ω_2 , entre la velocidad angular de entrada, ω_1 .

$$m_v = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Ecuación 2-2. Relación de transmisión [3]

Si $m_v > 1$, se trata de un mecanismo multiplicador, donde cuanto mayor sea el valor de m_v , mayor será la diferencia de velocidades.

Si $m_v < 1$, se trata de un mecanismo reductor, donde cuanto más se acerque a 0 el valor de m_v , mayor será la diferencia de velocidades.

Aunque el número de mecanismos de transmisión de potencia es muy amplio, se podría decir que los cuatro principales son poleas, cadenas, correas y engranajes, que serán descritos a continuación.

2.1.1 Poleas

Una polea es un mecanismo cuyo objetivo principal es reducir el esfuerzo realizado, además de poder cambiar la dirección de la fuerza. Consta de un eje alrededor del cual gira la polea, que tiene un carril por el que se desliza la cuerda para producir el giro del sistema. Existen 3 tipos de poleas:

Si el objetivo es cambiar la dirección de la fuerza, habría que emplear una polea simple. Esta hace que el levantamiento de la carga sea más cómodo, encontrándose el sistema en equilibrio cuando cumpla la Ecuación 2-3.

$$F \cdot r = R \cdot r$$

Ecuación 2-3. Equilibrio de momentos [1]

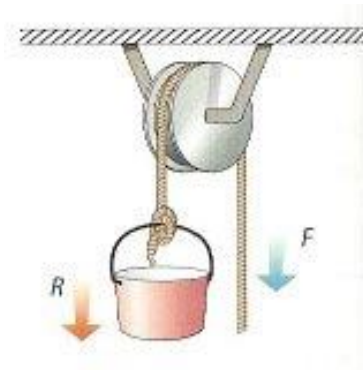


Figura 2-2. Polea simple [2]

El uso de esta polea no proporciona ventaja mecánica alguna ya que la fuerza requerida, F , es igual al valor de la carga, R , donde la r es el radio de la polea. Simplificando, se obtiene que:

$$F = R$$

Ecuación 2-4. Equilibrio de fuerzas [1]

Si a la polea simple, se le añade una polea móvil se obtendrá una ventaja mecánica doble, ya que el esfuerzo que habría que realizar sería la mitad que en el caso anterior, debido a que un extremo de la cuerda se encuentra fijo. Este tipo de polea se encontrará en equilibrio cuando cumpla la Ecuación 2-5.

$$F = \frac{R}{2}$$

Ecuación 2-5. Equilibrio de fuerzas en poleas móviles [1]

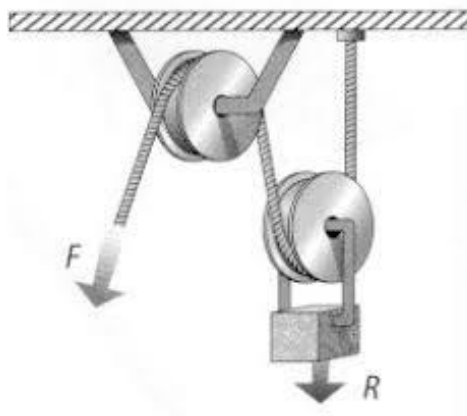


Figura 2-3. Polea móvil [2]

De la combinación de los dos casos explicados, se obtiene como resultado una polea compuesta o polipasto, donde cuanto mayor sea la ganancia mecánica menor será el esfuerzo a realizar para desplazar la carga, siendo su ecuación de equilibrio la siguiente:

$$F = \frac{R}{2^n}$$

Ecuación 2-6. Equilibrio de fuerzas en polipastos [1]

Donde n es el número de poleas móviles.

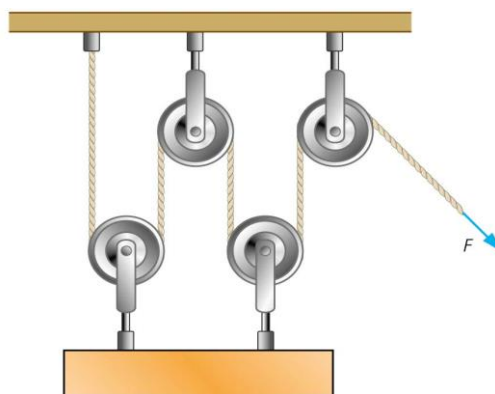


Figura 2-4. Polipasto [5]

2.1.2 Cadenas

Se utilizan para la transmisión de energía en los sistemas mecánicos que requieren de grandes pares de fuerzas y consiste en una rueda dentada, también llamada piñón, la cual, encaja en una cadena con el objetivo de transmitir el movimiento a una rueda conducida, que se encuentra alejada de la conductora. Los ejes han de estar siempre paralelos, siendo parámetros modificables la fuerza y la velocidad, pero no el sentido de giro.

La relación de transmisión, m_v , se calcula a partir del número de dientes de las ruedas dentadas o también se puede hacer a partir de las velocidades angulares como se vio en la Ecuación 2-2, o a partir del paso diametral o del número de dientes, como se verá en el apartado 2.1.4.

Se pueden encontrar tres tipos de cadenas dependiendo del empleo que se vaya a hacer de ellas.

El primer tipo serían las de transmisión de potencia, que se encargan de transmitir el movimiento entre ejes que pueden estar girando a distintas velocidades, como se puede ver en la Figura 2-5.



Figura 2-5. Cadena de transmisión de potencia [6]

Otro tipo de cadenas serían las de manutención, también conocidas como transportadoras, cuyo principal fin es el traslado de material.



Figura 2-6. Cadena de manutención [6]

Por último, se encuentran las cadenas de carga, empleadas a la hora de desplazar verticalmente elementos de gran tamaño que debido a su peso, serían más difíciles de mover.



Figura 2-7. Cadena de carga [6]

2.1.3 Correas

Consiste en un sistema similar al de las cadenas, solo que en lugar de ruedas dentadas, se emplean poleas, una correa y elementos tensores, si fueran necesarios, y la fuerza se transmite gracias al rozamiento que ejerce la correa con las poleas.

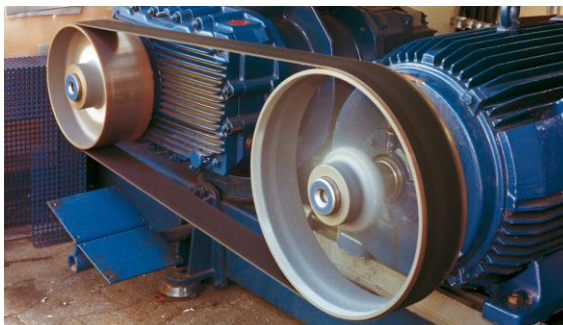


Figura 2-8. Correas [7]

Entre sus principales ventajas se encuentra que permiten mayor distancia entre centros, son más silenciosas, ofrecen un gran rendimiento y su precio y coste de mantenimiento es menor que el de las cadenas, aunque su principal desventaja es el desgaste de la correa y que están limitadas a la hora de transmitir grandes potencias, debido a que la correa podría deslizarse de la polea.

Existen seis tipos de correas: planas, trapezoidales, hexagonales, acanaladas, redondas y sincronizantes.

El primer tipo de correas que se emplearon fueron las planas, ya que son las más simples, baratas y adecuadas para elevadas potencias y velocidades. Son de sección rectangular y pueden utilizarse entre dos ejes paralelos o cruzados hasta 90°.



Figura 2-9. Correas planas [7]

A diferencia del anterior tipo, las trapezoidales son de sección transversal lo que provoca que la fuerza de rozamiento entre la correa y las poleas sea mayor, permitiendo así una mayor transmisión de fuerza.



Figura 2-10. Correa Trapezoidal [8]

Un tipo de correa similar al anterior, son las hexagonales que se emplean cuando la potencia tiene que transmitirse por las dos caras de la correa.



Figura 2-11. Correa hexagonal [6]

Otros tipos de correas derivada de las trapezoidales son las acanaladas, que consisten en varias correas trapezoidales unidas por su lateral de forma que se reduce la posibilidad de que alguna de ellas no transmita la potencia debido a que no este lo suficientemente tensa.



Figura 2-12. Correa acanalada [6]

Cuando las fuerzas son pequeñas o la correa se tiene que adaptar a curvas cerradas, el tipo de correa circular es el más adecuado y el más usado en la actualidad.



Figura 2-13. Correa redonda [7]

Otro tipo de correas son las sincronizantes, también conocidas como correas dentadas, capaces de transmitir el movimiento de forma sincronizada mediante el acople de los dientes de la parte interna de la correa a unas ranuras en la p Polea, siendo además las que más rendimiento ofrecen, cercano al 99%.

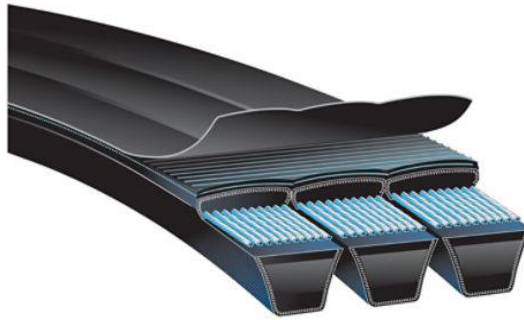


Figura 2-14. Correa sincronizante [6]

2.1.4 Engranajes

El último tipo de mecanismo de transmisión de potencia que queda por ver y además es el más empleado, son los engranajes, que consiste en ruedas dentadas cuyos dientes encajan entre sí, transmitiendo el movimiento circular y la fuerza.



Figura 2-15. Engranajes [6]

Los engranajes pueden combinarse para lograr diversos movimientos, o transmitir el movimiento entre varios ejes. Como se adelantó en el apartado 2.1.2, la relación de transmisión de velocidad, m_v , se puede calcular a partir del número de dientes, z , y del diámetro de paso, d , así como la relación del par de torsión, m_T .

$$m_v = \pm \frac{d_{ent}}{d_{sal}} = \pm \frac{z_{ent}}{z_{sal}}$$

Ecuación 2-7. Relación de transmisión [3]

$$m_T = \pm \frac{d_{sal}}{d_{ent}} = \pm \frac{z_{sal}}{z_{ent}}$$

Ecuación 2-8. Relación del par de torsión [3]

Como se puede ver, ambas ecuaciones están relacionadas, debido a que este mecanismo intercambia velocidad por par de torsión o viceversa. El signo menos indica que se trata de un engranaje de conexión interna, y con un signo positivo se trata de un engranaje de conexión externa.

En el caso de un engranaje simple, sea cual sea el dentado de sus engranajes, la relación límite que puede tener es de 10:1, debido a que el engranaje se hará más grande y por ello será más difícil de ensamblar.

Para lograr una relación mayor a 10:1 es necesario un tren de engranajes compuesto o un engranaje epicicloidal.

Además de los engranajes simples también se encuentran los trenes compuestos, que son aquellos tipos en los que al menos un eje tiene más de un engranaje.

En el caso de que el eje de entrada y el de salida no coincidan, se trata de un tren compuesto no revertido, y su diseño sería más complejo, ya que otra restricción a añadir sería que las distancias entre centros de las distintas etapas deben ser las mismas.

Si se emplea una transmisión simple, a la hora de hablar de engranajes externos:

- Si el número de engranajes es par ocurrirá que el sentido de giro del último engranaje que recibe el movimiento, será inverso al del engranaje que transmite el movimiento.
- Si el número de engranajes es impar, el sentido de giro del engranaje de entrada y salida serán iguales. Por ello, se puede emplear un engranaje intermedio, también llamado engranaje loco, cuyo objetivo es mantener el mismo sentido de giro del sistema sin que la velocidad de salida se vea afectada.

En el caso de hablar de engranajes internos, el sentido de giro de ambas ruedas sería el mismo.

Los distintos tipos de formas que pueden tener los dientes se utilizan según la posición de los ejes, así podemos encontrar engranajes rectos, cónicos, helicoidales, tornillo sin fin, cremallera y epicicloidal.

En los engranajes rectos el movimiento se transmite entre ruedas cuyos ejes son paralelos, con una eficiencia de un 98-99%, siendo este el tipo más simple, y su principal inconveniente es que no son adecuados para elevadas velocidades debido al ruido que producen.

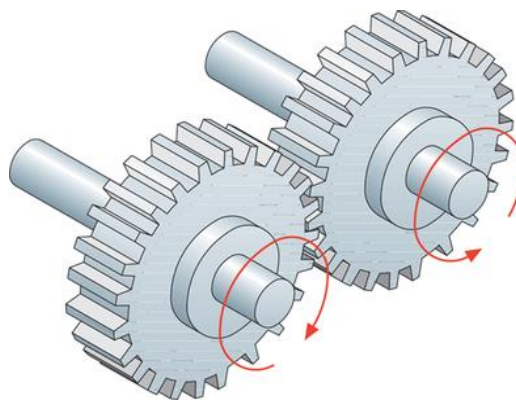


Figura 2-16. Engranaje recto [9]

En el caso de que los ejes de las ruedas sean perpendiculares se emplean engranajes cónicos, cuyas ruedas dentadas pueden ser tanto rectas como helicoidales, y según el plano en que trabajen pueden ser espirales o de tipo hipoide.

- Rectos: utilizan una menor superficie de contacto que los helicoidales, y aunque su uso es cada vez más reducido, debido al ruido que generan, se emplean para conseguir una reducción de velocidad.



Figura 2-17. Engranaje cónico recto [6]

- Helicoidales: apenas generan ruido y son empleados sobre todo en las transmisiones del eje trasero en vehículos.



Figura 2-18. Engranaje cónico helicoidal [6]

- Hipoidales: pueden ser considerado como de tipo cónico helicoidal, porque la principal diferencia es que este tipo está formado por una rueda dentada de menor tamaño y con pocos dientes y otra con un gran número de dientes. Son empleados cuando los ejes no se encuentran en el mismo plano y su aplicación más habitual es en la industria automotriz.



Figura 2-19. Engranaje cónico hipoidal [6]

- Espirales: se caracterizan por operar en planos pronunciados y distintos y por transmitir momentos muy altos, gracias a que el ancho de los dientes del piñón es mayor que el de los

de la corona, lo que favorece también que apenas se produzca desgaste en los dientes, y que haya menos vibraciones y ruido.



Figura 2-20. Engranaje espiral [6]

Los engranajes de tipo helicoidal transmiten el movimiento entre ejes que son paralelos o se cruzan, de una forma más suave y silenciosa que los de tipo recto, pero requiere de rodamientos debido a los esfuerzos axiales que generan. En el caso de ser paralelos los ejes, su eficiencia se encuentra entre un 96 y un 98%, pero si estos se cruzan, la eficiencia se reduce a entre un 50 y un 90%.



Figura 2-21. Engranaje helicoidal [10]

Una variante de este tipo de engranaje es el engranaje helicoidal doble o de espina de pescado, el cual se obtiene al unir sobre el mismo eje dos engranajes del mismo paso y diámetro, pero de sentido opuesto. Esta variante no tendría cargas axiales, por lo que no requeriría de rodamientos, pero es más costoso económicamente y se emplea cuando se requiere transmitir altas potencias.



Figura 2-22. Engranaje helicoidal doble [10]

Para transmitir movimiento circular entre dos ejes que se cruzan perpendicularmente, se emplean los tornillos sin fin, compuestos por un tornillo con dentado helicoidal, y una rueda dentada que encastra en el tornillo. Presentan altas relaciones de transmisión y son capaces de soportar grandes cargas, además

de emplearse en mecanismos que necesitan una reducción de velocidad grande, con una eficiencia del 40 al 85%, además de que pueden ser utilizados sin freno cuando son empleados para aguantar una carga, como por ejemplo en un gato o un montacargas.



Figura 2-23. Tornillo sin fin [6]

Los engranajes de tipo cremallera consisten en una rueda dentada que engrana con una barra dentada denominada cremallera, pudiendo transformarse el movimiento circular en lineal o viceversa dependiendo del elemento que transmita el movimiento. Los dientes pueden ser rectos o helicoidales, y su disposición puede ser transversal u oblicua.

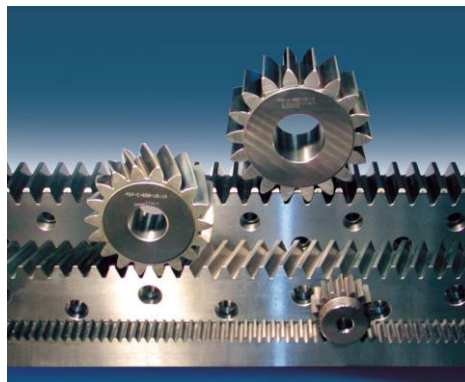


Figura 2-24. Cremallera [6]

Por último se encuentran los engranajes de tipo epicicloidal o planetario, que emplean un conjunto de ruedas dentadas cuyos ejes de entrada y salida se encuentran alineados, y su finalidad es la de transmitir un gran par utilizando el menor espacio posible, lo que se conoce como densidad de par.



Figura 2-25. Engranaje epicicloidal [11]

Este sistema, muy habitual en automoción, consta de un engranaje central, llamado planeta o solar, una corona, y engranajes satélite acoplados al solar mediante un brazo o un portasatélites.

Se pueden considerar diferentes formas de funcionamiento, dependiendo de cuál sea el elemento impulsor y el impulsado, quedando resumido en la Tabla 2-1.

Portasatélites	Planeta	Satélites	Corona	Resultado
Entrada Movimiento	Salida Movimiento	Movimiento de rotación y traslación	Fija	Multiplicación grande
Entrada Movimiento	Fijo	Movimiento de rotación y traslación	Salida Movimiento	Multiplicación pequeña
Fijo	Entrada Movimiento	Movimiento de rotación	Salida Movimiento	Inversión giro
Movimiento	Entrada Movimiento	Movimiento de rotación y traslación	Salida Movimiento	Transmisión Directa

Tabla 2-1. Formas de funcionamiento de engranajes planetarios

La relación de transmisión de un engranaje planetario, ya sea simple o compuesto, se puede obtener mediante la fórmula de Willis, que se basa en la relación existente entre las velocidades angulares relativas a los brazos, así como en el número de dientes, como se puede ver en la Ecuación 2-9. [12]

$$m_v = \frac{\omega_L - \omega_{Brazo}}{\omega_F - \omega_{Brazo}} = \pm \frac{Z_{ent}}{Z_{sal}}$$

Ecuación 2-9. Fórmula de Willis [13]

A diferencia de los trenes de engranajes explicados previamente que contaban con solo un grado de libertad, los trenes de engranajes planetarios tienen dos grados de libertad y son capaces de producir un gran par debido a que la carga se reparte más uniformemente entre los distintos engranajes que forman el sistema, además de que el aumento del número de superficies en contacto con respecto al sistema de engranajes tradicional, hace que los engranajes sean más resistentes al daño.

Existen doce tipos de trenes epicicloidales, que pueden combinarse para dar lugar a trenes con más grados de libertad.

En los trenes de engranajes convencionales es intuitivo saber cómo se van a mover los engranajes, sin embargo en los trenes epicicloidales no resulta tan sencillo y habría que realizar los cálculos correspondientes para determinar que comportamiento tendrán.

La utilización de un tren de engranajes proporciona una serie de ventajas frente a otros tipos de transmisión, ya que es ideal para maquinaria de precisión debido a que utiliza una relación de transmisión muy exacta, mostrando además una gran fiabilidad y durabilidad, así como un alto rendimiento a la hora de trasladar fuerzas y movimientos y un fácil mantenimiento. Su tamaño es menor en comparación con otros mecanismos como las poleas o cadenas y además se elimina cualquier posibilidad de deslizamiento.

La eficiencia, E_0 , es muy alta, con apenas un 1-2% de pérdida en el conjunto de los engranajes, dependiendo del acabado de los dientes y su lubricación, pudiendo lograrse una eficiencia superior a la de los trenes convencionales. Si se emplea un engranaje externo, este tendrá una $E_0 \geq 98\%$. En caso de usar un engranaje interno, tendrá una $E_0 \geq 99\%$. Cuando estos engranajes se utilizan en un tren de engranajes, la eficiencia de este se obtiene como resultado de la multiplicación de cada uno de los engranajes.

$$E_0 = \frac{Potencia_{sal}}{Potencia_{ent}}$$

Ecuación 2-10. Eficiencia [3]

2.2 La impresión 3D

El completo rediseño del winch que se realiza en este trabajo está basado en engranajes epicicloidales. Estos engranajes permiten repartir mejor los esfuerzos realizados entre sus dientes y está orientado hacia la impresión tridimensional. De la misma forma, para el cálculo de tensiones se implementaron, en el programa de análisis, materiales típicos utilizados en la impresión tridimensional permitiendo una mayor versatilidad y viabilidad en el mundo náutico.

La impresión tridimensional podría describirse como un método basado en la fabricación aditiva, que permite la creación de un objeto mediante la superposición de capas, a partir de los formatos obtenidos a partir del diseño asistido por ordenador (CAD) o mediante software de modelado. [14]

Sus orígenes se encuentran a comienzos de los años 80, cuando el inventor japonés Hideo Kodama logró crear objetos sólidos mediante un proceso de endurecimiento de polímeros con luz ultravioleta, hecho que puede ser considerado como precursor de la estereolitografía (SLA), que sería patentada en 1986 por el estadounidense Chuck Hull, considerado como el padre de la impresión 3D. [15]

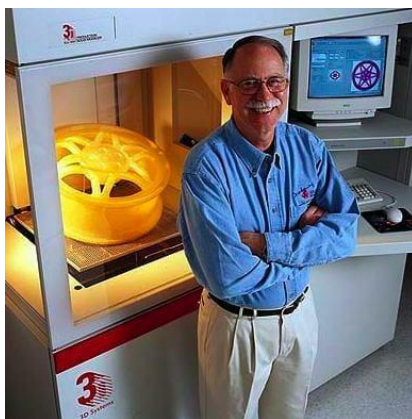


Figura 2-26. Chuck Hull [16]

Por esa misma fecha surge también la técnica de sinterizado selectiva por láser, SLS, inventada por Carl Deckard, que a diferencia de la SLA emplea polvo en lugar de resina. [16]

Un par de años después, el fundador de la empresa Stratasys, Scott Crump y su mujer Lisa Crump, desarrollaron la tecnología de modelado por deposición fundida, FDM, que es la técnica más usada en la actualidad, siendo además dicha empresa la que presentase en el año 1994 el primer termoplástico para impresión 3D. [17]

El avance en la estereolitografía continua, y en el año 1992 la empresa 3D Systems, co-fundada por Chuck Hull, presenta las primeras impresoras SLA, que permitían crear objetos tridimensionales, pero con ciertas imperfecciones. [18]

Poco a poco estas impresoras fueron cobrando importancia en campos como la medicina, donde en el año 1999 ya se empleaban para solucionar problemas en órganos de pacientes y tres años más tarde ya era posible imprimir un riñón en miniatura capaz de realizar funciones en animales. [18]

Estos avances en la impresión 3D provocaron que en el año de 2005, surgiese el proyecto RepRap (Replicating Rapid-Prototypers), de código abierto, fundado por Adrian Bowyer, para la construcción de una impresora 3D capaz de imprimir sus propios componentes, proyecto que acabo materializándose tres años más tarde, dando origen a Darwin, que es como se conoce a esta impresora. [18] [16]

Un año más tarde surge la primera máquina de impresión SLS, lo que permite la fabricación de prótesis y piezas industriales. En ese mismo año, también surge una máquina capaz de imprimir usando varios tipos de materiales. [16]

Desde entonces el uso de impresoras creció y se perfeccionó rápidamente, siendo un ejemplo de ello, la creación de un vaso sanguíneo en el año 2009, pero es 2011 el año en el que esta tecnología se empieza a usar en todo tipo de industrias, como la construcción, automoción, joyería entre otros. Algunos de los hitos más importantes en la historia de la impresión 3D han sido la impresión de un coche conocido como Urbee, un avión no tripulado, llamado SULSA, construido en 7 días y el primer implante de una prótesis personalizada para una mandíbula humana. [16]



Figura 2-27. Urbee [19]



Figura 2-28. SULSA [20]

En los últimos años han continuado los avances, teniendo aplicaciones en múltiples ámbitos como la educación, alimentación, arte y moda y además siendo uno de los componentes de la industria 4.0.

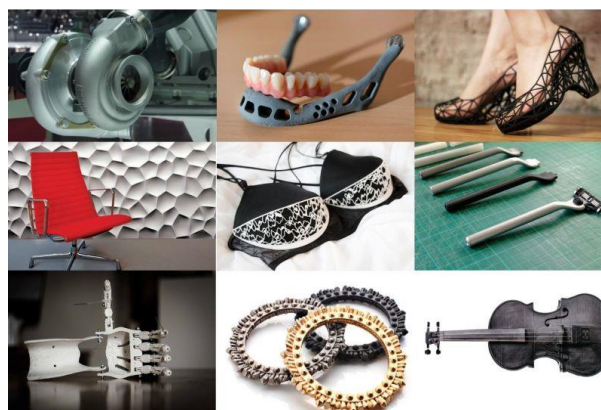


Figura 2-29. Ejemplos de impresiones 3D [21]

2.2.1 Formas de obtención de geometría

En el caso de que se quiera obtener la geometría de un objeto para digitalizarlo e imprimirlo en 3D, existen varias opciones.

La primera de ellas es obtener sus dimensiones, mediante instrumentos de medida como pueden ser un metro, un pie de rey o un micrómetro, para generar manualmente la figura en un archivo CAD.



Figura 2-30. Pie de rey [22]

Otra opción sería emplear un escáner 3D para obtener datos de su forma, mediante un láser u otro elemento que calcula la distancia hasta el punto sobre el que este incidiendo de la figura, obteniéndose así un archivo que contiene una nube de puntos con la distancia entre los mismos. [23]

Este proceso de escaneado puede ser por contacto, mediante el empleo de un palpador, como en el caso de las máquinas de medición por coordenadas, lo cuál puede ser peligroso ya que podría quedar dañada en el caso de que la figura a escanear sea muy frágil o deformable, o mediante el empleo de algún tipo de radiación electromagnética, ultrasonido o incluso fotos realizadas por el usuario. [23]



Figura 2-31. Máquina de medición por coordenadas [24]

2.2.2 Herramientas de diseño asistido por ordenador

Una vez que se ha obtenido la geometría de la pieza, el siguiente paso sería el diseño asistido por ordenador, CAM, que permite diseñar y ensamblar elementos de una forma interactiva y dinámica, pudiendo también generar los planos de las piezas.

Tras realizar el modelado CAD, se puede realizar un estudio de la pieza generada mediante software de ingeniería asistida por ordenador, CAE, para analizar y simular los diseños generados, viendo así si sería viable generar la pieza, o si presenta algún fallo, y podría romper o no funcionar correctamente

Por último, faltaría la fabricación asistida por ordenador, CAM, que procesa la información generada por el CAD para obtener los datos e instrucciones para controlar la maquinaria de producción. [25]

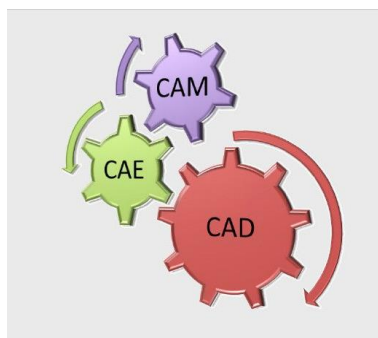


Figura 2-32. CAD-CAE-CAM [26]

2.2.3 Formatos de archivo

En general, cualquier formato empleado para imprimir en 3D, contiene los datos geométricos de la pieza, hallándose la diferencia en la forma en que este codificada el archivo, y algunas características más. A continuación se explicarán los principales formatos que se pueden encontrar, donde por norma general, cuanto más preciso sea el mallado de la pieza, mayor será el tamaño del archivo. [18]

El formato STL, creado por la empresa 3D Systems, es el más empleado y el más antiguo y únicamente contiene las coordenadas de los bordes de los múltiples triángulos que conforman el mallado de la superficie de la pieza, lo que da lugar a problemas en la definición de la pieza. Dentro de los STL podemos encontrar varios tipos, aunque los más habituales son el ASCII y el binario, que es más pequeño que el ASCII. [18]

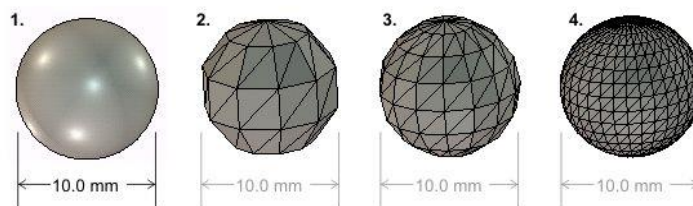


Figura 2-33. Archivos STL con diferentes mallados [27]

Los problemas que presenta el formato STL en lo relativo a la definición de la pieza, pueden ser solventados mediante el empleo del formato 3MF, que ocupa muchos menos espacio y además incluye información sobre la escala, color, textura, ajustes para la impresión. [18]

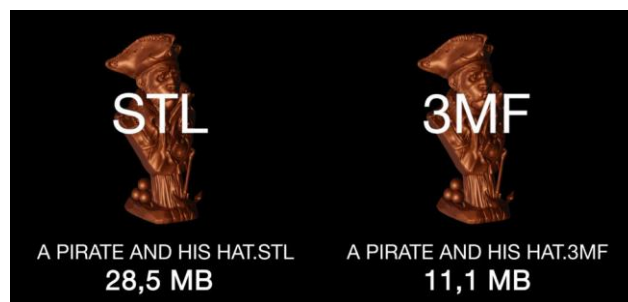


Figura 2-34. Comparación formato STL-3MF [18]

El formato OBJ, a pesar de no ser tan conocido, es aceptado por cualquier software dedicado a la impresión 3D y cuenta con dos modos de funcionamiento donde además de guardar la geometría, incluye un mapa de textura, y otros datos. El primer modo emplea una codificación aproximada, similar al STL, pero pudiendo usar otras formas en lugar de triángulos para captar la geometría de la figura. El segundo modo emplea una codificación que guarda la geometría del objeto empleando líneas tridimensionales, conocidas como NURBS, siendo este formato más preciso. [18]

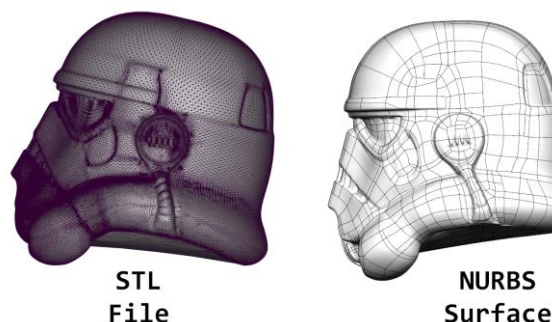


Figura 2-35. Comparación STL-OBJ [28]

2.2.4 Técnicas de impresión

En la actualidad existen siete procesos de fabricación aditiva, que han dado lugar a diez tipos de tecnología empleadas por las impresoras 3D, las cuales aparecen estandarizadas en la norma ISO/ASTM 52900 y a continuación se procederá a explicar algunas de las más empleadas en la actualidad. [29]

La primera técnica que apareció fue la estereolitografía, SLA, consistente en aplicar mediante espejos, también llamados galvos, luz ultravioleta a un tanque de resina líquida situada en una base que se va desplazando hacia abajo, haciendo que la pieza se vaya curando y solidificando capa a capa cuando la luz incide sobre el material, logrando un alto nivel de detalle y gran acabado superficial. [16] [29]

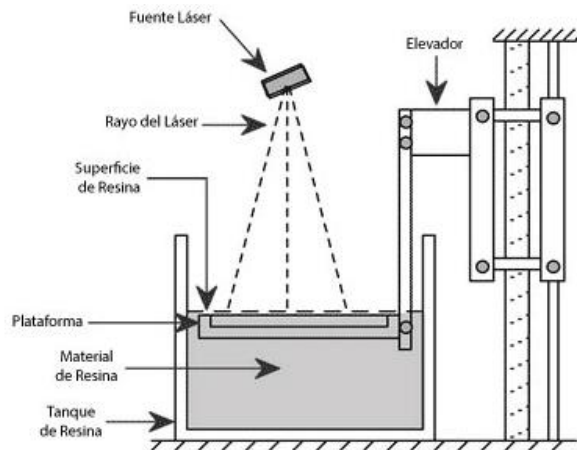


Figura 2-36. Técnica SLA [30]

Por otro lado se encuentra el modelado por deposición fundida, FDM, cuya diferencia con la estereolitografía es que el material sólido impulsado por un motor, se funde al pasar por una boquilla extrusora en forma de hilos muy finos formando la pieza capa a capa, obteniendo buenos resultados, pero no tanto como con la SLA. La principal ventaja que ofrece esta técnica es, que permite fabricar piezas muy precisas y que ha puesto las impresoras 3D al alcance de cualquier persona por su bajo precio. [16] [31]

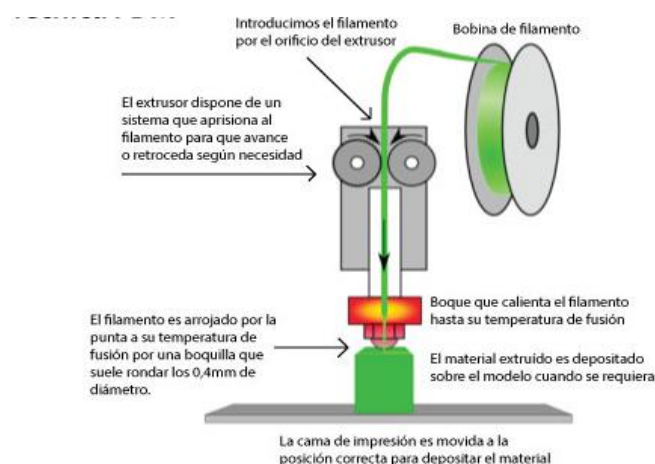


Figura 2-37. Técnica FDM [30]

Una técnica derivada de FDM, es la fabricación con filamento fundido, FFF, que es prácticamente igual, pero los miembros del proyecto RepRap le pusieron ese nombre para poder usar la técnica sin restricciones debido a que FDM es una marca registrada por la empresa Stratasys. [32]

Otra de las técnicas que podemos encontrar es la sinterización selectiva por láser, SLS, que a diferencia de las técnicas anteriores, utiliza materiales plásticos en polvo que al entrar en contacto con el láser se funde y solidifica dando lugar a piezas que cuentan con una precisión mayor que usando FDM. Una de las ventajas que presenta es que el material que no es utilizado se almacena, por lo que no hay desperdicio de material y ese mismo polvo elimina la necesidad de utilizar estructuras de soporte, al contrario que en las técnicas anteriores. [16]

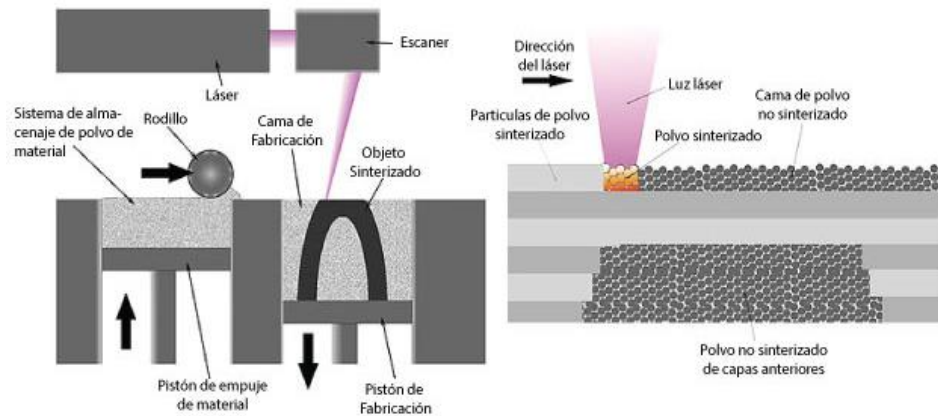


Figura 2-38. Técnica SLS [30]

Una técnica derivada de la SLS es la multi jet fusion, MJF, que emplea un aglutinante para pegar el material y posteriormente le aplica calor para fundirlo. El resto del proceso es similar al de la SLS. [31]

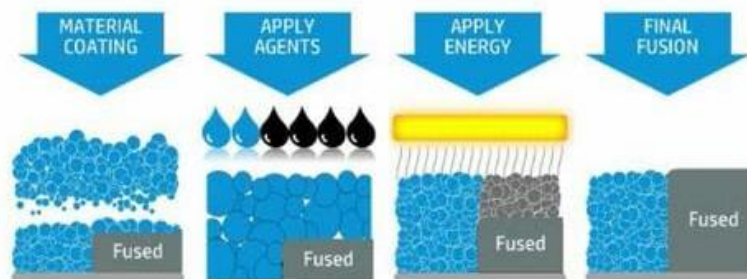


Figura 2-39. Técnica MJF [16]

La técnica de fusión de capa de polvo, DLMS, es otro método derivado de la SLS, siendo su principal diferencia es el material empleado, siendo este metálico. [31]

Una técnica parecida a la de las impresoras de papel es la de inyección, MJ, donde las gotas de material se depositan capa a capa sobre una placa y se curan cuando son expuestas a la luz ultravioleta. [29]



Figura 2-40. Ejemplo de impresión por inyección [16]

2.2.5 Materiales

Tras explicar algunas de las técnicas que se pueden encontrar en la impresión 3D, se explicarán ciertos materiales que pueden ser empleados para obtener las piezas deseadas, en función de algunos requerimientos, como pueden ser, la resistencia al impacto, a la tracción, el coste, y la absorción de humedad. Estos materiales pueden diferenciarse en dos grupos: [33]

- Termoplásticos: este tipo de material puede fundirse a altas temperaturas, lo que permite realizar operaciones de moldeo, manteniéndose su cadena de polímeros lineal y separada tras realizar dicha operación, pudiendo repetirse este proceso. Algunos materiales de este tipo son el ABS, PLA, PET, y el nylon. [33] [34]
- Termoestables: tras ser calentado y moldeo, la cadena de este tipo de material se convierte en una estructura, por lo que no puede repetirse el proceso. El poliéster, las resinas epoxi, y el poliuretano, son algunos de los materiales que podemos encontrar en esta categoría. [33] [34]

Uno de los materiales más empleado es el plástico ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno), ya que es un material muy completo que presenta una buena resistencia frente a impactos, destacando además por su rigidez y su estabilidad frente a altas temperaturas y ataques químicos, presentando como desventaja que se degrada en presencia de humedad y la toxicidad de los humos que emite al alcanzar su punto de fusión. [29] [35]



Figura 2-41. Piezas Lego con material ABS [29]

Un material alternativo lo podemos encontrar en el PET, que presenta unas características parecidas al plástico ABS en cuanto a resistencia, sin desprender vapores y sin requerir el empleo de una plataforma calefactable, siendo muy popular su uso en productos de consumo. [35]

Una opción biodegradable y bastante conocida es el material PLA (Poliácido Láctico), aunque es menos duradero, más sensible al calor y solidifica más rápidamente que el ABS. [35]



Figura 2-42. Bobinas de material PLA [36]

Otro material bastante usado y que proporciona muy buenos acabados, así como una buena resistencia mecánica y a la tracción es el nylon, aunque presenta como inconvenientes que tiende a encogerse, y a degradarse con la humedad y requiere el uso de un fijador por no adherirse bien al aluminio o al cristal. [35]



Figura 2-43. Zapatos impresos con nylon [29]

2.2.6 Impresión 3D en las Fuerzas Armadas

Al igual que para el resto del mundo, esta nueva tecnología tampoco ha pasado desapercibida en el ámbito militar de numerosos países, que tras ver los resultados obtenidos por el Ejército norteamericano, se han interesado en ella.

Este interés surge del impulso que ha dado el ejército de EEUU a la fabricación en 3D, para tener la posibilidad de poder imprimir tanto en plástico como en metal, piezas de repuesto, herramientas, armamento, así como barracones. De esta forma se logra evitar tener que estar transportando tanto los materiales como la mano de obra necesarios, con el consiguiente gasto económico que ello conlleva, además de que dichas piezas se fabricarían de una forma mucho más rápida y sencilla, logrando así que en caso de una situación de combate los militares puedan centrarse en sus labores y no tengan que dedicarse a tareas de construcción. [37]

En caso de que el repuesto requerido tenga unas características, que no permitan su impresión 3D, esta sería igualmente útil ya que en caso de necesitar utilizar urgentemente dicho repuesto, la pieza 3D serviría como “parche” para ganar tiempo hasta que se consiga el repuesto.

En el caso de España, el Ejército de Tierra recibió en el año 2020 su primera máquina de fabricación aditiva con capacidad para imprimir tanto en metal como en polímero y recientemente el Ministerio de Defensa aprobó la construcción de una nueva base logística que supondrá un gran impulso tecnológico, ya que incorporará impresión 3D, robótica, o realidad aumentada. [38] [39]

La Armada, también contará con novedades en este campo ya que las nuevas fragatas F-110 dispondrán de elementos fabricados con impresión 3D, además de que cada fragata contará con dos unidades de fabricación aditiva a bordo para producir sus propios repuestos en ciertos equipos. [40]

3 DESARROLLO DEL TFG

Tras haberse explicado en el capítulo dos los principales mecanismos de transmisión de potencia que existen en la actualidad, a continuación se explicará cuál de ellos fue el seleccionado para poder hacer funcionar el winch elegido como sistema de cazado de escotas. Dicho winch será modelado en 3D e irá acompañado de un análisis de las tensiones presentes en el mecanismo.

3.1 Embarcación y winch

La embarcación escogida como modelo ha sido un crucero clase Yatlant 26. La Escuela Naval Militar cuenta con dos embarcaciones de esta clase: el crucero Beluso y el crucero Combarro.



Figura 3-1. Crucero clase Yatlant 26 [41]

Entre otras características este crucero cuenta con una eslora de 7,49 m, una manga de 3 m, una calado de 1,8 m, una capacidad de 8 PAX y una superficie vélica total de 95 m^2 , estando esta compuesta por: [41]

Superficie vélica de la mayor: 25 m^2 .

Superficie vélica del génova/foque: 15 m^2 .

Superficie vélica del spinnaker: 55 m^2 .

La superficie del foque será utilizada más adelante para calcular la fuerza que soporta la vela.

Como ya se comentó en la introducción el sistema de cazado de escotas escogido ha sido un winch, que consiste en una máquina utilizada en las embarcaciones a vela para reducir el esfuerzo que realizan

las personas a la hora de cobrar de un cabo que va hecho firme a una vela. El mecanismo interno esta formado por una serie de engranajes de dentado recto que permiten distintas velocidades, dependiendo de la relación de transmisión.



Figura 3-2. Winch modelo Andersen 18st [42]

Esta embarcación monta un winch modelo Andersen 18 con sistema autocazante y una sola velocidad. El interior de este winch está conformado por un sistema de engranajes convencional, que será rediseñado para que funcione mediante un sistema de engranajes planetarios, tratando de mantener las relaciones de transmisión originales, pero añadiendo una nueva velocidad, más rápida que la principal.

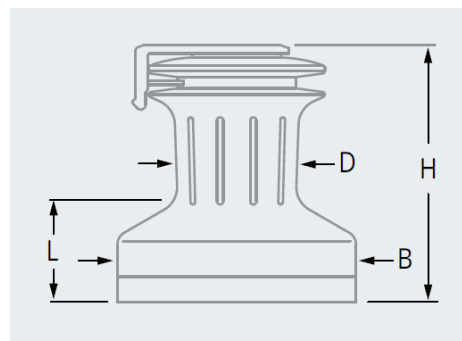


Figura 3-3. Dimensiones winch [42]

En la Tabla 3-1 se pueden ver las medidas originales del winch.

Modelo	Base "B" mm	Tambor "D" mm	Altura Total "H" mm	Altura Base-Tambor "L" mm
18 st	120	70	133	50

Tabla 3-1. Dimensiones winch Andersen 18st [42]

Dicho winch cuenta además con las siguientes relaciones:

Modelo	Relación de transmisión de velocidad	Relación de transmisión de potencia
18 st	2,6:1	18,8:1

Tabla 3-2. Relaciones winch Andersen 18 st [42]

3.2 Engranajes de dentado recto

El mecanismo interno de un winch está compuesto por engranajes de dentado recto, explicados en el apartado 2.1.4, debido a que los ejes son paralelos, tienen una gran eficiencia y pueden emplearse para grandes velocidades, ya que en este caso el ruido no sería un inconveniente. Dentro de este apartado se realizará una explicación teórica de la geometría del engranaje y de los factores fundamentales por los que se ve afectado un engranaje.

3.2.1 Geometría

Uno de los requisitos que tienen que cumplir los engranajes para su correcto funcionamiento y dimensionamiento es la relación de transmisión ya vista en el apartado 2.1.4, a partir de la cual se puede obtener el número de dientes, z , la velocidad angular, ω , y el diámetro primitivo de los engranajes, d . Para el desarrollo de este apartado ha sido fundamental el contenido encontrado en las referencias [3] y [43], así como algunas definiciones de la referencia [44] y [45].

3.2.1.1 Módulos

Un parámetro muy importante, que relaciona el número de dientes con el diámetro, es el módulo, ya que para que dos ruedas engranen ambas deben tener el mismo módulo.

$$m = \frac{d}{z}$$

Ecuación 3-1. Módulo [3]

Podemos diferenciar tres módulos, el normal, m , que es perpendicular al diente; el axial, m_a , que es contiguo, y el circunferencial, m_t , que es tangencial a la circunferencia y en el caso de los engranajes de dentado recto tiene el mismo valor que el módulo normal.

3.2.1.2 Círculos y diámetros

En este apartado se realizará una explicación de los distintos círculos de los que se compone un engranaje, ordenados de menor a mayor diámetro.

Círculo de pie o raíz, d_f . Es aquel que nos indica donde se encuentra el fondo del espacio entre dientes. Su diámetro queda definido por la siguiente ecuación:

$$d_f = m \cdot (z - 2,5)$$

Ecuación 3-2. Diámetro raíz [43]

Círculo base, d_b . De él se obtienen los dientes de perfil de envolvente. Su diámetro se obtiene mediante la Ecuación 3-3.

$$d_b = d \cdot \cos(\alpha_t)$$

Ecuación 3-3. Diámetro base [3]

Donde α_t es el ángulo de presión transversal que se explicará en el apartado 3.2.1.5 y d es el diámetro primitivo.

Círculo primitivo o de paso, d . En este círculo se encuentran los puntos de contacto de los dientes cuando se produce el engrane entre ellos. El diámetro primitivo queda definido por la Ecuación 3-4.

$$d = z \cdot m$$

Ecuación 3-4. Diámetro primitivo [3]

Diámetro primitivo de trabajo, d_{wt} . Podría decirse que la anterior definición corresponde a un concepto teórico, y a la hora de realizar los cálculos se aplicaría mediante la siguiente ecuación:

$$d_{wt} = d \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{wt})}$$

Ecuación 3-5. Diámetro primitivo de trabajo [43]

Donde α_{wt} , es el ángulo de presión transversal de trabajo, que se explicará en el apartado 3.2.1.5.

Círculo exterior o de cabeza, d_a . Este término corresponde a la parte superior de los dientes y se emplea solamente para ruedas dentadas exteriores. Su diámetro se obtiene mediante la Ecuación 3-6.

$$d_a = m \cdot (z + 2)$$

Ecuación 3-6. Diámetro exterior [3]

Todos los círculos explicados previamente pueden verse en la siguiente figura:

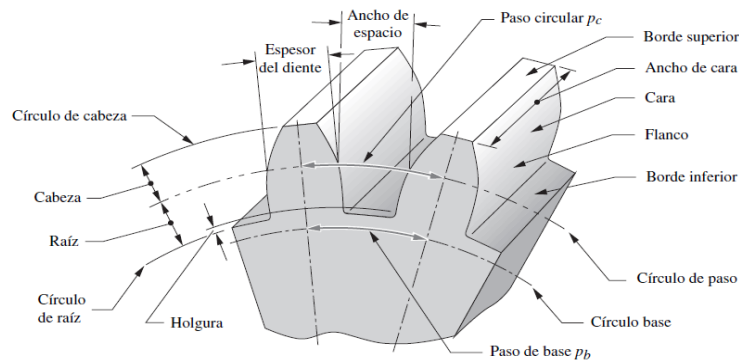


Figura 3-4. Dimensiones de la geometría de un engranaje [3]

3.2.1.3 Dimensiones del diente

Una vez definidos los círculos y diámetros principales de un engranaje, a continuación se definirán una serie de términos relativos a los dientes, los cuales pueden encontrarse en la Figura 3-4.

La altura del diente viene definida por dos conceptos, el addendum y el dedendum, ambos referidos al círculo de paso. El addendum o cabeza, h_a , tiene el mismo valor que el módulo.

$$h_a = m$$

Ecuación 3-7. Addendum [43]

Mientras que el valor del dedendum o raíz, h_b , es

$$h_b = 1,25 \cdot m$$

Ecuación 3-8. Dedendum [43]

Por ello, si al diámetro primitivo se le suma dos veces el addendum, se obtiene como resultado el diámetro exterior. Igualmente, si restamos dos veces el dedendum del círculo de paso, se obtiene como resultado el diámetro raíz. El motivo para añadir o quitar dos veces es, que hay que tener en cuenta el diente de una parte y su homólogo en la parte contraria, de esta forma se obtienen los dos diámetros comentados anteriormente.

El dedendum es ligeramente mayor al addendum para crear una pequeña holgura entre la punta del diente de un engranaje con la parte inferior del espacio del diente del otro engranaje.

Si se realiza la suma del addendum con el dedendum, se obtiene como resultado la altura del diente.

$$h_t = h_a + h_b$$

Ecuación 3-9. Altura del diente [43]

El hueco existente entre la cabeza del diente de un engranaje y la base del engranaje complementario es lo que se conoce como holgura y el ancho de la cara del diente, b , se obtiene como resultado de medir a lo largo del eje del engranaje.

El juego en la cabeza de un diente viene determinado por la expresión:

$$c = 0,25 \cdot m$$

Ecuación 3-10. Juego en la cabeza de un diente [45]

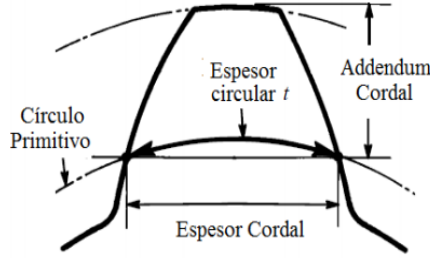


Figura 3-5. Altura y espesores de un diente [43]

En el círculo de paso se puede medir el espesor del diente, que es lo que se conoce como espesor circular, S , siendo el ancho del espacio del diente ligeramente mayor que el espesor. De la diferencia de ambos se obtiene como resultado el juego entre dientes. En el caso de los engranajes de dentado recto los espesores a considerar serían solo el espesor circular en el plano normal, S_n , así como el espesor cordal, S_c , que sería el espesor circular medido en el plano normal al diente, cuyos valores se obtendrían mediante la Ecuación 3-11 y la Ecuación 3-12, respectivamente.

$$S_n = m \cdot \frac{\pi}{2}$$

Ecuación 3-11. Espesor circular normal [43]

$$S_c = S_n \cdot \cos^2(\alpha_n)$$

Ecuación 3-12. Espesor cordal [43]

Donde α_n , es el ángulo de presión de la cabeza del diente, que se explicará en el apartado 3.2.1.5.

Por último, otro parámetro a tener en cuenta a la hora de realizar los cálculos será la altura cordal, h_c , también conocida como addendum cordal. Esta medida es la distancia vertical desde el círculo primitivo hasta la cabeza del diente.

$$h_c = \frac{d_a - d - S_c \cdot \tan(\alpha_n)}{2}$$

Ecuación 3-13. Altura cordal [43]

3.2.1.4 Pasos

El paso se define como la distancia entre un punto de un diente y su homólogo en el siguiente diente. Un engranaje cuenta con dos tipos de pasos, el circular y el paso de base.

El paso circunferencial, p_t , define el tamaño del diente en base al círculo de paso y los demás parámetros del diente se calculan en base a esta medida. Viene definido por la ecuación:

$$p_t = \pi \cdot m$$

Ecuación 3-14. Paso circular [3]

El paso del diente se puede obtener también partiendo del círculo base, y es lo que se conoce como el paso de base, p_n , que está relacionado con el módulo normal.

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta$$

Ecuación 3-15. Paso de base [3]

Donde β es el ángulo de hélice, que se explicará en el siguiente apartado.

3.2.1.5 Ángulos característicos

Ángulo de presión, α . Es el ángulo comprendido entre la línea de presión y la superficie primitiva. Dependiendo del engranaje, este ángulo puede ser tangencial, normal o axial, pero al tratarse de engranajes rectos, solo tienen importancia el ángulo normal (α_n) y el tangencial (α_t). En los engranajes rectos es habitual que tenga un valor de 20° .

$$\alpha_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right)$$

Ecuación 3-16. Ángulo de presión transversal [43]

Siendo β el ángulo de hélice que se explicará a continuación.

$$\text{inv } \alpha_t = \tan \alpha_t - \frac{\alpha_t \cdot \pi}{180}$$

Ecuación 3-17. Involuta del ángulo de presión transversal [43]

$$\alpha_{wt} = \arccos \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot l}$$

Ecuación 3-18. Ángulo de presión transversal de trabajo [43]

$$\text{inv } \alpha_{wt} = \tan \alpha_{wt} - \alpha_{wt}$$

Ecuación 3-19. Involuta del ángulo de presión transversal de trabajo [43]

Ángulo de perfil. La dirección de la tangente a un perfil del diente viene dada por este ángulo.

Ángulo de hélice, β . Es el ángulo comprendido entre el diente y el eje del engranaje, y su valor siempre es cero cuando se trata de engranajes de dentado recto. Como resultado de ello se obtiene que el ángulo normal y el tangencial tienen el mismo valor.

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{m}{m_t} \right)$$

Ecuación 3-20. Ángulo de hélice [43]

Ángulo de aproximación, θ_a . Es el ángulo girado por el piñón desde el punto donde entran en contacto los dientes, hasta el punto crítico, P.

Ángulo de retroceso, θ_r . Es el ángulo girado por el piñón desde el punto crítico hasta que los dientes se separan.

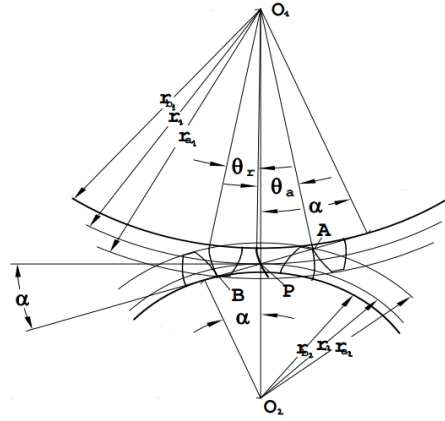


Figura 3-6. Ángulos característicos [44]

3.2.1.6 Distancia entre centros

En el caso de los engranajes externos convencionales, la distancia entre sus centros, l , se obtiene de la siguiente ecuación:

$$l = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Ecuación 3-21. Distancia entre centros [43]

Donde d_1 y d_2 son los diámetros de los engranajes.

La distancia entre centros de trabajo se obtendría mediante la ecuación:

$$l_w = l \cdot \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}} \right)$$

Ecuación 3-22. Distancia entre centros de trabajo [43]

En el caso de un engranaje planetario, se tiene que cumplir que la suma del radio del planeta, r_p , y diámetro del satélite, d_s , de como resultado el radio de la corona, r_c .

$$r_c = r_p + d_s$$

Ecuación 3-23. Radio de la corona [46]

Para determinar el número de satélites que va a necesitar el sistema, la suma de los dientes de un satélite y los dientes del planeta dividido por el número de satélites tiene que dar como resultado un número exacto.

3.2.1.7 Punto de contacto

Es aquel punto donde las superficies primitivas de ambas ruedas entran en contacto. Cuando dos dientes engranan el punto de contacto se desplaza a lo largo de la línea de presión, desde donde entran en contacto hasta donde se separan.

3.2.1.8 Línea de presión

Esta línea es la tangente común a las circunferencias básicas de ambas ruedas, a lo largo de cuya trayectoria entran en contacto los dientes. El engranaje cuyo vértice finaliza en la línea de presión sería el engranaje impulsor.

3.2.1.9 Relación de contacto, ε

Este dato nos indica el número medio de pares de dientes que están en contacto, y cuanto mayor sea su valor significará que mayor será el número de dientes que soportan la fuerza transmitida de una rueda a otra por lo que los dientes sufrirán menos esfuerzo. Su valor se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} + \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} - (r_1 + r_2) \cdot \operatorname{sena}}{\pi \cdot m \cdot \cos\alpha}$$

Ecuación 3-24. Relación de contacto [44]

Siendo r_a , el radio exterior y r_b , el radio base. Los subíndices 1 y 2 hacen referencia a la rueda conductora y conducida, respectivamente.

3.2.2 Factores condicionantes

En el apartado previo se explicó la geometría que tiene un engranaje recto y los parámetros que hay que tener en cuenta a la hora de su diseño. En el presente apartado se detallarán los factores por los que puede verse afectado un engranaje.

El empleo de un mecanismo de transmisión por engranajes, puede traer consigo limitaciones impuestas por el calor, provocado por el aumento de temperatura hasta niveles que pueda provocar daños en el material del engranaje, o limitaciones impuestas por la generación de ruido producido al entrar en contacto unos dientes con otros. Además de estas dos limitaciones, los engranajes se verán condicionados también por los factores que se describirán a continuación, para lo que ha sido tomada como fuente la norma ANSI/AGMA 2101-D04 [47] y la referencia [43].

3.2.2.1 Capacidad de resistencia por flexión del diente

Desde un punto de vista estático, el diente de un engranaje se ve afectado por una fuerza en su extremo transmitida por el diente de otra rueda que engrana en ella. Dicha fuerza provoca un momento flector en el diente, cuyo punto máximo se encuentra en la raíz. Por este motivo es necesario comprobar que la tensión soportada por la base del diente no sobrepase un límite que pueda provocar su deformación.

Desde un punto de vista dinámico, los dientes se encuentran sometidos continuamente a un ciclo de carga y descarga lo que puede provocar un fallo por fatiga, por lo que habría que realizar un estudio de ello.

3.2.2.2 Límite por rotura a fatiga de la base del diente

Las tensiones internas que se generan en la base del diente aparecen y desaparecen conforme engranan los dientes, provocan la aparición de microgrietas en el interior que van aumentando. Cuando estas microgrietas llegan a la superficie, las gotas de aceite para la lubricación del engranaje, se introducen hacia el interior del diente. Una vez allí, aumentan de presión cuando el diente contacta con el otro diente, lo que hace que debido a un efecto dinámico se vaya desprendiendo el material de la superficie por fatiga.



Figura 3-7. Rotura a fatiga de un diente [48]

Este criterio suele ser el más importante y el que a menudo condiciona que se produzca la rotura del diente, pudiéndose calcular el esfuerzo que soporta la base del diente debido a flexión mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_F = F_t K_o K_v \cdot \frac{K_s}{m_t b} \cdot \frac{K_H K_B}{Y_j}$$

Ecuación 3-25. Esfuerzo por flexión en la base del diente [43]

Pueden apreciarse tres grupos de términos en la ecuación, el primero está relacionado con las características de la carga, el segundo con la geometría de la rueda dentada y el tercer término con la forma del diente. Este esfuerzo ha de ser menor que el esfuerzo de flexión admisible, σ_{Fa} :

$$\sigma_{Fa} \leq \frac{\sigma_{FP} Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z}$$

Ecuación 3-26. Esfuerzo de flexión admisible [43]

Donde σ_{FP} es el esfuerzo límite de contacto admisible.

A su vez, el valor del esfuerzo de flexión admisible ha de ser menor o igual que el esfuerzo límite de flexión admisible.

$$\sigma_F \leq \sigma_{Fa} \leq \sigma_{FP}$$

Ecuación 3-27. Condición para evitar flexión [43]

Cada uno de los términos que aparecen en estas ecuaciones se explicarán en los siguientes apartados.

3.2.2.3 Desgaste o picadura de la superficie del diente

Este factor también conocido como pitting, se debe a que el rozamiento generado al entrar en contacto los dientes provoca abrasión. Al entrar en contacto un diente con otro se rompe la capa de lubricación que los protege, produciéndose lo que se conoce como desgaste abrasivo, que genera unas microsoldaduras debido a un incremento de la temperatura provocado por el esfuerzo de compresión entre los dientes. Estas microsoldaduras pueden provocar que un diente arrastre parte del material del otro diente, haciendo que el desgaste del diente sea más rápido. Este efecto se acentúa cuanto mayor sea la velocidad de giro de los engranajes.



Figura 3-8. Efecto de la picadura en unos dientes [49]

La fórmula empleada de la resistencia al desgaste en los dientes del engranaje es la siguiente:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_o K_v \cdot \frac{K_s}{d_{wt} b} \cdot \frac{K_H Z_R}{Z_I}}$$

Ecuación 3-28. Resistencia a la picadura [43]

Al igual que en la Ecuación 3-28, en esta pueden diferenciarse tres grupos de términos dentro de la raíz. El primer grupo tiene relación con las características de la carga, el segundo grupo con la geometría del engranaje, y el último con la forma del diente.

El resultado de esa ecuación tiene que ser menor o igual que el valor de esfuerzo de contacto admisible, σ_{Ha} .

$$\sigma_{Ha} \leq \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{S_H Y_\theta Y_Z}$$

Ecuación 3-29. Esfuerzo de contacto admisible [43]

Donde σ_{HP} es el esfuerzo límite de contacto admisible.

A su vez el valor de esfuerzo de contacto admisible ha de ser menor o igual que el esfuerzo límite de contacto admisible, quedando de esta forma:

$$\sigma_H \leq \sigma_{Ha} \leq \sigma_{HP}$$

Ecuación 3-30. Condición para evitar picadura [43]

3.2.3 Valores comunes y factores de cálculo

Como se pudo ver en el apartado anterior tanto el cálculo de la flexión en la base del diente como el cálculo de la picadura, cuenta con ecuaciones con una gran cantidad de factores, varios de ellos comunes, como en la Ecuación 3-25 y en la Ecuación 3-28, que pueden diferenciarse tres grupos de términos. En el presente apartado se procederá a desarrollar una explicación de cada uno de estos grupos, así como otros parámetros que conforman tanto las ecuaciones ya mencionadas, como los parámetros que aparecen en la Ecuación 3-26 y en la Ecuación 3-29.

3.2.3.1 Características de la carga

Este apartado se corresponde con el primer grupo de términos, $(F_t K_o K_v)$ de las ecuaciones ya mencionadas, que es el mismo tanto en el caso de flexión como en el de picadura.

F_t , representa la carga que reciben los dientes del engranaje y considerando que la carga es uniforme, su valor se puede calcular mediante el par del piñón, T , y el diámetro de trabajo, d_{wt} .

$$F_t = \frac{2000 \cdot T}{d_{wt}}$$

Ecuación 3-31. Carga tangencial [43]

A partir de ella se puede obtener el valor de la carga radial.

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_{wt}$$

Ecuación 3-32. Carga radial [43]

El propósito del factor de sobrecarga, K_o , es establecer un rango de valores admisibles para las cargas externas que puedan superar la carga tangencial. Las vibraciones del sistema, variaciones en su funcionamiento y variaciones de carga durante el proceso, son algunas de las posibles fuentes de sobrecarga. Este factor puede tomar valores de entre 1 y 2,25, como puede verse en la siguiente tabla.

Motriz	Conducida			
	Uniforme	Impactos leves	Impactos moderados	Impactos fuertes
Uniforme	1,0	1,25	1,5	1,75
Impactos leves	1,1	1,35	1,6	1,85
Impactos moderados	1,25	1,5	1,75	2,0
Impactos fuertes	1,5	1,75	2,0	2,25

Tabla 3-3. Factores de sobrecarga [43]

El factor dinámico, K_V , da cuenta de posibles aceleraciones relativas entre engranajes, que da lugar a vibraciones y se conoce como error de transmisión. Este error es la desviación de la velocidad angular uniforme de los engranajes y está provocado principalmente por la rigidez de los dientes y el espacio entre estos y por las cargas transmitidas. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$K_V = \frac{F_d + F_t}{F_t}$$

Ecuación 3-33. Factor dinámico [43]

Donde F_d , es el incremento que se produce en la carga dinámica por las causas comentadas previamente, sin incluir la carga tangencial.

En el caso de que desconozca el valor de la carga dinámica habría que emplear las siguientes curvas basadas en datos empíricos, sin tener en cuenta el efecto de resonancia.

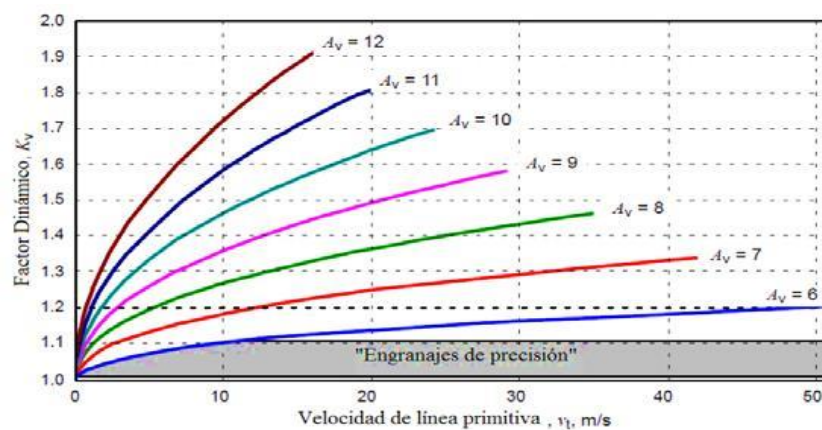


Figura 3-9. Factor de sobrecarga [43]

El valor del nivel de precisión de transmisión, A_V , se obtiene en función del grado de calidad “A” según la norma ANSI/AGMA 2015-1-A01.

Precisión	Normas de calidad			Métodos de Manufactura
	AGMA 2000-A88	AGMA 2015-1-A01	ISO 1328	
Comercial	Q5	A12	12	Desbastado
	Q6	A11	11	
	Q7	A10	10	
Precisión	Q8	A9	9	Cepillado o esmerilado
	Q9	A8	8	
	Q10	A7	7	
	Q11	A6	6	
	Q12	A5	5	
Alta Precisión	Q13	A4	4	Pulido o rectificado
	Q14	A3	3	
	Q15	A2	2	

Tabla 3-4. Grados de calidad [43]

3.2.3.2 Geometría del engranaje

En el caso de flexión, este término está formado por los parámetros m_t y b , que ya fueron definidos en los apartados 3.2.1.1 y 3.2.1.3 respectivamente, y por el parámetro K_s , que es el factor de tamaño, y está condicionado por la geometría del engranaje, ya que se ve afectado por el diámetro de los engranajes, la forma del diente y el tratamiento térmico al que haya estado sometido. En caso de que exista un efecto perjudicial para el diente es recomendable usar un factor de tamaño mayor que uno, y en caso contrario, un valor igual a la unidad.

En el caso de picadura, cuenta con los mismos parámetros que el caso de flexión, a excepción del módulo circunferencial, que es sustituido por el parámetro d_{wt} , ya definido en el apartado 3.2.1.2.

3.2.3.3 Forma del diente

Este apartado corresponde al último grupo de términos. En el caso de la Ecuación 3-25, los factores a tener en cuenta son K_H , K_B e Y_j .

El factor de distribución de carga, K_H , se ve afectado por variaciones, tanto en los engranajes como en el montaje de los mismos, y por deformaciones, debidas a cargas y efectos térmicos. Su objetivo es reflejar en el cálculo como afecta la distribución de cargas no uniformes.

Su valor, da una idea de la relación que existe entre la fuerza ejercida por una carga puntual máxima y el valor de la fuerza provocada por esa misma carga pero distribuida, y se calcula de la siguiente forma:

$$K_H = 1 + K_{Hmc}(K_{Hpf} + K_{Hma})$$

Ecuación 3-34. Factor de distribución de carga [43]

Donde K_{Hmc} es el factor de corrección del avance y puede tener dos valores dependiendo de si el engranaje cuenta con modificaciones en el avance, donde se adoptaría un valor de 0,8, o si no las tiene, en cuyo caso se tomaría un 1 como valor.

K_{Hpf} es el factor de proporción del piñón y su valor se obtiene de la siguiente gráfica a partir del ancho de la cara, b , y de la relación b/d_{wt} .

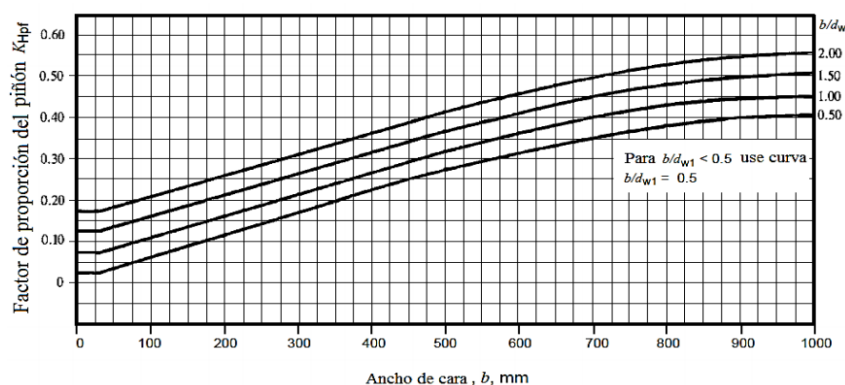


Figura 3-10. Factor de proporción del piñón [43]

K_{Hma} es el factor de alineación de acoplamiento y tiene en cuenta que se produzca una desalineación de los ejes debido a una deformación elástica en los mismos. Su valor se obtiene de la siguiente gráfica:

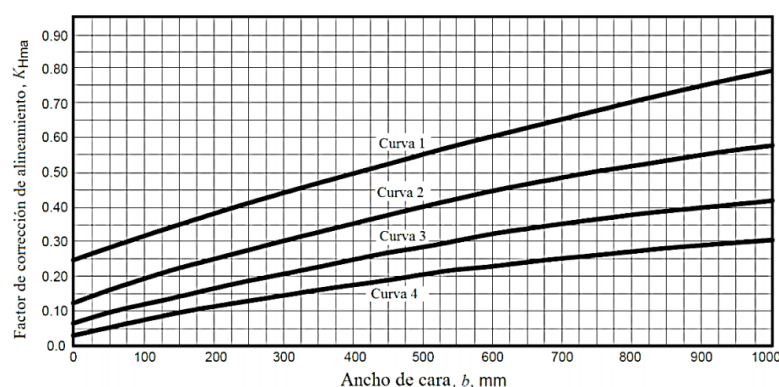


Figura 3-11. Factor de alineación de acoplamiento [43]

Donde la curva 1 hace referencia a engranajes abiertos, la curva 2 a engranajes cerrados de calidad comercial, la 3 a engranajes cerrados de precisión y la curva 4 a engranajes cerrados de alta precisión.

El factor de espesor de llanta, K_B , surge a raíz de que hay ocasiones en que el espesor de la parte situada por debajo de la raíz del engranaje, es más estrecha que la propia raíz, lo que a veces provoca que se produzca la fractura por esa zona, en lugar de en la raíz del diente. Este es un factor para engranajes exteriores con agujeros lisos y que no se vean afectados por fuerzas tangenciales. Su valor se obtiene mediante la gráfica siguiente:

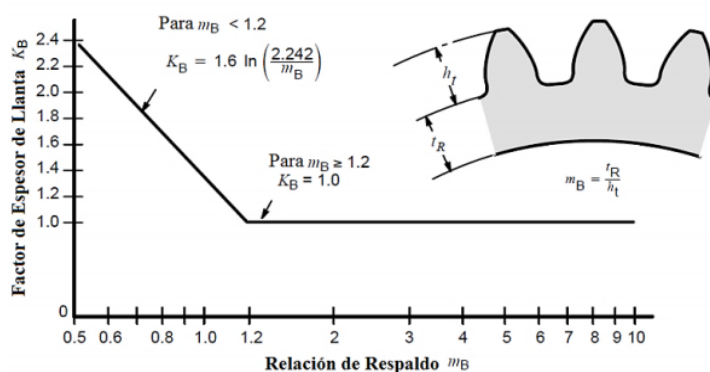


Figura 3-12. Factor de espesor de llanta [43]

Donde m_B es conocido como relación de respaldo y su valor se obtiene como resultado de dividir el espesor del engranaje de la zona situada debajo de la raíz, t_R , entre la altura del diente, h_t .

$$m_b = \frac{t_R}{h_t}$$

Ecuación 3-35. Relación de respaldo [43]

Un valor de 2, significa que no habría ningún problema, en cambio si el valor se encuentra comprendido entre 1 y 2 el engranaje podría verse afectado.

El punto donde se produce el cambio de pendiente viene determinado por la experiencia de los fabricantes.

El factor geométrico, Y_j , está relacionado con la geometría del engranaje, concretamente con la forma del diente y con la manera en que se distribuyen las cargas. Según la norma AGMA 908-B89 su expresión viene dada por:

$$Y_j = \frac{Y C_\psi}{K_f m_N}$$

Ecuación 3-36. Factor geométrico para flexión [43]

Donde tanto C_ψ como m_N tienen un valor igual a la unidad, en engranajes rectos, y donde la letra Y es un factor de forma. El valor de este coeficiente también se puede obtener mediante la siguiente gráfica:

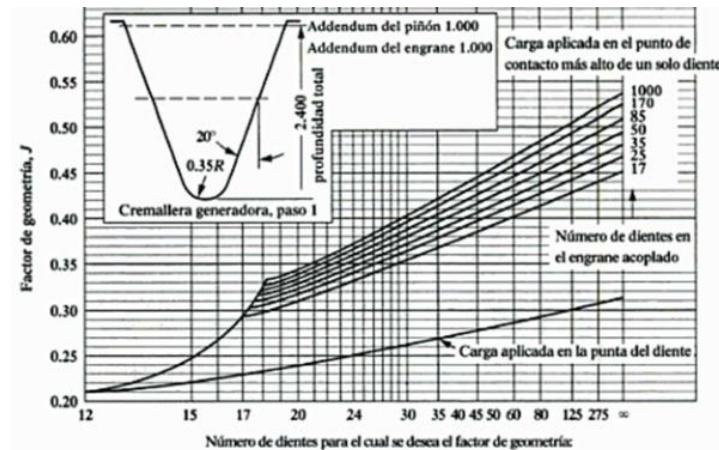


Figura 3-13. Factor geométrico para flexión [50]

Para la Ecuación 3-28, los factores a considerar son Z_R y Z_I , así como el ya explicado factor, K_H .

Al igual que el factor Y_j , el factor Z_I , también está relacionado con la geometría del engranaje, concretamente en la de los dientes y las cargas que estos soportan. Su valor se obtiene mediante la expresión.

$$Z_I = \frac{\cos \alpha_t \sin \alpha_t}{2 m_N} \frac{m_v}{m_v + 1}$$

Ecuación 3-37. Factor geométrico para picadura [43]

Donde m_N , es el factor de distribución de carga en los dientes y su valor es unitario para engranajes rectos. El valor de este factor también se puede obtener mediante la siguiente gráfica en el caso de engranajes con un ángulo de presión de 20° .

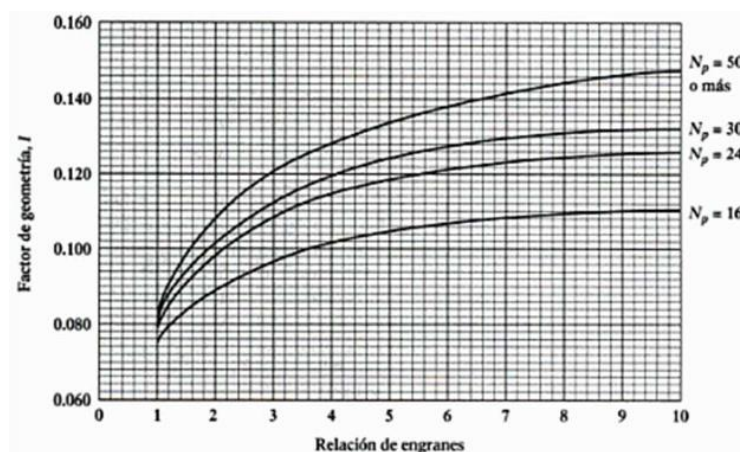


Figura 3-14. Factor geométrico para picadura [43]

El factor de condición de superficie, Z_R , depende de las tensiones residuales, efectos plásticos y del acabado superficial que tenga el engranaje. Su valor puede tomarse como la unidad, salvo que haya un efecto de acabado superficial que pueda producir problemas, en ese caso se tomará un valor mayor que la unidad.

3.2.3.4 Coeficiente de elasticidad, Z_E

Su valor depende del módulo elástico del material que este fabricado el engranaje (E), así como del coeficiente de Poisson, ν , como puede verse en la siguiente ecuación. Donde los subíndices 1 y 2 corresponden con un par de ruedas dentadas engranadas.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-\nu_1}{E_1} \right) + \left(\frac{1-\nu_2}{E_2} \right) \right]}}$$

Ecuación 3-38. Coeficiente de elasticidad [43]

3.2.3.5 Coeficientes de seguridad, S_H y S_F

Tienen en cuenta posibles desviaciones sobre lo inicialmente planificado como pueden ser errores de diseño, humanos, errores durante el proceso de fabricación. Cuanto mayor sea la estimación de que se produzcan estas desviaciones, mayor será el valor de este coeficiente.

Deterioro por picadura	$S_{H \min}$	Deterioro por flexión	$S_{F \min}$
Valor recomendado	1,3	Valor recomendado	1,7
Aceros de alta calidad	1,1	Aceros de alta calidad	1,6
Aceros de alta calidad con tratamiento térmico	1,2-1,4	Aceros laminados	1,9
Deterioro irrelevante	$\leq 1,0$	Ruedas de fundición	2,2

Tabla 3-5. Coeficientes de seguridad para picadura y flexión [43]

3.2.3.6 Factores de durabilidad, Y_N y Z_N

Determinan el desgaste que pueden sufrir los dientes de un engranaje, tanto por flexión como por picadura, para un número de ciclos de carga determinado. El valor de estos factores se obtienen de la Figura 3-15 y la Figura 3-16, respectivamente, entrando en ellas con el número de ciclos de carga, obtenido mediante la siguiente expresión:

$$n_L = 60 \cdot L \cdot \omega \cdot q$$

Ecuación 3-39. Número de ciclos de carga [43]

Donde la L corresponde a la vida útil en horas, ω es la velocidad angular en revoluciones por minuto y q es el número de contactos por revolución.

La norma AGMA establece por defecto el valor de la fuerza admisible para un número de ciclos de 10^7 y una confiabilidad del 99%. Si el valor del número de ciclos difiere del ya comentado, habría que usar las siguientes gráficas:

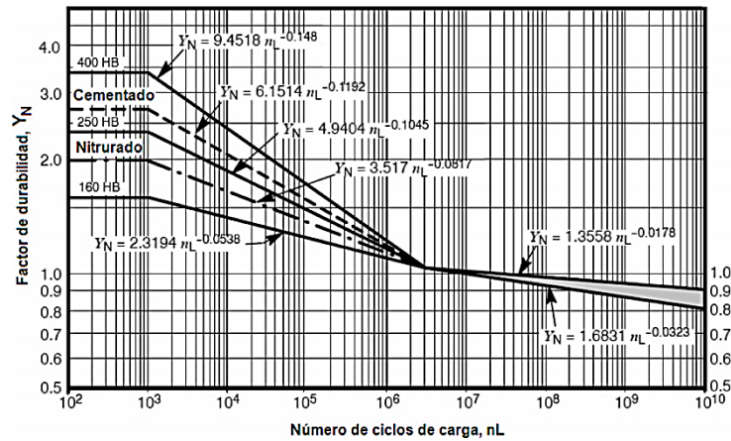


Figura 3-15. Factor de durabilidad para flexión [43]

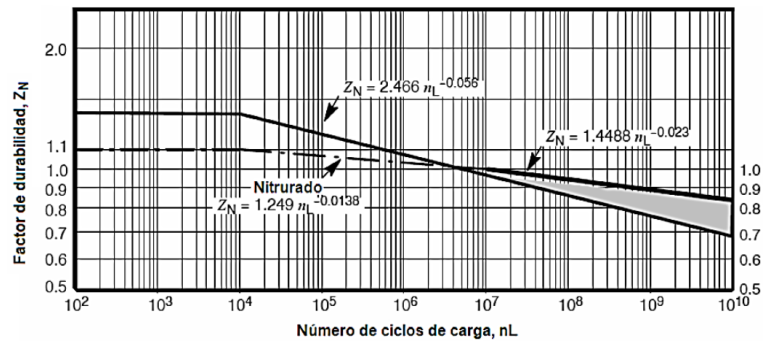


Figura 3-16. Factor de durabilidad para picadura [43]

3.2.3.7 Factor de temperatura, Y_θ

Este factor toma un valor unitario cuando el mecanismo presente una temperatura de funcionamiento inferior a 120°C , y en caso de ser mayor esta temperatura habría que tomar un valor superior. Su valor se puede estimar mediante la siguiente expresión:

$$Y_\theta = \frac{460 + T}{620}$$

Ecuación 3-40. Factor de temperatura [51]

Donde T es el valor de la temperatura en grados Fahrenheit.

3.2.3.8 Factor de confiabilidad, Y_Z

Otra variable es el factor de confiabilidad, Y_Z , obtenido como resultado de la experiencia, mediante el ensayo con materiales para 10^7 ciclos de carga.

Confiabilidad %	Y_Z
99,99	1,5
99,9	1,25
99	1
90	0,85
50	0,7

Tabla 3-6. Factor de confiabilidad [43]

3.2.3.9 Factor de relación de dureza, Z_W

Este es un factor que se ve principalmente afectado por la relación de transmisión, así como por la relación que tenga la dureza Brinell entre los engranajes. Su valor se obtiene mediante la siguiente gráfica.

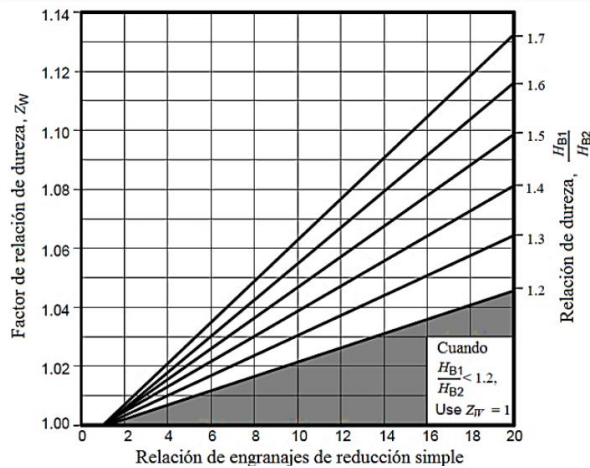


Figura 3-17. Factor de relación de dureza [43]

3.2.3.10 Esfuerzos límite admisibles

Para el caso de flexión, el esfuerzo límite de contacto admisible se representa con el símbolo σ_{FP} , mientras que para picadura sería σ_{HP} . Los valores de estos dos parámetros dependen de las impurezas y composición del material que se vaya a emplear, la calidad y el tratamiento térmico entre otros condicionantes.

Estos valores fueron obtenidos mediante ensayos de laboratorio y basándose en la experiencia proporcionada por los fabricantes de engranajes, considerando una carga unidireccional, un factor de sobrecarga, K_0 , unitario, 10^7 ciclos de carga y una confiabilidad del 99%.

Material	Tratamiento térmico	Dureza Superficial Mínima [H_B]	Esfuerzo Límite [N/mm ²]	
			Contacto	Flexión
Aceros	Templado, revenido, recocido y normalizado	560	$2,22 \cdot H_B + 200$	$0,533 \cdot H_B + 88,3$
	Cementado	560	1240	380
	Nitrurado +	433	1035	$0,568 \cdot H_B + 83,8$
2,5% Cromo	Nitrurado	547	1070	$0,7255 \cdot H_B + 63,98$
Nitrurables 135M	Nitrurado	642	1170	$0,594 \cdot H_B + 87,76$
Nitrurables N	Nitrurado	642	1185	$0,594 \cdot H_B + 87,76$
2,5% Cromo	Nitrurado	642	1215	$0,7255 \cdot H_B + 63,98$

Tabla 3-7. Resistencias admisibles para engranajes de acero [43]

3.3 Métodos de cálculo para engranajes plásticos

Para determinar los esfuerzos y sollicitaciones que es capaz de soportar un engranaje de dientes rectos hecho de plástico, existen diversos métodos, de los cuales los más importantes son los que se desarrollarán a continuación, a partir de la referencia [33]:

El primero es el método Dvorak, según el cual tiene que cumplirse la siguiente expresión:

$$S = \frac{55 \cdot (6 + V) \cdot W \cdot P \cdot C_s}{B \cdot Y \cdot V} \leq S_{adm}$$

Ecuación 3-41. Método Dvorak [33]

Donde S es la tensión que actúa en la base del diente en $\frac{lb}{in^2}$; V , la velocidad de la rueda dentada medida en $\frac{ft}{min}$; W , la potencia medida en HP; P es el paso diametral, que se obtiene como resultado de dividir 25,4 entre el modulo transversal, para pasarlo a unidades americanas; C_s , el factor de servicio cuyo valor se obtiene de la Tabla 3-8; B es el ancho del diente en pulgadas; Y , el factor de forma o de Lewis, obtenido de la Tabla 3-9; y S_{adm} , la tensión admisible obtenida de la Tabla 3-10. [33]

Tipo de carga	8-10 h/día	24 h/día	Intermitente 3 h/día	Ocasional 0,5 h/día
Constante	1	1,25	0,8	0,5
Choque ligeros	1,25	1,5	1	0,8
Choques medios	1,5	1,75	1,25	1
Choques fuertes	1,75	2	1,5	1,25

Tabla 3-8. Factor de servicio [33]

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0,245	26	0,346
14	0,276	30	0,358
16	0,295	34	0,371
18	0,308	38	0,383
20	0,32	43	0,396
22	0,33	50	0,408

Tabla 3-9. Factor de Lewis [33]

Plástico	$S_{adm}(\frac{lb}{in^2})$
ABS	3000
Acetato	5000
Nylon	6000
Polycarbonato	6000
Poliéster	3500
Poliuretano	2500
POM-H natural	11458

Tabla 3-10. Tensión admisible [33]

En el cálculo mediante el método de Kelley, se utilizan variables similares a las explicadas en el método Dvorak, y se realizaría mediante la siguiente expresión:

$$S = \frac{F \cdot P}{B \cdot Y} \leq S_{adm}$$

Ecuación 3-42. Método de Kelley [33]

Donde F , es la fuerza tangencial, F_t en libras.

Otro método es el de Faires, que establece la siguiente condición:

$$S = \frac{F_d}{m \cdot b \cdot Y} \leq S_{adm}$$

Ecuación 3-43. Método de Faires [33]

Donde S es el esfuerzo medido en $\frac{Kg}{cm^2}$; b , el ancho de la rueda en cm; m , el módulo en mm; Y , el factor de Lewis visto en los métodos previos; y F_d , el valor de carga dinámica en Kg, obtenido de la siguiente expresión:

$$F_d = \frac{(200 + 3,28) \cdot F_t}{200 + 0,82 \cdot V}$$

Ecuación 3-44. Carga dinámica [33]

Donde F_t , es la fuerza tangencial en Kg y V , la velocidad de la rueda en $\frac{m}{min}$.

El último método sería el propuesto por los autores de la referencia [33], según el cuál tiene que cumplirse la ecuación:

$$S = \frac{F \cdot C_s}{m \cdot b \cdot Y \cdot n} \leq S_{adm}$$

Ecuación 3-45. Método alternativo [33]

Donde S es la fuerza en la base del diente, en MPa; F es la fuerza tangencial que se aplica en el diente, medida en Newtons; b , el ancho en mm; y n , el coeficiente de seguridad.

3.4 Cálculo de velocidades

Tomando como punto de partida los datos de la Tabla 3-1 y la Tabla 3-2 y sabiendo que la velocidad lineal en el punto A es igual a la velocidad lineal en el punto B, se llegó a la siguiente ecuación:

$$\frac{w_{maneta}}{w_{corona}} = \frac{R_1}{R_1 + 2 \cdot R_2}$$

Ecuación 3-46. 1ª Relación de velocidad

De donde se obtiene como resultado el diámetro del engranaje planeta con un valor de 46,154 mm y los diámetros de los engranajes satélites con un valor de 36,923 mm. El radio de la corona se obtiene como resultado de aplicar la Ecuación 3-23, obteniendo un valor de 60 mm.

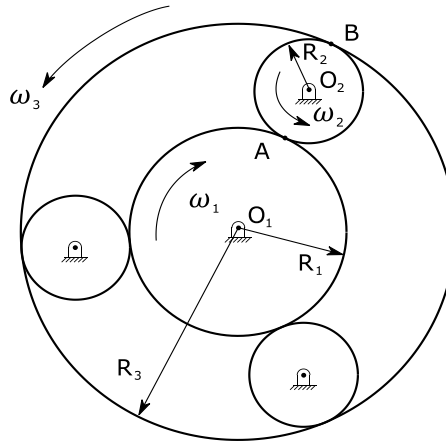


Figura 3-18. Cálculo 1ª velocidad

Una vez obtenidos dichos diámetros se procede a buscar engranajes comerciales que cumplan o se aproximen lo máximo posible a los diámetros calculados, así como a las relaciones de la Tabla 3-2. Dicha búsqueda se realiza en el catálogo de la referencia [52] y se obtienen tres combinaciones posibles.

	Nº de dientes	Diámetro primitivo mm
Planeta	18	45
Satélite	14	35
Corona	46	115

Tabla 3-11. Primera combinación de engranajes para módulo 2,5 [52]

	Nº de dientes	Diámetro primitivo mm
Planeta	15	37,5
Satélite	19	47,5
Corona	49	122,5

Tabla 3-12. Segunda combinación de engranajes para módulo 2,5 [52]

	Nº de dientes	Diámetro primitivo mm
Planeta	15	45
Satélite	12	36
Corona	39	117

Tabla 3-13. Tercera combinación de engranajes para módulo 3 [52]

En los 3 casos el ancho es de 30 mm y el diámetro interno del engranaje donde iría el eje, es de 12 mm. De dichas combinaciones se obtienen unas relaciones de transmisión de 2,56:1, 2,58:1 y 2,6:1, respectivamente. Por lo tanto en un principio la opción escogida ha sido la tercera.

La relación de transmisión de potencia que va a requerir el winch se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$m_T = \frac{\text{longitud de la maneta}}{\text{radio del tambor}} \cdot m_v$$

Ecuación 3-47. Relación de potencia en el winch [53]

Donde para un radio del tambor de 35 mm y una longitud de maneta de 203 mm, se obtiene como resultado una relación de potencia aproximada de 15:1, que es inferior a la original, pero que cumple con los requerimientos como se podrá ver en el apartado 3.6.2. El funcionamiento de esta velocidad, consistirá en hacer girar el planeta en sentido horario, transmitiendo el movimiento a los satélites, que giran sobre sus respectivos ejes, y transmiten el movimiento a la corona.

Una vez conseguida la primera velocidad, se decidió que la segunda velocidad diseñada siguiese la siguiente secuencia: bloquear el engranaje planeta, haciendo que los satélites roten y se trasladen alrededor del planeta, transmitiendo el movimiento a la corona. Para ello se siguió el siguiente razonamiento:

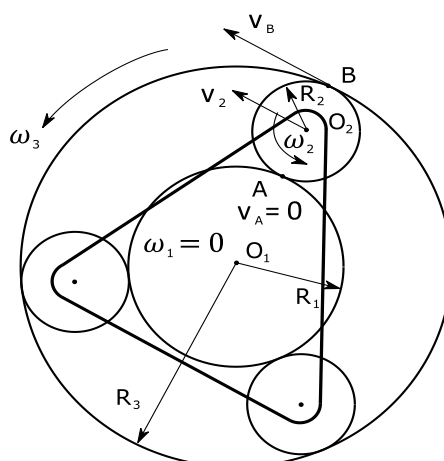


Figura 3-19. Cálculo 2ª velocidad

En esta velocidad, el portasatélites ha de girar a la misma velocidad lineal que la maneta, por lo que igualando ambas velocidades, se llega a la siguiente expresión:

$$\frac{w_{maneta}}{w_{corona}} = \frac{(R_1 + 2 \cdot R_2)}{2 \cdot (R_1 + R_2)}$$

Ecuación 3-48. 2ª Relación de velocidad

Donde a introduciendo los resultados de la Tabla 3-13, se obtiene aproximadamente una relación de velocidad de 1,4:1. Una vez obtenida esta relación, si se vuelve a aplicar la Ecuación 3-47, se obtiene una relación de potencia de 8:1.

3.5 Modelado 3D

Tras todos los pasos iniciales realizados en el apartado 3.4, se procede al diseño 3D del winch mediante el programa Inventor Professional. En la pestaña *Diseño* de dicho programa se puede encontrar un apartado llamado *Transmisión de potencia*, donde entre otras opciones se puede encontrar pestañas para el diseño de engranajes rectos, helicoidales o biselados. Una vez dentro de la opción de engranajes rectos se encuentra la siguiente pantalla:

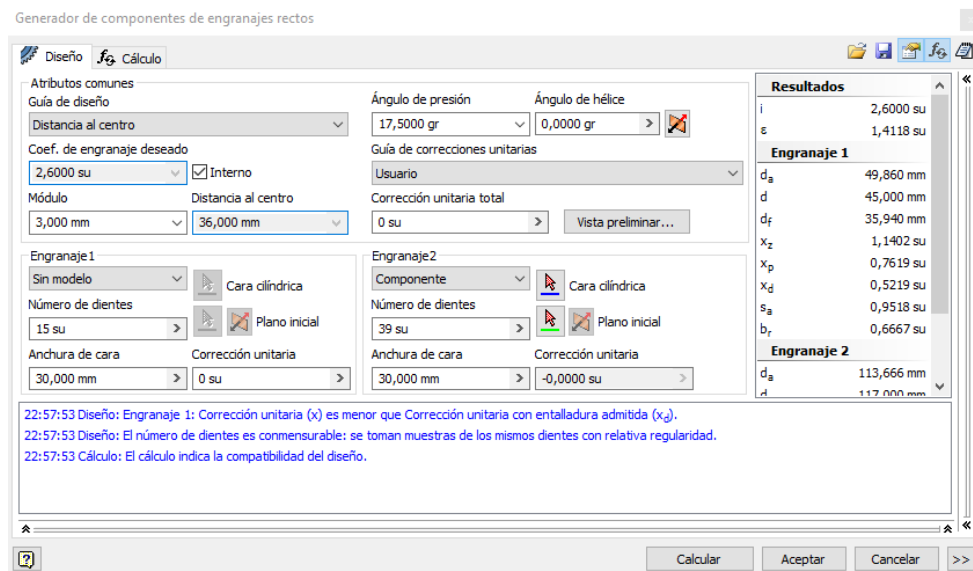


Figura 3-20. Generador de componentes de engranajes rectos

En dicha pantalla se introducirían todos los parámetros que se requiere que cumplan los engranajes como pueden ser el módulo, la relación de transmisión, número de dientes y el ángulo de presión, entre otros. Al seleccionar la opción de calcular nos indicará si hay alguna incompatibilidad en el diseño y se actualizará la ventana de la derecha donde nos aparece la relación de transmisión, i , el coeficiente de contacto, ε , diámetro exterior, d_a , diámetro raíz, d_f , y algunos coeficientes relacionados con los dientes entre otros datos.

Introduciendo los datos de la Tabla 3-13 el programa indica la compatibilidad del diseño y se obtienen los engranajes. Estos engranajes presentan el inconveniente de que solo tienen una función meramente estética, por lo que hay que realizar algunos cambios en ellos para obtener la forma de involuta, de forma que sí sean funcionales, y posteriormente se puede hacer un análisis de tensiones, más acorde a la realidad.

Además de los cambios para obtener esa forma de involuta, también habría que realizar una operación de extrusión a cada rueda para obtener los huecos por donde se introducirían los ejes, que se encuentran en la base.

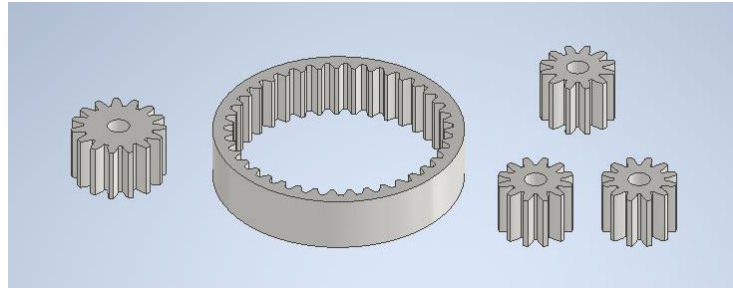


Figura 3-21. Planeta, corona y satélites

La base cuenta con 5 puntos de anclaje, para fijar el winch a la cubierta del crucero tomado como modelo. Tras aplicar las restricciones correspondientes, tanto los satélites, como el planeta y la corona, quedaran colocados sobre la base.

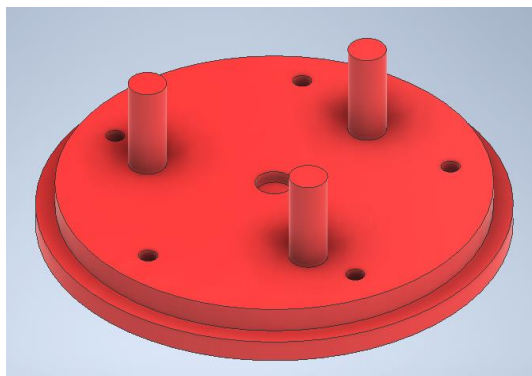


Figura 3-22. Base

En la Figura 3-23 puede apreciarse que el planeta ha sido modificado tanto de color, para diferenciarlo de los satélites, como de geometría, ya que en la parte superior se ha diseñado un sistema de cinco trinquetes para restringir el movimiento del planeta y que se produzca solo en sentido horario.

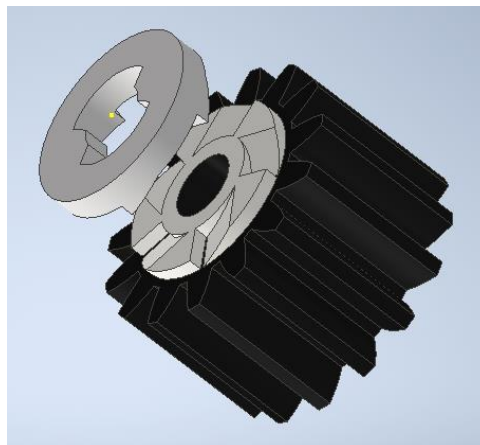


Figura 3-23. Planeta con sistema de trinquetes

El tubo actúa como enlace entre el sistema de trinquetes y la manivela, transmitiendo el movimiento que se le aplica a la maneta hasta el engranaje planeta. La cavidad que se puede apreciar en la parte superior del tubo sería el lugar donde se introduciría la manivela.

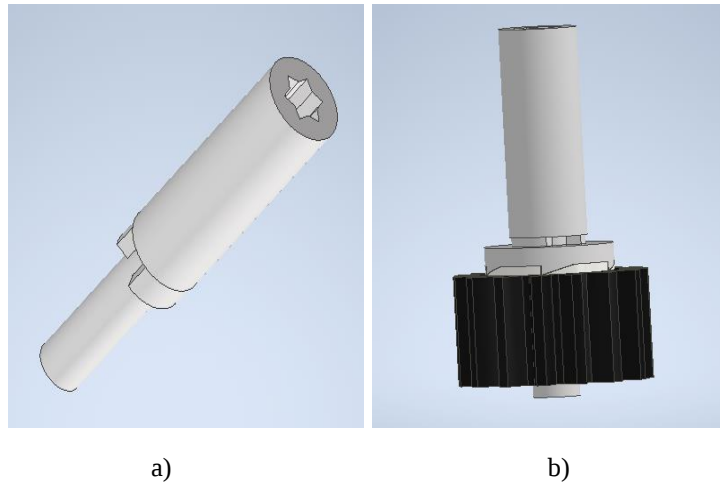


Figura 3-24. a) Tubo b) Planeta con sistema de trinquetes

Puede apreciarse en la Figura 3-24 que tanto el sistema de trinquetes como el engranaje planeta son atravesados por el tubo al cual iría conectada la maneta con la que se transmite el movimiento al sistema. En la Figura 3-22 puede verse que la base cuenta con un orificio en el centro destinado a alojar la parte final del tubo con el objetivo de evitar que este se mueva y se desalinee el sistema.

Si se acciona la maneta en sentido horario, el sistema permite el movimiento del planeta, mientras que si la maneta es accionada en sentido contrario, la parte superior del sistema de trinquetes se elevaría y la fuerza no sería transmitida al planeta.

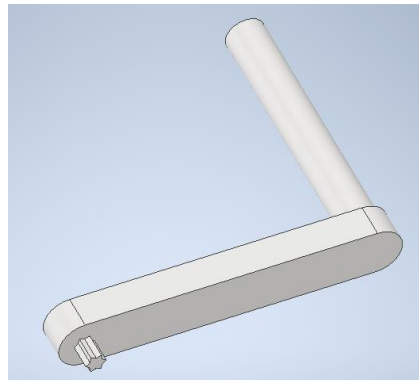


Figura 3-25. Maneta

Por último se encuentra la cubierta del winch, en cuya parte más estrecha se colocaría el cabo del cual habría que cobrar para mover la vela y adecuarla a la posición deseada.

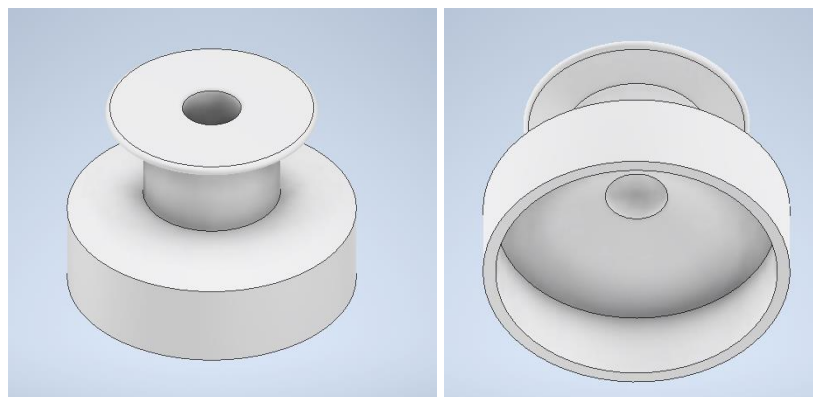


Figura 3-26. Cubierta

Con todas las piezas explicadas, se logró que el mecanismo funcionase con la velocidad original del winch. Para que disponga de dos velocidades, se procede a realizar las modificaciones que se explican a continuación, así como la creación de nuevas piezas.

La primera modificación, fue realizada en la base, donde se quitaron los tres ejes donde estaban ubicados los satélites, y se realizaron dos orificios, uno en la parte central y otro concéntrico a él, que como se puede ver en la Figura 3-27, cuentan además con ejes cuadrados, así como una acanaladura cuya función se explicará a continuación.

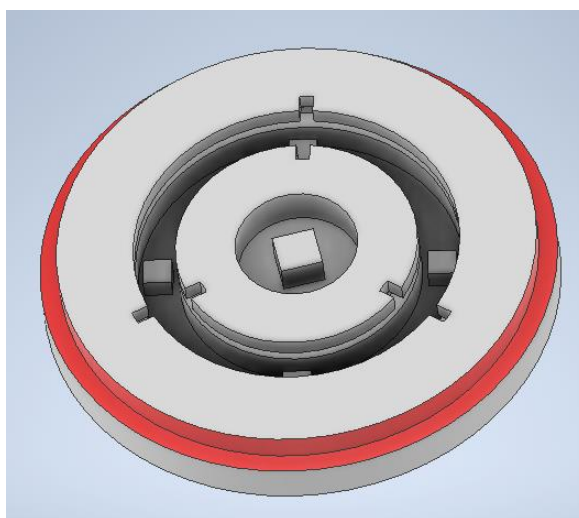


Figura 3-27. Nueva base

El eje de sección cuadrada situado en el orificio central, tiene como propósito restringir el giro de la pieza de la Figura 3-28, cuya función es bloquear el giro antihorario del engranaje planeta, al que se le tuvo que añadir trinquetes por la parte inferior, logrando así que los satélites se muevan alrededor del planeta, y con ellos la corona.

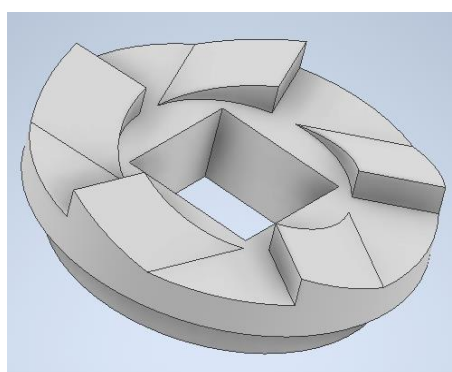


Figura 3-28. Trinquete Base-Planeta

Esta pieza cuenta además con unos muelles por la parte inferior, de forma que cuando el planeta gire en sentido horario, desplazará la pieza hacia abajo y el sistema funcionará como en la primera velocidad explicada; y cuando el planeta gire en sentido antihorario la pieza de la Figura 3-28 bloqueará al planeta.

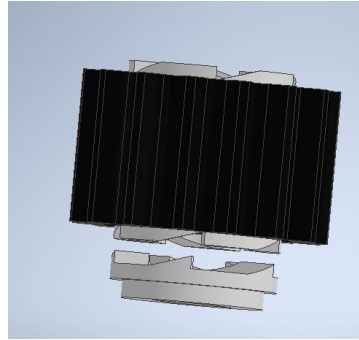


Figura 3-29. Planeta con trinquete inferior

El segundo orificio, que también cuenta con ejes de sección cuadrada, fue diseñado para albergar la pieza de la Figura 3-30, que cuenta también con muelles en su parte inferior, y actúa como pieza complementaria a los trinquetes del portasatélites, que se explicará a continuación. Su funcionamiento y objetivo es similar al mecanismo de la Figura 3-29: bloquear el portasatélites cuando la maneta se gire en sentido horario, para que el eje de los satélites permanezca en una posición fija, y el sistema funcione como en la primera velocidad explicada.

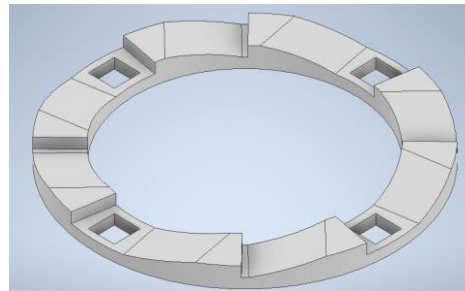


Figura 3-30. Pieza complementaria a los trinquetes del portasatélites

En la Figura 3-31 se puede ver el portasatélites, ya mencionado anteriormente, cuya creación fue necesaria para poder llevar a cabo una velocidad más que en el winch original. Esta nueva pieza cuenta con un sistema de trinquetes tanto en la parte superior como en la inferior, de forma que cuando la maneta gire en sentido antihorario, la pieza de la Figura 3-30, se desplaza verticalmente hacia abajo, permitiendo así el giro del portasatélites, y provocando el giro de los satélites alrededor del planeta, que estará bloqueado por la pieza de la figura Figura 3-28. El portasatélites cuenta también con unas pestañas en la parte inferior de cada eje para evitar, en la medida de lo posible, que el sistema se desplace verticalmente y solo pueda girar dentro de la acanaladura del orificio concéntrico al central de la Figura 3-27.

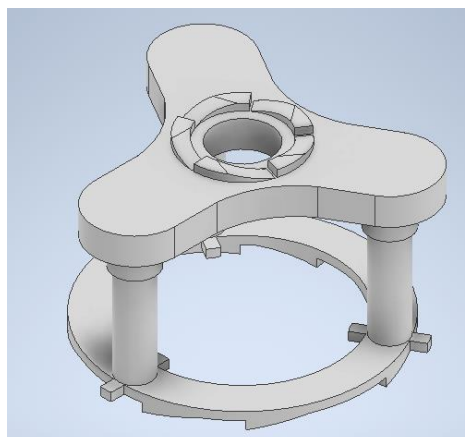


Figura 3-31. Portasatélites

También tuvo que ser modificado el tubo, ampliándolo, y añadiéndole unas pestañas por encima de las que ya tenía el tubo inicial, para poder girar la pieza que se encuentra encima del portasatélites en la Figura 3-31.

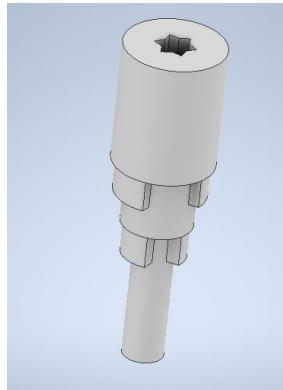


Figura 3-32. Tubo nueva velocidad

La cubierta también tuvo que ser modificada, ampliando la altura base-tambor, debido al portasatélites. Tanto para la primera velocidad, como para esta nueva, se decidió juntar la cubierta y la corona, haciendo una única pieza, quedando de la siguiente forma.

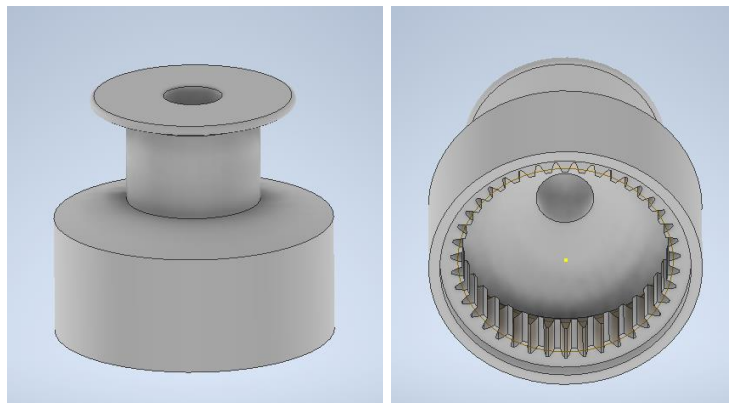


Figura 3-33. Cubierta nueva velocidad

El resultado de montar todas las piezas explicadas a lo largo de este apartado, sería el siguiente:

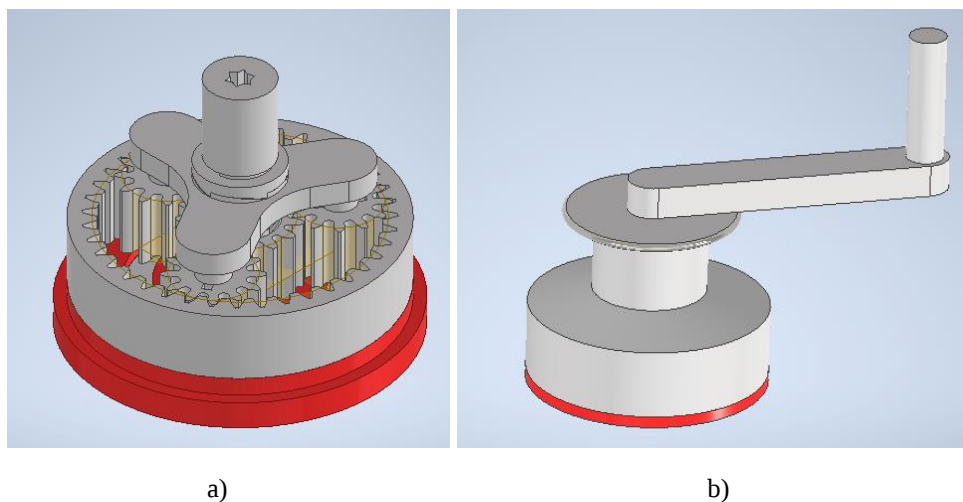


Figura 3-34. a) Mecanismo b) Mecanismo con cubierta y maneta

3.6 Capacidad de carga

3.6.1 Estudio inicial

Tras la realización del apartado 3.5, se procederá a comprobar si el sistema diseñado es capaz de aguantar el esfuerzo transmitido por las velas, con el apoyo de las referencias [54] y [53].

Una fórmula que se puede emplear de manera rápida para aproximar la carga máxima que es capaz de soportar el puño de escota de una vela es la siguiente:

$$\text{Carga del puño} = \text{Superficie Véllica} \cdot 20$$

Ecuación 3-49. Carga del puño [54]

Donde la carga del puño se mide en Kg, y la superficie vélica en m^2 .

Otra forma más precisa, que tiene en cuenta tanto el viento como la superficie de la vela es la siguiente:

$$SL = SA \cdot V^2 \cdot 0,02104$$

Ecuación 3-50. Presión ejercida por el viento [53]

Donde *SL* (*Sail Load*) es la presión que ejerce el viento sobre la vela, en Kg; *SA* (*Sail Area*) es la superficie de la vela medida en metros cuadrados; y *V* es la velocidad del viento, en nudos. La Ecuación 3-49 tiene en cuenta que la escota ha de estar enrollada al tambor del winch con tres vueltas, ya que el número de vueltas es un factor que influye en la carga que ejerce la vela.

Suponiendo un viento en la zona de unos 30 nudos y aplicando la Ecuación 3-50, se obtiene como resultado que la vela estaría sometida a una carga de unos 284 Kg. Una vez que se sabe la carga del puño de escota, hay que comprobar que esta cifra sea lo más parecida posible a la fuerza que llega desde el winch. En caso contrario costará mucho cazar la vela cuando el viento arrecie.

En un winch, la fuerza que de media aplica un tripulante adulto sobre la maneta es de unos 15 a 20 kg, esta última cifra empleando los dos brazos. Otro factor a tener en cuenta en el cálculo es la longitud de la maneta, ya que cuanto mayor sea esta, mayor será el momento que se produce. Habitualmente, se emplean manetas de 254 mm o 203 mm, y en este último caso se lograría una mayor velocidad de giro a cambio de reducir un 25% la potencia que es capaz de aguantar el winch.

Para este TFG, el tamaño de la maneta escogido fue 203 mm, para que el material plástico empleado en la impresión 3D fuese capaz de soportar el esfuerzo. Al emplear esta longitud de maneta, la relación de transmisión de potencia, obtenida mediante la Ecuación 3-47 pasa de 18,8:1 a 15:1, y la fuerza que habría que aplicar sobre la maneta sería de unos 18,9 kg para el caso de 30 nudos de viento.

Sabiendo que en la Escuela Naval Militar las actividades de navegación están limitadas a unos 20 nudos, en una embarcación como la vista en el apartado 3.1, el winch aparentemente aguantaría sin problemas, con una fuerza a aplicar sobre la maneta de unos 8,5 Kg, además de que hay que tener en cuenta que la ecuación empleada contiene errores, ya que puede ocurrir que el winch en cuestión no este colocado en una posición lo más eficiente posible, y tampoco tiene en cuenta los elementos situados entre el winch y la vela, que producen fricción y provocan que la carga que llega al winch sea ligeramente menor que la que recibe la vela.

Otra forma de contrastar si el winch escogido cumplirá con los requisitos de potencia, es comparar la talla del winch con la superficie vélica, y en caso de que la talla sea igual o superior, el winch tendrá fuerza suficiente, mientras que si la superficie de la vela es mayor, la dificultad para cazar la vela será mayor.

3.6.2 *Análisis de tensiones*

Una vez calculada, la fuerza que teóricamente es capaz de aguantar el winch, se procederá a comprobar mediante el entorno para análisis de tensiones con el que cuenta el programa Inventor.

Sabiendo que estas embarcaciones tendrían restringida la navegación a partir de una situación de 20 nudos de viento sostenido, se decidió hacer la simulación para un caso de 26-27 nudos, lo que provoca una carga en la vela equivalente a 230 Kg y habría que aplicar una carga en la maneta de unos 15 Kg, que equivale a un momento torsor de 30450 N mm, obteniéndose unos resultados que han sido incluidos en el apartado 4.6.

La segunda velocidad fue diseñada con el propósito de trabajar a una mayor velocidad que la anterior, pero soportando una carga menor. Para un viento de 15 nudos, habría que aplicar una carga de 8kg que equivale a 10150 N mm, y el mecanismo aguantaría sin problemas, ya que además de soportar una carga menor que la velocidad anterior, el tubo y los trinquetes son más anchos en la parte del portasatélites y esto hace que la carga se distribuya por una mayor superficie, obteniendo una tensión máxima menor que en el caso anterior, como se detalla en el apartado 4.6

4 RESULTADOS / VALIDACIÓN / PRUEBA

4.1 Comparativa de winches

Tras los cálculos realizados en el apartado 3.4 y el modelado realizado en el apartado 3.5, se puede ver en las siguientes tablas una comparativa entre el winch tomado como modelo, y el winch rediseñado mediante un tren de engranajes planetarios.

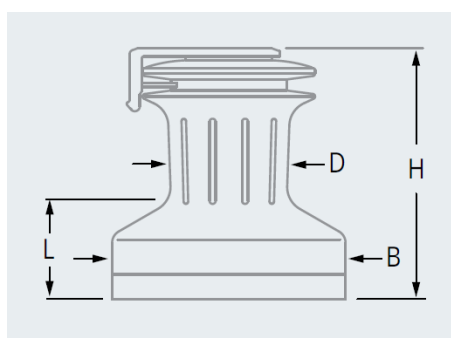


Figura 4-1. Dimensiones del winch [42]

Modelo	Base “B” mm	Tambor “D” mm	Altura Total “H” mm	Altura Base-Tambor “L” mm
18 st	120	70	133	50
Rediseñado	148,624	71,32	130	62,604

Tabla 4-1. Comparación de las dimensiones

Modelo	Relación de transmisión de velocidad	Relación de transmisión de potencia
18 st	2,6:1	18,8:1
Rediseñado 1ª velocidad	2,6:1	15:1
Rediseñado 2ª velocidad	1,4:1	8:1

Tabla 4-2. Comparación de las relaciones de transmisión

4.2 Datos geométricos y funcionales del winch

Tras haber realizado a lo largo del apartado 3.2.1 una explicación de las definiciones y ecuaciones a tener en cuenta en la geometría de un engranaje de dentado recto, se procederá a aplicarlas para obtener los diferentes ángulos y dimensiones con los que cuenta cada engranaje, que han sido plasmados en la siguiente tabla.

Dato	Planeta	Satélites	Corona	Ecuación
Z	15	12	39	Seleccionado
m	3	3	3	Seleccionado
m_v	-	0,8	2,6	Condición
α_n (°)	20	20	20	Seleccionado
α_t (°)	20	20	20	Ecuación 3-16
α_{tw} (°)	20	20	20	Ecuación 3-18
inv α_t	0,0149044	0,0149044	0,0149044	Ecuación 3-17
inv α_{wt}	0,0149044	0,0149044	0,0149044	Ecuación 3-19
β (°)	0	0	0	No
d_f	37,5	28,5	109,5	Ecuación 3-2
d_b	42,286168	33,828934	109,94404	Ecuación 3-3
d	45	36	117	Ecuación 3-4
d_{wt}	45,000106	36,00085	117,00028	Ecuación 3-5
d_a	51	42	123	Ecuación 3-6
h_a	3	3	3	Ecuación 3-7
h_b	3,75	3,75	3,75	Ecuación 3-8
h_t	6,75	6,75	6,75	Ecuación 3-9
b	30	30	30	Seleccionado
c	0,75	0,75	0,75	Ecuación 3-10
S_n	4,712389	4,712389	4,712389	Ecuación 3-11
S_c	4,1611442	4,1611442	4,1611442	Ecuación 3-12
h_c	2,2427337	2,2427337	2,2427337	Ecuación 3-13
p_t	9,424778	9,424778	9,424778	Ecuación 3-14
p_n	9,424778	9,424778	9,424778	Ecuación 3-15
l	-	40,5	0	Ecuación 3-21

l_w	-	40,500096	0	Ecuación 3-22
r_c	-	-	58,5	Ecuación 3-23
ε	1,4508926	1,4508926	1,5644	Ecuación 3-24

Tabla 4-3. Datos geométricos y funcionales del winch

4.3 Capacidad de carga de los engranajes del winch

Como se expuso en el apartado 3.2.2, los engranajes se ven afectados por diversos factores como pueden ser la flexión o la picadura, cuyas ecuaciones cuentan con un gran número de variables a tener en cuenta, cuyos valores han sido plasmados en la Tabla 4-4. Tras realizar el análisis de tensiones con material plástico y comprobarse que el mecanismo diseñado aguanta los esfuerzos requeridos se ha calculado numéricamente las tensiones que sería capaz de aguantar el engranaje planeta si estuviese hecho de acero, pudiéndose ver los resultados en la Tabla 4-5 y la Tabla 4-6, respectivamente.

Dato	Planeta	Ecuación
F_t	1353,3301	Ecuación 3-31
F_r	492,5719	Ecuación 3-32
K_0	1,35	Tabla 3-3
K_v	1,05687	Ecuación 3-33
K_S	1	3.2.3.2
K_H	1,19	Ecuación 3-34
K_B	1	Figura 3-12
Y_J	0,25	Figura 3-13
Z_I	0,0803	Ecuación 3-37
Z_R	1	3.2.3.2
Z_E	218,509	Ecuación 3-38
S_H	1,3	Tabla 3-5
S_F	1,7	Tabla 3-5
Y_N	1	Figura 3-15
Z_N	1	Figura 3-16
Y_θ	1	Ecuación 3-40
Y_z	1	Tabla 3-6
Z_W	1	Figura 3-17

Tabla 4-4. Factores de cálculo

Como se desarrolló en el apartado 3.6.1, para una situación de 26 nudos de viento, si se aplica un esfuerzo de 15 kg en el extremo de la maneta de 203 mm, se obtiene como resultado un momento torsor

de unos 30,45 Nm y aplicando la Ecuación 3-31, se obtiene como resultado la fuerza tangencial que soporta el engranaje planeta.

El valor de K_O se obtuvo de la Tabla 3-3, suponiendo que tanto la rueda conductora como la conducida solamente se ven sometidas a impactos leves. A partir de la Ecuación 3-33, se obtuvo el valor de K_v , suponiendo una velocidad de 4,5 m/s. En el factor K_s , al no existir un gran efecto perjudicial para el diente, se tomó un valor unitario, al igual que en el factor Z_R al considerar que no existe un acabado superficial que pueda producir problemas.

El valor de K_H se obtuvo mediante la Ecuación 3-34, tomando un valor unitario para K_{Hmc} , al no tener modificaciones en el avance; el factor K_{Hpf} , fue obtenido de la Figura 3-10 y el factor K_{Hma} de la Figura 3-11.

Para el cálculo del factor K_B , se obtuvo el valor de la relación de respaldo, m_B , mediante la Ecuación 3-35 y con dicha relación se empleó la Figura 3-12 para obtener el valor de K_B .

El valor de Z_E se obtuvo mediante la Ecuación 3-38, empleando para el acero un coeficiente de Poisson de 0,3, y un módulo de Young de valor 210000 Mpa.

Los valores de Y_N y Z_N , fueron obtenidos de la Figura 3-15 y la Figura 3-16, respectivamente, considerando un número de ciclos de carga de valor 10^7 .

El valor de Y_θ se tomó como unitario, considerando que el mecanismo trabajará a una temperatura inferior a 120°C.

En el factor Y_Z se tomó un valor unitario, considerando una confiabilidad del 99%. Y en el factor Z_w , al contar las ruedas con la misma dureza Brinell, se tomó un valor unitario.

El resultado de aplicar todos los factores, da como resultado las siguientes tablas, donde se puede apreciar que se cumple tanto la Ecuación 3-27 como la Ecuación 3-30, y por ello no se produce ni flexión ni picadura en el engranaje.

Dato	Valor en MPa	Ecuación
σ_F	102,1231	Ecuación 3-25
σ_{Fa}	227,5176	Ecuación 3-26
σ_{FP}	386,78	Tabla 3-7

Tabla 4-5. Resultado del esfuerzo a flexión

Dato	Valor en MPa	Ecuación
σ_H	1005,9987	Ecuación 3-28
σ_{Ha}	1110,1538	Ecuación 3-29
σ_{HP}	1443,2	Tabla 3-7

Tabla 4-6. Resultado del esfuerzo a picadura

4.4 Datos geométricos y funcionales del winch modelado en 3D

En la Tabla 4-7 se encuentran los datos que fueron introducidos en el programa para obtener el diseño requerido para los engranajes.

Dato	Planeta	Satélites	Corona	Ecuación
Z	15	12	39	Seleccionado
m	3	3	3	Seleccionado
m_v	-	0,8	2,6	Condición
α_n (°)	20	20	20	Seleccionado
α_t (°)	20	20	20	Ecuación 3-16
α_{tw} (°)	20	20	20	Ecuación 3-18
β (°)	0	0	0	No
b	30	30	30	Seleccionado
l	-	40,5	0	Ecuación 3-21

Tabla 4-7. Datos introducidos en Inventor

En esta segunda tabla pueden verse los valores que proporciona el programa tras realizar el cálculo, con los parámetros introducidos de la Tabla 4-7. Se puede apreciar una variación en el diámetro de la corona, así como en la relación de contacto.

Dato	Planeta	Satélites	Corona	Ecuación
d_f	37,5	28,5	124,5	Ecuación 3-2
d	45	36	117	Ecuación 3-4
d_a	51	42	112,668	Ecuación 3-6
ε	-	1,4509	1,6096	Ecuación 3-24

Tabla 4-8. Resultados devueltos por Inventor

4.5 Capacidad de carga de los engranajes del winch 3D

Tras la realización del análisis de tensiones para el material POM-H natural, mediante el programa Inventor, cuyos resultados se pudieron comprobar en el apartado 3.6.2, a continuación se expone en la siguiente los resultados obtenidos según los distintos métodos visto en el apartado 3.3, para corroborar numéricamente el resultado en el engranaje planeta,.

Según el método Dvorak:

Dato	Planeta
V	$692,92 \frac{ft}{min}$
W	5,8075 HP

P	$8,4667 \text{ in}^{-1}$
C_s	1
B	1,1811 in
Y	0,2855

Tabla 4-9. Datos del método Dvorak

El valor de la velocidad, V , se obtuvo a partir de la fuerza que soporta el engranaje planeta, con un valor de 3,2 m/s. A partir del momento torsor, obtenido en el apartado 4.3, se obtuvo la potencia requerida, W . El valor del paso diametral, P , se obtuvo, como resultado de dividir 25,4 entre el módulo tangencial. El factor de servicio, C_s , se obtuvo suponiendo que el winch trabajará de forma intermitente, y se verá sometido a choques ligeros. El ancho del diente, B , se introdujo en pulgadas, y el factor de Lewis, Y , se obtuvo de la Tabla 3-9, sabiendo que el engranaje planeta cuenta con 15 dientes.

En la Tabla 4-10 se puede ver que el resultado obtenido tras aplicar la Ecuación 3-41, cumple las sollicitaciones requeridas.

Resultado	Planeta
S	55,8221 MPa
S_{adm}	79 MPa

Tabla 4-10. Resultado del método Dvorak

Según el método Kelley:

Dato	Planeta
P	$8,4667 \text{ in}^{-1}$
F_t	298,3579 lb
B	1,1811 in
Y	0,2855

Tabla 4-11. Datos del método Kelley

Este método comparte muchas variables con el anterior, encontrándose la única variación en la fuerza tangencial, F_t , cuyo valor se introduce en libras. El resultado de aplicar la Ecuación 3-42, es el que se encuentra en la siguiente tabla, donde se puede apreciar que también cumple los requerimientos.

Resultado	Planeta
S	51,65 MPa
S_{adm}	79 MPa

Tabla 4-12. Resultado del método Kelley

Según el método Faires:

Dato	Planeta
Y	0,2855
b	30 mm
m	3
F_d	2873 N
F_t	1353,3301 N
V	270 m/min

Tabla 4-13. Datos del método Faires

A diferencia del método Dvorak, este método emplea la velocidad en m/min, la fuerza tangencial en Newtons y el ancho del diente en mm. Tras aplicar la Ecuación 3-43, se puede ver que en este caso el engranaje no cumple con los requerimientos.

Resultado	Planeta
S	122,2657 MPa
S_{adm}	79 MPa

Tabla 4-14. Resultados del método Faires

Según el método de los autores de la referencia [33]:

Dato	Planeta
F_t	1353,3301 N
C_s	1
m	3
b	30 mm
n	1
Y	0,2855

Tabla 4-15. Método alternativo

Donde el coeficiente de seguridad, n , es la única variable nueva, con respecto a los anteriores métodos. El resultado obtenido tras aplicar la Ecuación 3-45, cumple los requerimientos y es muy similar al obtenido con el método Kelley y con el método Dvorak.

Resultado	Planeta
S	52,67 MPa
S_{adm}	79 MPa

Tabla 4-16. Resultado del método alternativo

Como resultado de dividir S_{adm} entre S , se obtiene el coeficiente de seguridad, que queda resumido en la Tabla 4-17 para todo los métodos vistos.

Método	C _s
Dvorak	1,42
Kelley	1,53
Faires	0,65
Alternativo	1,50

Tabla 4-17. Coeficientes de seguridad resultantes

4.6 Resultado del análisis de tensiones

Como se introdujo en el apartado 3.6.2, se realizó un análisis de tensiones sobre el mecanismo, donde se obtuvieron los siguientes resultados, cuando se hace girar el mecanismo en sentido horario al aplicar una carga de 15 Kg sobre la maneta.

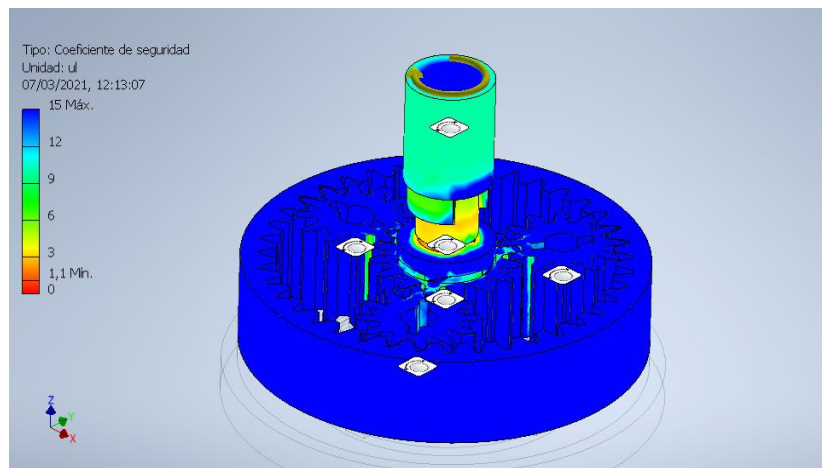


Figura 4-2. Coeficiente de seguridad 1ª velocidad

Se puede observar que el mecanismo soportaría el esfuerzo, con un coeficiente de seguridad de 1,1, encontrándose la parte que más sufre en el tubo, con una tensión de Von Mises máxima de 72 MPa y un desplazamiento máximo de 0,8 mm, como se puede ver en las dos siguientes figuras.

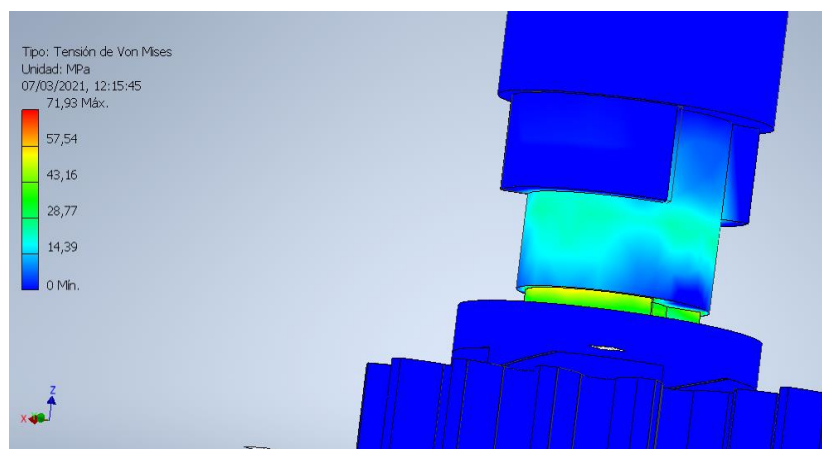


Figura 4-3. Tensión de Von Mises 1ª velocidad

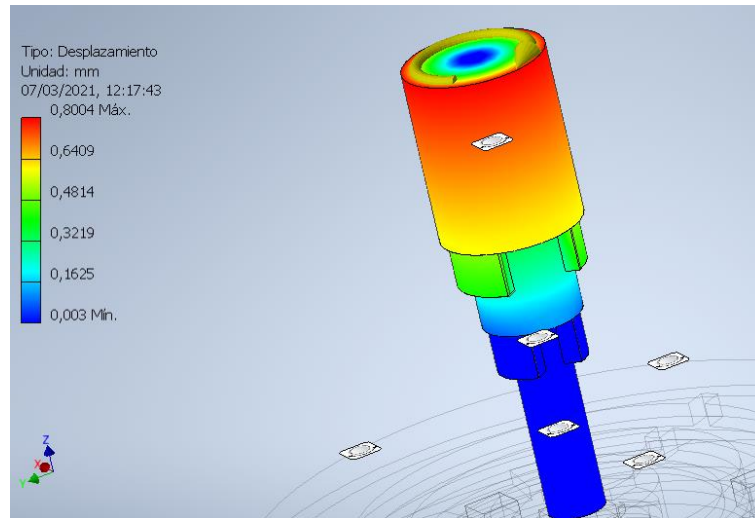


Figura 4-4. Desplazamiento en el tubo 1ª velocidad

Otra de las zonas que también sufre bastante es el trinque situado encima del planeta así como la base de los dientes con un desplazamiento de 0,21 mm y 0,08 mm, respectivamente.

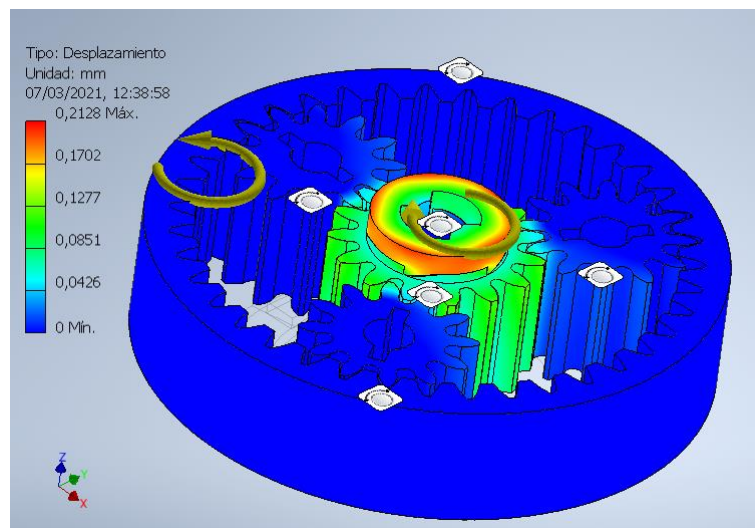


Figura 4-5. Desplazamiento en trinquetes 1ª velocidad

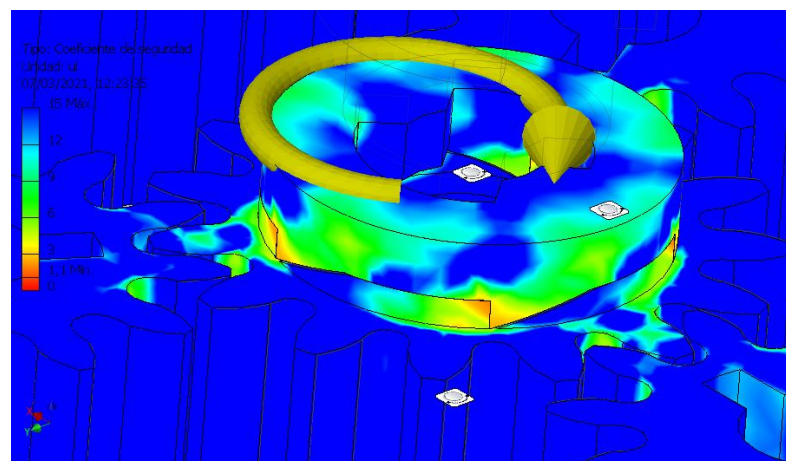


Figura 4-6. Coeficiente de seguridad trinquetes 1ª velocidad

En la Figura 4-7 se puede ver que la máxima tensión a la que se encuentran sometidos los engranajes, está situada en la zona de la base del diente con una tensión de 20,17 MPa y un coeficiente de seguridad de 3,92.

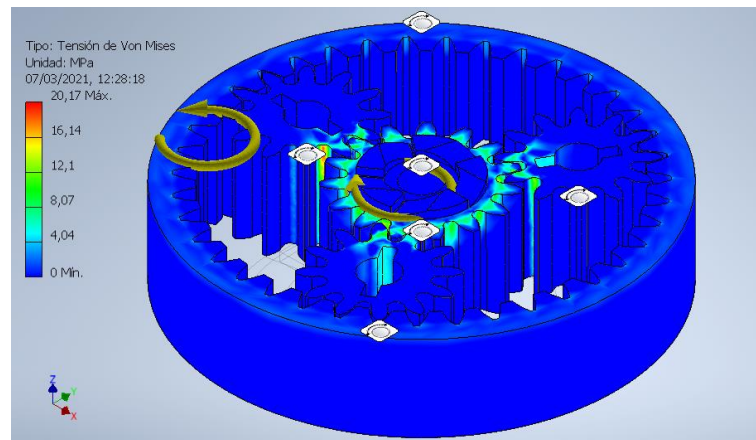


Figura 4-7. Tensión de Von Mises en engranajes 1ª velocidad

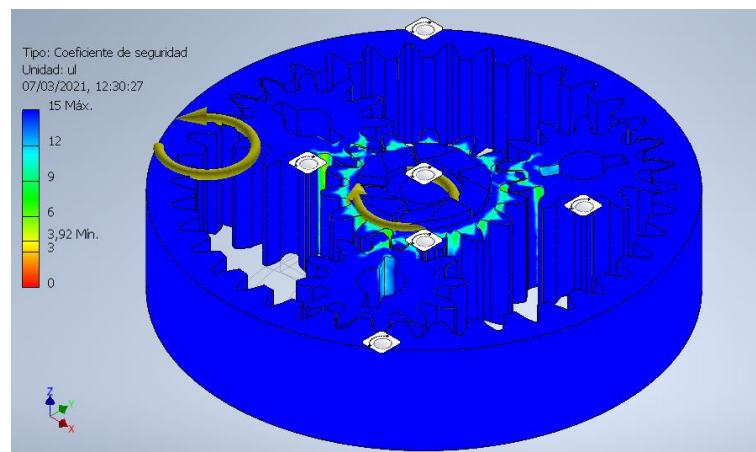


Figura 4-8. Coeficiente de seguridad en engranajes 1ª velocidad

Si el análisis se realiza solamente empleando el planeta y un solo satélite se obtiene el siguiente resultado:

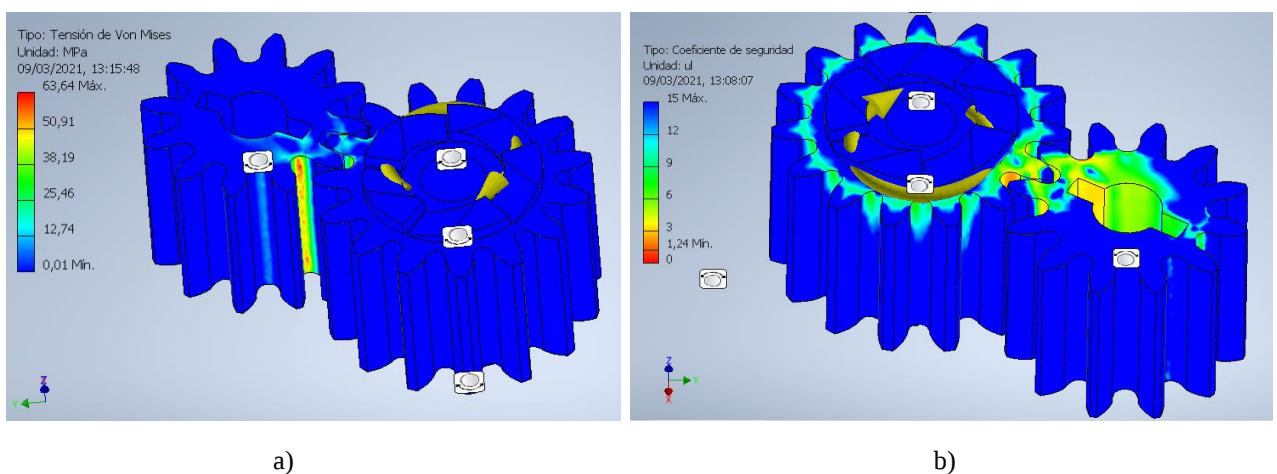


Figura 4-9. a) Tensión de Von Mises planeta-satélite b) Coeficiente de seguridad planeta-satélite

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones

Uno de los objetivos de este Trabajo Fin de Grado era rediseñar el mecanismo interno de un winch, mediante el uso de un tren de engranajes epicicloidales, tratando de mantener tanto la relación de transmisión de velocidad, como la de transmisión de potencia. Este objetivo fue cumplido, ya que el nuevo mecanismo diseñado, es capaz de soportar los esfuerzos a los que se verá sometido, aunque se redujese la relación de transmisión de potencia de 18,8:1 a 15:1, manteniéndose la relación de velocidad. Además, el objetivo de que el winch contase con dos velocidades también fue conseguido, siendo una de ellas igual a la del winch original y la otra una velocidad que da la opción de trabajar de una forma más rápida, pero soportando una carga menor.

Debido a las dificultades que presentaba el material ABS para poder soportar los esfuerzos a los que se iba a ver sometido el winch, se decidió buscar uno nuevo que sí cumpliera con los requerimientos, siendo este el material POM-H natural, cuyos datos se incluyeron en el programa Inventor para poder hacer el análisis de tensiones, siendo este otro de los objetivos marcados, obteniéndose un resultado satisfactorio. Este resultado fue corroborado en el apartado 4.5, con el empleo de los diversos métodos existentes para el cálculo de esfuerzos en engranajes plásticos vistos en el apartado 3.3.

En resumen, el winch diseñado es capaz de soportar el esfuerzo provocado por un viento sostenido de unos 26 nudos, así que sabiendo que a partir de 20 nudos las actividades de navegación para las embarcaciones de pequeño tamaño se restringen en la Escuela Naval Militar, el mecanismo aguantaría sin problema alguno.

5.2 Líneas futuras

De cara al futuro, algunas de las líneas de investigación que se podrían seguir son:

Rediseño del mecanismo de este trabajo para añadir alguna velocidad más, con el objetivo de hacer el winch más polivalente, imprimirlo en 3D, y probarlo en alguna embarcación para poder realizar un cálculo estructural y comprobar que aguanta las situaciones requeridas.

Otra opción, también podría ser tomar alguno de los winch diseñados en trabajos previos, aplicándole las modificaciones necesarias para poder hacer que funcione a partir de un motor eléctrico en lugar de con una maneta, facilitando así su empleo por parte del usuario.

En un mundo en el que la tecnología avanza cada vez más, podría intentarse diseñar un sistema que permita que la navegación se lleve a cabo de forma automática o semiautomática, a partir de sensores que tengan en cuenta la dirección e intensidad del viento, o ciertos requisitos introducidos por el usuario.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] M. C. M. H. L. G. R. M. C. Elena Cedenilla Magán, Tecnología, programación y robótica 1 ESO, Mcgraw-Hill, 2019.
- [2] A. Pulido, «Aprendamos Tecnología,» 18 08 2018. [En línea]. Available: <https://aprendemostecnologia.org/2008/08/18/sistemas-de-poleas/>. [Último acceso: 22 01 2021].
- [3] R. L. Norton, Diseño de maquinaria cuarta edición, Mcgraw-Hill, 2009.
- [4] «laescuelatecnica,» [En línea]. Available: <https://laescuelatecnica.jimdofree.com/ruedas-dentadas/>. [Último acceso: 23 01 2021].
- [5] «NauticAdvisor,» [En línea]. Available: <https://www.nauticadvisor.com/blog/2016/04/20/como-mantener-los-winches-de-tu-barco/>. [Último acceso: 22 01 2021].
- [6] «BlinkLearning,» [En línea]. Available: <https://www.blinklearning.com/coursePlayer/clases2.php?idclase=33091319&idcurso=688059>. [Último acceso: 2021 01 23].
- [7] «Directindustry,» [En línea]. Available: <https://www.directindustry.es/>. [Último acceso: 23 01 2021].
- [8] «Forbo,» [En línea]. Available: <https://www.forbo.com/movement/es-es/productos/correas-planas/pkeo9f>. [Último acceso: 23 01 2021].
- [9] «Eureka parts,» [En línea]. Available: <https://www.eurekaparts.com/correas-v-de-12-o-13-mm/21016-correa-trapezoidal-12-2078-mm-3582321731261.html>. [Último acceso: 23 01 2021].
- [10] M. Arbazúa, «Proyectos Tecnología,» [En línea]. Available: <http://proyectostecnologica.weebly.com/matiacuteas-abarzuacutea.html>. [Último acceso: 23 01 2021].
- [11] R. Walters, «Woodgears,» [En línea]. Available: https://woodgears.ca/gear/planetary_es.html. [Último acceso: 23 01 2021].

- [12] J. J. Galiano, «Estudio de un cambio de marchas por trenes epiciloidales para bicicletas,» Tarrasa, 2014.
- [13] J. M. Blázquez, «Diseño de una caja de cambios automática epiciloidal de 6 marchas,» Madrid, 2017.
- [14] Autodesk, «Autodesk.es,» [En línea]. Available: <https://www.autodesk.es/solutions/3d-printing>. [Último acceso: 2021 02 19].
- [15] «arteymedios.org,» [En línea]. Available: <https://arteymedios.org/historias/hitos-mundiales/item/428-primera-impresora-3d#:~:text=Hitos%20Mundiales&text=El%20primer%20registro%20que%20se,por%20ADmeros%20creando%20as%20objetos%20s%20B3lidos..> [Último acceso: 20 02 2021].
- [16] impresoras3d, «impresoras3d,» [En línea]. Available: <https://www.impresoras3d.com/>. [Último acceso: 19 02 2021].
- [17] «Fabricación avanzada de productos manufactureros tradicionales,» Comunidad Valenciana, 2015.
- [18] Bitfab, «Bitfab,» [En línea]. Available: <https://bitfab.io/es/blog/>. [Último acceso: 19 02 2021].
- [19] Teknautas, «El primer coche impreso en 3D ya es una realidad,» *El Confidencial*, p. 1, 23 05 2013.
- [20] N. Varonas, «Neoteo,» 2011. [En línea]. Available: <https://www.neoteo.com/primer-avion-impreso-en-3d-remonta-vuelo/>. [Último acceso: 21 02 2021].
- [21] «Peaks Business School,» 2018. [En línea]. Available: <https://peaks.es/2018/03/14/desayuno-impresion3d/>. [Último acceso: 21 02 2021].
- [22] Tn-tools, «Tn-tools,» [En línea]. Available: <https://www.tn-tools.com/calibres-pies-de-rey/calibre-pie-de-rey-mitutoyo-serie-530.html>. [Último acceso: 21 02 2021].
- [23] «Wikipedia,» [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Esc%C3%A1ner_3D. [Último acceso: 21 02 2021].
- [24] «Biemh,» [En línea]. Available: <https://biemh.bilbaoexhibitioncentre.com/en/exhibitor/ISOCONTROL-SL/product/-Mquina-de-Medicin-por-Coordenadas-Multisensor-tridimensional-SCOPECHECK-FB-de-WERTH-MESSTECHNIK/12848/?idioma=US>. [Último acceso: 22 02 2021].
- [25] «Carman official site,» 23 10 2014. [En línea]. Available: <https://grupocarman.com/blog/2014/10/23/tipos-de-software-cadcaecam/>. [Último acceso: 21 02 2021].
- [26] «RBtech,» 27 09 2018. [En línea]. Available: <https://rbtech.in/top-cad-cam-cae-training-institute-pune-best-training-program>. [Último acceso: 22 02 2021].
- [27] «El blob del Plástico,» 11 11 2012. [En línea]. Available: <https://elblogdelplastico.blogs.upv.es/2012/10/11/tecnologia-de-fabricacion-de-prototipos-22/>. [Último acceso: 22 02 2021].

- [28] Urnodes, «Fiverr,» [En línea]. Available: <https://www.fiverr.com/urnodes/do-cad-conversion-for-stl-obj-iges-step-etc-blow-blow>. [Último acceso: 22 02 2021].
- [29] All3DP, «all3dp.com,» 2020. [En línea]. Available: <https://all3dp.com/es/1/>. [Último acceso: 20 02 2021].
- [30] M. Á. V. Alarcón, «Comunidad IEBS,» 02 11 2016. [En línea]. Available: <https://comunidad.iebschool.com/impresoras3d/2016/11/02/la-impresion-3d-que-es-y-sus-tecnicas-de-impresion/>. [Último acceso: 21 02 2021].
- [31] Tridi, «Tridi.mx,» [En línea]. Available: <https://www.tridimx.com/tecnologias/>. [Último acceso: 21 02 2021].
- [32] Todo-3d, «Todo-3d.com,» [En línea]. Available: <https://todo-3d.com/fdm-fff-modelado-deposicion-fundida/>. [Último acceso: 21 02 2021].
- [33] J. A. V. P. J. L. Moya Rodríguez, «Cálculo de engranajes plásticos,» de *Ingeniería Mecánica Vol. 6, No. 2*, 2007, pp. 25-32.
- [34] Yuridia, «Plaremesa,» [En línea]. Available: <https://www.plaremesa.net/termoplasticos/>. [Último acceso: 26 02 2021].
- [35] N. Picasso, «Blabla Negocios,» 26 06 2019. [En línea]. Available: <https://blablanegocios.com/principales-materiales-de-impresion-3d/>. [Último acceso: 22 02 2021].
- [36] LABISTS, [En línea]. Available: <https://www.amazon.es/LABISTS-Filamento-impresora-pl%C3%A1stico-colores/dp/B085HCFM6P>. [Último acceso: 22 02 2021].
- [37] E. R. García, «El ejército de EEUU usa impresoras 3D para imprimir barracones,» *El Español*, p. 1, 16 09 2018.
- [38] «El Ejército recibe su primera máquina de fabricación aditiva híbrida,» *infodefensa*, p. 1, 03 01 2020.
- [39] M. González, «Defensa invertirá más de 300 millones en la nueva base logística del Ejército,» *El País*, p. 1, 05 02 2021.
- [40] B. Couce, «Navantia da a las F-110 capacidad para producir sus propios repuestos,» *La Voz de Galicia*, p. 1, 03 06 2019.
- [41] «Yatlant,» [En línea]. Available: <http://www.yatlant.es/pdf/2/C/Y26.pdf>. [Último acceso: 04 02 2021].
- [42] Andersen, «Andersenwinches,» [En línea]. Available: <https://andersenwinches.com/aw/support.asp>. [Último acceso: 2021 02 04].
- [43] P. A. D. Ramírez, «Guía técnica para el diseño y cálculo de engranajes para reductores de velocidad,» Valparaíso (Chile), 2017.
- [44] J. R. G, «u-cursos.cl,» 04 05 2009. [En línea]. Available: https://www.u-cursos.cl/ingenieria/2009/1/ME36A/1/material_docente/detalle?id=222834. [Último acceso: 15 02 2021].

- [45] C. C. S. H. R. A. J. M. A. Juan Carlos García Prada, «<http://ocw.uc3m.es/>,» 11 2008. [En línea]. Available: <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/teoria-de-maquinas/material-de-clase-1/tema5-Engranajes.ppt>. [Último acceso: 15 02 2021].
- [46] «woodgears,» [En línea]. Available: https://woodgears.ca/gear/planetary_es.html. [Último acceso: 2021 02 11].
- [47] A. G. M. Association, «ANSI/AGMA 2001-D04 “Fundamental Rating Factors and Calculations Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth”,» Virginia (Estado Unidos), 2004.
- [48] CLR, «CLR,» [En línea]. Available: <https://clr.es/blog/es/>. [Último acceso: 2021 02 11].
- [49] M. Zahorik, «Model T Ford Forum,» 14 12 2008. [En línea]. Available: <http://www.mtfca.com/discus/messages/50893/75340.html?1229458163>. [Último acceso: 11 02 2021].
- [50] «Studylib,» [En línea]. Available: <https://studylib.es/doc/7769335/elementos-de-m%C3%A1quinas-%E2%80%93-c%C3%A1lculo-de-engranajes---agma..>
- [51] J. M. R. González, «Cálculo y diseño de engranajes conforme a la norma ANSI/AGMA 2101-D04,» Leganés, 2015.
- [52] Roller, «Roller,» [En línea]. Available: <http://www.roller.es/wp-content/catalogos/causer.pdf>. [Último acceso: 27 01 2021].
- [53] E. F. Alva, «Análisis cinemático de un winch de tres velocidades,» Marín, 2018.
- [54] «Modernizar la maniobra - Optimizando esfuerzos,» *Mar Abierto*, p. 11, 2013.
- [55] J. Rodríguez y V. Fernández, *Cómo redactar el estado del arte de un trabajo*, Editorial Genios, 2010.
- [56] «Implantada una mandíbula creada con una impresora 3D de titanio a un niño chino,» *El periódico*, p. 1, 18 04 2018.
- [57] SADI Transmisiones, «SADI Transmisiones S.L.,» [En línea]. Available: <https://saditransmisiones.com/tipos-cadenas/>. [Último acceso: 03 02 2021].

