



UNIVERSIDAD EUROPEA DE MADRID

ESCUELA DE ARQUITECTURA, INGENIERÍA Y DISEÑO

Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica

TRABAJO FINAL DE MASTER

**Diseño y Desarrollo de un Sistema Limpiaparabrisas
modular para helicópteros**

Sara Baena Domingo

Curso 2023-2025

Título: Diseño y Desarrollo de un Sistema Limpiaparabrisas modular para helicópteros.

Autor: Sara Baena Domingo

Tutor: Carolina Soria

Titulación: MUJAH

Curso: 23/25

RESUMEN

Este trabajo aborda el diseño y desarrollo de un sistema modular de limpiaparabrisas para helicópteros. El objetivo es adaptar un modelo existente para su uso en diversas aeronaves con geometrías y conexiones diferentes, asegurando la certificación aeronáutica y producción futura. Inicialmente, se investigaron sistemas similares en el mercado, tanto en la industria aeronáutica como en otras áreas, y se analizó el modelo actual de Industria mediante herramientas de diseño asistido por computadora (CAD), específicamente *SolidWorks*.

El desarrollo se ha centrado en diseñar componentes resistentes a esfuerzos externos y cíclicos, utilizando estudios cinemáticos, estáticos y de fatiga. Se ha realizado un análisis detallado del sistema limpiaparabrisas del modelo H135, incorporando adaptaciones para otras geometrías como el H130. Además, se han validado los elementos de conexión, como tornillos y cojinetes, bajo condiciones de operación y vuelo.

El proyecto no solo ha optimizado la funcionalidad y versatilidad del sistema, sino que también ha priorizado la reducción de peso y costos, minimizando las modificaciones estructurales en las aeronaves. Los resultados de los estudios han confirmado la viabilidad del diseño modular, marcando un avance significativo hacia su implementación industrial.

Palabras clave

1. Diseño asistido por ordenador
2. Modelado 3D
3. Helicópteros
4. Método de elementos finitos
5. Sistema de limpiaparabrisas
6. Estudios cinemáticos y de fatiga

AGRADECIMIENTOS

Quiero dedicar este espacio a expresar mi gratitud más profunda hacia las personas que han sido mi fortaleza y mi inspiración a lo largo de este camino.

A mi familia, por ser siempre mi refugio y por el amor incondicional que me han brindado en cada paso. A mis hijos, quienes son mi mayor orgullo y motivación, y que, con sus sonrisas, han hecho que incluso los días más difíciles valieran la pena.

A mi marido, mi compañero de vida, mi apoyo inquebrantable. Gracias por tu paciencia infinita, por creer en mí incluso en los momentos en los que yo misma dudaba, y por estar siempre ahí, ofreciéndome tu ayuda y aliento. Sin ti, este logro no habría sido posible; tú eres el pilar que sostiene mis metas personales y profesionales, y mi mayor cómplice en esta aventura que es la vida.

A mi madre, que desde el cielo me sigue acompañando. Gracias por ser mi ejemplo de fuerza y amor incondicional, y por creer en mí siempre, incluso cuando yo misma no lo hacía. Tu espíritu ha sido mi guía, y tu amor, mi impulso.

A mi padre, quien siempre ha creído en mí y ha sido un apoyo constante para que pudiera cumplir mis sueños. Tus palabras de ánimo y tu confianza en mis capacidades me han dado fuerzas para seguir adelante.

A mis compañeros del máster, con quienes compartí esfuerzos, aprendizajes y alegrías. Juntos hemos llegado al final, logrando un objetivo que parecía lejano al principio. También a mis compañeros de trabajo, por sus palabras de ánimo y su confianza en mí, que han sido un motor para no rendirme.

Por último, pero no menos importante, quiero agradecer a mi tutora de TFM, Carolina, quien con su guía, dedicación y apoyo me ayudó a estructurar y completar este proyecto. Gracias por compartir tus conocimientos y por motivarme a dar lo mejor de mí para realizar un buen trabajo.

Índice de contenidos

RESUMEN	5
Capítulo 1. INTRODUCCIÓN	16
1.1 Objetivos	16
1.2 Marco Estructural y Organización	17
Capítulo 2. MARCO TEÓRICO.....	18
2.1 Regulaciones Aplicables	18
2.2 Diseño Asistido por Computador (CAD).....	19
2.2.1 Método de Elementos Finitos (FEM).....	19
2.2.2 Diferencia entre Nodos y Elementos.....	21
2.2.3 Estudio Estático	22
2.3 Criterio de Energía de Distorsión Máxima (Criterio de Von Mises)	25
2.3.1 Criterio de Tensión de Corte Máxima (Criterio de Tresca)	27
2.3.2 Comparación con el Criterio de von Mises.....	28
2.4 Mecánica de Fractura.....	29
2.4.1 Fatiga.....	30
2.4.2 Vida a Fatiga	31
Capítulo 3. MARCO CONCEPTUAL	34
3.1 Consideraciones generales del Sistema limpiaparabrisas.....	34
3.2 Investigación	35
3.2.1 Brazo Único	35
3.2.2 Brazo único (Controlado)	36
3.2.3 Sistema Tándem.....	36
3.2.4 Sistema Opuesto	37
3.2.5 Sistema Pantográfico.....	37
3.2.6 Conclusiones de la Investigación.....	38
3.3 Modelo Simple	39
3.3.1 Búsqueda en la base de datos.....	39
3.3.2 Construcción del modelo CAD	39
3.3.3 Animación y Resultados obtenidos.....	40
Capítulo 4. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL H135.....	42

4.1	Modelo de limpiaparabrisas de Industria	42
4.1.1	Implementación de CATIA a SolidWorks.....	43
4.1.2	Análisis cinemático y problemas	45
4.2	Adición de la superficie del H135	47
4.2.1	Concentricidad de los orificios del brazo	48
4.2.2	Articulación esférica (Ball Joint)	49
4.2.3	Estructura modular de la hoja.....	52
4.2.4	Estudio de Movimiento	53
Capítulo 5.	AJUSTE DEL SISTEMA LIMPIAPARABRISAS DEL H130	57
5.1	Adaptación Directa.....	57
5.1.1	Concepto pantográfico.....	58
5.1.2	Estudio de movimiento	60
5.1.3	Resultados.....	61
5.2	Diseño de la pieza de fijación	62
5.2.1	Diseño sin perforación de la superficie	62
5.2.2	Diseño con curvatura	64
5.2.3	Diseño de una sola pieza con cuatro pernos	65
5.3	Diseño del pasador roscado	77
5.3.1	Resortes.....	77
5.3.2	Estudio del Movimiento.....	79
5.3.3	Estudio Estático	81
5.3.4	Fatiga.....	86
Capítulo 6.	CONECTORES Y EFECTO DE TORQUE.....	92
6.1	Verificación de pernos.....	92
6.2	Cojinete Seco.....	92
6.2.1	Verificación de la velocidad	93
6.2.2	Verificación del Esfuerzo	93
6.2.3	Verificación de la Temperatura.....	93
6.3	Adición de torque.....	94
6.3.1	Estudio de movimiento	94
6.3.2	Estudio Estático	98
6.3.3	Estudio de Fatiga.....	102
6.4	Aluminio 518.0	103
6.4.1	Resultados.....	103

Capítulo 7. FUTUROS DESARROLLOS	106
APÉNDICES	108
APÉNDICE A: Cálculos intermedios de rodamiento en seco	109
APÉNDICE B: Cálculos intermedios de conectores de pernos.....	110
APÉNDICE C: Propiedades mecánicas de los Materiales.....	111
REFERENCIAS.....	116

Apéndice de Abreviaturas

- **2D:** *Bidimensional*
- **3D:** *Tridimensional*
- **BR:** Regulación Básica (*Basic Regulation*)
- **CAD:** Diseño Asistido por Computador (*Computer-Aided Design*)
- **CS:** Especificaciones de Certificación (*Certification Specifications*)
- **EASA:** Agencia Europea de Seguridad Aérea (*European Aviation Safety Agency*)
- **FEA:** Análisis de Elementos Finitos (*Finite Element Analysis*)
- **FEM:** Método de Elementos Finitos (*Finite Element Method*)
- **FLF:** Factor de Carga de Fatiga (*Fatigue Load Factor*)
- **FoS:** Factor de Seguridad (*Factor of Safety*)
- **JAA:** Autoridades Conjuntas de Aviación (*Joint Aviation Authorities*)
- **JAR:** Requisitos de Aviación Conjunta (*Joint Aviation Requirements*)
- **PTFE:** *Polytetrafluoroethylene*
- **SW:** Software Solidworks (*SolidWorks*)
- **WWS:** Sistema de Limpiaparabrisas (*Windshield Wiper System*)

Figuras

Figura 1: Representación esquemática del proceso de discretización	20
Figura 2: Representación esquemática de los nodos y puntos de Gauss en los elementos.....	21
Figura 3: Paso para promediar los resultados en los nodos y en los elementos	21
Figura 4: Secuencia del Estudio Estático	23
Figura 5: Ejemplo de punto crítico situado en las fijaciones.....	24
Figura 6: Puntos críticos aislados	24
Figura 7: superficie de fluencia de von Mises en 3D.....	26
Figura 8: superficie de fluencia de von Mises en el plano principal de tensión	26
Figura 9: S-N curve for the Aluminium 7075-T6 from SolidWorks.....	32
Figura 10: Esquema Limpiaparabrisas.....	34
Figura 11: Diferentes tipos de Limpiaparabrisas.....	36
Figura 12: Limpiaparabrisas Pantográfico	38
Figura 13: Modelo simplificado de WWS.....	39
Figura 14: Detalle de la base y el eje del modelo simple	40
Figura 15: Caracterización del motor rotativo	40
Figura 16: Modelo pantográfico usado en el modelo H135.....	42
Figura 17: Modelo "H135 WWS" con eje	43
Figura 18: Base estática de brazos	43
Figura 19: Ajustes mecánicos de SW	43
Figura 20: Base giratoria de brazos	44
Figura 21: Ángulo de la base del brazo	44
Figura 22: Ángulo de la estructura de la escobilla	45
Figura 23: Modelos elementales.....	46
Figura 24: WWS con la superficie de H135 y detalle de los agujeros	47
Figura 25: Transición a la estructura modular	48
Figura 26: Vista detallada de la alineación tras el desplazamiento	48
Figura 27: Detección de interferencias	49
Figura 28: Coincidencia del punto medio.....	50
Figura 29: Ángulo LH	51
Figura 30: Ángulo RH.....	51
Figura 31: Ángulo de limpieza del modelo de industria [15]	51
Figura 32: Pequeño brazo de contacto curvo	52
Figura 33: Grupos de contacto	53
Figura 34: Parámetros de contacto.....	53
Figura 35: Localización del motor	54
Figura 36: Parámetros del motor	54
Figura 37: Parámetros del resorte	54
Figura 38: Localización del muelle	54
Figura 39: Placa de unión de ambos parabrisas.....	55
Figura 40: Nueva parte central.....	55
Figura 41: Área cubierta por el limpiaparabrisas	56
Figura 42: Superficie de la carrocería y las ventanillas del H130	57

Figura 43: Adaptación directa al modelo H130.....	58
Figura 44: Vista de la sección inferior izquierda del brazo.....	59
Figura 45: Esquema de posicionamiento del segundo eje.....	59
Figura 46: Superficie cubierta por el limpiaparabrisas antes de la colocación del segundo eje. 61	
Figura 47:Superficie cubierta por el limpiaparabrisas después de la colocación del segundo eje	61
Figura 48: Ángulo máximo de limpieza	62
Figura 49: Vista en sección del modelo conceptual	63
Figura 50: Representación del esquema de par.....	63
Figura 51: Vista en sección del eje del motor	64
Figura 52: Diseño del husillo para el segundo eje.....	64
Figura 53: Pieza de fijación curva	64
Figura 54: Vista en sección del eje de transmisión del motor	65
Figura 55: Tres modelos diferentes de atornillados	66
Figura 56: Creación de un gráfico y un sensor nuevos.....	67
Figura 57: Medición del muelle en el primer contacto	67
Figura 58: Parámetros del Resorte.....	67
Figura 59: Añadimos la Gravedad	68
Figura 60: Parámetros de contacto	68
Figura 61: Grupos de contacto	69
Figura 62: Vista variable del Estudio de Diseño	70
Figura 63: Resultados de la tabla de optimización.....	70
Figura 64: Creación del gráfico de resultados de la magnitud de reacción	70
Figura 65: Resultados del diagrama de fuerzas y representación gráfica de la posición del WWS	71
Figura 66: Simulación de las propiedades.....	72
Figura 67: Dimensión de la malla	72
Figura 68: Definición del diagrama de Esfuerzos	73
Figura 69: Resultados de Esfuerzos en MPa	73
Figura 70: Adición de Restricciones verticales	74
Figura 71: Resultados de las restricciones verticales en MPa.....	74
Figura 72: Localización del contacto	75
Figura 73: Reducción del espesor de la superficie	75
Figura 74: Parámetros de Contacto	75
Figura 75: Estudio estático de varios cuerpos definidos.....	76
Figura 76: Definición de FoS de Von Mises	76
Figura 77: Factor de Seguridad (FoS)	76
Figura 78: Resultados de Esfuerzos en MPa	76
Figura 79: Progreso del modelo	77
Figura 80: Modelo Previo	77
Figura 81: Resultados del estudio de diseño.....	78
Figura 82: Parámetros de los Resortes.....	78
Figura 83: Gráfico del par motor durante el movimiento de WWS.....	79
Figura 84: Casos de carga en condiciones de aterrizaje de emergencia.....	79
Figura 85: Diagrama de la fuerza de contacto	80

Figura 86: Gráficos de magnitud y componentes de la fuerza de reacción	81
Figura 87: Referencia de la fuerza de reacción	81
Figura 88: Fijación de caras cilíndricas	82
Figura 89: Parámetros de las caras cilíndricas	82
Figura 90: Parámetros de la superficie plana.....	82
Figura 91: Fijación de la superficie plana	82
Figura 92: Localización de las cargas externas.....	83
Figura 93: Comparación de Esfuerzos en MPa.....	83
Figura 94: Comparación de Desplazamientos en mm.....	84
Figura 95: Factor de Seguridad del Aluminio 7075-T6	84
Figura 96: PVC Esfuerzo en MPa y desplazamiento en mm.....	85
Figura 97: Factor de Seguridad del PVC	85
Figura 98: FoS mínimo en aluminio 3105.....	87
Figura 99: FoS mínimo en aluminio 518.0.....	87
Figura 100: Añadir evento constante en el estudio de fatiga	87
Figura 101: Selección de opciones del estudio de Fatiga.....	88
Figura 102: FLF Aluminio 518.0	89
Figura 103: FLF Aluminio 7075-T6	89
Figura 104: FLF Aluminio 3105	89
Figura 105: Vida total en ciclos	90
Figura 106: Aluminio 3105 Iso Clipping con FLF por debajo de 10	90
Figura 107: Medición de la pieza	91
Figura 108: Vista en sección de la colocación de un perno	92
Figura 109: Parámetros de precarga de los pernos	92
Figura 110: Creación de gráficos de magnitud de momento de reacción	95
Figura 111: Gráfico del resultado de la magnitud del momento de reacción en $N \cdot m$	95
Figura 112: Parámetros de magnitud de la fuerza de reacción	96
Figura 113: Coordenadas de Reacción.....	96
Figura 114: Parámetros de magnitud de la fuerza de reacción	97
Figura 115: Coordenadas de Reacción.....	97
Figura 116: Momentos y Fuerzas aplicados.....	98
Figura 117: Parámetros de localización de Fuerzas	99
Figura 118: Parámetros de dirección de Fuerzas.....	99
Figura 119: Representación gráfica de las Fuerzas aplicadas	99
Figura 120: Representación gráfica del control de malla aplicado	100
Figura 121: Control de malla en el agujero del tornillo	100
Figura 122: Detalle de los puntos de máxima tensión para la simulación de avance	101
Figura 123: Gráfico FLF para la simulación de la izquierda	103
Figura 124: Resultados de la distribución de FoS para el Aluminio 518.0	104
Figura 125: Resultados de FLF para el Aluminio 518.0	104
Figura 126: Vista detallada de la vida total en ciclos con la herramienta Iso Clipping	105
Figura 127: Fijaciones normales y esquema de desplazamiento en la conexión del orificio del perno	105
Figura 128: Representación esquemática de las variables que influyen en el ángulo máximo de limpieza	106

Tablas

Tabla 1: Casos de carga de investigación de la norma JAR 27.603 (a)	19
Tabla 2: Comparación de Resultados	61
Tabla 3: Valores máximos de las fuerzas de reacción de la figura 5.24	71
Tabla 4: Valores máximos del par motor y magnitud de la fuerza de reacción de las distintas simulaciones.....	80
Tabla 5: Valores máximos de las fuerzas de reacción de la figura 5.24	81
Tabla 6: Comparación de las propiedades de los materiales.....	89
Tabla 7: Propiedades mecánicas para rodamientos en seco y rodamientos con contacto imperfecto [16]	93
Tabla 8: Valores máximos de par motor y fuerza de reacción y magnitud de par de las diferentes simulaciones	96
Tabla 9: Fuerzas de reacción y momentos del caso de aterrizaje de emergencia hacia adelante	97
Tabla 10: Fuerzas de reacción y momentos del caso de aterrizaje de emergencia lateral LH ...	97
Tabla 11: Resultados de los estudios estáticos con diferentes restricciones de contorno	101

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

El proyecto consiste en el diseño y desarrollo de un sistema modular de limpiaparabrisas (WWS, por sus siglas en inglés) para helicópteros.

La necesidad de un sistema WWS que funcione correctamente para proteger y mejorar la visibilidad de los pilotos durante el vuelo es una parte crucial para garantizar un rendimiento seguro de la aeronave. Aunque este sistema pueda parecer secundario frente a otros mecanismos vitales de los helicópteros, desde la perspectiva de disponibilidad de la aeronave resulta esencial. En caso de mal funcionamiento o daño del WWS, el helicóptero no podrá despegar debido a su incapacidad para garantizar una buena visibilidad frente a condiciones ambientales adversas como lluvia, polvo, barro o nieve.

Se han identificado problemas con el sistema WWS actual utilizado en la aeronave H130 y en otros modelos de helicópteros con sistemas similares poco fiables. Además, se ha estudiado la posibilidad de implementar el mismo sistema pantográfico en el mayor número de aeronaves posible. Por ello, el tema propuesto para este documento ha sido la adaptación del mejor modelo de WWS actual, para el H130 y otros modelos, convirtiéndolo en un sistema de limpieza modular adaptable a cualquier aeronave.

1.1 Objetivos

El alcance de este proyecto es proporcionar un informe fundamentado sobre un producto funcional, con el objetivo de una futura producción de un sistema WWS modular.

Se ha realizado el análisis de movimiento y cinemática del sistema, se ha estudiado su adaptación a otros modelos de helicópteros, y se han llevado a cabo estudios de diseño, análisis estático y de fatiga para nuevas piezas utilizando software de modelado tridimensional (3D). Todos los estudios deben estar guiados por las especificaciones de certificación de la Agencia Europea de Seguridad Aérea (EASA) CS 27 y CS 29, así como los requisitos conjuntos de aviación (JAR) 27 y JAR 29, donde se consideren aplicables.

Todas las piezas adicionales han sido diseñadas teniendo en cuenta principalmente la reducción de peso y costos, para mantener la aeronave lo más ligera posible sin incrementar el precio del sistema WWS.

Las modificaciones en la aeronave deben ser el último recurso y mantenerse al mínimo absoluto, ya que implicarían pruebas, requisitos y certificaciones adicionales para las partes afectadas.

Las piezas de conexión aplicables también han sido sometidas a validación según su propósito final.

1.2 Marco Estructural y Organización

El documento desarrollado presenta la siguiente estructura:

- En el Capítulo 2 se describe el marco teórico con un enfoque en las regulaciones y especificaciones aplicables a este proyecto. También se detalla la base metodológica empleada en este documento, especialmente el procesamiento de datos de diseño asistido por computadora (CAD) utilizados en el modelado y simulación en 3D.
- El Capítulo 3 está dedicado al marco conceptual, donde se presenta la investigación de los sistemas existentes en uso en diferentes industrias. También se analiza cinemáticamente un modelo simple de WWS con el objetivo de comprender su funcionamiento básico antes de pasar a un modelo más complejo.
- En el Capítulo 4 se realiza un análisis cinemático detallado del WWS del H135, con el objetivo de obtener un modelo CAD digital fiable que pueda compararse con el sistema real de este helicóptero y evaluar su aplicabilidad.
- En el Capítulo 5 se implementa la adaptación del sistema pantográfico WWS a una geometría de superficie diferente y, a diferencia del capítulo anterior, a un tipo de conexión distinto. Se diseña una nueva pieza para acomodar el WWS debido a las particularidades del modelo de helicóptero introducido, que solo cuenta con un sistema de un eje.
- El Capítulo 6 muestra la validación de los tornillos y cojinetes de la nueva pieza de fijación diseñada, bajo las fuerzas aplicadas durante la operación del sistema WWS y en condiciones de vuelo. También se añaden las reacciones de torque que no se consideraron previamente, y se presentan los resultados de los estudios estáticos y de fatiga.
- Finalmente, en el Capítulo 7, se discuten las principales conclusiones de este informe y se señalan trabajos futuros.

Capítulo 2. MARCO TEÓRICO

2.1 Regulaciones Aplicables

Es necesario cumplir con ciertas regulaciones relacionadas con la operación, mantenimiento, licencias y certificación/diseño de todas las clases de aeronaves. Desde 2003, la Agencia Europea de Seguridad Aérea (EASA) es la autoridad reguladora responsable de publicar las certificaciones mencionadas, no solo en la Unión Europea, sino también en algunos países no pertenecientes a la UE en Europa. Es esencial que un proyecto cumpla con las especificaciones de la EASA, ya que su certificado garantiza que la aeronave cumple con los requisitos de seguridad establecidos por la Unión Europea.

Los estándares técnicos de la EASA son las *Certification Specifications* (CS), que no son vinculantes, pero se adoptan para cumplir con los requisitos esenciales del Reglamento Básico (BR). Estos estándares incluyen el Código de Aeronavegabilidad y los Medios Aceptables de Cumplimiento, los cuales se deben utilizar para desarrollar este proyecto.

Aunque los estándares CS son los estándares técnicos actualmente válidos, estos sustituyen a las *Joint Aviation Requirements* (JAR). Estas especificaciones fueron creadas por las Autoridades Conjuntas de Aviación (JAA), un grupo de autoridades reguladoras de varios países que trabajaron conjuntamente para desarrollar y aplicar normas comunes de seguridad y procedimientos regulatorios, con el fin de establecer códigos de certificación comunes para la producción y uso de aeronaves. Actualmente, cualquier enmienda realizada a las especificaciones JAR se incluye en las enmiendas publicadas de las CS, lo que muestra que, aunque las JAR ya no regulan la industria, todavía son relevantes debido a ciertos aspectos importantes que contienen.

Los siguientes párrafos de las regulaciones se consideran importantes y aplicables para este proyecto, y deben tenerse en cuenta:

CS 27.303	JAR 29.303
CS 27.601	JAR 27.305
CS 27.603	JAR 27.561
CS 27.609	JAR 27.603
CS 27.611	
CS 27.1301	
CS 27.1309	
CS 27.1559	

En la CS 27.303 se indica que, cuando sea necesario el uso de un factor de seguridad, éste debe ser de 1.5, a menos que se especifique un valor diferente. La mayoría de los párrafos, sin embargo, se refieren a generalidades. Por ejemplo, la CS 27.601 establece que no se deben utilizar características previamente demostradas como poco confiables y que las pruebas deben establecer la idoneidad del diseño. La CS 27.603 se refiere a los materiales, indicando que deben seleccionarse en función de la experiencia o pruebas,

cumpliendo con especificaciones que garanticen sus propiedades y teniendo en cuenta las condiciones ambientales. Otros párrafos mencionan previsiones de inspección, funcionalidad e instalación, los cuales no se abordan en este documento, pero deben considerarse en los próximos pasos hacia la producción del sistema.

En cuanto a las especificaciones JAR, el párrafo que se considera más relevante y útil para los estudios presentados en este proyecto es el JAR 27.603, que señala los casos de carga de investigación, también denominados casos de aterrizaje de emergencia. Estos casos se presentan en la Tabla 1 y deben considerarse para identificar la situación que representa el peor de los escenarios posibles, lo que permite diseñar piezas adecuadas para soportar las condiciones más extremas.

Casos de Carga No.	Notación
1	Aterrizaje de emergencia; 8g hacia adelante
2	Aterrizaje de emergencia; 6g hacia atrás
3	Aterrizaje de emergencia; 8g hacia abajo
4	Aterrizaje de emergencia; 4g hacia arriba
5	Aterrizaje de emergencia; 6g lateral
6	Par máximo disponible del motor (carga última)

Tabla 1: Casos de carga de investigación de la norma JAR 27.603 (a)

2.2 Diseño Asistido por Computador (CAD)

La tecnología CAD (Diseño Asistido por Computador) se utiliza en la etapa de concepción y diseño de un producto antes de crear un prototipo o considerar su producción. Esta tecnología permite la creación de diseños de ingeniería detallados en 2D y 3D, definidos por parámetros geométricos y que representan los componentes físicos. Los programas de CAD también permiten la visualización realista de los productos desarrollados, facilitando la presentación de conceptos.

Con estos objetos virtuales, los diseñadores/ingenieros pueden manipular los diseños, presentar esquemas de productos, realizar análisis de resistencia y dinámicos de piezas o conjuntos e incluso determinar los procesos de fabricación. Estas tecnologías resultan ser una inversión valiosa para las empresas, ya que reducen la necesidad de prototipos y pruebas experimentales.

2.2.1 Método de Elementos Finitos (FEM)

El software CAD utiliza el Método de Elementos Finitos (FEM) para calcular y resolver problemas de análisis de esfuerzo, transferencia de calor, flujo de fluidos y electromagnetismo mediante simulaciones computarizadas. El FEM es un enfoque numérico que permite resolver aproximadamente ecuaciones diferenciales parciales para obtener soluciones de problemas complejos donde una solución exacta no es práctica.

Desde la perspectiva de la ingeniería, al utilizar software de simulación en una computadora, siempre hay limitaciones en la capacidad de procesamiento de la máquina. Por esta razón, la búsqueda de una solución exacta no es factible, por lo que el uso de estimaciones es el resultado más adecuado.

El análisis FEM se divide en tres fases principales:

1. **Preprocesamiento:** Se construye el modelo geométrico y se definen los parámetros geométricos y las condiciones impuestas. En esta fase se hacen simplificaciones que pueden influir en la calidad de los resultados finales. (por ejemplo, el tipo de elementos finitos y de malla).
 - a) Definición del concepto: Se hacen consideraciones sobre las influencias del entorno en el sistema, y cómo puede representarse en un modelo digital de manera equivalente.

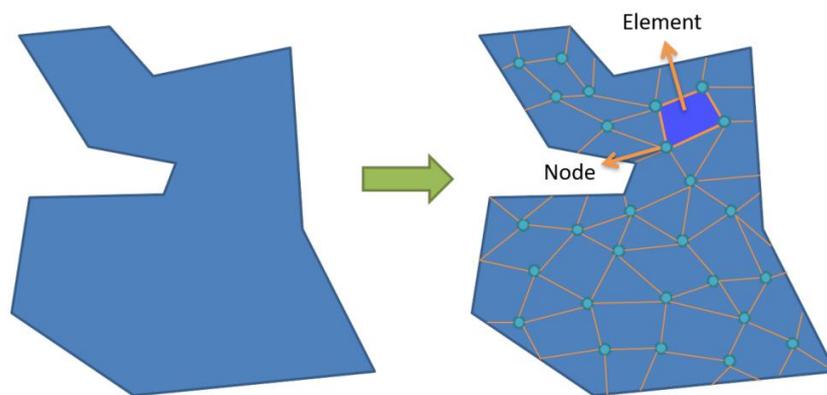


Figura 1: Representación esquemática del proceso de discretización

- b) Modelización: Etapa en la que se definen la geometría, los nodos, los elementos, las condiciones de contorno, los materiales y las cargas. En este punto, también se definen los parámetros de control del análisis. El dominio del problema se subdivide en elementos finitos.
2. **Análisis:** Se verifica el modelo y, si no se detectan errores, se realiza el análisis numérico.
3. **Postprocesamiento:** Se presentan los resultados de la información de salida de forma esquemática, gráfica o tabular.
 - a) Interpretación: Donde se evalúan los resultados, desplazamiento, fuerzas, tensión, deformación, temperatura, presión, etc.
 - b) Representación de los resultados: Los resultados se representan en forma de isovalores, contornos, variación de valores con el tiempo, animaciones, etc.

2.2.2 Diferencia entre Nodos y Elementos

Los valores de los resultados calculados en el Análisis de Elementos Finitos (FEA) se refieren inicialmente a puntos en los elementos llamados puntos de Gauss (o puntos de cuadratura), representados en color naranja en la Figura 2. El proceso de presentación de los valores relativos al nodo implica una serie de iteraciones: desde los puntos de Gauss, hasta los valores del nodo dentro de cada elemento, y luego el valor promedio en los nodos del elemento o el valor promedio del nodo. Este último paso permite que el FEA presente los resultados en los elementos o en los nodos, lo que probablemente producirá resultados de gráficos distintos en todo el cuerpo.

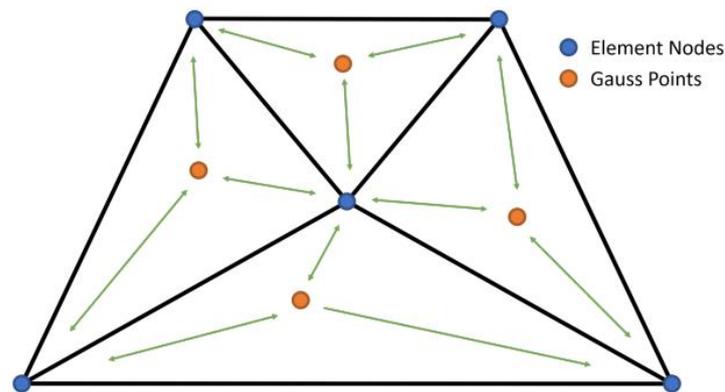


Figura 2: Representación esquemática de los nodos y puntos de Gauss en los elementos.

El proceso, ilustrado en la Figura 3, muestra que los nodos con elementos en común tienen diferentes valores; uno referente a cada elemento. El valor promedio del nodo de los elementos vecinos se calcula luego mediante el software de simulación, asignando valores a los propios nodos, como se muestra en la parte superior derecha de la figura. Este método produce lo que se conoce como resultados promediados (o nodales).

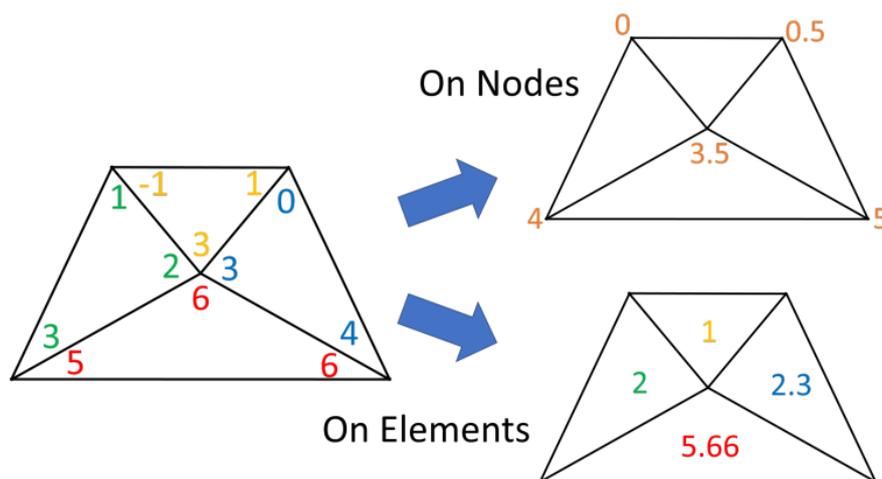


Figura 3: Paso para promediar los resultados en los nodos y en los elementos

Alternativamente, los valores de los elementos pueden promediarse para informar de un único resultado elemental dentro de cada elemento a partir de la extrapolación de los puntos de Gauss. Aunque estos valores se promedian entre los puntos de Gauss, se denominan no promediados porque el promedio se realiza internamente dentro del mismo elemento, como se muestra en la parte inferior derecha de la misma figura.

Con esto en mente, es preferible que los resultados se presenten en los nodos, ya que un nodo suele ser compartido por varios elementos, y cada elemento informa de valores diferentes en el nodo compartido. Los valores informados de todos los elementos adyacentes se promedian para obtener un solo valor.

En comparación, se puede decir que el promedio en los nodos está influido por los valores de los elementos vecinos, mientras que el promedio de los elementos no pondera los elementos adyacentes. Esto justifica la presentación de los resultados en los nodos, ya que proporciona una mayor coherencia en todo el cuerpo estudiado.

2.2.3 Estudio Estático

Uno de los estudios en los que se puede aplicar el análisis de elementos finitos (FEM) para ahorrar tiempo de procesamiento, especialmente cuando se tienen geometrías 3D o sistemas complejos, es el estudio estático. En la fase de postprocesamiento mencionada anteriormente, se calculan las tensiones axiales, de corte, torsionales y de flexión en el sistema utilizando las ecuaciones de sus nodos/elementos. De esta forma, es posible obtener el campo de desplazamiento de cada nodo y, a mayor escala, la representación esquemática o tabular de los resultados del sistema, como la deformación, la tensión, etc.

En el análisis de elementos finitos (FEA), se puede diferenciar entre el análisis lineal y no lineal. En resumen, un análisis no lineal es más adecuado en caso de que haya una alteración en el comportamiento del material, como cuando cambia del dominio elástico al plástico (aunque algunos materiales pueden ser elásticos y no lineales, como las gomas, que presentan grandes valores de desplazamiento). En FEA, si la rigidez del objeto simulado no es constante, se debe considerar este tipo de análisis. Esto ocurre cuando hay una no linealidad geométrica, del material o de la condición de contorno, lo que no debería ser el caso en el presente proyecto. Todas las simulaciones se han llevado a cabo en el dominio elástico, con geometrías y condiciones de contorno constantes, lo que significa que solo se ha tenido en cuenta el análisis lineal en este proyecto.

Esto suele hacerse recurriendo a uno de los programas de CAD disponibles en el mercado. En este proyecto se ha utilizado *SolidWorks* de *Dassault Systèmes*. Este software permite realizar estudios dinámicos y estáticos (entre otros) para las piezas diseñadas, o incluso para piezas importadas.

Al activar el complemento de “simulación” de *SolidWorks* (SW), es posible crear varios estudios, como se muestra en la Figura 4. En el estudio estático se definen las condiciones externas aplicadas a la pieza, se elige el material y se designa la calidad de

la malla. El programa también permite crear conectores, que proporcionan condiciones de contorno ya predefinidas adecuadas para el tipo de conexiones (como pasadores, pernos y tornillos) y, además, tienen propiedades mecánicas asociadas a ellos, como si fueran piezas adicionales. Esto debe tenerse en cuenta si la pieza o el conjunto tiene estas conexiones, pero también agrega procesamiento intermedio adicional, lo que aumenta el tiempo necesario para concluir la simulación.

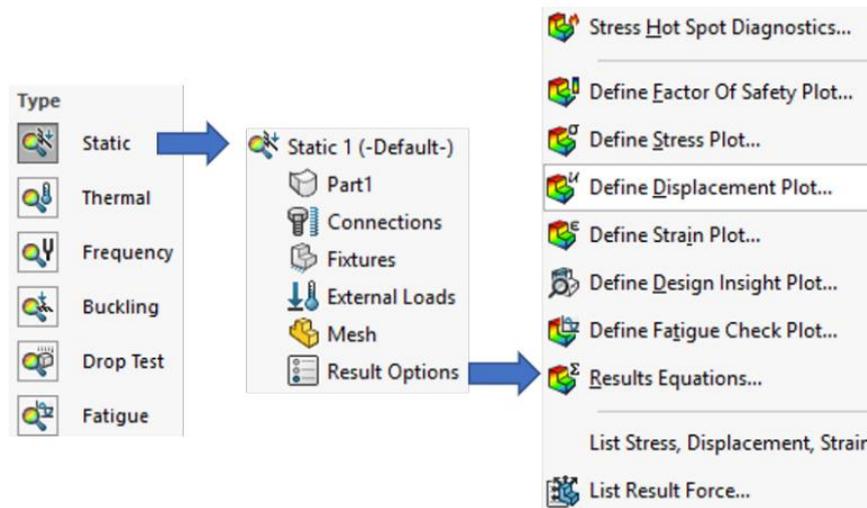


Figura 4: Secuencia del Estudio Estático

Los resultados del análisis de elementos finitos (FEM) se pueden presentar gráficamente en gráficos de colores, pero también se pueden acceder a las ecuaciones de los resultados, proporcionando información sobre las cargas resultantes en los soportes.

Estos gráficos son gradientes de color que corresponden a diferentes valores. Se puede elegir presentar, como se muestra en el último menú de la Figura 4, la tensión, el desplazamiento y la deformación. A partir del gráfico de tensiones, es posible generar el gráfico del Factor de Seguridad (FoS, por sus siglas en inglés), que tiene en cuenta la tensión de fluencia y presenta la relación entre la tensión equivalente del nodo y la tensión de fluencia del material, proporcionando información que permite al usuario identificar las áreas débiles del diseño en caso de valores bajos. En el caso opuesto, si los valores son demasiado altos, podría significar que se podría ahorrar material en esa área en particular.

Diagnóstico de Puntos Críticos (*Hot Spot Diagnostics*)

Un análisis secundario que se puede realizar en este estudio es el Diagnóstico de Puntos Críticos (*Hot Spot Diagnostics*), que también es útil en casos donde hay puntos o áreas pequeñas de concentración de tensiones, como en las áreas de sujeción que se muestran en la Figura 5. Esta herramienta tiene en cuenta los resultados de tensión y evalúa los nodos vecinos para decidir si hay un aumento repentino en los valores de tensión. Filtra los elementos en función de la magnitud de la deformación equivalente relativa a la deformación equivalente máxima para cada nodo. El gráfico de Diagnóstico de Puntos Críticos muestra el gráfico de tensiones sin los puntos críticos identificados.

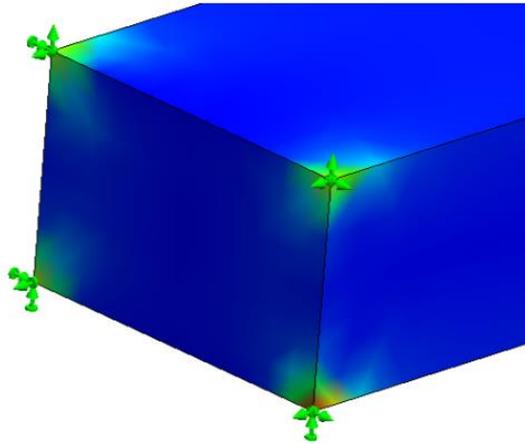


Figura 5: Ejemplo de punto crítico situado en las fijaciones

En la Figura 6 se pueden observar los elementos donde se identifican estos puntos críticos. En la leyenda del gráfico, a la derecha de la imagen, se observa que los valores máximos están ahora en gris, lo que corresponde al rango de valores de los elementos con puntos críticos.

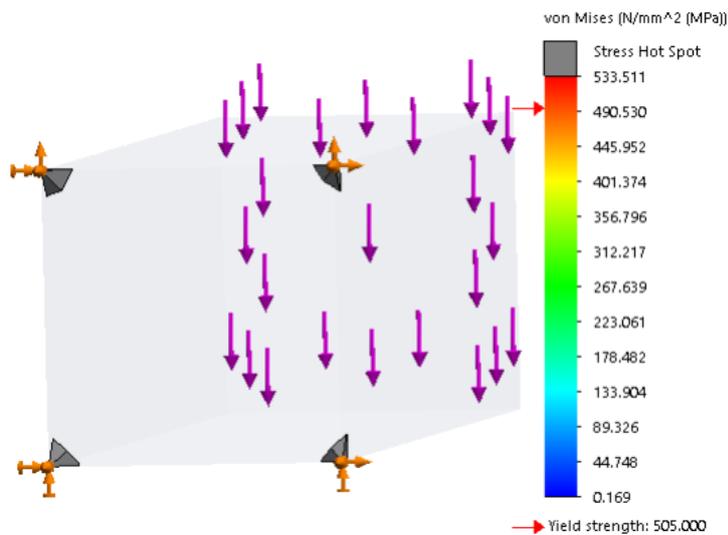


Figura 6: Puntos críticos aislados

Además de la presentación esquemática de los valores, también es posible evaluar los resultados en forma de tablas (listas), lo que a veces es más conveniente, especialmente si los datos se van a exportar y procesar en otro software.

Este análisis, sin embargo, es un subproducto de los resultados de tensión de la simulación, lo que significa que no cambiará los valores obtenidos previamente. Esto podría ser un problema en simulaciones adicionales que utilizan los valores de los resultados de tensión (como en el análisis de fatiga). Idealmente, si se identifican puntos críticos, es deseable no tenerlos en cuenta en estudios adicionales que utilicen esos valores.

Si los elementos de tensión máxima todavía se consideran en estos análisis adicionales, significa que la falla ocurrirá antes de lo previsto en estos elementos, lo que hace que la pieza o el sistema no resista la carga que debería soportar.

Esta es una limitación del análisis de elementos finitos (FEA) que debe tenerse en cuenta.

2.3 Criterio de Energía de Distorsión Máxima (Criterio de Von Mises)

El Criterio de Energía de Distorsión Máxima, más comúnmente conocido como Criterio de von Mises, es uno de los criterios de fluencia más utilizados para materiales dúctiles, con el fin de evaluar el mecanismo de fallo de un material determinado.

Este criterio surgió de la necesidad de diseñar piezas con materiales que pudieran soportar las condiciones de carga esperadas sin ceder. La necesidad de un criterio de este tipo se evidenció al descubrir que, si bien ninguno de los valores de tensión principales supera la tensión de fluencia, la combinación de dichas tensiones puede provocar igualmente la fluencia del material.

A diferencia de una carga uniaxial, donde los resultados pueden extraerse de una prueba de tracción de una muestra del mismo material y luego calcularse para el área correspondiente, en el caso de una carga multiaxial, el cálculo de la falla necesita considerar la combinación de tensiones aplicadas. Dado que la situación multiaxial no se puede relacionar directamente con una prueba debido a la alta variabilidad de los casos de tensiones internas, surge la necesidad de un método más general que incluya varios componentes de la tensión.

El Criterio de von Mises establece esencialmente que la fluencia ocurre cuando la energía de distorsión por unidad de volumen alcanza o supera la energía de distorsión por unidad de volumen correspondiente a la fluencia en un ensayo de tracción simple o compresión del mismo material.

Esto se puede expresar en una forma general que tiene en cuenta todas las tensiones a través de la Ecuación 2.1:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + 6 \cdot (\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2)}{2}} \quad (2.1)$$

Donde:

- σ_{vm} = Tensión equivalente de Von Mises
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = Tensiones principales
- $\tau_{12}, \tau_{23}, \tau_{31}$ = Tensiones principales

Esta ecuación se puede simplificar considerando únicamente las tensiones principales, como se muestra en la Figura 7, dando lugar a la Ecuación 2.2:

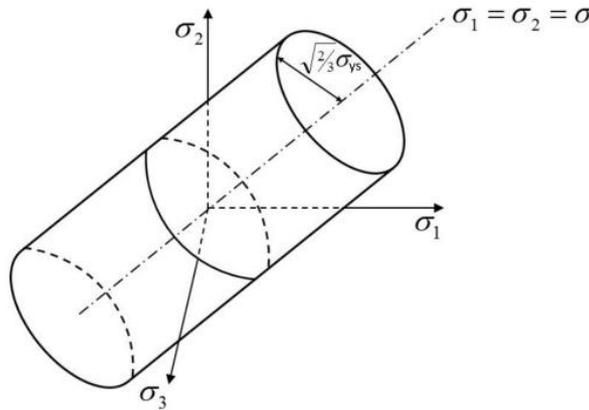


Figura 7: superficie de fluencia de von Mises en 3D

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2.2)$$

Finalmente, se puede realizar una simplificación adicional, comúnmente utilizada, para representar la tensión equivalente de von Mises en el plano principal de tensiones con $\sigma_3 = \tau_{12} = \tau_{23} = \tau_{31} = 0$, como se muestra gráficamente en la Figura 8 y analíticamente a través de la Ecuación 2.3:

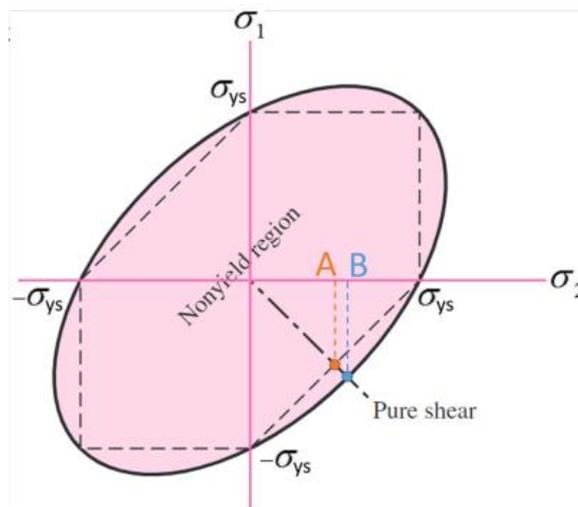


Figura 8: superficie de fluencia de von Mises en el plano principal de tensión

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (2.3)$$

El criterio de von Mises es ampliamente utilizado en la industria, especialmente en la ingeniería mecánica y estructural, para evaluar si una pieza puede soportar las tensiones

combinadas presentes bajo condiciones de carga reales. Se prefiere este criterio debido a su capacidad para considerar la combinación de tensiones en múltiples direcciones, lo que permite a los ingenieros evaluar el rendimiento de los materiales de forma más precisa que los métodos que consideran cada tensión de forma independiente.

Las Figura 7 y Figura 8 proporcionan una representación gráfica del límite de fluencia según el criterio de von Mises. En la Figura 7, la superficie de fluencia se muestra en un espacio tridimensional con respecto a las tensiones principales. En la Figura 8, la representación se realiza en el plano de tensiones principales, donde la forma característica de la región de fluencia es una elipse.

Este criterio se aplica comúnmente en análisis de elementos finitos (FEA), donde se evalúan las tensiones equivalentes de von Mises para identificar puntos de fluencia en una pieza o sistema. Los gráficos de tensión equivalente de von Mises se utilizan a menudo para determinar si un diseño cumple con los requisitos de resistencia, lo que ayuda a los ingenieros a optimizar la geometría de la pieza y seleccionar materiales más adecuados.

En resumen, el criterio de von Mises permite evaluar si un material cederá bajo una combinación de tensiones, proporcionando una forma práctica y efectiva de validar diseños y garantizar la seguridad y la integridad estructural.

2.3.1 Criterio de Tensión de Corte Máxima (Criterio de Tresca)

El Criterio de Tensión de Corte Máxima, también conocido como Criterio de Tresca, es otro de los criterios de fluencia ampliamente utilizados para materiales dúctiles. Este criterio establece que la fluencia de un material se produce cuando la máxima tensión de corte en el material alcanza el mismo valor que la tensión de corte máxima observada en un ensayo de tracción uniaxial.

Para entender este criterio, se debe recordar que, en una prueba de tracción uniaxial, la máxima tensión de corte se produce en un plano que forma un ángulo de 45° con la dirección de la carga aplicada. La magnitud de esta tensión de corte se puede calcular a partir de la relación:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_y}{2}$$

Donde:

- $\tau_{m\acute{a}x}$ = Tensión de corte máxima
- σ_y = Tensión de fluencia en un ensayo de tracción simple

En el caso general de un estado multiaxial de tensiones, el Criterio de Tresca establece que la fluencia ocurre si la diferencia entre la mayor y la menor de las tensiones principales ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) es igual o mayor que la tensión de fluencia σ_y en la prueba de tracción. Esto se expresa de la siguiente forma:

$$|\sigma_1 - \sigma_3| \geq \sigma_y$$

Donde:

- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 =$ Tensiones principales (ordenadas de mayor a menor)

Esta ecuación se aplica a cualquier combinación de tensiones principales, y la interpretación gráfica de este criterio forma un hexágono en el espacio tridimensional de tensiones principales $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$. Este enfoque se basa en la idea de que la mayor diferencia de tensiones entre las direcciones principales generará la mayor tensión de corte en el material, lo que eventualmente provocará su fluencia.

2.3.2 Comparación con el Criterio de von Mises

El Criterio de Tresca y el Criterio de von Mises se utilizan para evaluar la fluencia de los materiales dúctiles bajo condiciones de tensiones multiaxiales. Sin embargo, sus principios fundamentales son diferentes y, por lo tanto, sus resultados también lo son.

El Criterio de von Mises predice la fluencia cuando la energía de distorsión por unidad de volumen alcanza un límite que se puede equiparar al de una prueba de tracción uniaxial. Por otro lado, el Criterio de Tresca predice la fluencia cuando la diferencia máxima entre las tensiones principales es igual a la tensión de fluencia obtenida en una prueba de tracción uniaxial.

Gráficamente, la diferencia se observa en la forma de la superficie de fluencia en el espacio tridimensional definido por las tensiones principales $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$. El Criterio de von Mises se representa mediante una elipsoide, mientras que el Criterio de Tresca se muestra como un prisma hexagonal. La elipsoide del Criterio de von Mises está inscrita dentro del prisma hexagonal del Criterio de Tresca, lo que indica que el Criterio de Tresca es más conservador, ya que predice la fluencia antes que el Criterio de von Mises para la misma combinación de tensiones principales.

En la práctica, ambos criterios se utilizan para evaluar el límite de fluencia de piezas mecánicas, pero la elección de uno u otro depende de la naturaleza del problema. El Criterio de Tresca se aplica principalmente en situaciones en las que se busca mayor conservadurismo y seguridad, mientras que el Criterio de von Mises se usa con mayor frecuencia debido a que se basa en una mejor aproximación de los comportamientos reales de los materiales dúctiles.

En la industria, las normativas y los códigos de diseño pueden especificar el uso de uno u otro criterio, dependiendo de la aplicación o el sector industrial. Por ejemplo, en aplicaciones aeronáuticas, donde la reducción de peso es crítica, el Criterio de von Mises se utiliza con mayor frecuencia para evitar sobredimensionar las piezas. En otros sectores, como la construcción de estructuras pesadas o maquinaria industrial, el Criterio de Tresca se aplica debido a su enfoque más conservador.

2.4 Mecánica de Fractura

La mecánica de fractura es el campo de estudio de la mecánica de sólidos deformables que tiene como objetivo analizar y predecir la formación, el crecimiento y la propagación de grietas en los materiales. La necesidad de considerar la presencia de defectos se hizo evidente cuando se observó que las tensiones generadas alrededor de las grietas son significativamente mayores que las tensiones nominales aplicadas al cuerpo.

El enfoque tradicional de la resistencia de materiales se basa en la suposición de que el material no tiene imperfecciones internas. Sin embargo, en la práctica, esto rara vez es cierto, ya que las piezas pueden contener microgrietas, inclusiones o discontinuidades inherentes al proceso de fabricación. Estas imperfecciones actúan como concentradores de tensiones y, dependiendo de su tamaño, forma y orientación, pueden generar tensiones locales muy superiores a las tensiones nominales.

En este contexto, la mecánica de fractura permite analizar la influencia de estas imperfecciones en la resistencia de la pieza. La capacidad de un material para soportar una carga sin fracturarse se evalúa mediante la tenacidad a la fractura. La tenacidad a la fractura se define como la resistencia de un material a la propagación de una grieta preexistente.

El parámetro que se usa para medir la tenacidad a la fractura se denomina Factor de Intensidad de Tensión (K). Este parámetro cuantifica la magnitud de la concentración de tensiones cerca de la punta de la grieta y está relacionado con la geometría de la pieza, la longitud de la grieta y la carga aplicada. La fractura se produce cuando el valor de K alcanza un valor crítico, conocido como K_c , que depende del material.

El estudio de la mecánica de fractura se clasifica en tres tipos principales de modos de fractura:

- **Modo I:** Apertura o tracción (el más común)
- **Modo II:** Deslizamiento en plano o esfuerzo cortante (cizalladura)
- **Modo III:** Deslizamiento antiplano o torsión

Los estudios de mecánica de fractura se aplican principalmente en sectores donde la seguridad es crítica, como la aeronáutica, la industria automotriz, la construcción y la industria de generación de energía. Comprender el comportamiento de las grietas en estructuras sometidas a cargas cíclicas o condiciones extremas de temperatura permite mejorar el diseño de los componentes, aumentar su vida útil y reducir la probabilidad de fallo catastrófico.

En el contexto de este proyecto, la mecánica de fractura se considera una herramienta fundamental para evaluar la durabilidad de los componentes. Al garantizar que los elementos críticos tengan suficiente tenacidad a la fractura, se asegura la resistencia de las piezas frente a defectos potenciales que puedan surgir durante el uso operativo. Esta evaluación es especialmente importante en piezas que están sujetas a cargas cíclicas o vibraciones, como los sistemas de limpiaparabrisas, donde la presencia de grietas podría comprometer la seguridad de la aeronave.

2.4.1 Fatiga

El término fatiga se utiliza para describir la reducción progresiva de la resistencia de un material debido a la aplicación cíclica de esfuerzos o tensiones. Este fenómeno se observa en materiales que están sujetos a esfuerzos repetidos o fluctuantes durante largos períodos de tiempo, lo que puede dar lugar a la formación y propagación de grietas que finalmente provocan la fractura del material.

La fatiga es uno de los principales modos de fallo en componentes mecánicos, especialmente en aquellos que están sometidos a esfuerzos cíclicos, como ejes, engranajes, ruedas de tren y componentes de aeronaves. El análisis de la fatiga es esencial para garantizar la fiabilidad y la seguridad de las estructuras y piezas sometidas a cargas dinámicas.

Este fenómeno se presenta en tres fases principales:

1. **Nucleación de grietas:** Se inicia la formación de pequeñas grietas en la superficie o en puntos críticos donde la tensión es máxima. Estos puntos suelen estar asociados a imperfecciones superficiales, concentradores de tensión o discontinuidades en la geometría de la pieza.
2. **Propagación de grietas:** Las grietas se extienden gradualmente con cada ciclo de carga. Este proceso se acelera a medida que la longitud de la grieta aumenta, ya que la concentración de tensiones en la punta de la grieta se vuelve mayor.
3. **Fractura final:** Cuando la grieta alcanza una longitud crítica, la pieza ya no puede soportar la carga aplicada y se produce la fractura catastrófica.

El análisis de la fatiga se basa en la evaluación de la vida útil de la pieza, es decir, el número de ciclos que puede soportar antes de fracturarse. Para determinar la vida a la fatiga, se utilizan las **curvas S-N (tensión-número de ciclos)**. Estas curvas se obtienen a partir de ensayos experimentales en los que una muestra se somete a esfuerzos cíclicos constantes hasta que se produce la fractura. La curva resultante muestra la relación entre la amplitud de la tensión aplicada y el número de ciclos que el material puede soportar antes de fallar.

El comportamiento de la fatiga puede diferenciarse en dos categorías principales:

- **Fatiga de alta amplitud:** Ocurre cuando la pieza está sometida a tensiones altas, pero con un bajo número de ciclos.
- **Fatiga de baja amplitud:** Se presenta cuando la pieza se somete a tensiones relativamente bajas durante un gran número de ciclos (millones de ciclos).

En este contexto, es esencial determinar el límite de fatiga σ_{fl} , que es la máxima tensión que el material puede soportar durante un número infinito de ciclos sin fracturarse. El límite de fatiga es un parámetro crítico en el diseño de componentes mecánicos que están expuestos a cargas cíclicas.

Los principales factores que afectan el comportamiento de la fatiga incluyen:

- **Concentración de tensiones:** Las discontinuidades geométricas, como agujeros, ranuras o cambios bruscos de sección, actúan como concentradores de tensión y reducen la vida a la fatiga.
- **Superficie de la pieza:** La rugosidad de la superficie puede influir en la formación de grietas iniciales. Superficies más rugosas tienden a generar grietas con mayor facilidad.
- **Tratamiento térmico:** Los tratamientos térmicos, como el endurecimiento superficial, pueden aumentar la resistencia a la fatiga al crear una capa externa más resistente.
- **Condiciones ambientales:** La presencia de humedad, corrosión o temperaturas extremas puede acelerar la propagación de grietas por fatiga.

El análisis de fatiga es esencial en la industria aeronáutica, donde las piezas están expuestas a cargas cíclicas intensas durante el despegue, vuelo y aterrizaje. En este proyecto, la evaluación de la fatiga es especialmente importante para validar la durabilidad de los componentes del sistema de limpiaparabrisas, que experimentan esfuerzos cíclicos constantes durante la operación de la aeronave. Estos estudios permiten identificar los puntos críticos donde pueden formarse grietas y optimizar el diseño para garantizar la seguridad y la fiabilidad del sistema.

2.4.2 Vida a Fatiga

El término vida a la fatiga se refiere al número total de ciclos de carga que una pieza puede soportar antes de que ocurra la fractura por fatiga. Este concepto es fundamental en el diseño de componentes sometidos a cargas cíclicas, ya que permite predecir la duración de una pieza antes de que falle, lo que se traduce en una mejor planificación del mantenimiento preventivo y la sustitución de piezas críticas.

Para evaluar la vida a la fatiga de un material, se realizan ensayos experimentales conocidos como pruebas de fatiga. En estas pruebas, se aplica una carga cíclica a una muestra de material hasta que se produce la fractura. A partir de los resultados obtenidos, se construyen las curvas S-N (tensión-número de ciclos), que muestran la relación entre la amplitud de la tensión aplicada σ y el número de ciclos N necesarios para causar la fractura.

La curva S-N se divide generalmente en dos regiones principales:

1. **Región de fatiga finita:** En esta región, el material tiene un número finito de ciclos antes de que ocurra la fractura.
2. **Región de fatiga infinita:** Para ciertos materiales (como algunos aceros), hay un valor de tensión por debajo del cual el material puede soportar un número infinito de ciclos sin fracturarse. Este valor se conoce como **límite de fatiga** (σ_{fl}). Sin embargo, para materiales como el aluminio, el límite de fatiga no existe, ya que incluso con tensiones muy bajas, el material eventualmente fallará.

Existen varios factores que influyen en la vida a la fatiga de un componente:

- **Concentración de tensiones:** Las discontinuidades geométricas, como ranuras, agujeros o cambios bruscos de sección, actúan como puntos de concentración de tensiones, lo que reduce la vida a la fatiga.
- **Tamaño de la muestra:** Piezas de mayor tamaño tienden a tener una menor vida a la fatiga, ya que es más probable la presencia de imperfecciones internas.
- **Condiciones superficiales:** La rugosidad de la superficie influye directamente en la nucleación de grietas. Las superficies lisas y pulidas aumentan la vida a la fatiga, mientras que las superficies rugosas o con arañazos la reducen.
- **Tratamientos térmicos y mecánicos:** Procesos de endurecimiento superficial, como la **carburización** o el **shot peening**, mejoran la vida a la fatiga al introducir tensiones residuales de compresión en la superficie, lo que dificulta la propagación de grietas.
- **Ambiente de operación:** La corrosión, la humedad y la exposición a temperaturas extremas afectan la vida a la fatiga. La **corrosión bajo tensión** puede acelerar la propagación de grietas y reducir la vida de la pieza.

Curvas S-N

Las curvas S-N son herramientas clave para la predicción de la vida a la fatiga. Estas curvas se construyen mediante ensayos de laboratorio, donde una muestra se somete a una carga cíclica controlada hasta que se produce la fractura. Los puntos experimentales se trazan en una gráfica con la tensión en el eje vertical y el número de ciclos en el eje horizontal, generalmente utilizando una escala logarítmica para el eje de los ciclos (N).

Para ciertos materiales, la curva S-N muestra una línea asintótica, que representa el límite de fatiga. Los materiales que presentan este límite de fatiga (como algunos aceros) no fallarán si se someten a tensiones por debajo de este límite, independientemente del número de ciclos. Por otro lado, en materiales como el aluminio, no se observa un límite de fatiga, ya que incluso con tensiones muy bajas, el material eventualmente se fracturará después de un gran número de ciclos, ver Figura 9.

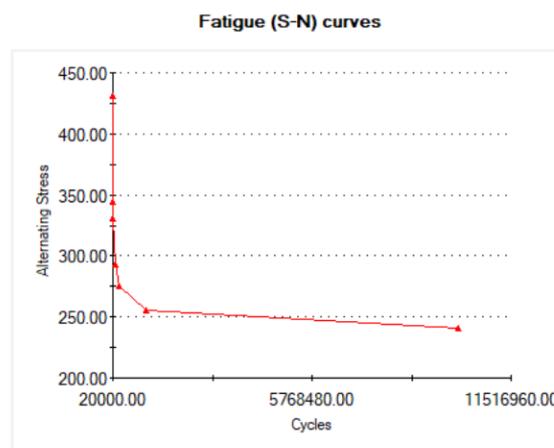


Figura 9: S-N curve for the Aluminium 7075-T6 from SolidWorks

Existen diferentes modelos teóricos para predecir la vida a la fatiga de un componente. Los más comunes son:

Modelo de Basquin: Relaciona la tensión aplicada con la vida a la fatiga en la región de fatiga finita. Se expresa de la siguiente forma:

$$\sigma_a = \sigma'_f \cdot (2N_f)^b \quad (2.4)$$

Donde:

- σ_a = Amplitud de la tensión
- σ'_f = Resistencia a la fatiga ficticia
- N_f = Número de ciclos hasta la fractura
- b = Exponente de Basquin (Relacionado con la pendiente de la curva $S - N$)

Modelo de Coffin-Manson: Este modelo se utiliza para predecir la vida a la fatiga en condiciones de fatiga de baja amplitud, donde las deformaciones plásticas son significativas. La ecuación es:

$$\varepsilon_p = \varepsilon'_f \cdot (2N_f)^c \quad (2.4)$$

Donde:

- ε_p = Deformación plástica
- ε'_f = Deformación de fatiga ficticia
- N_f = Número de ciclos hasta la fractura
- c = Exponente Coffin – Manson

Aplicación en el contexto del proyecto

En el diseño de componentes de sistemas de limpiaparabrisas para helicópteros, la vida a la fatiga es un parámetro fundamental. Los limpiaparabrisas están sometidos a cargas cíclicas continuas durante su operación, especialmente durante vuelos en condiciones climáticas adversas. Las vibraciones producidas por el movimiento de la aeronave y la interacción con la lluvia, el viento y otros factores externos generan tensiones fluctuantes en los brazos, ejes y conexiones de los limpiaparabrisas.

Para garantizar la seguridad y la durabilidad del sistema, se deben realizar estudios de vida a la fatiga. Estos estudios permiten identificar los puntos críticos donde es probable que se formen grietas, lo que permite aplicar medidas correctivas, como el rediseño de la geometría de la pieza, la reducción de concentraciones de tensión o la aplicación de tratamientos superficiales.

Además, la predicción de la vida a la fatiga permite a los ingenieros definir los intervalos de inspección y mantenimiento preventivo, con el objetivo de evitar fallos imprevistos en el sistema de limpiaparabrisas. Esto se traduce en un aumento de la seguridad operativa y una reducción de los costes de mantenimiento no programado.

Capítulo 3. MARCO CONCEPTUAL

Este capítulo está dedicado a la investigación de los sistemas limpiaparabrisas (WWS) y su funcionamiento. La comprensión de este sistema es esencial para desarrollar un sistema modular que se pueda instalar en diferentes aeronaves con diferentes geometrías.

En este capítulo se presentan los sistemas de limpiaparabrisas utilizados actualmente, no solo en la industria aeronáutica, sino también en la industria automotriz y ferroviaria. La intención es comprender sus diferencias y similitudes, así como identificar las posibles adaptaciones que podrían aplicarse a un sistema modular.

Además, se presenta un análisis conceptual de un sistema pantográfico básico, utilizando un estudio cinemático para entender la relación de movimiento entre las piezas. Esta comprensión será esencial para abordar el estudio cinemático del sistema de limpiaparabrisas del H135, que se realizará en el Capítulo 4.

3.1 Consideraciones generales del Sistema limpiaparabrisas

El sistema limpiaparabrisas (WWS, por sus siglas en inglés) es un sistema diseñado para maximizar el campo de visión del operador del vehículo al eliminar polvo del parabrisas o limpiarlo bajo condiciones climáticas adversas, como lluvia, hielo, nieve, barro y escombros. En este proyecto, se han estudiado únicamente las partes mostradas en la Figura 10, que son principalmente los componentes del limpiaparabrisas, los que actúan entre el eje del motor y el parabrisas.

1	Escobilla
2	Soportes curvados que conectan la escobilla con el brazo principal
3	Conector de la escobilla al brazo ppal.
4	Conector del brazo superior
5	Brazos
6	Ejes del motor

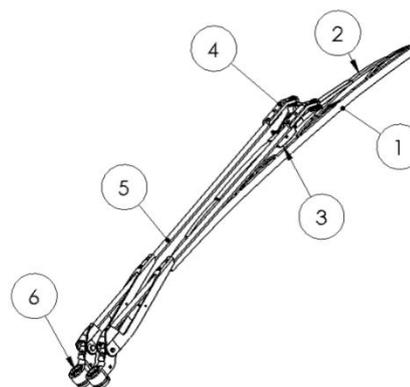


Figura 10: Esquema Limpiaparabrisas

El componente (número 1) es la hoja del sistema limpiaparabrisas, que generalmente está compuesta por algún tipo de caucho, y es responsable de arrastrar las partículas o sustancias en el parabrisas fuera de la línea de visión del conductor.

A continuación, se muestran los pequeños brazos curvados de la estructura de la hoja, con el (número 2), los cuales tienen la función de empujar la hoja contra el parabrisas.

Estos brazos curvados se presentan en varios niveles (3 en el ejemplo mostrado), siendo el nivel más alto el que tiene un brazo curvado grande, el segundo nivel tiene un brazo más pequeño, y el último nivel tiene un brazo aún más pequeño. Esto permite que la fuerza de contacto entre el parabrisas y la hoja se distribuya en 8 puntos de contacto con la estructura, doblando la hoja y asegurando que el contacto se mantenga en todo momento, adaptando su curvatura al parabrisas. Todos los brazos curvados tienen una bisagra en el medio, conectados entre sí, pero permitiendo que roten sobre sí mismos.

En el (número 3) se encuentra el conector que tiene una bisagra vinculada al primer brazo curvado de la estructura (el superior), transmitiendo el movimiento de traslación de la rotación de los brazos a la hoja. Esta parte también está vinculada a dos bisagras en el conector superior (número 4) de los brazos del WWS (número 5), manteniéndose en una posición horizontal durante su movimiento. Esto se debe a que el ejemplo mostrado es un sistema pantográfico de limpiaparabrisas, lo que se describirá más adelante, junto con las implicaciones de tener un sistema como este.

Con el fin de transferir la acción de rotación del motor dentro del vehículo a la hoja, hay dos conexiones de ejes, (número 6). Ambos pueden estar motorizados, es decir, que los dos se acoplan al motor, o bien uno de ellos está motorizado y el otro es una conexión del eje motriz.

Estas son las partes principales presentes en el sistema de limpieza que son importantes para los estudios realizados en este trabajo, pero hay muchas más piezas pequeñas, tornillos y resortes, que aplican fuerza garantizando el contacto.

3.2 Investigación

Antes de empezar a trabajar con los modelos, debía realizar una investigación más amplia sobre el funcionamiento de los sistemas limpiaparabrisas (WWS) en diferentes industrias.

De esta investigación, he deducido que existen cuatro tipos principales de WWS: sistema tándem, sistema opuesto, sistema único y sistema pantográfico. Estos sistemas se usan ampliamente, principalmente en las industrias aeronáutica, ferroviaria y automotriz, en las que todos tienen sus ventajas y desventajas.

En las siguientes secciones de este capítulo, se describirá cada sistema y se explicarán los aspectos positivos y negativos de usar cada tipo de WWS.

3.2.1 Brazo Único

La forma clásica y más sencilla de limpiar el parabrisas, produciendo un área de limpieza casi equivalente a una porción de círculo (excluyendo la pequeña área circular en la parte inferior del cristal), como se ve en la esquina inferior derecha de la Figura 11. Este es un sistema ampliamente utilizado en parabrisas pequeños y principalmente (o casi) planos, en vehículos como barcos, aviones, trenes y motocicletas.

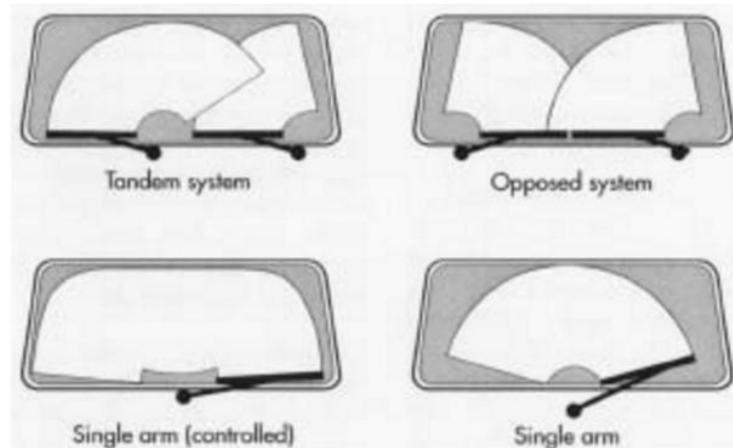


Figura 11: Diferentes tipos de Limpiaparabrisas

Este tipo de sistema es muy sencillo, se caracteriza por un solo brazo que oscila para barrer una porción del parabrisas. Es ideal para superficies pequeñas y planas, pero limita la cobertura total del cristal debido a su área de barrido restringida.

3.2.2 Brazo único (Controlado)

También llamado barrido excéntrico o el mono-limpiaparabrisas de Mercedes, es un mecanismo complejo que agrega un sistema de manivela y corredera al eje de rotación del brazo, en comparación con el mecanismo de brazo único. Esto da como resultado una extensión máxima del brazo a 45° y 135° , como se ve en la esquina inferior izquierda de la Figura 11.

Pros:

- Área de limpieza más grande. Las esquinas superiores del parabrisas se limpian mucho mejor.
- Solo un brazo.

Contras:

- Mecanismo complejo y más costoso.
- Requiere un mantenimiento más frecuente, lo que lo hace menos confiable que los modelos más sencillos.
- No puede operar a altas velocidades tan eficazmente como los modelos con dos brazos.

3.2.3 Sistema Tándem

Este es un sistema que utiliza los mismos principios que el sistema de brazo único, pero con dos brazos para cubrir un área mayor. El movimiento se transmite a ambos ejes mediante una barra que los une, moviéndose de forma horizontal. En la esquina superior izquierda de la Figura 11 se puede ver que el objetivo de este mecanismo es limpiar un

área más grande en el lado del conductor, dejando la zona superior sin limpiar en el lado del pasajero.

Pros:

- Mayor área cubierta en comparación con el sistema más simple descrito en la Sección 3.2.1.
- Enfoque en la visibilidad del conductor.

Contras:

- Más partes, aunque no tan complejo como el mecanismo del brazo único (controlado).
- No es ideal para el pasajero.
- Dos hojas en lugar de una.

3.2.4 Sistema Opuesto

Este sistema, visto en la esquina superior derecha de la Figura 11, tiene principios de funcionamiento muy similares a los del sistema descrito en la Sección 3.2.3 (sistema tándem), pero con la diferencia de que ambos brazos se mueven en direcciones opuestas, en lugar de moverse en la misma dirección. Esto generalmente agrega dos barras al mecanismo (o una barra más grande), para establecer un movimiento opuesto mientras mantiene solo un motor.

Pros:

- Tanto el conductor como el pasajero tienen la misma área limpia de visión. El área de enfoque general puede ser mayor debido a la posibilidad de que las hojas se superpongan.

Contras:

- El área central superior queda sin barrer (lo que afecta la visibilidad del conductor).
- El mecanismo tiene ligeramente más piezas que el sistema tándem.
- No es tan rápido como los sistemas anteriores, porque el brazo inferior solo puede comenzar a moverse después de que el brazo superior se mueva una cantidad considerable.
- Dos hojas en lugar de una.

3.2.5 Sistema Pantográfico

Como se puede ver en la Figura 12, el principio de este sistema es exactamente el mismo que el del brazo único (capítulo 3.2.1), pero con la adición de una cabeza móvil en la parte superior del brazo, que permite la rotación de la hoja. Esta rotación está impulsada y limitada por un segundo brazo (generalmente más delgado), lo que hace que funcione como un mecanismo de 4 barras, que mantiene la hoja vertical durante su operación.

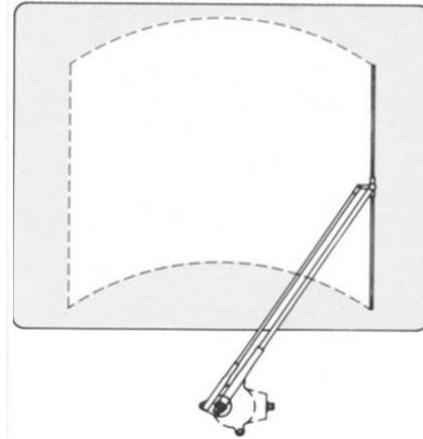


Figura 12: Limpiaparabrisas Pantográfico

Pros:

- El sistema ofrece el área de barrido más similar a la geometría proyectada del parabrisas (casi rectangular).
- Mecanismo simple y compacto.
- Solo una hoja.

Contras:

- No se puede ocultar tan fácilmente cuando no está en funcionamiento.

Este sistema es ideal para superficies de parabrisas que requieren un barrido uniforme y eficiente, pero presenta limitaciones en cuanto a su almacenamiento cuando no está en uso.

3.2.6 Conclusiones de la Investigación

Es importante notar que algunos de los tipos de sistemas de limpiaparabrisas (WWS) mencionados se utilizan con más frecuencia en unas superficies específicas que otros.

El sistema de brazo único se utiliza ampliamente en superficies más planas y pequeñas (por ejemplo, ventanas de trenes y aviones), o en ventanas secundarias de vehículos (como la ventana trasera de un automóvil).

Cuando la superficie del vidrio es más grande, como en las ventanas frontales de coches y autobuses, es más común usar el sistema tándem o el sistema opuesto para cubrir un área más grande.

En algunos autobuses con una curvatura más pronunciada o superficies complejas, como en helicópteros, se recomienda el uso del sistema pantográfico de WWS.

Después de realizar la investigación, se han identificado algunos parámetros clave que deben tenerse en cuenta si se va a diseñar un nuevo modelo, tales como:

- Tamaño de la hoja
- Altura de la estructura de la hoja
- Tamaño de los brazos
- Posición de los ejes

3.3 Modelo Simple

3.3.1 Búsqueda en la base de datos

Para entender el funcionamiento mecánico detrás del sistema de limpiaparabrisas (WWS), he realizado una búsqueda en una base de datos de archivos CAD en línea. Como se muestra en la Figura 13, encontré un mecanismo de 4 barras con un engranaje rotatorio que se importó al software CAD y de simulación SW 2017. Bajo las barras rojas se encuentra el mecanismo oculto en los vehículos, que permite el movimiento cíclico de los brazos. Este mecanismo no es exactamente como el de la mayoría de los sistemas tándem, pero es un modelo más simple (y aun así preciso).

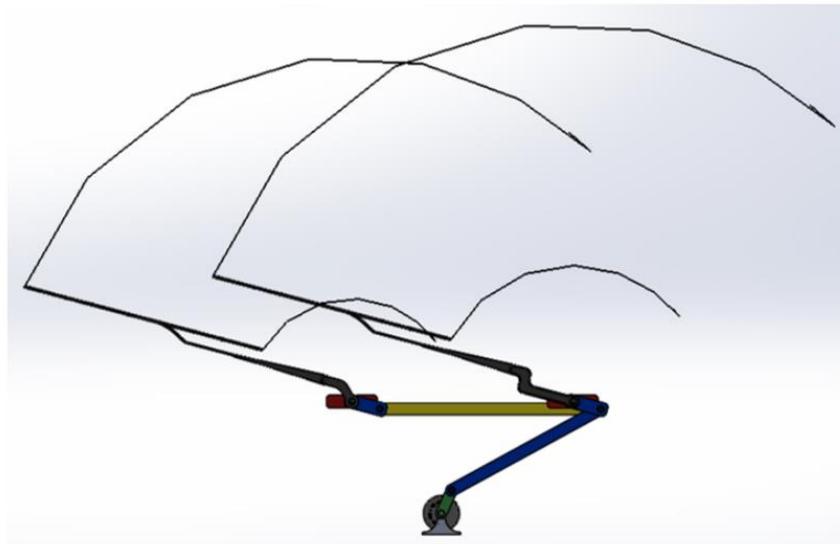


Figura 13: Modelo simplificado de WWS

3.3.2 Construcción del modelo CAD

Ha sido necesario rehacer todos los ajustes y también reconstruir algunas partes, manteniendo su geometría y tamaños, ya que no todas eran compatibles con el software utilizado. Este modelo particular es un sistema tándem de limpiaparabrisas (WWS), como se describe en la Sección 3.2.3. El objetivo principal de obtener este diseño ha sido comenzar con un modelo de trabajo más simple (sin una bisagra en la parte inferior de los brazos y sin necesidad de resortes) para avanzar hacia un modelo más complejo.

Para establecer todos los ajustes y relaciones entre las partes, se ha fijado la primera barra roja en el origen del ensamblaje. Luego, después de medir la distancia en el modelo original, se colocó la segunda barra roja en la distancia horizontal registrada. Se

diseñó una nueva parte para colocar el eje del motor, como se observa en la Figura 14, y se fijó el eje del motor en su lugar original.

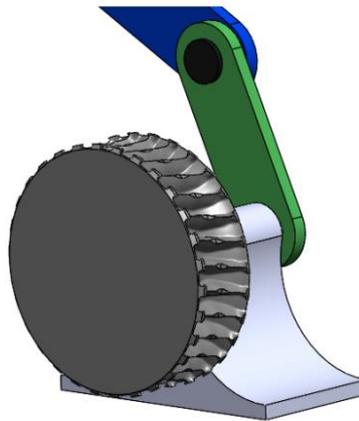


Figura 14: Detalle de la base y el eje del modelo simple

3.3.3 Animación y Resultados obtenidos

Después de colocar todas las piezas y completar los ajustes, se realizó el estudio cinemático utilizando el tipo de estudio de animación en el complemento “Motion Study”. Para el estudio de animación, solo ha sido necesario agregar un motor rotatorio simple, como se muestra en la Figura 15, en el eje de transmisión, a una velocidad constante de 100 rpm (se eligió esta velocidad ya que el movimiento de los brazos parecía ser similar al de una situación real).

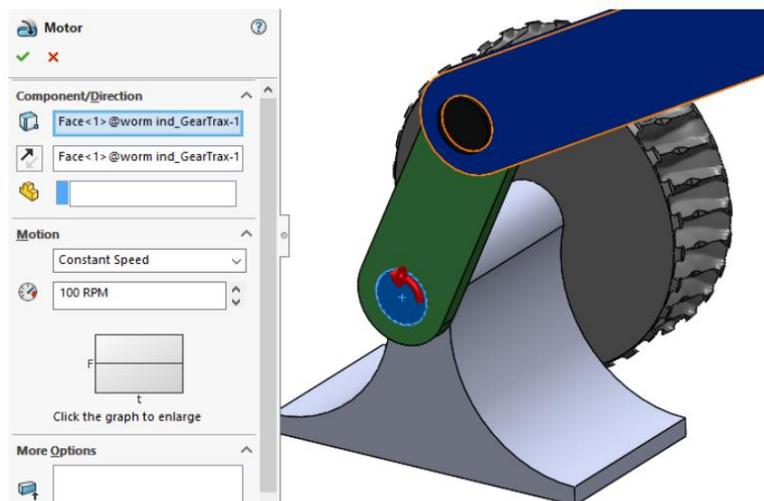


Figura 15: Caracterización del motor rotativo

El resultado de la animación se generó y se mapeó el camino de las puntas de las hojas durante su movimiento, como se muestra en la Figura 13.

Este método ha sido útil para entender el mecanismo de funcionamiento detrás del sistema WWS, comprendiendo la transmisión de movimiento desde el motor rotatorio hasta las barras y, finalmente, la rotación cíclica de los brazos y hojas. También ha servido como una introducción para un modelo más complejo, como los utilizados en Industria para sus helicópteros.

Capítulo 4. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL H135

En este capítulo, el análisis cinemático se ha desarrollado y abordado con mayor profundidad, centrándose en un sistema de limpiaparabrisas de última generación. Se han identificado y solucionado algunos problemas fundamentales con el apoyo y la asesoría de un equipo de ingeniería especializado que participó en la concepción del diseño original del WWS.

4.1 Modelo de limpiaparabrisas de Industria

Después de completar la investigación conceptual y el análisis cinemático del modelo simple en tándem, el equipo de ingeniería me proporcionó un modelo CAD (Figura 16). Este era un modelo pantográfico que limpiaba desde la posición central hacia ambos lados, es decir, los parabrisas del copiloto y del piloto. Sin embargo, el modelo proporcionado tuvo que ser importado del software *CATIA V5 Simulation* (utilizado originalmente para diseñar y desarrollar este modelo) a *SolidWorks*. Dado que ambos productos pertenecen a *Dassault Systèmes*, no hubo problemas de compatibilidad.



Figura 16: Modelo pantográfico usado en el modelo H135

Se describió este modelo como un sistema bien diseñado y funcional. El objetivo del proyecto es adaptar este modelo específico a los medios de conexión y la curvatura de la superficie de cualquier helicóptero. Con este modelo CAD, el primer paso es replicar las condiciones existentes de funcionamiento antes de avanzar con el diseño y desarrollo de nuevas piezas para adaptarlo a otros modelos de helicópteros.

4.1.1 Implementación de CATIA a SolidWorks

Para estudiar la cinemática del WWS y su funcionamiento, se ha añadido el eje del modelo CAD simple con el fin de transmitir el movimiento de rotación unidireccional del motor al desplazamiento alternativo (casi lineal) de la barra conectada a la base de los brazos del WWS, que rota por sí misma. Además del eje, también se ha añadido el soporte previamente diseñado, manteniéndose fijo y permitiendo la rotación del eje.

Se ha diseñado también una nueva pieza para ser la parte estática del ensamblaje del WWS, la cual se ha conectado a la base de los brazos (Figura 18). Esto ha permitido que la pieza permaneciera fija mientras los componentes del WWS se movían dentro de sus grados de libertad, aunque sin tomar en cuenta aún las bisagras existentes en la parte inferior de los brazos, ni los resortes.

Como se observa en las Figura 16 y Figura 17, no todas las partes del modelo CAD original se han usado en este modelo, principalmente debido a la complejidad del sistema, que sobrecargaría las simulaciones. Además, no ha sido necesario: las piezas genéricas se han ignorado y se han reemplazado con ensamblajes geométricos, como pernos, bisagras y tornillos, usando los ensamblajes mecánicos correspondientes, como se muestra en la Figura 19.

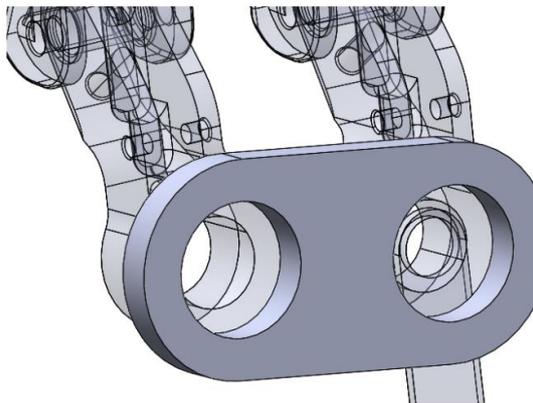


Figura 18: Base estática de brazos

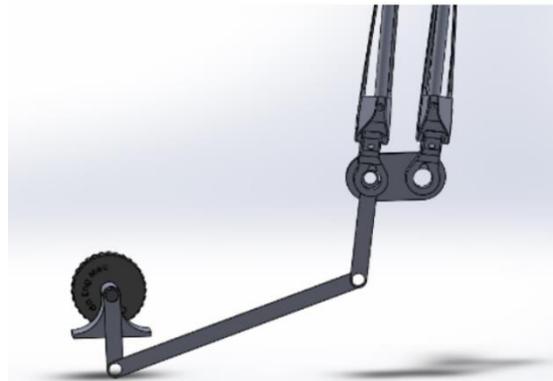


Figura 17: Modelo "H135 WWS" con eje

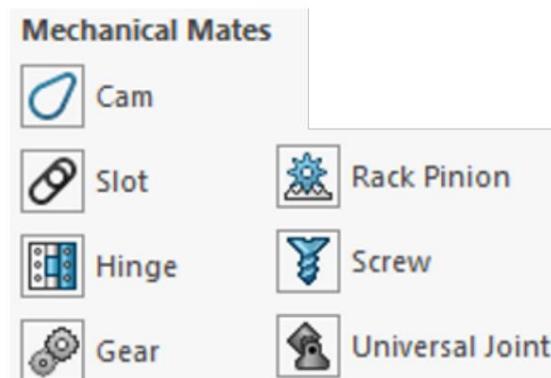


Figura 19: Ajustes mecánicos de SW

No se han añadido resortes debido a la ausencia de una superficie contra la cual empujar la hoja, con el fin de crear una fuerza de reacción para lograr el equilibrio estático del sistema. Por esta razón, y dado que este modelo, a diferencia del modelo simple del punto 3.3, puede rotar desde la base de sus brazos, como se muestra en la Figura 20. Ha sido necesario añadir otra restricción para limitar la rotación de los brazos.

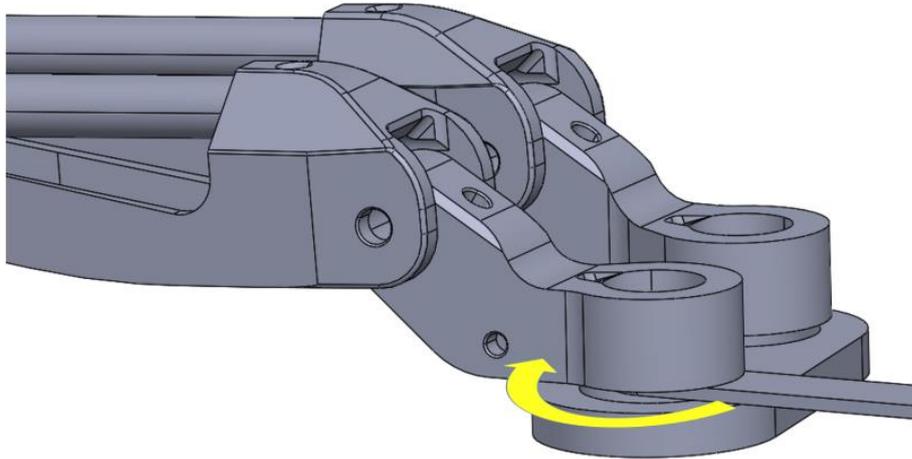


Figura 20: Base giratoria de brazos

Para solucionar los problemas mencionados, se introdujo un ajuste angular de 4° (Figura 21) para mantener la inclinación de los brazos consistente con la posición media del helicóptero H135. Este ajuste garantizó que los brazos permanecieran alineados, incluso cuando su base rotaba debido a la acción del motor.

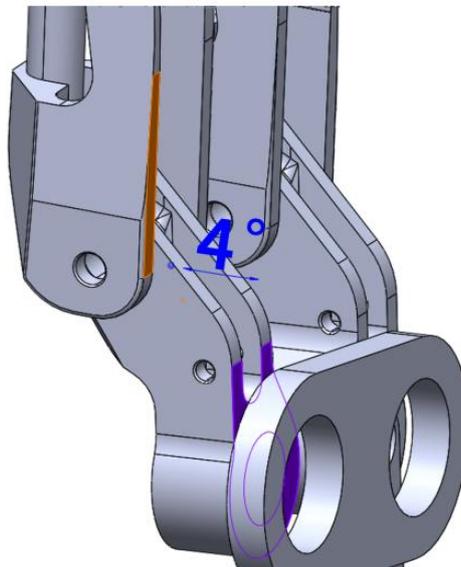


Figura 21: Ángulo de la base del brazo

De manera similar, se requirió un ajuste angular para la estructura de la hoja. En este caso, el ángulo se configuró en 15° (Figura 22), asegurando que la escobilla apuntara constantemente hacia el interior durante toda la operación.

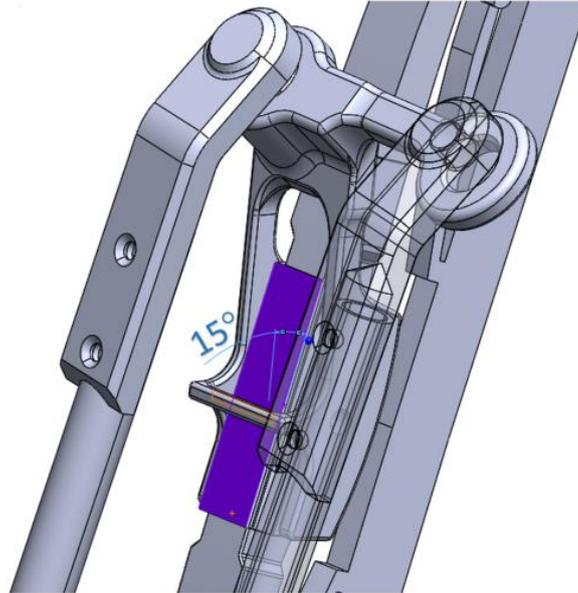


Figura 22: Ángulo de la estructura de la escobilla

4.1.2 Análisis cinemático y problemas

Esta, sin embargo, no fue una solución viable porque, cuando fue necesario animar el modelo, se ha encontrado que el sistema de limpiaparabrisas (WWS) quedaba bloqueado en la posición central, como se muestra en la Figura 16. Tras rehacer cada una de las restricciones de manera más cuidadosa en varias ocasiones y repetir el proceso, el resultado ha sido siempre un bloqueo completo del modelo en la posición central.

La única forma en que ha sido posible mover el sistema ha sido suprimiendo una de las restricciones, como un pasador o un perno, lo que provoca que el movimiento sea antinatural y diferente al modelo real.

Con el fin de aclarar el método de trabajo del limpiaparabrisas, se han diseñado dos modelos elementales con barras, mostrados en la Figura 23. Se ha deducido que, cuando el conector superior estaba en el mismo plano que los otros, no había problema de bloqueo, pero, cuando la parte superior de las barras verticales (brazos) comenzaba a flexionarse (ángulo mayor a 0°), era imposible moverlas una vez asignadas todas las restricciones.



Figura 23: Modelos elementales

En el modelo de la derecha de la mencionada figura, se entiende de forma intuitiva que no puede moverse porque, cuando ambos brazos intentan rotar, las caras en la parte superior de las barras dejan de estar en planos coincidentes para empezar a estar en planos paralelos. La barra horizontal superior nunca podrá coincidir con ambos brazos en la parte superior al mismo tiempo, excepto en la posición media.

Se han llevado a cabo varias revisiones de las conexiones en la parte superior de los brazos del WWS, donde se unen a la pieza que se fija a la estructura de la hoja. Inicialmente, pensé que el problema se debía a algún tipo de holgura existente que no estaba considerando, o a un anillo de plástico o goma que permitiera un ligero giro de la parte superior que conecta los brazos a la hoja, lo que concedía unos pocos grados más de libertad que no había tenido en cuenta y que provocaban el bloqueo del modelo.

En una de las reuniones con el equipo de ingeniería, confirmaron que no existían tales piezas ni holguras que permitieran ninguna torsión en la parte superior de los brazos. Se propuso, que el bloqueo del modelo podría deberse a la rigidez atribuida a las partes que no se verificaron en el modelo WWS de la vida real. Por ejemplo, las barras de los brazos eran muy delgadas, por lo que podría ser que esta propiedad física de los brazos permitiera una ligera torsión que no puede considerarse en un análisis de movimiento en el software.

Finalmente se confirmó la hipótesis inicial, el modelo funcionaba perfectamente en la vida real, pero había limitaciones como las descritas en el modelo CAD desarrollado por industria.

En ese momento todavía no había una superficie presente en el montaje porque, de nuevo, el objetivo era, comprender el papel de cada pequeña pieza en el funcionamiento del sistema libre de la aeronave. Aunque el objetivo es analizarlo

separado del helicóptero, y de su superficie, se ha propuesto que en el siguiente paso se realice una animación con la superficie del parabrisas del H135 con el fin de aliviar posiblemente algunas restricciones impuestas por el propio contacto, como los ángulos.

4.2 Adición de la superficie del H135

Debido a la imposibilidad previamente justificada de realizar la simulación, se ha añadido la superficie del H135, resultando en el modelo mostrado en la Figura 24. La conexión del sistema de limpiaparabrisas (WWS) se ha mantenido junto con el helicóptero, al igual que la protección de cables, con el objetivo de ubicar correctamente la base del WWS en el modelo.

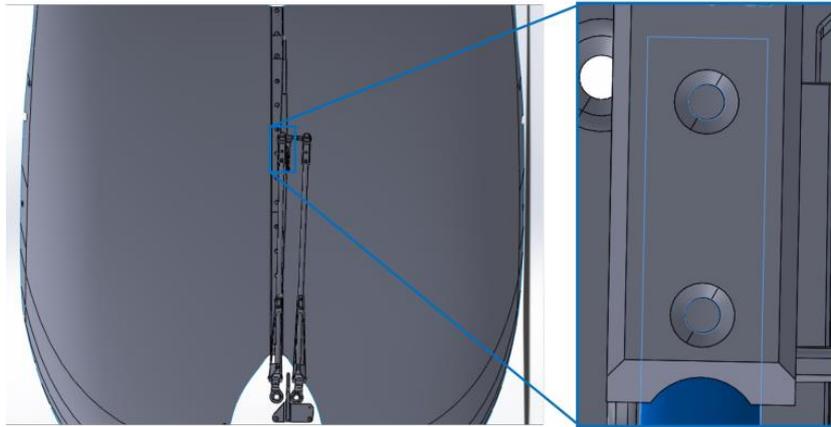


Figura 24: WWS con la superficie de H135 y detalle de los agujeros

Dos puntos de la hoja, uno en la parte superior y otro en la inferior, se han hecho coincidir con la superficie de la ventana, como se muestra en la parte superior de la Figura 25, y se han eliminado las restricciones de ángulo. Contrario a lo que pensé inicialmente, la eliminación de los ángulos y su sustitución por la coincidencia de la hoja con la superficie no ha resuelto el problema de bloqueo. El sistema WWS seguía bloqueado en la posición central, sin posibilidad de moverse.

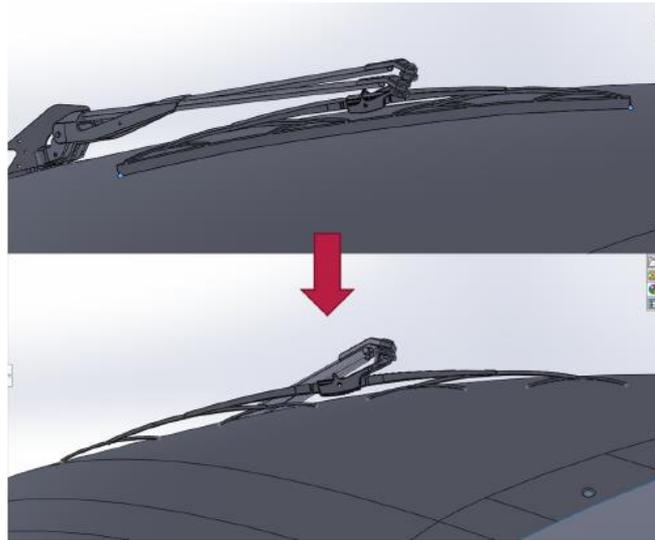


Figura 25: Transición a la estructura modular

4.2.1 Concentricidad de los orificios del brazo

Se han realizado algunas modificaciones en las restricciones para aliviar las limitaciones, y una que ha parecido funcionar en cierta medida ha sido la supresión de la concentricidad entre los orificios en la parte superior del brazo y la cabeza del brazo, como se muestra en detalle en la Figura 24.

Validación

Sin embargo, esta no puede ser la solución óptima, ya que la hoja, cuando se mueven los brazos, se inclina alejándose del parabrisas. En el modelo real, la hoja sigue la curvatura del vidrio a medida que los brazos rotan. Además, como era de esperar y se observa en la Figura 26, la cabeza del brazo sin la concentricidad en los orificios realiza un movimiento antinatural con una torsión y desalineación notables.

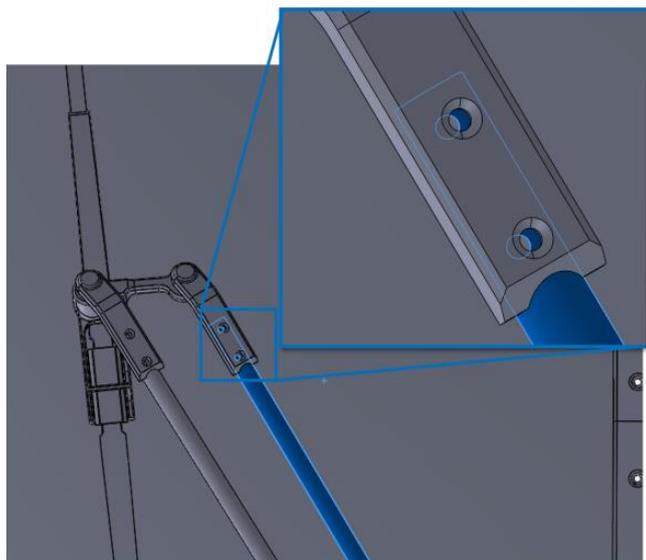


Figura 26: Vista detallada de la alineación tras el desplazamiento

Además de los problemas mencionados, cuando he realizado la evaluación de detección de interferencias, he detectado una penetración temprana (Figura 27), alrededor de los 17° , lo que no está ni cerca del ángulo máximo de limpieza admisible (γ).

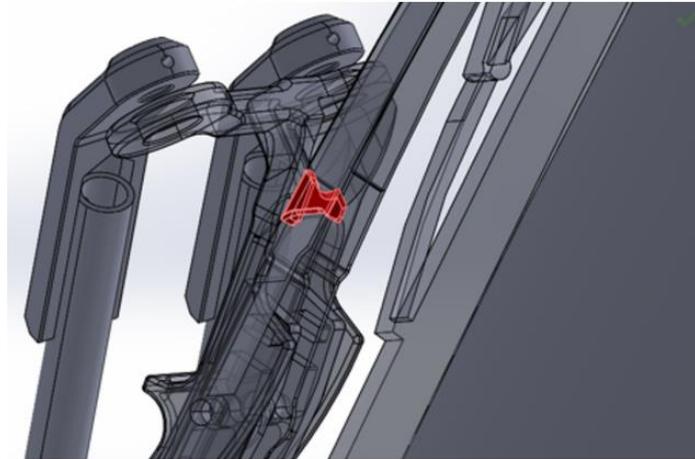


Figura 27: Detección de interferencias

4.2.2 Articulación esférica (Ball Joint)

Después de una extensa reflexión sobre las restricciones, he decidido intentar simular una articulación esférica en lugar de una bisagra, en una de las conexiones de bisagra entre la cabeza del brazo y la parte que se conecta a la estructura de la hoja. Esto permite dos grados de libertad adicionales. En lugar de una sola rotación a lo largo del eje z , una articulación esférica permite la rotación en los tres ejes, lo que nuevamente alivia las restricciones impuestas.

La idea es reproducir el comportamiento real del sistema, en el que la parte superior del brazo pueda tener cierto grado de libertad para rotar levemente en más de un eje. De esta forma, se reduce la posibilidad de bloqueo del sistema al aumentar las libertades de movimiento de la pieza. La adición de una articulación esférica pretende imitar las posibles holguras presentes en el modelo real, que anteriormente no se han tomado en cuenta en el modelo de CAD.

Como se muestra en la Figura 28, la articulación esférica se ha simulado mediante dos puntos coincidentes, cada uno dibujado en un plano medio de cada parte y alineados con el eje del orificio. Luego, los puntos se han colocado de forma coincidente en el ensamblaje.

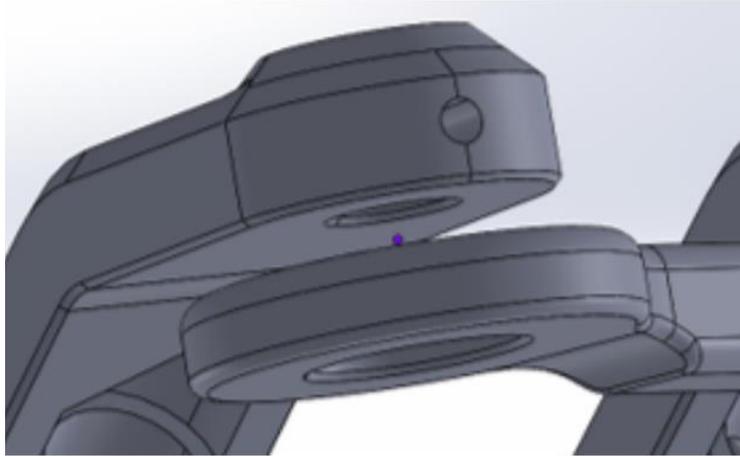


Figura 28: Coincidencia del punto medio

Validación

Antes de realizar cualquier animación, se ha arrastrado la hoja con los dos puntos coincidentes con la superficie para verificar el correcto funcionamiento del modelo. Como se muestra en la Figura 29 y la Figura 30, se han registrado los ángulos máximos de limpieza (γ) y se han comparado con los del modelo real del sistema de limpiaparabrisas (WWS) del H135 (Figura 31).

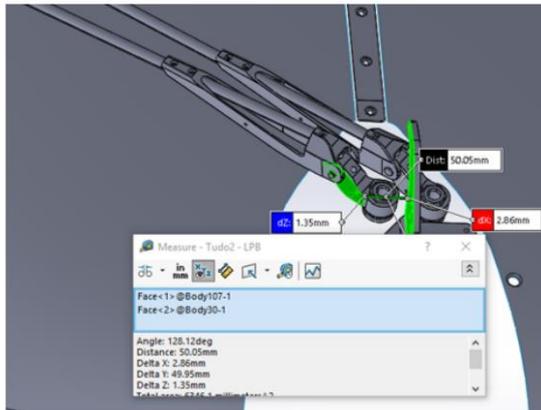


Figura 29: Ángulo LH

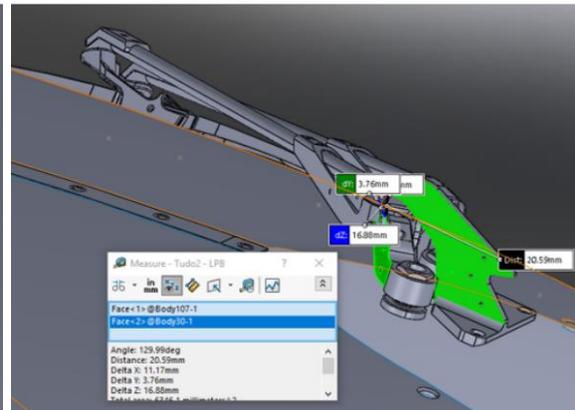


Figura 30: Ángulo RH

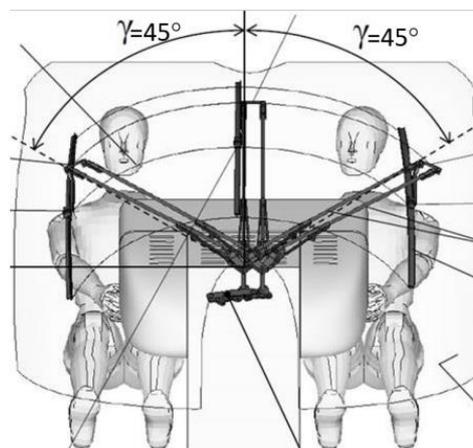


Figura 31: Ángulo de limpieza del modelo de industria [15]

El ángulo máximo de limpieza se ha registrado cuando los brazos están a una distancia mínima de 20 mm de la ventana [15]. Este valor se menciona en la especificación interna de Industria como la distancia mínima entre los brazos del WWS y el parabrisas para garantizar un rendimiento seguro.

Los valores de los ángulos de limpieza para el modelo real de Industria son de 45° , mientras que los modelos computacionales presentan un ángulo izquierdo de $51,8^\circ$ y un ángulo derecho de $49,9^\circ$. La distancia mínima entre el parabrisas y los brazos es una de las limitaciones que el WWS debe cumplir para garantizar la separación adecuada y evitar interferencias en la cinemática del sistema [15].

No se han detectado interferencias antes de alcanzar el ángulo máximo de limpieza, y la hoja se ha desplazado correctamente a lo largo del parabrisas, manteniéndose cerca de una posición perpendicular durante el movimiento (lo cual no había ocurrido antes).

El ángulo entre las caras superior e inferior de la articulación, como se muestra en la Figura 28, también se ha medido y nunca ha sido mayor a 2° , lo que implica que solo se necesita un pequeño alivio de las restricciones. Esto también puede significar que, dado

que el modelo real y sus materiales no son completamente rígidos, efectivamente, con algo de flexibilidad añadida a este modelo, funciona con ambas juntas como bisagras.

Esto explica por qué el modelo real funciona como se espera utilizando bisagras, pero eso no es posible en el modelo de CAD.

4.2.3 Estructura modular de la hoja

El siguiente paso debe ser hacer que la estructura de la hoja sea modular para que pueda flexionarse junto con el parabrisas.

No ha sido posible hacerlo con esta hoja, por lo que se ha encontrado una alternativa usando pequeños brazos rotativos como puntos de contacto. Como se muestra en la Figura 25, esto se ha logrado rediseñando cada brazo rotacional de forma independiente y ensamblándolos con una conexión rotacional como bisagras. Se han diseñado un brazo grande, dos medianos y cuatro pequeños brazos curvados con las mismas dimensiones que la estructura de la hoja original.

Al permitir que los brazos giren de forma independiente, ha sido posible obtener un modelo más preciso que simule la acción de la hoja, siguiendo la geometría del parabrisas.

Como se observa en la Figura 32, los pequeños brazos curvados que entran en contacto con la superficie han sido redondeados en la zona de contacto y diseñados con una altura de 17 mm, correspondiente a la hoja, con el fin de mantenerse lo más cerca posible del modelo original.

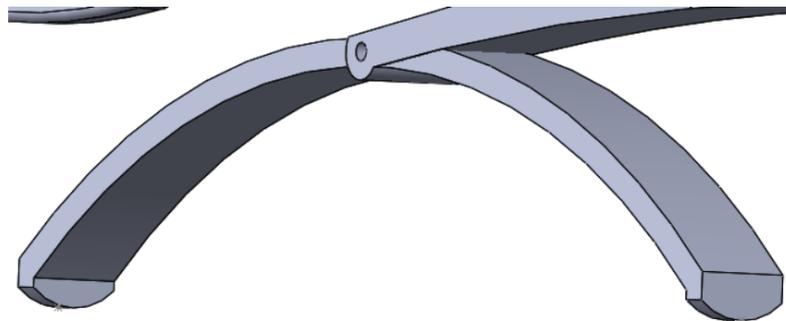


Figura 32: Pequeño brazo de contacto curvo

4.2.4 Estudio de Movimiento

Hasta este punto, toda la información relacionada con la cinemática del modelo se ha obtenido simplemente moviendo sus partes para ver si funciona y en qué medida. Una vez que el modelo ha funcionado como se espera, ha sido posible pasar al análisis cinemático en la extensión "Motion Study".

Body Contact

Se ha creado un contacto de cuerpo entre los grupos seleccionados en la Figura 33, con los parámetros mostrados en la Figura 34. Se ha considerado que deben distinguirse dos grupos diferentes para facilitar la simulación, ya que no se producirán otros contactos. En esta etapa, aún no es necesario agregar los materiales para el proceso de animación.

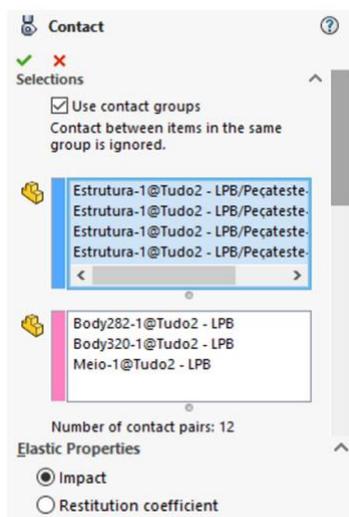


Figura 34: Parámetros de contacto

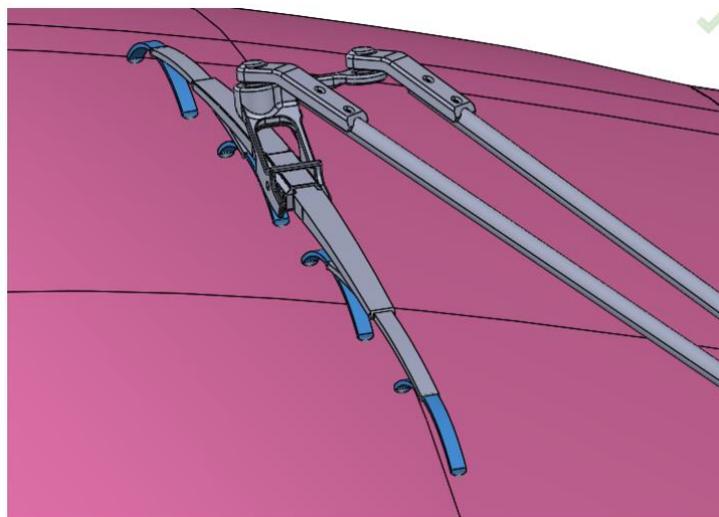


Figura 33: Grupos de contacto

Motor

En el estudio de movimiento, se ha podido reemplazar el motor de engranajes presentado en el modelo anterior por un motor rotativo oscilante, cuya ubicación se muestra en la Figura 35. Dado que se ha descubierto que es posible tener un ángulo total de limpieza de aproximadamente 108°, el ángulo de desplazamiento utilizado ha sido de 100°, como se muestra en la Figura 36. La frecuencia se ha elegido de forma arbitraria, aunque se ha considerado adecuada en relación con la realidad, pero no ha sido realmente importante en este punto. El desfase de fase no se ha utilizado, ya que los brazos se han posicionado en la posición máxima izquierda (50°) como punto de inicio de la animación.

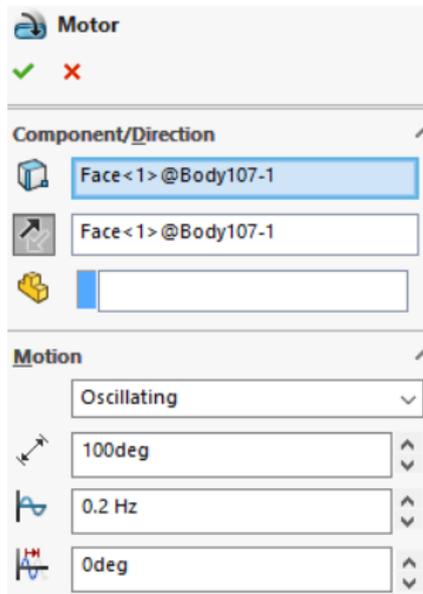


Figura 36: Parámetros del motor

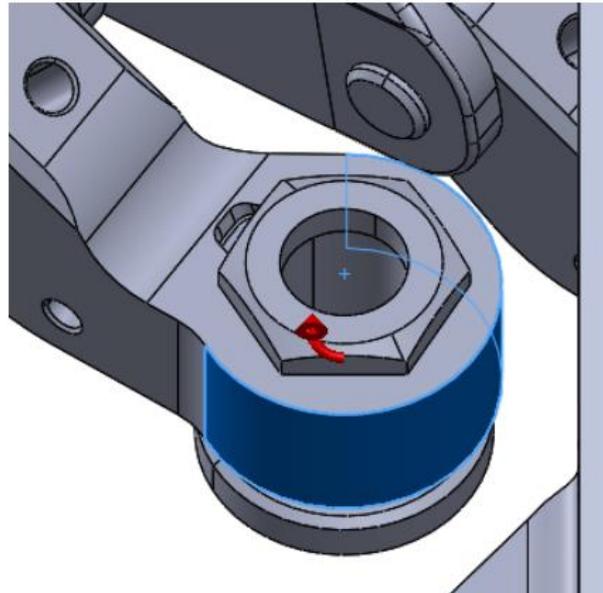


Figura 35: Localización del motor

Resortes

Nuevamente, en esta etapa tampoco es crucial tener valores finales para los resortes. La distancia mínima entre los centros de los orificios (l_{sp}) donde se acoplan los resortes, como se muestra en la Figura 38, se han medido previamente durante el movimiento con un valor de 152 mm. Esto significa que una posición relajada de 140 mm (x_{sp}), como se muestra en la Figura 37, debe ser suficiente para mantener el contacto entre la hoja y el parabrisas. Los otros parámetros se han mantenido tal como estaban originalmente y se ha añadido un resorte igual al segundo brazo.

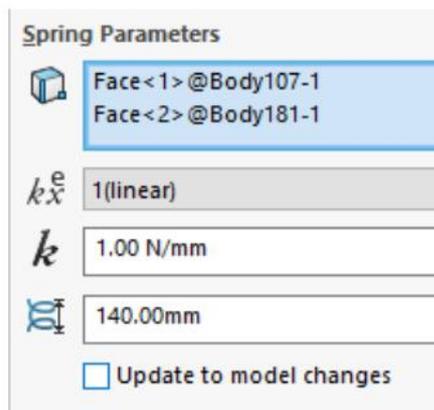


Figura 37: Parámetros del resorte

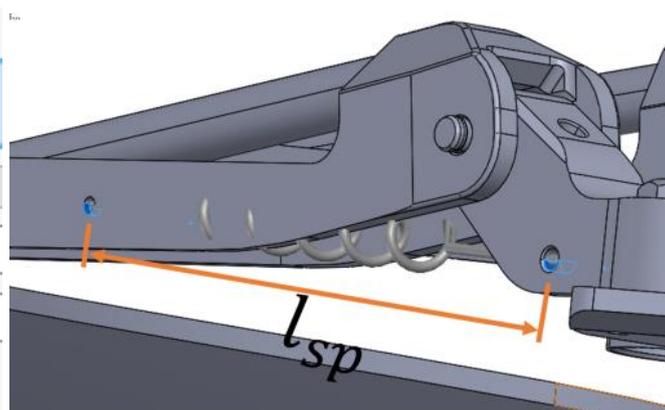


Figura 38: Localización del muelle

Aceleración Gravitacional

El efecto de la gravedad se ha agregado seleccionando el elemento de movimiento que aplica el valor exacto de 1G de aceleración en la dirección elegida (z).

La simulación se ha ejecutado después de aplicar todas las configuraciones anteriores.

Problema y Solución

Se ha observado que, cuando el sistema de limpiaparabrisas (WWS) pasa por la placa central, los pequeños brazos de contacto entran en conflicto con los orificios mostrados en la Figura 39 y los penetran.

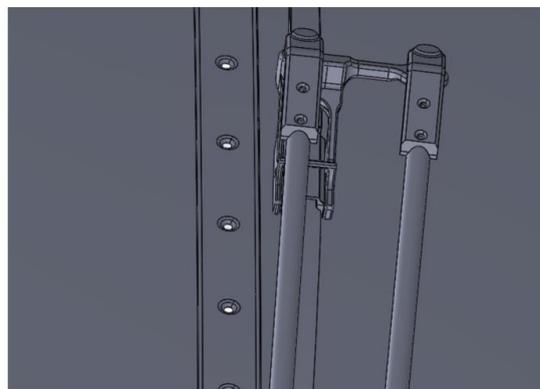


Figura 39: Placa de unión de ambos parabrisas

Este problema se ha resuelto eliminando la placa central y diseñando una nueva pieza ensamblada. Los parabrisas tienen geometrías complejas y no son tangentes entre sí, por lo que no ha sido posible crear una pieza que hiciera una transición suave de un lado al otro. Como se muestra en la Figura 40, la solución encontrada ha sido crear una pieza a partir de 53 arcos dibujados a lo largo de la altura del parabrisas, con un radio de 300 mm, siendo casi plana, pero con una ligera curvatura. Esto evita, idealmente, los golpes durante la simulación cuando los brazos en contacto pasan a través de ella.

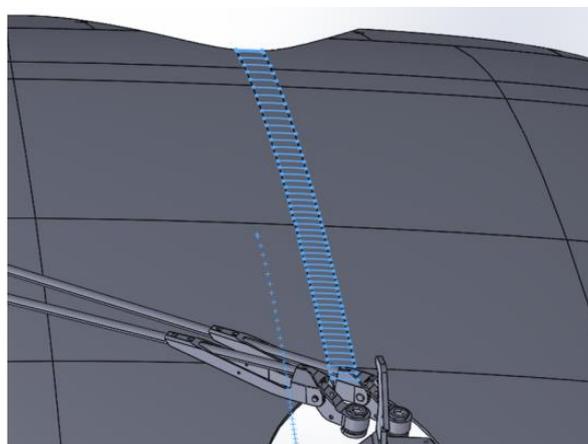


Figura 40: Nueva parte central

Resultados

Ha sido posible representar fielmente el modelo real en esta simulación utilizando la extensión de “estudio de movimiento” (*Motion Study*). El objetivo principal de comprender la cinemática detrás del sistema de limpiaparabrisas (WWS), sus características específicas y funciones, se ha logrado con éxito, obteniendo un área de limpieza cubierta de 100°, como se muestra en la Figura 41. Esta área cubierta corresponde a la observada en el modelo real, considerando así que representa adecuadamente el modelo H135.

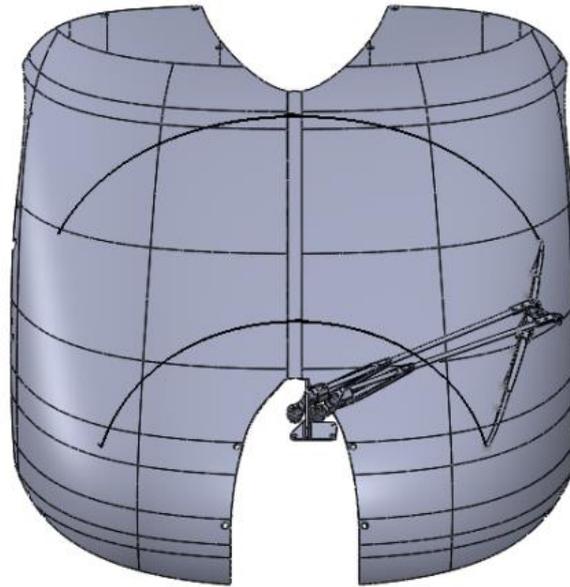


Figura 41: Área cubierta por el limpiaparabrisas

Capítulo 5. AJUSTE DEL SISTEMA LIMPIAPARABRISAS DEL H130

En este capítulo se describen en detalle las fases de diseño y desarrollo de nuevas piezas que permitan la adaptación del sistema de limpiaparabrisas (WWS) del H135 en el chasis del H130. Se presentan algunas mejoras realizadas basadas en ideas y la experiencia del equipo de industria. También se expone y justifica el progreso realizado en los modelos, respaldado por simulaciones de software y estudios correspondientes.

5.1 Adaptación Directa

El modelo de helicóptero H130 presenta un desafío diferente con respecto al parabrisas en comparación con el H135. Esta aeronave tiene tres superficies, una más pequeña en el medio y dos más grandes a cada lado de los pilotos. Además de la tarea más exigente de adaptar un sistema pantográfico de limpiaparabrisas a un parabrisas de tres superficies, los métodos de conexión también son distintos. El H130 fue diseñado para albergar un sistema simple de limpieza, lo que significa que se debe usar un método de adaptación para hacerlo compatible con esta aeronave.

Después de desarrollar un modelo CAD que se asemeja al sistema WWS del H135, el siguiente paso es intentar adaptar el sistema pantográfico al helicóptero con fijación de un solo eje. Para estudiar esta adaptación, industria ha proporcionado un marco estructural del H130 y algunas piezas (Figura 42). Este modelo de helicóptero es más pequeño y curvado, lo que ha generado otros problemas a considerar durante el diseño y desarrollo del sistema WWS.



Figura 42: Superficie de la carrocería y las ventanillas del H130

También es importante minimizar el número de modificaciones al helicóptero (como piezas internas, mecanismos, perforaciones, etc.), ya que estas tendrían que someterse nuevamente a especificación y pruebas para su aprobación, lo que traería costos y trabajo adicionales indeseables en el proceso.

5.1.1 Concepto pantográfico

Dado que este modelo de helicóptero solo tiene un eje de conexión (el eje del motor), para determinar la posición deseada del segundo eje del sistema pantográfico, el sistema WWS se ha agregado directamente al modelo del cuerpo del helicóptero, como se ve en la Figura 43.



Figura 43: Adaptación directa al modelo H130

En este caso, el movimiento pantográfico no es simétrico ni el área de limpieza es igual, lo que significa que la posición relativa entre los dos ejes no es la misma que en el H135.

La posición del eje del motor ya estaba definida, ya que este helicóptero cuenta con un sistema WWS de brazo único en cada lado. Esto significa que no es necesario realizar más estudios para posicionar la conexión del primer brazo.

Eje del motor

Aunque su posición ya estaba definida, para determinar la posición deseada del segundo eje, primero es necesario posicionar la hoja (brazo) en su punto de reposo. Dado que el helicóptero es simétrico, solo se ha estudiado el lado del piloto, no solo porque es redundante estudiar ambos lados, sino también porque elimina muchas piezas adicionales que no son necesarias en el modelo para llevar a cabo el estudio del WWS. Esto simplifica las simulaciones, haciéndolas mucho más rápidas.

La base del brazo izquierdo se ha colocado concéntrica con el eje del motor, agregando la relación correspondiente (“*mate*”). Para definir completamente la posición de la base del brazo, también se ha añadido una relación de coincidencia entre la parte que actúa como aislante y la superficie del helicóptero, como se muestra en la vista seccionada de la Figura 44, identificada con el número 1.

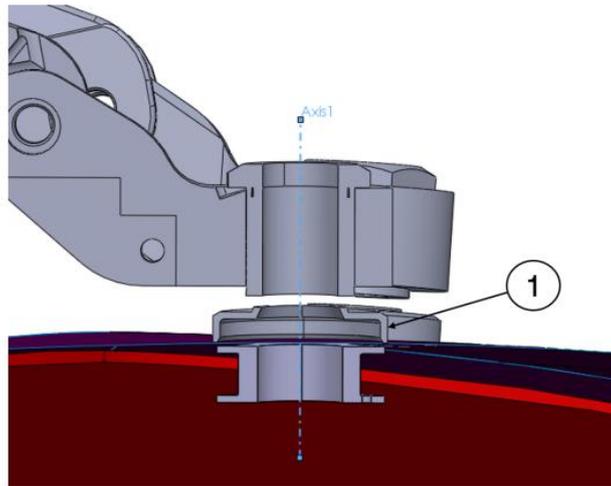


Figura 44: Vista de la sección inferior izquierda del brazo

Segundo eje

Después de posicionar el eje del motor, aún queda por determinar la posición del segundo eje. Lo primero que se ha hecho es seleccionar la pieza que aísla el husillo y que está en contacto con la superficie del helicóptero en la parte inferior del brazo. Esta pieza se ha colocado aproximadamente en la posición deseada, en parte mediante un proceso de prueba y error.

Cabe señalar que la posición final deseada de la hoja tiene una limitación impuesta por industria, que establece que los brazos no deben estar a menos de 20 mm de la superficie de las ventanas en ningún momento [15].

Como se ilustra en la Figura 45, se ha realizado un estudio simple para determinar la posición del segundo eje. Primero, la hoja ha sido colocada en la posición de reposo y fijada. Luego, moviendo el segundo brazo, se ha marcado un arco con la parte inferior del mismo sobre la superficie. Se ha repetido el mismo proceso con la hoja en la posición final deseada, lo que ha permitido encontrar el punto de intersección donde el segundo eje tocaría la superficie.

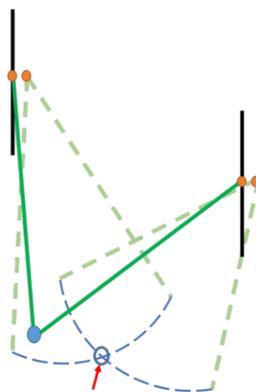


Figura 45: Esquema de posicionamiento del segundo eje

Esta nueva ubicación ha generado un área de cobertura mejorada, como se muestra en la Figura 47, lo que proporciona al piloto una visión más limpia hacia la parte superior izquierda.

5.1.2 Estudio de movimiento

Como esto sigue siendo solo un estudio inicial para determinar la posición de los ejes, el análisis de movimiento se ha realizado de forma sencilla utilizando un contacto de cuerpo sólido, un motor rotatorio con un ángulo máximo y dos resortes, sin preocuparse por los valores más allá de la dirección correcta y el alcance general del movimiento.

Se han realizado dos estudios, como se describe en la sección 5.1.1. El primero se ha llevado a cabo sin la posición final del segundo eje, seguido por el estudio con la posición deseada del mismo. Ambos estudios se han realizado con las mismas propiedades.

Antes del reemplazo del eje

Nuevamente, utilizando el modelo de análisis de movimiento en el complemento *Motion* de *SolidWorks*, se ha agregado un contacto de cuerpo sólido entre la superficie de las ventanas y los brazos rotativos de la estructura de la hoja. No se han indicado los materiales ni la fricción, ya que no se han considerado en este estudio. Las propiedades elásticas seleccionadas han sido de impacto, ya que esta opción es la más similar a la situación real. La configuración de impacto utiliza valores estándar de rigidez, amortiguación y penetración, correspondientes a la interacción de los límites observados entre las dos partes en colisión.

Después de definir el contacto, se ha seleccionado un motor rotatorio, como se hizo anteriormente, en la parte inferior del brazo que se conecta al eje del motor. El movimiento del motor se ha definido como oscilante, con una frecuencia de 1 Hz , 0° de desplazamiento de fase y 43° de alcance (γ). Solo se ha modificado el alcance debido a la limitación de proximidad de los brazos al cristal.

Finalmente, se han agregado los resortes sin valores definidos de forma específica, solo lo que parece funcionar bien, que ha sido una constante de resorte de $k = 1 \text{ N/mm}$ y $x_{sp} = 140 \text{ mm}$.

Después del reemplazo del eje

Después del reemplazo del eje, se han agregado las mismas características y parámetros al segundo estudio, excepto el ángulo de limpieza (que se traduce en el ángulo de alcance del motor), al cual se le ha podido añadir 5° , alcanzando un total de 48° . El alcance del sistema de limpiaparabrisas (WWS) se ha permitido que sea mayor en esta iteración debido a la limitación impuesta de mantener una distancia de 20 mm entre el brazo y el parabrisas, que esta vez se ha alcanzado más tarde.

5.1.3 Resultados

Los resultados de las áreas de limpieza de los dos estudios pueden observarse y compararse en la Figura 46 y Figura 47. El ángulo de limpieza (γ) y la distancia mínima entre el brazo y la ventana (h_{min}) se presentan en la Tabla 2.

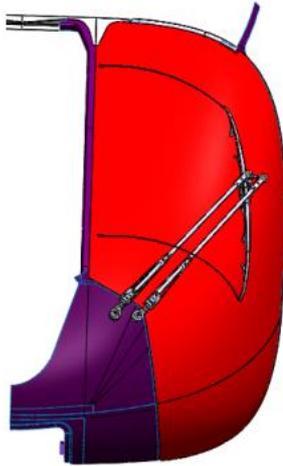


Figura 46: Superficie cubierta por el limpiaparabrisas antes de la colocación del segundo eje

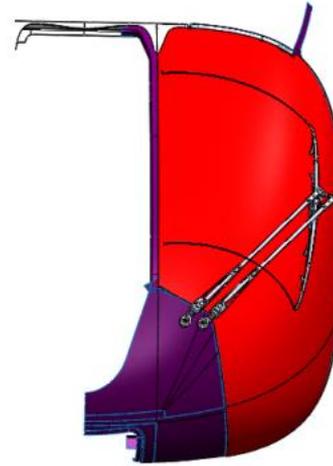


Figura 47: Superficie cubierta por el limpiaparabrisas después de la colocación del segundo eje

Antes	$\gamma = 43^\circ$	$h_{min} = 21.0 \text{ mm (brazo RH)}$
Después	$\gamma = 48^\circ$	$h_{min} = 20.6 \text{ mm (brazo LH)}$

Tabla 2: Comparación de Resultados

Como el movimiento se ha realizado hacia la derecha, el brazo más cercano al parabrisas debe ser el brazo izquierdo. El hecho de que, en el estudio previo, el brazo más cercano a la superficie fuera el derecho indicó que la conexión superior tenía una rotación excesiva. Esto se ha corregido en el estudio posterior, lo que ha permitido un mejor alcance, como se muestra en la Figura 48.

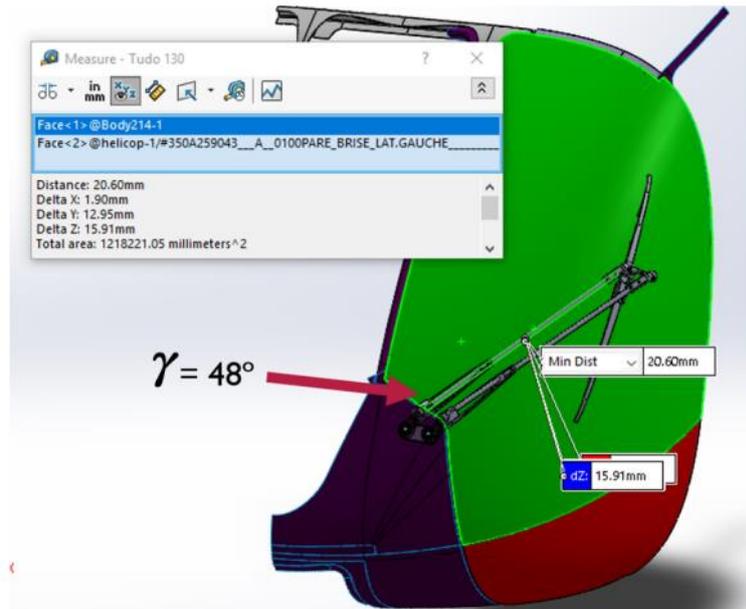


Figura 48: Ángulo máximo de limpieza

Cuando se han presentado los resultados, se han recibido de forma muy satisfactoria, ya que el sistema de limpiaparabrisas simple utilizado en el H130 tiene un ángulo de limpieza de solo 40°.

5.2 Diseño de la pieza de fijación

Después de considerar distintas posibilidades de soluciones de adaptación menos invasivas, se ha llegado a la conclusión, de que no es posible tener un sistema pantográfico con un solo eje. La solución con un solo eje requiere un mecanismo de engranajes complejo con rotación contraria en la base del segundo brazo. Sin embargo, esta opción no se considera viable debido a la dificultad de implementación que conlleva un sistema tan complejo.

5.2.1 Diseño sin perforación de la superficie

La solución debe ser una pieza adicional que se fija a la superficie del helicóptero, la cual permite añadir el segundo eje. Aunque idealmente, no se deben realizar cambios en la superficie del helicóptero, se ha desarrollado un concepto sin perforación, reproducido en la Figura 49. Este aún es un modelo simple, sin curvatura, diseñado únicamente como idea general.

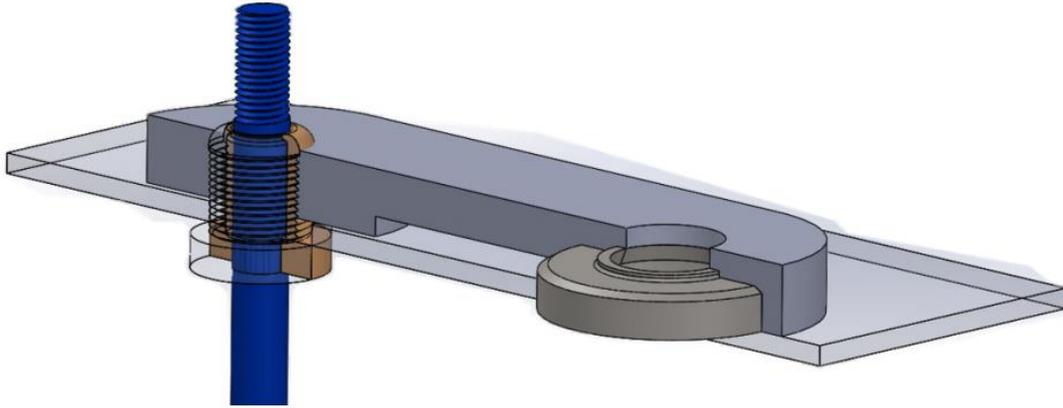


Figura 49: Vista en sección del modelo conceptual

Este modelo consiste en una pieza con dos orificios: uno para el eje del motor (Figura 51) y otro para acomodar el eje de rotación (*spindle*). El orificio para el motor está roscado, lo que permite colocar un tornillo hueco con el eje del motor en su interior. Esto permite crear una fuerza de tracción que empuja la pieza de fijación contra la superficie del helicóptero.

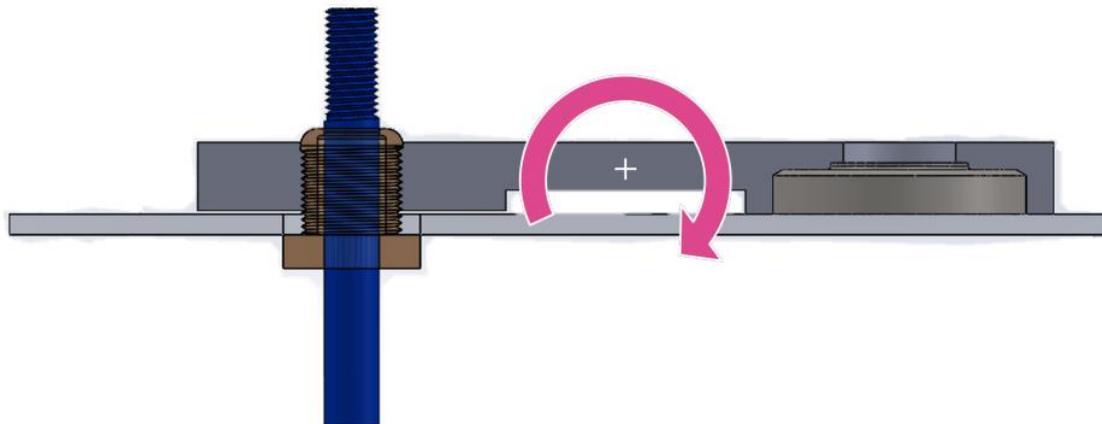


Figura 50: Representación del esquema de par

El eje de rotación (*spindle*) se mantiene fijo en la posición definida por la fuerza de torsión aplicada a la pieza de fijación contra la superficie del helicóptero cuando se aprieta el tornillo, como se ilustra en la Figura 49. El espacio visto en la Figura 51 representa el espacio que existe en el lado del motor de la pieza de fijación, que, al apretar, genera el par de torsión necesario para mantener una fuerza de empuje contra la superficie del helicóptero, haciendo imposible que el eje de rotación se mueva de su lugar.

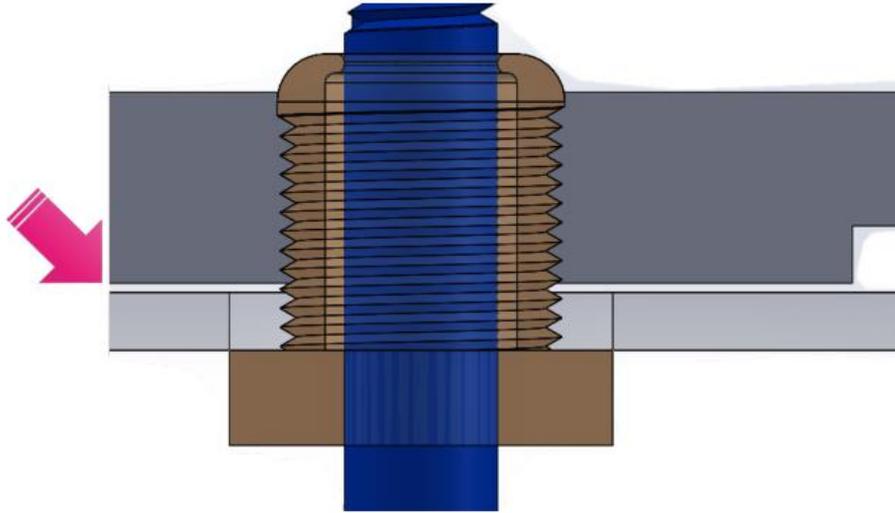


Figura 51: Vista en sección del eje del motor

5.2.2 Diseño con curvatura

Tras la presentación del diseño anterior, se desarrolló un modelo con la parte de fijación siguiendo la curvatura de la superficie (Figura 53), junto con un eje de rotación (*spindle*) (Figura 52).

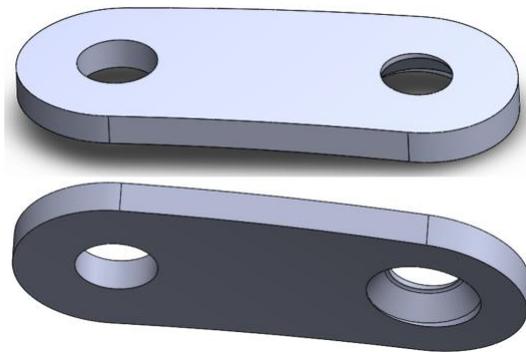


Figura 53: Pieza de fijación curva

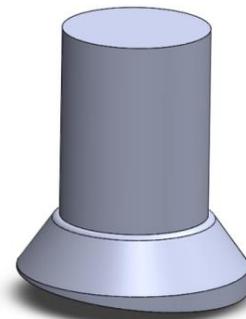


Figura 52: Diseño del husillo para el segundo eje

Para adaptar esta solución a una variedad de modelos de helicópteros, las piezas involucradas tienen que proyectarse específicamente para cada modelo, debido a las diferencias en las curvaturas de cada helicóptero.

El nuevo diseño ha sido, en esencia, el mismo que el concepto inicial, excepto que se ha creado junto con el modelo de la superficie del H130, con una altura constante de 7 mm . El eje de rotación también tiene una base con la curvatura de la superficie, para evitar su rotación, y un diámetro de 16 mm , coincidiendo con el interior de la parte con la que se conecta.

Problemas de Diseño

A pesar del diseño y la planificación, cuando estas piezas van a ser ensambladas en el helicóptero, se ha observado que el eje de transmisión del motor y el otro eje están separados por solo 1 mm. Esto significa que es imposible insertar un perno para sujetar la pieza de fijación desde el interior de la superficie del helicóptero sin cambiar la geometría del eje de transmisión (como se muestra en la Figura 54). Todo esto implica los mismos requisitos de certificación que cualquier cambio en la superficie de la aeronave, especialmente porque involucra modificaciones en el motor, lo que hace el proceso aún más complicado.

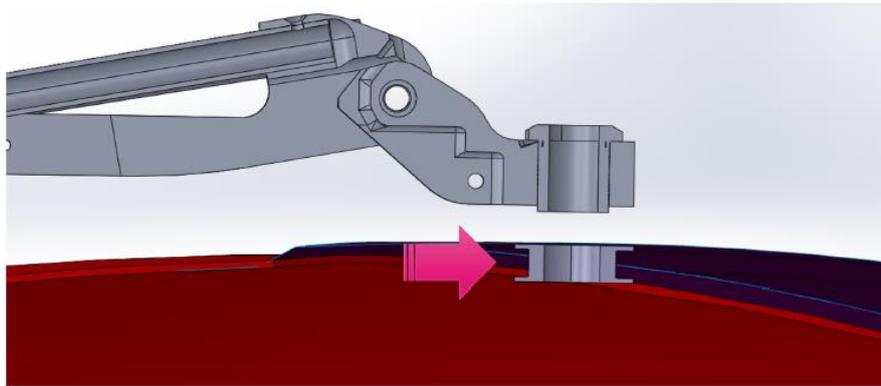


Figura 54: Vista en sección del eje de transmisión del motor

5.2.3 Diseño de una sola pieza con cuatro pernos

Dado que rediseñar el eje de transmisión implica un nuevo proyecto, el cual también requiere cumplir y aprobar nuevos estándares y especificaciones, con el consiguiente aumento de costos, se ha considerado que es más adecuado añadir pernos a la pieza de fijación. Esto se logra perforando la superficie en lugar de cambiar partes internas para agregar un tornillo.

De esta forma, se ha considerado que la mejor solución es perforar la superficie del helicóptero. No es necesario tener un cuerpo separado para el segundo eje; puede ser una sola pieza a la que se añaden cuatro pernos para ayudar con la fijación y estabilización del segundo eje, permitiendo así producirlo todo en una única parte.

Por lo tanto, se han presentado tres modelos con diferentes ubicaciones de los agujeros roscados, como se muestra en la Figura 54. Se indica que no es necesario realizar más pruebas con los distintos modelos, ya que los pernos deben estar distribuidos de manera uniforme para garantizar la estabilidad. Por lo tanto, se ha elegido el modelo de la derecha de la Figura 54. Se han realizado cuatro agujeros roscados M3 en la pieza para alojar los pernos. Las dimensiones de los pernos se han elegido basándose en lo que parecía razonable, lo cual no es crucial para el análisis cinemático, pero debe verificarse más adelante para asegurar que sean adecuados para su propósito.

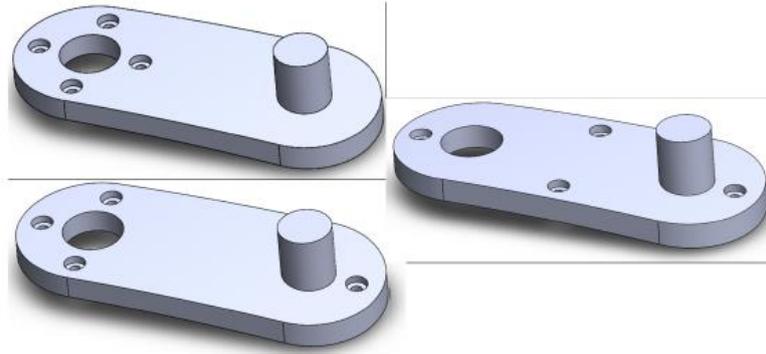


Figura 55: Tres modelos diferentes de atornillados

Para simular la pieza de fijación, primero es necesario determinar la carga mecánica que le afecta. Esto depende en gran medida de las fuerzas transmitidas por la acción de los resortes y del contacto entre la escobilla y la superficie.

Dado que el sistema limpiaparabrisas es un sistema dinámico, las fuerzas que afectan a la pieza fluctúan con el tiempo. Por lo tanto, nuevamente ha sido necesario usar la herramienta de análisis de movimiento (*Motion Analysis*) en SolidWorks para identificar el momento en que las fuerzas de reacción son mayores.

Estudio de Movimiento

Las limitaciones impuestas por industria están relacionadas con el torque máximo que el motor es capaz de generar ($62 \text{ N} \cdot \text{m}$ [15]), y este valor depende directamente de la fuerza de fricción entre la ventana y la escobilla. A su vez, la fuerza de fricción depende de la fuerza de contacto (normal a la superficie) en la escobilla, que es una consecuencia de la fuerza generada por la compresión de los resortes.

Esto significa que, para reproducir fielmente el sistema real, la fuerza generada por los resortes debe mantener el torque del motor por debajo de $62 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Para usar la herramienta de optimización en el complemento "*Design Study*" de SW, primero ha sido necesario configurar el Estudio de Movimiento con sensores.

Se ha creado un motor oscilante con las mismas características que anteriormente: un ángulo de desplazamiento de 48° , frecuencia de 1 Hz y un desfase de fase de 0° , pero esta vez se ha generado un gráfico de resultados. El gráfico está destinado a presentar la magnitud del torque del motor y a crear un sensor. Este sensor se ha definido como se muestra en la Figura 56, lo que significa que, durante la operación del sistema limpiaparabrisas se genera un gráfico y el valor máximo del torque se guarda para usarlo en el proceso de optimización.

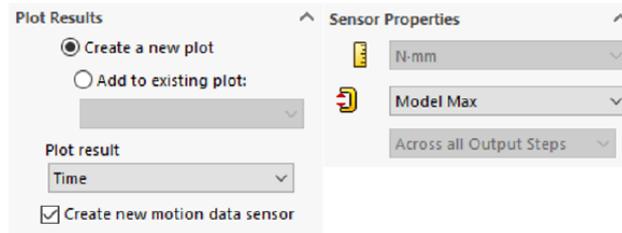


Figura 56: Creación de un gráfico y un sensor nuevos

Después de definir el motor, ha sido necesario definir los resortes. Primero, se ha medido la distancia entre los puntos de conexión, como se observa en la Figura 57. En la primera posición, cuando el sistema limpiaparabrisas está en reposo, la distancia l_{sp} es de 151.88 mm.

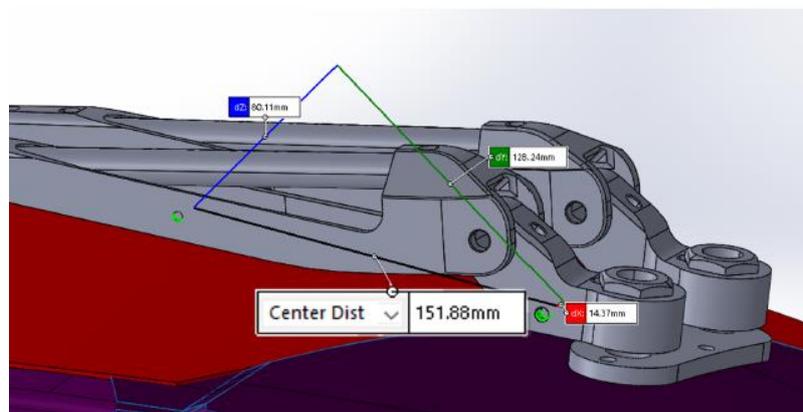


Figura 57: Medición del muelle en el primer contacto

También se ha medido en la posición final, a 48°, con un valor de 148.62 mm en el brazo derecho (el que tiene mayor flexión). El valor elegido para la longitud libre del resorte ha sido de 120 mm (Figura 58) para asegurar el contacto y proporcionar una cierta tensión a lo largo de todo el movimiento.

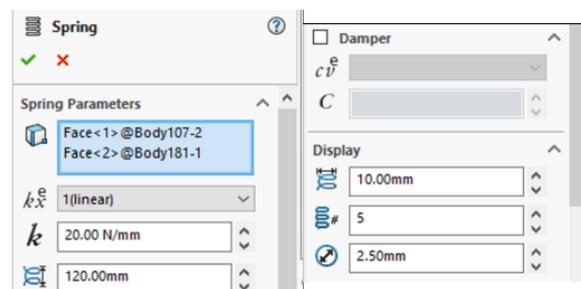


Figura 58: Parámetros del Resorte

El parámetro más importante es la constante del resorte (k), que se usa en el Estudio de Diseño para alternar la fuerza de contacto generada. Dado que este valor debe optimizarse, no es necesario definirlo en este momento, por lo que se ha dejado con el valor previo, al igual que el resto de los parámetros.

Todos los parámetros mencionados se han utilizado en ambos resortes, uno en la parte inferior de cada brazo. También se ha añadido el efecto de la aceleración gravitacional en el Análisis de Movimiento, como se observa en la Figura 59.

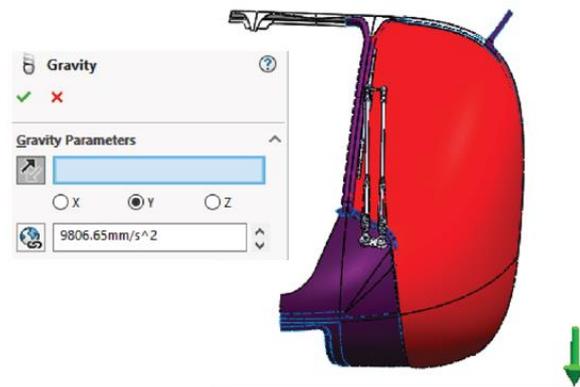


Figura 59: Añadimos la Gravedad

En este punto, solo falta definir el contacto de cuerpo sólido. Como se muestra en la Figura 60, se han creado dos grupos diferentes para simplificar la simulación. El primer grupo se ha definido como los cuatro pequeños brazos rotatorios, y el segundo como el cuerpo del parabrisas, como también se muestra en la Figura 61. En la Figura 60, se puede observar que se han añadido materiales, ambos seleccionados de una pequeña lista de materiales estándar en esta herramienta, siendo los más similares a la realidad. En las Propiedades Elásticas, se ha elegido la opción Impacto, ya que el software utiliza automáticamente las propiedades (rigidez, exponente, etc.) relativas a los materiales seleccionados.

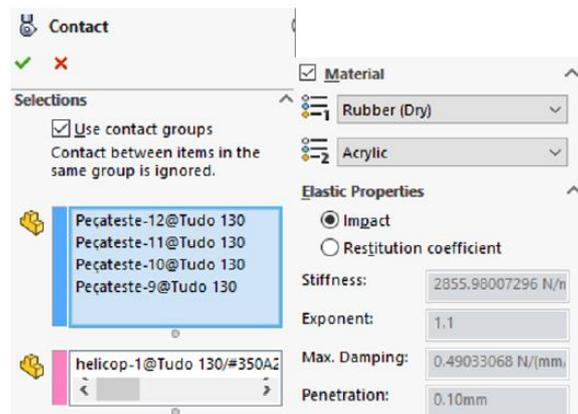


Figura 60: Parámetros de contacto



Figura 61: Grupos de contacto

Estudio de Diseño

Asociado al Estudio de Movimiento en la sección 5.2.3, se ha realizado un nuevo Estudio de Diseño considerando las variables mencionadas previamente, las constantes de los resortes, siendo una por cada resorte.

Paso Inicial

Antes de la optimización, se ha utilizado un incremento de 10 N/mm en lugar de un rango, para entender entre qué valores debe estar k . Este método se ha empleado debido a la falta de conocimiento sobre qué tan grandes o pequeños pueden ser los valores, y usar un rango entre, por ejemplo, 0 N/mm y 100 N/mm habría requerido muchas iteraciones, lo que significa un tiempo de cómputo muy largo. La restricción se ha definido como "es menor que" el valor máximo de $62 \text{ N} \cdot \text{m}$ en el sensor de torque del motor, y el objetivo como "es exactamente" $62 \text{ N} \cdot \text{m}$. Esto puede parecer redundante, pero ha garantizado que el valor del torque del motor se mantenga inmediatamente por debajo de $62 \text{ N} \cdot \text{m}$ en lugar de ligeramente por encima, ya que es imposible obtener el valor exacto solo mediante el proceso de iteración. Se ha ejecutado el estudio.

Rango

Los valores de k del estudio previo estuvieron entre 60 N/mm y 70 N/mm , por lo que se ha procedido con el estudio de rango con las mismas restricciones y objetivos, pero con el rango de la constante del resorte dentro de los valores mencionados, como se muestra en la Figura 62. Se ha ejecutado el estudio y, como se observa en la Figura 63, los resultados óptimos se han encontrado entre 65 N/mm y 70 N/mm . Para mantener ambos resortes iguales, se ha fijado el valor en 66 N/mm .

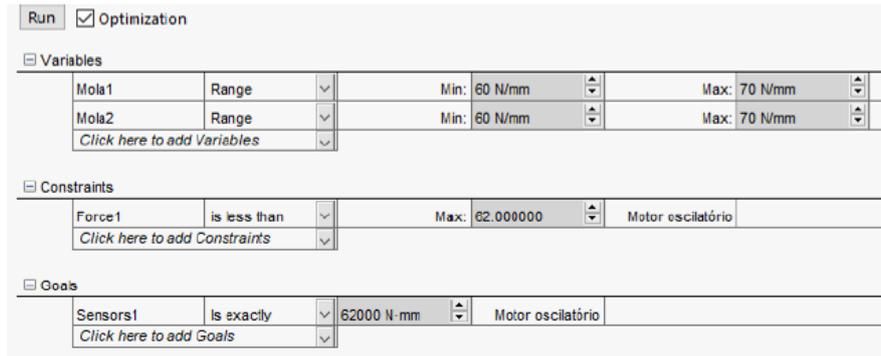


Figura 62: Vista variable del Estudio de Diseño

		Current	Initial	Optimal	Iteration 1	Iteration 2	Iteration 3
Mola1		65.39238 N/mm	70 N/mm	65.39238 N/mm	70 N/mm	60 N/mm	70 N/mm
Mola2		69.99474 N/mm	70 N/mm	69.99474 N/mm	70 N/mm	70 N/mm	60 N/mm
Force1	< 62.000000	61.997501	63.870964	61.997501	63.870964	59.822666	59.214417
Sensors1	is exactly 62	61.997501	63.870964	61.997501	63.870964	59.822666	59.214417
		Iteration 4	Iteration 5	Iteration 6	Iteration 7	Iteration 8	Iteration 9
		60 N/mm	70 N/mm	60 N/mm	65 N/mm	65 N/mm	65 N/mm
		60 N/mm	65 N/mm	65 N/mm	70 N/mm	60 N/mm	65 N/mm
		55.198921	61.560623	57.477581	61.841297	57.173374	59.518700
		55.198921	61.560623	57.477581	61.841297	57.173374	59.518700

Figura 63: Resultados de la tabla de optimización

Estudio de Movimiento Optimizado

Con el propósito de determinar las fuerzas resultantes aplicadas en el eje de la parte de fijación, se ha creado un gráfico de resultados a partir del ajuste concéntrico, generando un gráfico de la magnitud de las fuerzas que afectan. Además del gráfico de magnitud mostrado en la Figura 64, también se han generado tres gráficos adicionales, cada uno con un componente de la fuerza de reacción.

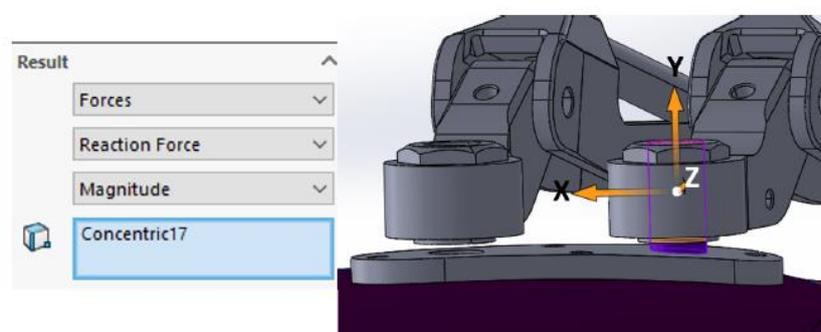


Figura 64: Creación del gráfico de resultados de la magnitud de reacción

Se han creado los cuatro gráficos, como se muestra en la Figura 65. En el último gráfico, es posible observar y marcar el momento en el que la magnitud de la fuerza de reacción ha sido mayor (ver la línea roja). El valor máximo ha coincidido con la posición final de

la escobilla, justo cuando comienza a regresar a la posición inicial, como se puede ver a la derecha de la Figura 65.

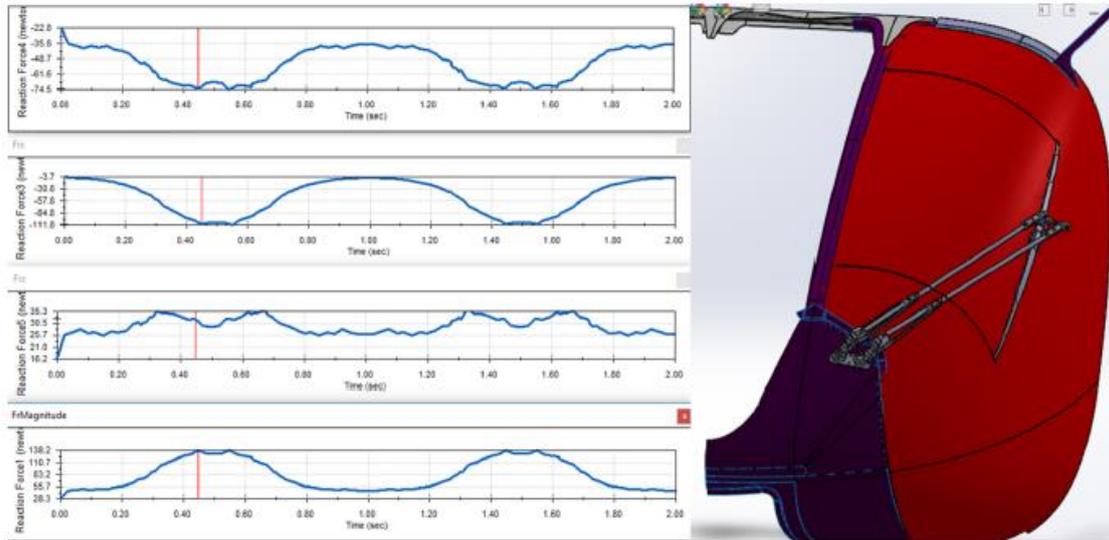


Figura 65: Resultados del diagrama de fuerzas y representación gráfica de la posición del WWS

Después de identificar el momento en el que la magnitud es mayor, se han registrado las tres componentes de las fuerzas, tomadas de los gráficos anteriores, para luego ser utilizadas en la simulación estática de la parte de fijación. Los valores de magnitud y de los componentes pueden consultarse en la Tabla 3.

Magnitud	R_x	R_y	R_z
138,2 N	-111,8 N	-74,5 N	32,2 N

Tabla 3: Valores máximos de las fuerzas de reacción de la figura 5.24

Estudio Estático

Se ha realizado un análisis estático con el propósito de validar la parte de fijación bajo la carga estática obtenida en el Estudio de Movimiento.

En cuanto a las propiedades del estudio, el material utilizado en esta simulación ha sido la aleación de aluminio 7075-T6 (las propiedades mecánicas pueden consultarse en los anexos), la cual ha sido indicada por industria como el estándar utilizado en la industria aeronáutica.

Usando un Factor de Seguridad (FoS) de 1.5 [3], el esfuerzo admisible para este material se ha calculado como:

$$\frac{\sigma_{ys}}{FoS} > \sigma_{al} \Leftrightarrow \frac{505}{1,5} > \sigma_{al} \Leftrightarrow \sigma_{al} < 336,7 \text{ MPa}$$

Esto significa que en ningún momento el resultado del esfuerzo máximo en esta parte debe superar el valor mencionado anteriormente.

A continuación, se han añadido las condiciones de contorno a la pieza. Las partes cilíndricas roscadas de los cuatro agujeros para pernos se han restringido en los tres ejes, como se muestra en la Figura 66, simulando los pernos que sujetan la pieza en su lugar.

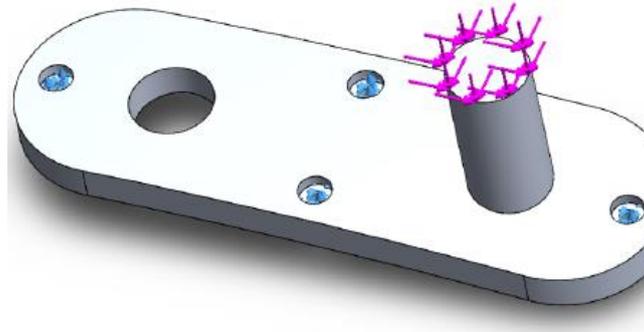


Figura 66: Simulación de las propiedades

Como también se observa en la Figura 66, se han añadido tres cargas externas. Cada una con la dirección y el valor correspondiente a las fuerzas de reacción observadas en la Tabla 3. Dado que no ha sido posible localizar estas cargas en un punto dentro del eje, como donde estaban ubicadas las fuerzas de reacción (mostradas a la derecha de la Figura 64, en el origen del eje), se han tenido que aplicar sobre la superficie del eje. Esto no produce resultados muy diferentes, sin embargo, genera un mayor torque, resultando en un mayor esfuerzo mecánico, lo que hace de esta una aproximación más conservadora. Se ha creado una malla con los parámetros de la Figura 67 y se ha ejecutado el estudio.

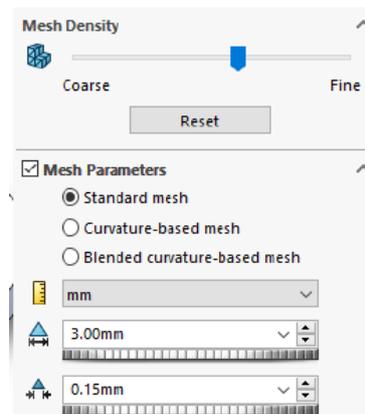


Figura 67: Dimensión de la malla

Fondo libre

Los resultados del esfuerzo presentados, como se muestra en la Figura 68, se han calculado usando el criterio de von Mises, con el objetivo de determinar el esfuerzo equivalente en toda la pieza, particularmente para encontrar la ubicación del valor

máximo. Los resultados mostrados se presentan en los nodos y no en los elementos, en coherencia con la Sección 2.2.2.

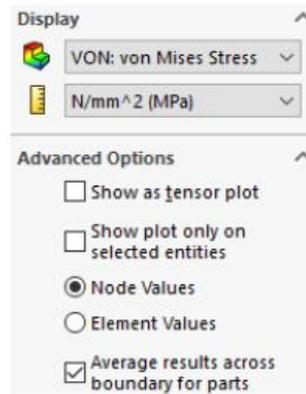


Figura 68: Definición del diagrama de Esfuerzos

Como se muestra en la Figura 69, el esfuerzo máximo referido en la parte de fijación se ha ubicado en el agujero del perno, el más cercano al eje, con un valor de aproximadamente 34 MPa , todavía muy lejos de los $336,7 \text{ MPa}$ del esfuerzo admisible (aproximadamente 10 veces menos). El problema detectado al considerar los resultados mencionados en esta simulación, ha sido que la pieza estaba girando hacia adentro, en dirección a la superficie del helicóptero, lo que es imposible que ocurra en el modelo real, ya que habría un contacto en la parte inferior.

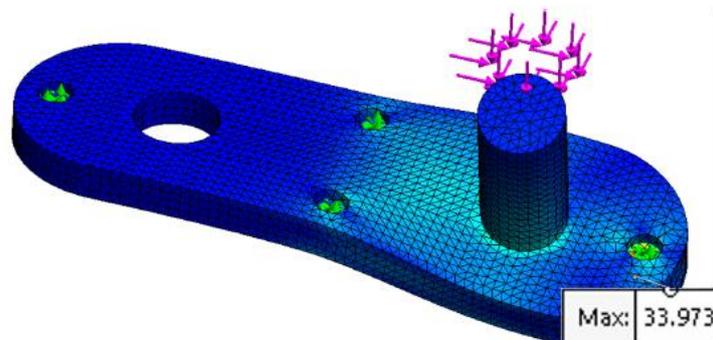


Figura 69: Resultados de Esfuerzos en MPa

Fondo restringido

Para corregir el problema observado previamente, se ha simulado el mismo modelo con una restricción vertical en la parte inferior de la pieza de fijación, como se muestra en la Figura 70.

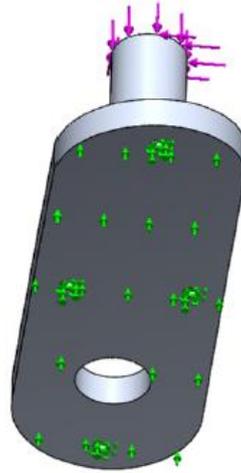


Figura 70: Adición de Restricciones verticales

No se han cambiado parámetros además de la restricción añadida. Como se observa en la Figura 71, el esfuerzo máximo se ha localizado entonces en la parte trasera del eje. La rotación que anteriormente no debería haber existido en el lado que promovía la penetración, debido al contacto existente con la superficie, ha sido corregida en esta simulación, excepto que debe ocurrir lo contrario: la parte sin atornillar de la parte inferior de la pieza de fijación debe levantarse, lo que relajaría las restricciones, resultando en valores más bajos de esfuerzo en el lado sometido a tensión del eje.

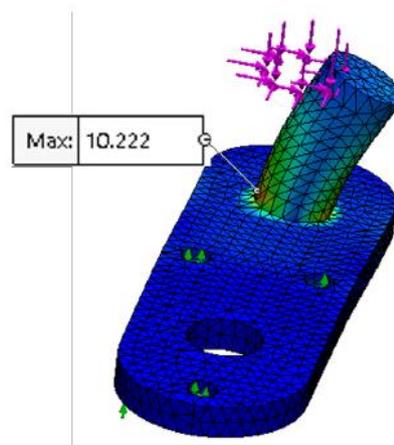


Figura 71: Resultados de las restricciones verticales en MPa

También ha sido posible cambiar la ubicación del esfuerzo máximo del agujero roscado, que estaba bajo compresión debido a la torsión libre de la pieza, a la parte inferior del eje en sí. Sin embargo, esto aún no es correcto, ya que probablemente el esfuerzo debe localizarse en la parte inferior del eje, pero no en ese lado (ya que debería haberse levantado al ser cargado).

Estudio Estático de Cuerpos Múltiples

Tras la necesidad de mejorar la similitud del modelo con la realidad, se ha considerado como solución la adición del cuerpo del helicóptero al estudio. De esta manera, los dos

cuerpos no pueden penetrarse entre sí, pero, por otro lado, es posible que las secciones no unidas se separen de la superficie.

Como se muestra en la Figura 72, la superficie donde se conecta la parte de fijación ha sido incluida en el estudio. Después de varios intentos para ejecutar el análisis, se ha concluido que se requiere demasiada capacidad de procesamiento para generar la malla y calcular las interferencias de contacto de todo el panel frontal del helicóptero. Por lo tanto, se han realizado algunas operaciones de recorte, como se observa en la Figura 73, y solo se ha dejado la porción necesaria del panel, con un grosor muy reducido. Esto ha permitido una ejecución de la simulación mucho más rápida.

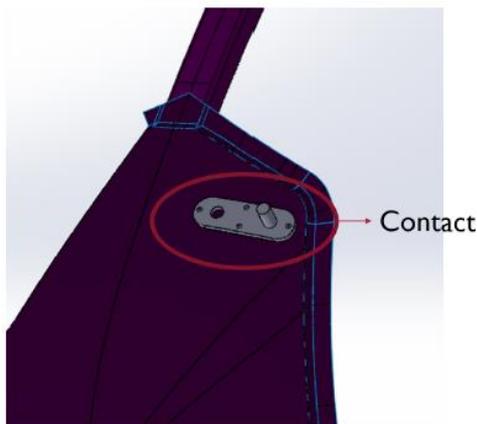


Figura 72: Localización del contacto

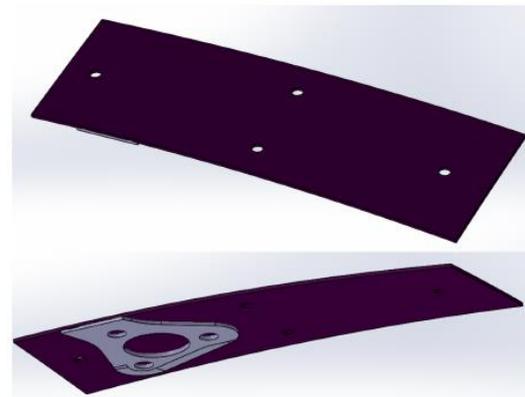


Figura 73: Reducción del espesor de la superficie

El contacto entre los componentes se ha definido como en la Figura 74, permitiendo que no haya penetración y utilizando un contacto global, ya que solo hay dos cuerpos. Además, no se ha añadido fricción porque no hay movimiento relativo entre las partes.

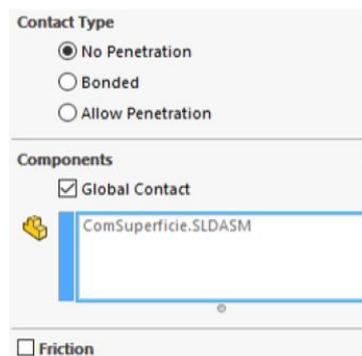


Figura 74: Parámetros de Contacto

En relación con el estudio anterior, y dado que el cuerpo del helicóptero ha sido añadido a este, se ha agregado una fijación en las superficies superior e inferior para evitar incluso un movimiento leve cuando estén bajo la influencia de las cargas provenientes de la parte de fijación.

Con respecto a los parámetros del estudio anterior, no se ha cambiado nada más, excepto las fijaciones de la parte de fijación, que volvieron a aplicarse solo en las

secciones roscadas de los cuatro agujeros, permaneciendo definidas como se muestra en la Figura 75.

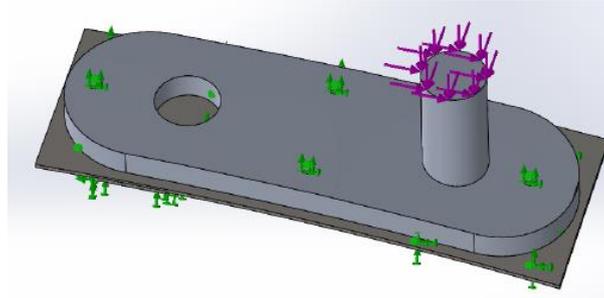


Figura 75: Estudio estático de varios cuerpos definidos

Resultados

Como se ha mencionado previamente, el criterio de fluencia utilizado ha sido el de von Mises, y el gráfico de Factor de Seguridad (FoS) elegido para esta parte ha sido el correspondiente, como se puede ver en la Figura 76.

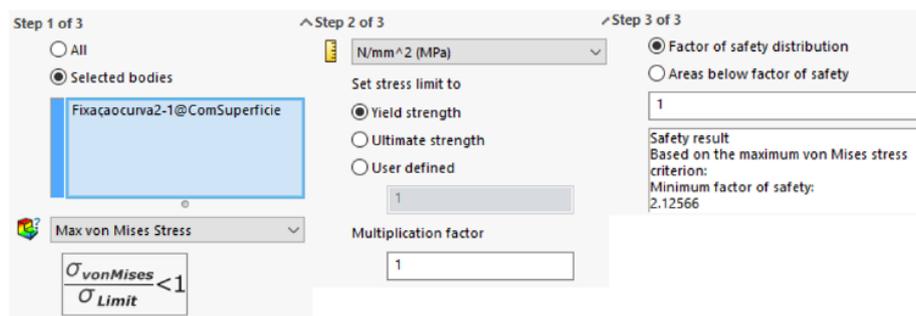


Figura 76: Definición de FoS de Von Mises

En este estudio, el desplazamiento mostrado en la esquina inferior derecha de la Figura 78 ha sido más similar a lo que se espera en una situación real, ya que se puede notar que la sección entre los agujeros se ha levantado, pero no ha habido penetración en el lado opuesto. La ubicación del esfuerzo máximo también se ha situado en el lado comprimido del eje, con un valor máximo de $15,9 \text{ MPa}$, todavía muy lejos del esfuerzo admisible. En la Figura 77 se puede observar un Factor de Seguridad de 31.8 (relativo al esfuerzo de fluencia y no al esfuerzo admisible).

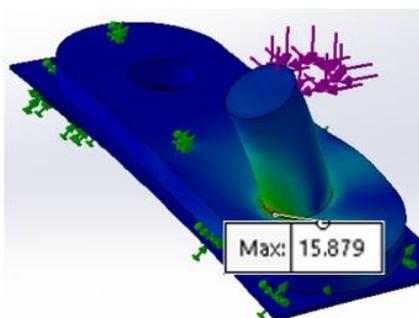


Figura 78: Resultados de Esfuerzos en MPa

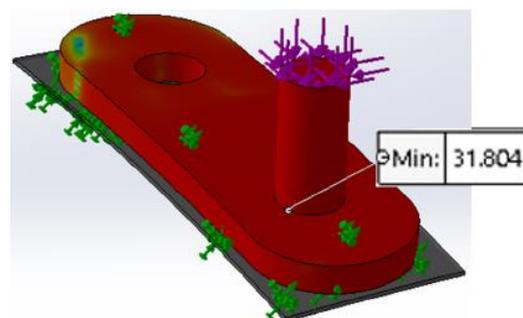


Figura 77: Factor de Seguridad (FoS)

5.3 Diseño del pasador roscado

Tras validar la parte de fijación en términos de esfuerzos, es momento de ocuparse de la unión del eje con el brazo, específicamente en relación con la rotación del brazo. Se ha tratado de comprender los mecanismos detrás del eje no motorizado en el H135. Entender cómo se crea el acoplamiento es crucial para mantener tantas piezas originales como sea posible y preservar el comportamiento del mecanismo.

Sorprendentemente, ambos brazos están conectados al motor. Esto va en contra de las directrices iniciales con respecto a este modelo de sistema limpiaparabrisas (WWS), lo que implica que serán necesarias adaptaciones adicionales, ya que, para usar solo un eje motorizado, el segundo solo puede ser un eje "conductor".

La propuesta de adaptación se puede ver en la Figura 79, que elimina la parte inferior del brazo, representada con transparencia reducida en la Figura 80 (un gran tornillo hueco que conecta con el eje del motor). En el modelo referido, el eje tiene un interior roscado para acoplar un tornillo que evita el movimiento vertical de la pieza conectada al brazo, y un exterior que contacta directamente con esta pieza, actuando como un cojinete seco.

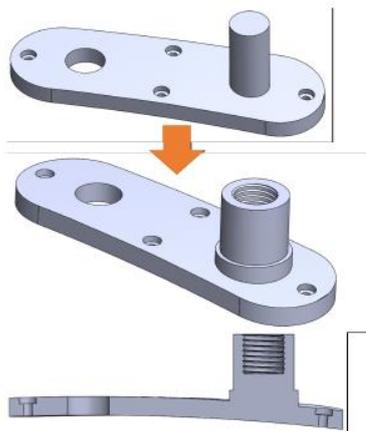


Figura 79: Progreso del modelo

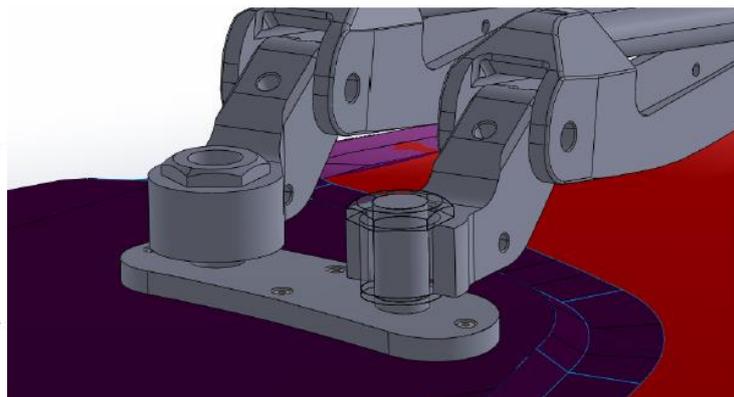


Figura 80: Modelo Previo

Además, hay que tener en cuenta que el valor máximo de torque del motor no debe usarse. El valor de $62 \text{ N} \cdot \text{m}$ especificado internamente es extremadamente superior al rango de funcionamiento regular del motor [15]. Los valores que deben considerarse son, en funcionamiento normal, de $25 \text{ N} \cdot \text{m}$, con la posibilidad de alcanzar un máximo de $32 \text{ N} \cdot \text{m}$, pero $62 \text{ N} \cdot \text{m}$ está destinado solo a casos extremadamente excepcionales.

5.3.1 Resortes

Estudio de Diseño

Ha surgido la necesidad de rediseñar los resortes, ya que han sido proyectados previamente a partir de la optimización en el Estudio de Diseño, con los objetivos basados en lo que se pensaba que era el valor máximo alcanzado durante el vuelo. Como

en el estudio anterior, y como se muestra en la Figura 81, las variables de los resortes se han mantenido iguales, pero se han generado tres sensores para incluir dos restricciones y un objetivo.

		Current	Initial	Optimal	Iteration 1	Iteration 2
Mola2		24.5 N/mm	17 N/mm	24.5 N/mm	27 N/mm	22 N/mm
Mola1		27 N/mm	26 N/mm	27 N/mm	27 N/mm	27 N/mm
Force1	> 25.000000	25.236546	21.374420	25.236546	26.381227	24.113283
Sensors1	< 32.000000	25.236546	21.374420	25.236546	26.381227	24.113283
Force2	Is exactly 25	25.236546	21.374420	25.236546	26.381227	24.113283
Iteration 3	Iteration 4	Iteration 5	Iteration 6	Iteration 7	Iteration 8	Iteration 9
27 N/mm	22 N/mm	27 N/mm	22 N/mm	24.5 N/mm	24.5 N/mm	24.5 N/mm
20 N/mm	20 N/mm	23.5 N/mm	23.5 N/mm	27 N/mm	20 N/mm	23.5 N/mm
23.619429	21.312632	24.996635	22.712086	25.236546	22.463556	23.830423
23.619429	21.312632	24.996635	22.712086	25.236546	22.463556	23.830423
23.619429	21.312632	24.996635	22.712086	25.236546	22.463556	23.830423

Figura 81: Resultados del estudio de diseño

Como se puede observar en la figura mencionada, se han añadido dos restricciones: "es mayor que" $25 N \cdot m$ y "es menor que" $32 N \cdot m$, para mantener los valores de optimización dentro de este rango. También se ha añadido un objetivo como "exactamente" $25 N \cdot m$, y se ha ejecutado el Estudio de Diseño.

Resultados

Los valores óptimos para la constante de los resortes en el estudio se han encontrado entre $24,5 N/mm$ y $27 N/mm$, por lo que se ha seleccionado un valor de $26 N/mm$ para ambos resortes, como se muestra en la Figura 82.

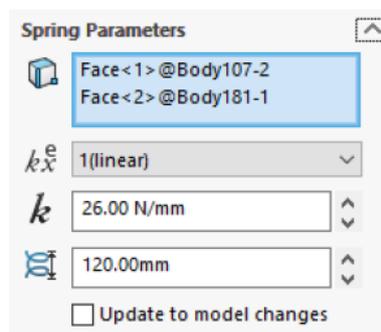


Figura 82: Parámetros de los Resortes

El modelo con los parámetros de los resortes se ha ejecutado, y se ha generado un gráfico de torque del motor para verificar y validar su rango. Como se observa en la Figura 83, el valor máximo del torque del motor ha sido de $25 N \cdot m$, lo que está cerca del valor objetivo y dentro de las condiciones normales de funcionamiento, pero todavía lejos del torque máximo de $32 N \cdot m$. Estos resultados se consideran como una buena representación del sistema real.

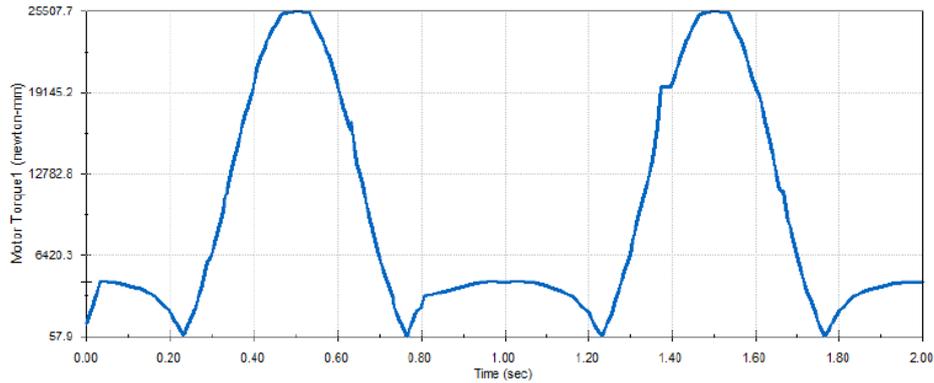


Figura 83: Gráfico del par motor durante el movimiento de WWS

5.3.2 Estudio del Movimiento

Nuevamente, ha sido necesario repetir los pasos realizados anteriormente, pero se han consultado las especificaciones JAR [4], en las que se mencionan algunos casos de carga específicos. Los casos mencionados que deben considerarse están relacionados con condiciones relevantes de aterrizaje de emergencia en seis direcciones, las cuales han sido detalladas en la Sección 2.1 y están representadas en la Tabla 1. La aplicación de los casos en el modelo específico se ilustra en la Figura 84.

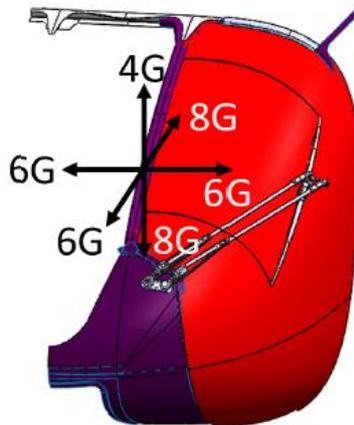


Figura 84: Casos de carga en condiciones de aterrizaje de emergencia

Aceleración gravitacional

Vale la pena mencionar que, en el Estudio de Movimiento con la aceleración gravitacional regular, se ha registrado la fuerza de contacto entre la escobilla y la ventana. El gráfico correspondiente se muestra en la Figura 85. La medición realizada experimentalmente mediante un dinamómetro en este sistema limpiaparabrisas (WWS), en el modelo de helicóptero H135, ha sido de 17 N, mientras que el resultado

de la simulación está entre 16 N y 18 N. Esto representa un aumento del 5.7% considerando el valor máximo, lo que demuestra que este modelo computacional es equivalente al real con un alto grado de confianza.

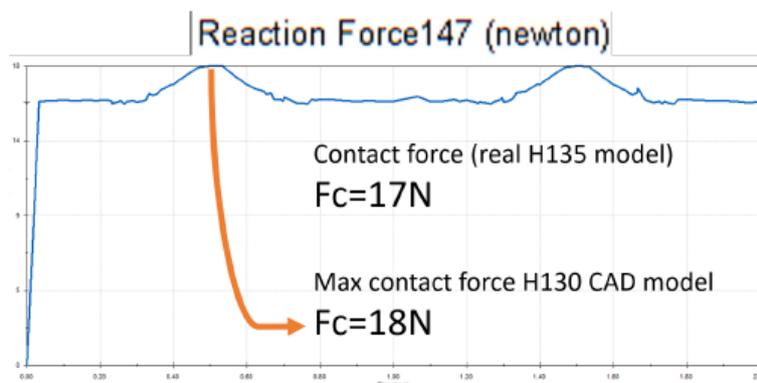


Figura 85: Diagrama de la fuerza de contacto

Casos de emergencia

Los casos de carga mostrados anteriormente en la Tabla 1 deben ser considerados en este estudio. Esto implica una adición rápida en la configuración del Análisis de Movimiento, ya que una aceleración gravitacional hacia abajo ya está incluida en estudios recientes. El único cambio necesario ha sido ajustar la dirección de la aceleración para cada caso y luego multiplicar por el valor requerido en la especificación. Se han realizado seis simulaciones diferentes, cuyos resultados se reproducen en la Tabla 4.

						Lado	
	Descendente	Delante	Ascendente	Trasera	LH	RH	
Torque Max. ($N \cdot m$)	35,5	21,3	18,5	26,1	19,4	28,8	
Magnitud R (N)	54,6	69,5	54,8	44,5	45,1	65,6	

Tabla 4: Valores máximos del par motor y magnitud de la fuerza de reacción de las distintas simulaciones

En rojo se observan los resultados máximos, seguidos por los segundos valores más altos en amarillo.

Se puede determinar que la situación general más exigente para el sistema limpiaparabrisas (WWS) ha sido la carga lateral derecha, que representa los segundos valores más altos de ambos parámetros. Esto se ajusta a la situación de una carga en contra del movimiento de la escobilla, lo que crea resistencia en el motor y un mayor torque en la pieza de fijación. Esto puede mostrar un menor impacto en la parte de fijación del WWS.

La carga descendente ha sido la situación más exigente para el motor, lo cual es coherente con una mayor fuerza de contacto y también una gran carga (8G), pero no necesariamente transfiere la mayor carga a la pieza de fijación. Lo que hace esto es una

carga contra la ventana, que tendría que ser compensada por la parte mencionada, como ocurre en la carga hacia adelante, también con 8G.

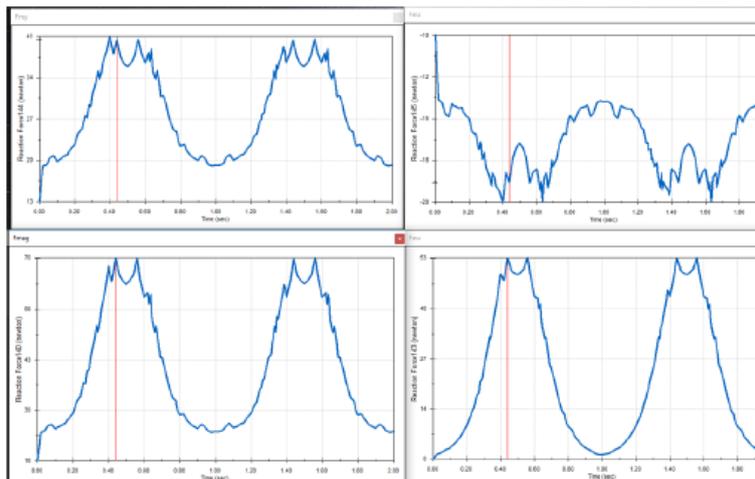


Figura 86: Gráficos de magnitud y componentes de la fuerza de reacción

Teniendo en cuenta lo anterior, se ha registrado el gráfico de magnitud de la fuerza de reacción máxima del caso de carga hacia adelante, así como los gráficos de las fuerzas componentes correspondientes, siguiendo el mismo procedimiento que antes, como se muestra en la Figura 86, con el referencial de la Figura 87. Sus valores máximos pueden consultarse en la Tabla 5.

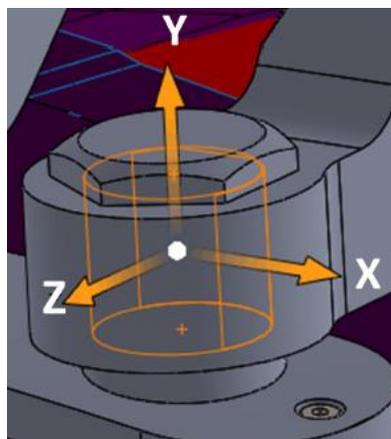


Figura 87: Referencia de la fuerza de reacción

Magnitud	R_x	R_y	R_z
69,5 N	53 N	41 N	-19 N

Tabla 5: Valores máximos de las fuerzas de reacción de la figura 5.24

5.3.3 Estudio Estático

Para probar esta parte bajo la carga máxima obtenida previamente, se ha realizado un Estudio Estático, como en la Sección 5.2.3. El material indicado para la pieza ha sido el

mismo que antes, al igual que el tipo de contacto y los parámetros de la malla utilizados en el estudio.

Fijaciones de los pernos

Revisando el modelo, se ha determinado que las fijaciones de los agujeros de los pernos pueden modificarse para mejorar la similitud del modelo con una situación real. Solo se han utilizado las caras cilíndricas roscadas fijadas en las tres direcciones, lo que representa una fijación más exigente y, en consecuencia, aumenta los valores de esfuerzo en esa sección. Sin embargo, para replicar mejor la acción real de los pernos, se han restringido las caras cilíndricas y las caras planas superiores de los cuatro agujeros en una sola dirección. Esto restringe menos el desplazamiento de la pieza en la zona de los pernos.

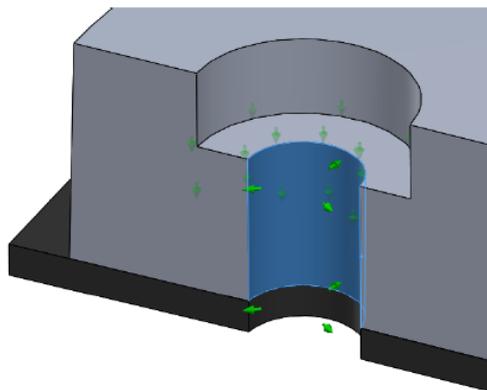


Figura 88: Fijación de caras cilíndricas

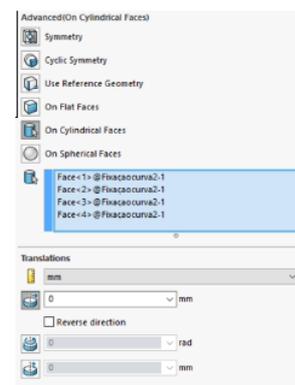


Figura 89: Parámetros de las caras cilíndricas

Como se observa en la Figura 88 y Figura 89, la cara interior del agujero se ha restringido en una sola dirección, normal al eje, utilizando una fijación de caras cilíndricas, simulando el apriete del tornillo. Además, la parte superior del agujero, donde descansaría la cabeza del perno, se ha restringido como se muestra en la Figura 91 y Figura 90, para evitar el desplazamiento vertical, normal a la cara, utilizando una fijación de caras planas.

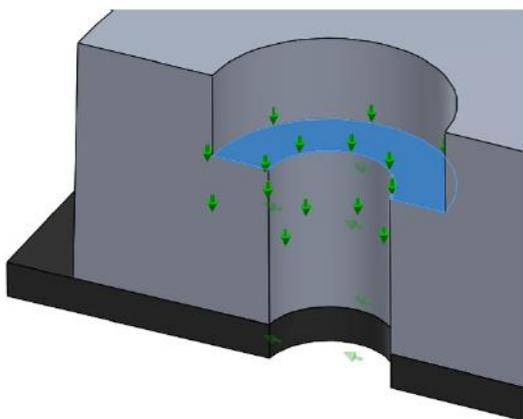


Figura 91: Fijación de la superficie plana

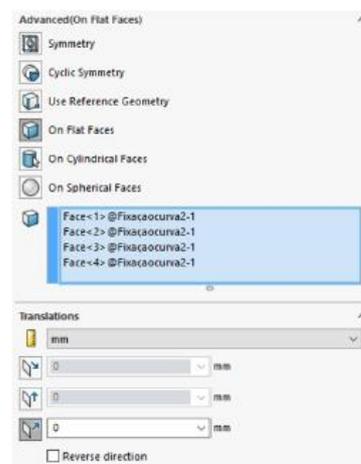


Figura 90: Parámetros de la superficie plana

Cargas externas

Siguiendo los resultados obtenidos en el Estudio de Movimiento y reproducidos en la Tabla 5, las tres componentes de las fuerzas se han colocado en el eje de la pieza referida.

Dado que el modelo descrito tiene dos caras planas y el referencial de la fuerza de reacción mostrado en la Figura 5.46 está aproximadamente entre ambas, se han realizado dos simulaciones del mismo estudio. Una con la carga ubicada en la superficie superior y otra en la superficie interna, como se muestra en la Figura 92, para encontrar el peor escenario posible. Intuitivamente, el caso más exigente será el modelo con la carga ubicada más lejos de las fijaciones, pero de todas formas se han probado ambas situaciones para confirmar esta suposición.

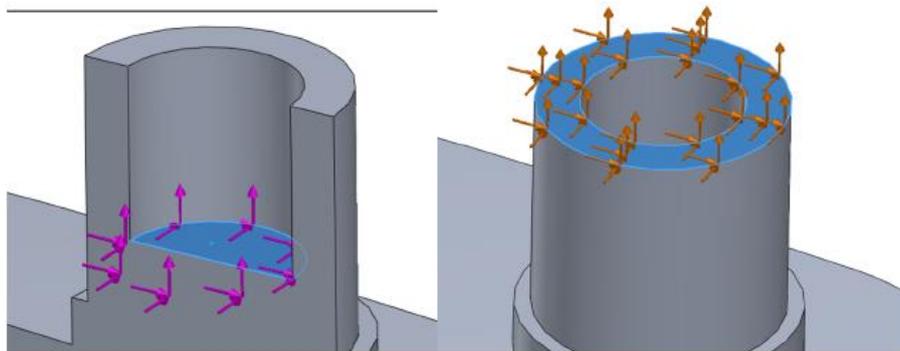


Figura 92: Localización de las cargas externas

Resultados

Los resultados de esfuerzo de ambos estudios se pueden observar en la Figura 93. Como se predijo, el valor máximo de esfuerzo se ha encontrado en el modelo con la carga externa ubicada más arriba, debido al torque creado. También se puede notar que, dado que la dirección de la fuerza aplicada no es la misma, el desplazamiento de la pieza no ha ocurrido en la misma dirección que en el estudio anterior, inclinándose esta vez hacia la esquina superior derecha.

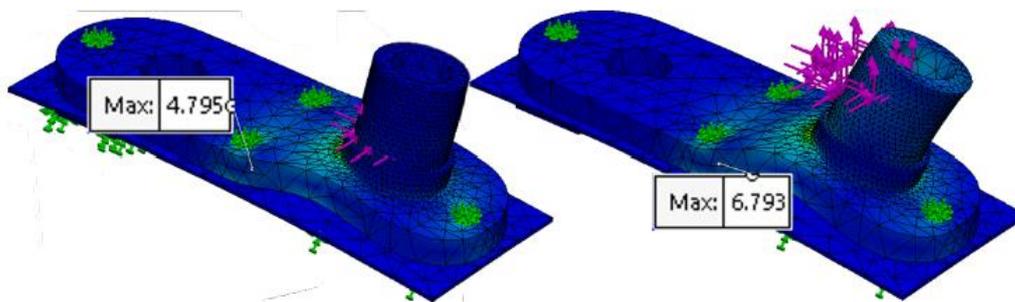


Figura 93: Comparación de Esfuerzos en MPa

Con esta geometría, el esfuerzo máximo no se ha verificado en el eje debido al aumento del diámetro exterior, lo que hace que esta sección de la pieza de fijación sea más resistente a soportar una carga mayor sin deformarse, sino en el agujero del perno inferior central.

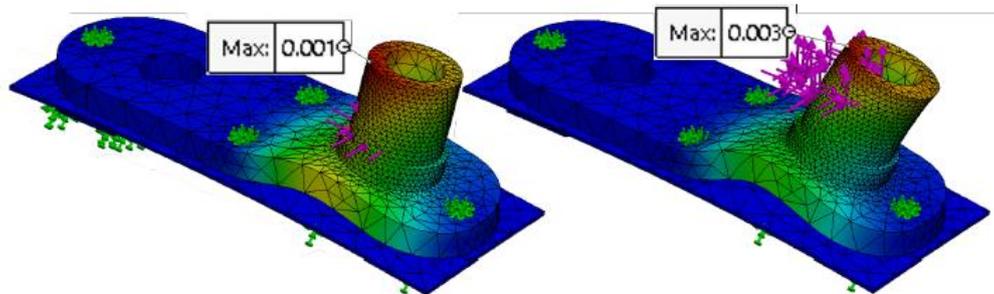


Figura 94: Comparación de Desplazamientos en mm

El valor máximo de desplazamiento también se ha presentado en el modelo referido, ocurriendo en la parte superior del eje, donde se ha dirigido la carga. Como se muestra en la Figura 94, ese valor ha sido de 0,003 mm, lo que es extremadamente bajo para el peor escenario posible, justificando así el mínimo Factor de Seguridad (FoS) de aproximadamente 74.3 en el agujero, como se observa en la Figura 95.

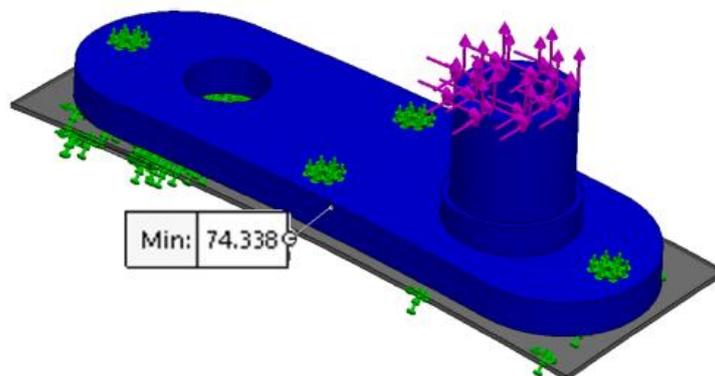


Figura 95: Factor de Seguridad del Aluminio 7075-T6

Modelo de PVC

Dado que los resultados del esfuerzo máximo y el desplazamiento han sido tan bajos, se ha considerado que esta pieza puede fabricarse con un material más económico, como un polímero de PVC.

Se ha pensado que ésta puede ser una buena opción debido a su baja densidad y costo de material, en comparación con el aluminio.

Este material tiene una resistencia a la fluencia diez veces menor que la aleación de aluminio 7075-T6 utilizada previamente (50 MPa), lo cual es razonable para un polímero. Esto significa que $\sigma_{al} < 33,3 \text{ MPa}$, aún mucho mayor que el esfuerzo máximo determinado en la última simulación.

Estudio Estático

Se han utilizado exactamente los mismos parámetros que en la Sección 5.3.3 para este estudio, excepto por el material, que se ha definido como un PVC rígido con las propiedades mecánicas indicadas en el Anexo C. y se ha ejecutado el estudio.

Resultados

Los resultados mostrados en la Figura 96 indican un esfuerzo máximo aproximadamente igual al de antes, lo cual tiene sentido, ya que no depende de las propiedades del material, sino de la geometría de la pieza y de la carga. El desplazamiento, sin embargo, ha aumentado en un 185%, aunque el valor sigue siendo muy bajo: menos de $0,1 \text{ mm}$ de desplazamiento máximo.

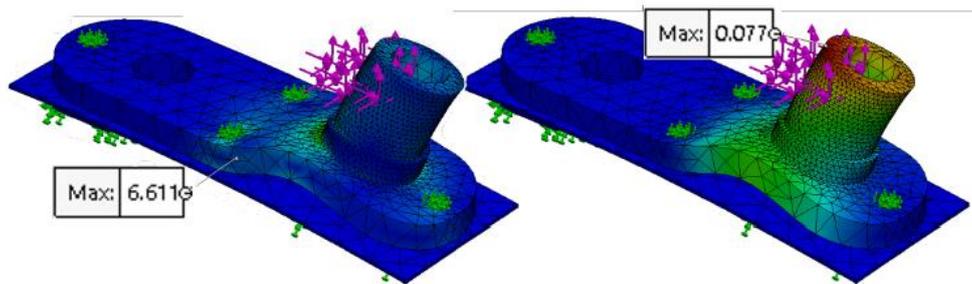


Figura 96: PVC Esfuerzo en MPa y desplazamiento en mm

Dado que la resistencia a la fluencia es más baja esta vez, el Factor de Seguridad (FoS) también debe ser menor, lo que se ha verificado en la Figura 97, con un valor mínimo de aproximadamente 7.5, (10 veces menor que con el material utilizado previamente).

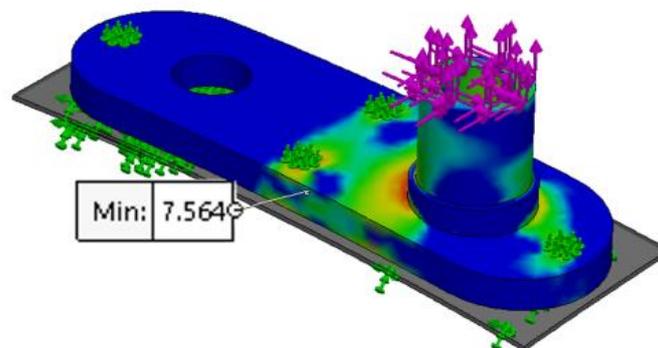


Figura 97: Factor de Seguridad del PVC

También se puede observar un área roja alrededor de la base del eje, lo que indica que el área entre los agujeros del centro y el eje debe tener un FoS más bajo debido a una mayor demanda de esfuerzo mecánico, pero nunca menor que 7.5. Esto sigue siendo un número muy alto, especialmente considerando el FoS recomendado de 1.5 por la especificación.

5.3.4 Fatiga

Comprendiendo que el sistema limpiaparabrisas (WWS) es un mecanismo cíclico, la principal preocupación después de completar y validar los estudios estáticos ha sido la mecánica de fractura de la pieza debido a la fatiga.

Por lo tanto, se ha realizado un estudio de fatiga con el aluminio estudiado previamente, pero también con dos materiales adicionales. El PVC ha sido excluido del estudio de fatiga, ya que al ser un material polimérico que presenta comportamiento plástico, la propagación de grietas y la falla no pueden predecirse fácilmente. Consultando la base de datos de materiales de *SolidWorks*, se han seleccionado dos aluminios de la base de datos: uno con el menor precio por kilogramo (aluminio 518.0, fundido, F) y otro con la menor densidad (aluminio 3105, trabajado, H18). Las propiedades mecánicas de todos los materiales mencionados pueden consultarse en los Anexos.

Estudios estáticos

Para proceder con el estudio de fatiga, primero ha sido necesario completar todos los estudios estáticos. Dado que el estudio referido ya ha sido realizado con aluminio 7075-T6, solo ha sido necesario duplicarlo dos veces y luego cambiar el material en cada estudio por separado, sin realizar más cambios.

Los resultados han sido, como se esperaba, inferiores a los obtenidos con el aluminio 7075-T6, ya que estos otros materiales no tienen características mecánicas tan altas como el 7075-T6. El valor máximo de esfuerzo ha sido aproximadamente el mismo que antes, ya que el esfuerzo no depende del material. Sin embargo, se esperaba una ligera variación debido a que los valores son tan bajos que pequeñas diferencias entre los modelos pueden resultar en una discrepancia en las cifras finales. Además, en formas complejas como estas, los cambios en la rigidez del material a veces resultan en una variación de los resultados de esfuerzo.

Como se observa en la Figura 98 y Figura 99, el valor mínimo del Factor de Seguridad (FoS) se ha reducido, junto con los costos del material y el peso. Sin embargo, dado que los resultados obtenidos han sido superiores a 20, esto está muy por encima del mínimo admisible (1.5).

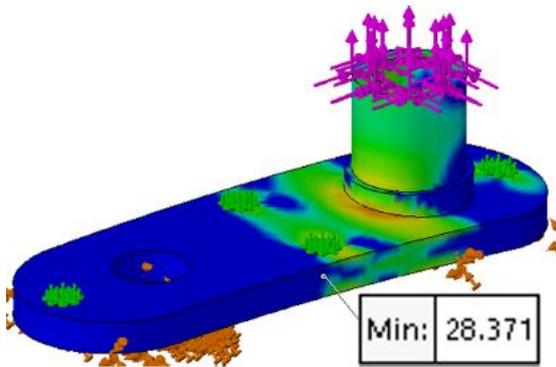


Figura 98: FoS mínimo en aluminio 3105

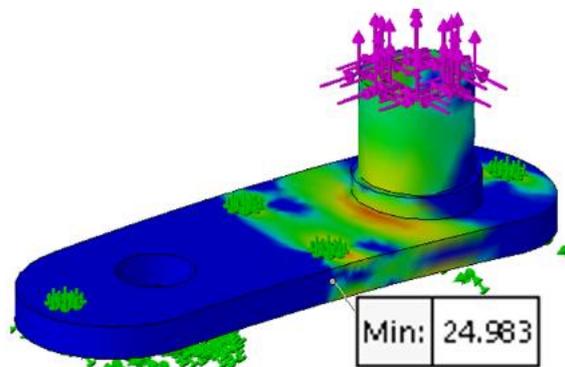


Figura 99: FoS mínimo en aluminio 518.0

En cuanto a los resultados de desplazamiento máximo, no ha habido cambios con ninguna de las tres aleaciones, siendo el valor de $0,003 \text{ mm}$ en todos los casos. Esto probablemente se debe a que el valor es tan pequeño que cambios insignificantes en la simulación no tienen una influencia suficientemente grande como para ser notada.

No se han podido sacar muchas más conclusiones de los resultados de la simulación estática, ya que la única diferencia es el material; todo lo demás se ha mantenido sin cambios. Por lo tanto, se han realizado estudios de fatiga para analizarlos más a fondo.

Estudios de Fatiga

Se han creado tres estudios de fatiga, cada uno asociado a uno de los tres estudios estáticos. Se ha añadido un evento constante, como se muestra en la Figura 100, con un millón de ciclos para garantizar una vida útil infinita, con un tipo de carga completamente invertida, representando la eventual posibilidad de que los ciclos de limpieza apliquen una fuerza inversa a la pieza de fijación, y con una escala de 1. No ha habido necesidad de agregar un valor mayor porque en los resultados del estudio de fatiga existe la posibilidad de generar un gráfico del Factor de Carga por Fatiga (FLF).

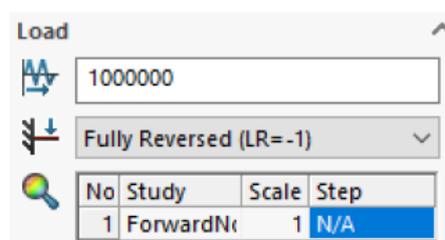


Figura 100: Añadir evento constante en el estudio de fatiga

Las opciones del estudio de fatiga se han considerado como en la Figura 101. Primero, se ha mantenido seleccionada la función de interacción aleatoria (*Random Interaction*), que es más conservadora, ya que considera la secuencia de eventos que resulta en la mayor variación de esfuerzos entre ellos. Sin embargo, en este caso, solo hay un evento, por lo que esta opción no es importante. Como se ha utilizado anteriormente, en este caso nuevamente se ha mantenido el esfuerzo equivalente de von Mises en detrimento de otras opciones. El método utilizado ha sido el de *Soderberg*, nuevamente, por ser el más conservador, como se indicó en la Sección 2.4.2. El factor de reducción de resistencia a la fatiga k_f tampoco se ha cambiado, ya que está destinado a multiplicar el esfuerzo alternante por un valor elegido que simula un entorno difícil y, de esa manera, reducir el número de ciclos hasta la falla. Finalmente, la vida infinita se ha definido como un millón de ciclos.

Constant amplitude event interaction

Random interaction
 No interaction

Computing alternating stress using

Stress intensity (P1-P3)
 Equivalent stress (von Mises)
 Max. absolute principal (P1)

Shell face

Top
 Bottom

Mean stress correction

None
 Goodman
 Gerber
 Soderberg

Fatigue strength reduction factor (Kf) 1

Infinite life 1000000 cycles

Figura 101: Selección de opciones del estudio de Fatiga

Las curvas S-N se han actualizado de manera independiente según las propiedades mecánicas de cada material tomadas de la base de datos de fatiga de *SolidWorks*, y se han ejecutado los tres estudios.

Resultados

Ninguno de los modelos ha alcanzado la falla, lo que significa que, al llegar al millón de ciclos, la zona más débil de la pieza aún puede soportar el mismo esfuerzo alternante hasta alcanzar la falla, o la pieza puede estar sujeta a una mayor tensión alternante para fallar al millón de ciclos.

Para cuantificar cuánto más podría soportar la pieza de fijación para el mismo número de ciclos, se ha generado un gráfico del Factor de Carga por Fatiga (FLF) en cada estudio y se ha construido una tabla comparativa. Como se esperaba, los valores de FLF de los materiales recientemente utilizados, mostrados en la Figura 102 y Figura 104, han sido inferiores a los del aluminio 7075-T6, como se ve en la Figura 103.

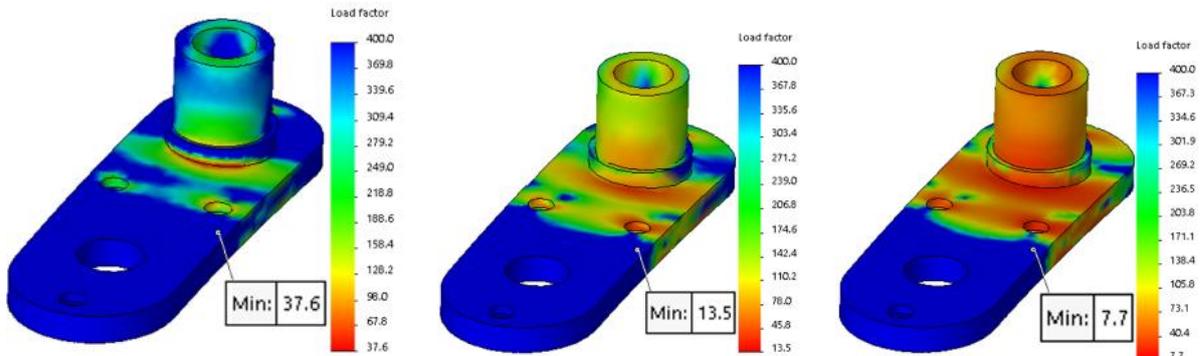


Figura 103: FLF Aluminio 7075-T6

Figura 102: FLF Aluminio 518.0

Figura 104: FLF Aluminio 3105

Al observar la columna de límite de fatiga en la Tabla 6, la razón de los resultados obtenidos puede determinarse fácilmente. A diferencia del campo de esfuerzo de fluencia, donde el aluminio 518.0 tenía el valor más bajo, en el límite de fatiga, el Aluminio 3105 ha tenido el menor valor. Esto significa que, en principio, el 518.0 debería tener un mejor comportamiento ante la fatiga que el aluminio 3105, en comparación con el comportamiento estático. El resultado de FLF del aluminio 3105 ha sido 7.7, y aunque ha sido el más bajo de los tres, aún es un valor alto.

Aluminio	€/kg	Densidad (kg/m^3)	Coste Material (€)	σ_{ys} (MPa)	σ_{fl} (MPa)	Peso (g)	FoS	FLF
518.0	2.04	2515	1.62	177	96	100.75	24.98	13.5
3105	1.865	2700	1.59	185	60	108.17	28.37	7.7
7075-T6	2.07	2800	1.83	505	255	112.17	74.3	37.6

Tabla 6: Comparación de las propiedades de los materiales

Los otros dos gráficos (daño y vida total) no tenían mucho propósito para ser analizados porque, dado que la pieza no ha alcanzado la falla, no ha habido gradiente ni variación a lo largo del gráfico de la pieza, como se muestra en la Figura 105, y el valor mínimo de σ_{fl} ha sido de 1 millón en todas las áreas de los estudios, precisamente por la razón mencionada (vida infinita).

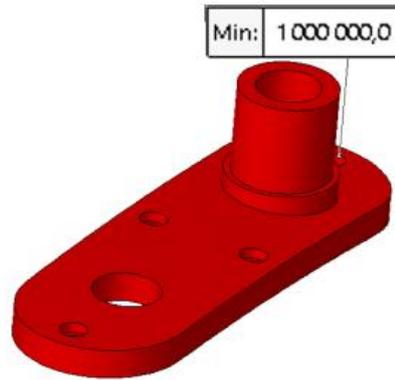


Figura 105: Vida total en ciclos

Usando la herramienta *Iso Clipping*, como se muestra en la Figura 106, ha sido posible identificar el área donde pueden ocurrir problemas debido a la fatiga. En la parte inferior del agujero identificado previamente como el potencialmente más problemático, se ha encontrado un área pequeña en rojo donde los valores de FLF están entre 7.7 y 10. En el resto de la pieza de fijación no hay otro elemento cuyos valores estén en el rango mencionado, lo que significa que el factor de carga siempre ha sido mayor a 10, excepto en esa región muy específica.

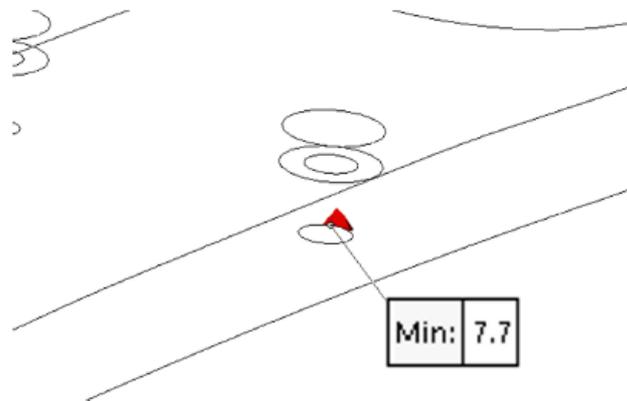


Figura 106: Aluminio 3105 Iso Clipping con FLF por debajo de 10

Esto probablemente se debe a las restricciones aplicadas directamente en el agujero, lo que significa que, aunque se reconozca que el valor mínimo de FLF es bajo, en la vida real la pieza debe tener un comportamiento aún mejor ante la fatiga.

Además de las propiedades mecánicas y los resultados de los estudios mencionados en la Tabla 6, y dado que los materiales elegidos han respetado un criterio de costo y peso, se ha calculado el costo del material por volumen y el peso total de la pieza.

El costo por kilogramo es una información ya proporcionada en el software de *SolidWorks*, en la tabla de "Impacto Financiero", en la pestaña personalizada de las propiedades del material. El costo del material solo considera el material en bruto necesario para producir la pieza, y no otros factores como operaciones de mecanizado o la necesidad adicional de certificar un material nuevo que no se usa habitualmente, lo

que implica adquirirlo en menor cantidad que un material ya certificado. Esto significa que, aunque el precio por kilo de un material seleccionado eventualmente sea inferior al más caro, el costo final de fabricar la pieza podría ser superior al usar un material más caro. Sin embargo, compararlos, ha sido un análisis útil, ya que las operaciones de mecanizado serían las mismas para cualquiera de los aluminios seleccionados.

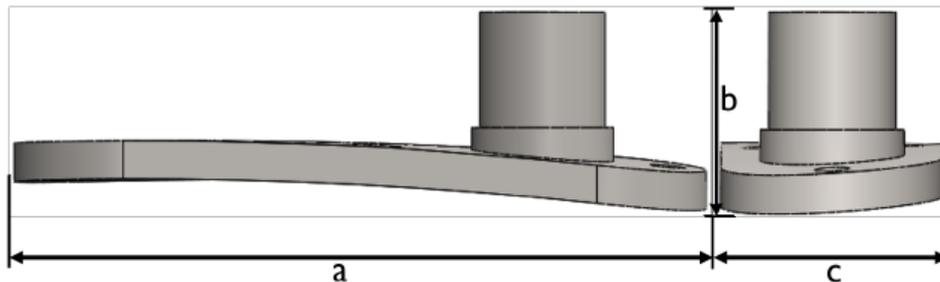


Figura 107: Medición de la pieza

El volumen de la pieza es de $40,06 \text{ cm}^3$ (según las propiedades de masa de la pieza en *SolidWorks*), considerando un bloque de material de 315 cm^3 , obtenido de las medidas representadas en la Figura 107 mediante la fórmula $(a \cdot b \cdot c)$ con algunas tolerancias. El volumen del bloque se ha tomado en cuenta para calcular el costo total y el volumen de la pieza para estimar su peso.

En la Tabla 6, al comparar el costo del material, es posible notar que la mayor diferencia se encuentra entre el aluminio más caro (en rojo) y el de valor medio (en negro), con 21 céntimos por pieza. A primera vista, esto puede parecer una diferencia pequeña, pero si se producen suficientes piezas, puede tener un gran impacto en el costo final.

La siguiente variable a considerar fue el peso. Cualquier reducción de peso en el helicóptero es bienvenida, y en este caso solo se han ahorrado 4 gramos entre el modelo más pesado y el segundo más pesado. Sin embargo, el más ligero, presentado en la Tabla 6 en verde, con aproximadamente 100 gramos, ahorra casi 12 gramos en comparación con el aluminio utilizado anteriormente.

El aluminio más ligero, el aluminio 518.0, tiene el FoS más bajo, lo que representa el peor desempeño a nivel estático, pero no es un resultado preocupante, ya que es 16.5 veces mayor que el mínimo necesario. Sin embargo, este aluminio, cuando se somete al estudio de fatiga, presenta un mejor FLF que el aluminio 3105. Teniendo en cuenta que la reducción de costos entre los dos materiales referidos es solo de 3 céntimos por pieza, pero el peso puede reducirse en más de 7 gramos, se ha llegado a la decisión de que el mejor aluminio para usar en esta pieza es el aluminio 518.0.

Capítulo 6. CONECTORES Y EFECTO DE TORQUE

6.1 Verificación de pernos

Hasta este punto, las conexiones de los pernos utilizadas en la parte de fijación han sido M3 elegidos por conveniencia en términos geométricos. Sin embargo, es necesario verificarlos bajo el esfuerzo al que están sometidos.

Siguiendo los cálculos en los apéndices, se ha determinado que para las conexiones no permanentes de M3, pueden usarse pernos de clase 4.8 o 9.8 (Tabla 8-11) [10]

Se ha elegido el perno de clase 4.8, con una carga previa aplicada de 1169,5 N, como se muestra en la Figura 109, ya que las fuerzas cíclicas que afectan la parte de fijación son muy bajas. Ese valor debería ser suficiente para que la pieza no pierda los pernos. En las simulaciones posteriores, si se encuentra que la carga previa no es suficiente para mantener la pieza en su lugar, se deberá usar el perno de clase 9.8 con una carga previa de 2452,1 N.

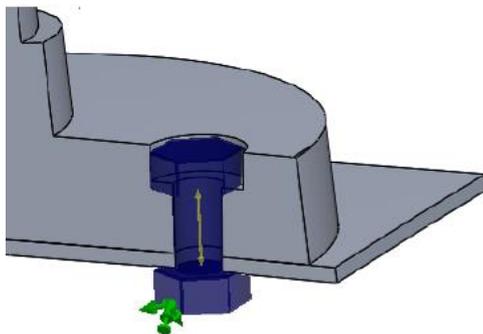


Figura 108: Vista en sección de la colocación de un perno

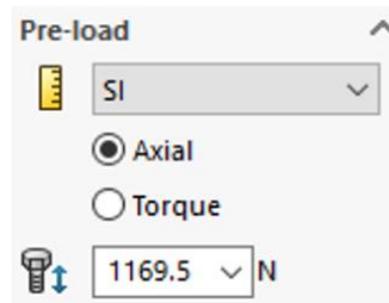


Figura 109: Parámetros de precarga de los pernos

Cada perno se ha colocado seleccionando los bordes circulares superior e inferior, como se muestra en la Figura 108, repitiendo el mismo proceso descrito, con parámetros estándar excepto por la carga previa, que se ha ajustado según los valores calculados mencionados anteriormente.

6.2 Cojinete Seco

Con el análisis cinemático y de movimiento entre la pieza de fijación y el sistema limpiaparabrisas (WWS) ya simulado, ha sido posible verificar los parámetros necesarios para validar el tipo de contacto entre ellos. Dado que el eje ya estaba dimensionado y ajustado para acoplarse a la parte inferior del brazo, ha sido necesario validarlo.

Inicialmente se ha considerado que el contacto con grasa lubricante sería la solución ideal para minimizar la fricción entre ambas superficies. Sin embargo, después de varias

pruebas, se determinó buscar una solución de cojinete seco para reducir la necesidad de mantenimiento, como el uso de cinta o recubrimiento de PTFE (Teflón).

Por lo tanto, se ha realizado una verificación de un cojinete seco hecho de PTFE para determinar si puede soportar la carga a la que estaría sometido debido al WWS y al entorno. Si se usara una cinta o recubrimiento, las propiedades mecánicas reales del eje se referirían al aluminio, que tiene una mayor resistencia mecánica que el PTFE. Esto significa que, si el cojinete seco de PTFE pasa todas las verificaciones mecánicas, la solución de cinta o recubrimiento debería tener un comportamiento aún mejor. Los cálculos intermedios están especificados en los apéndices.

6.2.1 Verificación de la velocidad

La Tabla 7, que contiene las propiedades mecánicas de los cojinetes secos de PTFE, ha sido consultada para conocer, en primer lugar, la velocidad máxima de operación posible para este tipo de cojinetes. Después de verificar el valor máximo permitido, se ha calculado la velocidad de servicio utilizando el producto de la velocidad angular con el radio y los ciclos por minuto, como se indica en la Ecuación 6.1.

Material	Esfuerzo Max. (MPa)	Temperatura Max. (°C)	Velocidad Max. (m/s)	Max ($P \cdot v$) (kPa · m/s)
PTFE (Teflon)	3.5	260	0.5	35

Tabla 7: Propiedades mecánicas para rodamientos en seco y rodamientos con contacto imperfecto [16]

$$v_s < v_{max} \Leftrightarrow \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{60} < v_{max} \quad (6.1)$$

6.2.2 Verificación del Esfuerzo

El mismo proceso se ha aplicado para el esfuerzo, teniendo en cuenta las fuerzas previamente calculadas que afectan lateralmente al eje (F_x y F_z) y el área proyectada del mismo. El esfuerzo de servicio se ha calculado y debe ser menor que el esfuerzo máximo permitido, como se indica en la Ecuación 6.2:

$$\sigma_s < \sigma_{max} \Leftrightarrow \frac{F}{A} < \sigma_{max} \quad (6.2)$$

6.2.3 Verificación de la Temperatura

Por último, se ha verificado la temperatura del eje. Los cálculos se han realizado en dos pasos. Primero, se ha determinado el calor específico para el peor caso utilizando los valores de la Tabla 7 y el coeficiente de fricción mixto mínimo ($f_m = 0,02$), para luego resolver la ecuación de temperatura de servicio, que ha sido el segundo paso. La temperatura ambiente utilizada generalmente en las verificaciones de cojinetes es de 25 °C, pero en este caso, dado que los helicópteros a menudo se usan en situaciones

más extremas, se ha considerado una temperatura ambiente de 100 °C. También se ha utilizado el coeficiente de fricción de PTFE de 0.04 y la presión y velocidad determinadas previamente para calcular la temperatura de servicio:

$$T_s < T_{max} \Leftrightarrow T_a + \frac{f \cdot P \cdot v}{c_e} < T_{max} \quad (6.3)$$

Resultados

El valor calculado de velocidad de servicio en la Ecuación 6.1 ha sido 0,072 m/s, que es menor que los 0,5 m/s de la velocidad máxima indicada en la Tabla 7. Esto significaba que se cumplen los requisitos de velocidad máxima para este cojinete seco. En cuanto a los requisitos de esfuerzo en la Ecuación 6.2, los resultados han sido 115,6 kPa < 3,5 MPa, lo que valida el diseño respecto al esfuerzo. Finalmente, respecto a los requisitos de temperatura, la temperatura de servicio calculada ha sido 21 °C, inferior a los 260 °C máximos permitidos.

Dado que todas las verificaciones han sido satisfactorias, este cojinete seco de PTFE no tendrá problemas para funcionar bajo las condiciones indicadas.

6.3 Adición de torque

Hasta ahora, no se ha considerado el efecto del torque de reacción (o momento de reacción) en la parte de fijación. Al determinar las fuerzas de reacción en la sección 5.3.2, no se han contemplado los momentos de reacción, ya que se ha pensado que, dado que la parte de fijación permite la rotación a lo largo del eje Y del eje del husillo, y el brazo del sistema de limpiaparabrisas permite su flexión contrarrestada con un resorte, el torque de reacción no afectará al husillo ni, en consecuencia, a la parte de fijación debido a los grados de libertad mencionados.

Sin embargo, cuando los resultados han sido presentados, se ha reconocido que la influencia de todas las reacciones debe ser estudiada, ya que no se ha considerado la imposibilidad de torsión en el área del cojinete en dos ejes en la base del brazo.

Si se concluye que no se observaron diferencias considerables (o lo suficientemente pequeñas como para ser ignoradas), el modelo con solo las fuerzas de reacción puede ser utilizado como un modelo más simple que represente fielmente al modelo con todas las reacciones. De lo contrario, será necesario tener en cuenta los momentos y rehacer los estudios.

6.3.1 Estudio de movimiento

Consultando los resultados del análisis de movimiento del estudio previo, solo ha sido necesario agregar otros cuatro gráficos, como en la Figura 64, esta vez con la magnitud del momento de reacción, como se muestra en la Figura 110. Esto se ha realizado en el

modelo con la aceleración gravitacional para comprender el efecto del torque de reacción en un caso regular.

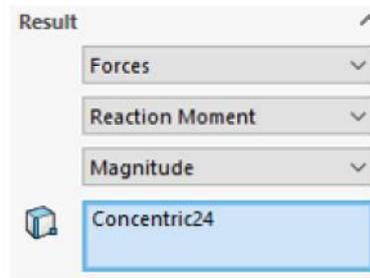


Figura 110: Creación de gráficos de magnitud de momento de reacción

Resultados

Como se muestra en la Figura 111, el valor más alto del torque ocurre a la mitad de un ciclo, cuando la hoja del limpiaparabrisas está completamente desplazada hacia la derecha, antes de volver a la posición de reposo. Su valor es aproximadamente de $22.4 \text{ N} \cdot \text{m}$.

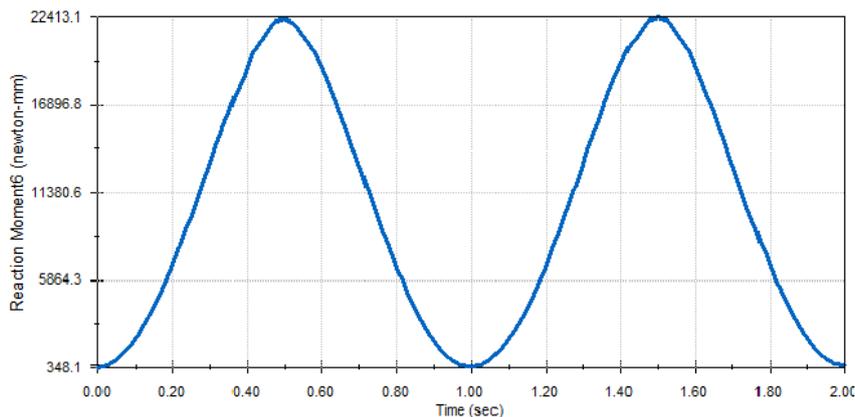


Figura 111: Gráfico del resultado de la magnitud del momento de reacción en $\text{N} \cdot \text{m}$

Este es un valor que no se puede ignorar porque probablemente tendrá un gran efecto en el comportamiento mecánico de la parte de fijación, lo que hace necesario considerarlo en una nueva iteración.

Conociendo el valor de magnitud del estudio de aceleración gravitacional, ha sido fundamental producir los tres gráficos de componentes (x, y, z) para aplicarlos en el estudio estático. Una vez hecho esto, se ha repetido en todos los demás estudios de movimiento (descendente, hacia adelante, hacia atrás y los laterales).

El torque del motor en la Tabla 8 es relevante principalmente para garantizar que el valor nunca supere los $62 \text{ N} \cdot \text{m}$, que, como se ha mencionado anteriormente, es el torque máximo absoluto permitido. El torque del motor debe mantenerse entre $25 \text{ N} \cdot$

m y $32 N \cdot m$ en su funcionamiento normal, pero, dado que este es un caso extremo, que el valor máximo sea $35.2 N \cdot m$ no representa un problema.

	1G	Descendente	Delante	Ascendente	Trasera	Lado	
						LH	RH
Torque Max. ($N \cdot m$)	25,4	35,2	21,3	18,5	26,1	19,4	28,8
Magnitud R (N)	55,0	57,0	70,0	54,6	44,5	46,0	65,6
Magnitud M ($N \cdot m$)	22,4	22,6	21,7	22,6	23,0	23,1	21,8

Tabla 8: Valores máximos de par motor y fuerza de reacción y magnitud de par de las diferentes simulaciones

A diferencia de la Tabla 4, cada estudio ahora incluye resultados de dos parámetros: (reacciones de fuerza y torque), lo que significa que no es sencillo determinar cuál es el peor escenario, es decir, si el más problemático sería aquel con el mayor valor de fuerza o aquel con el mayor valor de torque. Teniendo eso en cuenta, se han seleccionado ambos estudios con las reacciones representadas en rojo para proceder al estudio estático.

Componentes de reacción en el peor escenario

Ha surgido una duda que no se había considerado antes: si las fuerzas de reacción han sido analizadas en la dirección correcta, ya que solo se ha elegido el ajuste concéntrico, y los resultados de las componentes de reacción podrían ser el inverso de lo que debería considerarse.

Los gráficos de reacción han sido rehechos añadiendo el parámetro mostrado en la Figura 112, que había sido ignorado anteriormente, obligando a que los resultados se refirieran a la parte seleccionada, que luego se ha destacado en azul claro en la Figura 113 en lugar de gris.

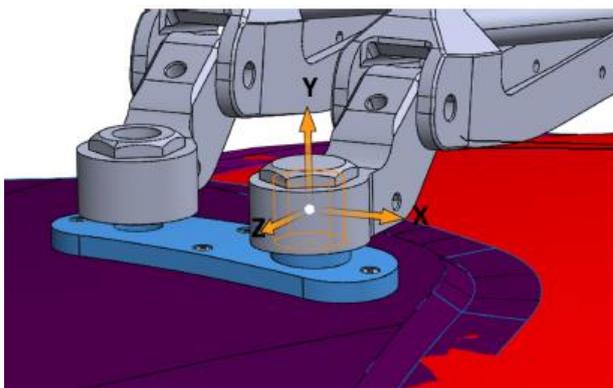


Figura 113: Coordenadas de Reacción

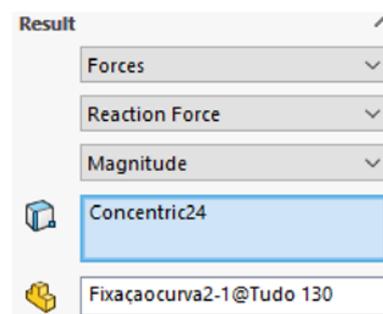


Figura 112: Parámetros de magnitud de la fuerza de reacción

Se ha notado que, con esta nueva configuración de coordenadas, la componente Y se convierte en cero en todas las simulaciones, que es lo que debería haber sucedido desde el principio, ya que el gráfico se ha generado después del ajuste concéntrico, permitiendo movimiento en la dirección Y. Para comprender las fuerzas involucradas en esta dirección, se ha tenido que crear otro gráfico que involucrara otro ajuste. Como se muestra en la Figura 115, se ha elegido la coincidencia en la parte inferior del tornillo con el interior del husillo para evaluar las componentes Y de las fuerzas que afectan la parte de fijación. Los parámetros, como en la Figura 114, no difieren del gráfico mostrado previamente, excepto por el ajuste desde el cual se analizan las reacciones.

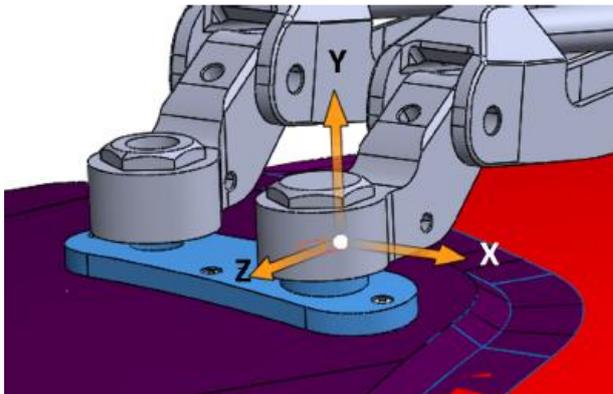


Figura 115: Coordenadas de Reacción

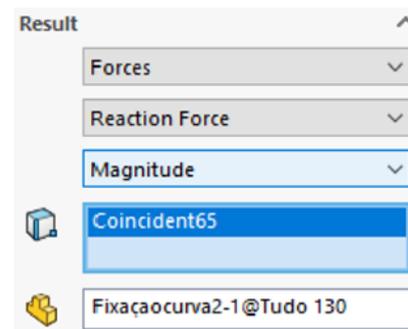


Figura 114: Parámetros de magnitud de la fuerza de reacción

Además de las fuerzas de reacción, también se han creado gráficos de momentos para conocer las componentes que afectan la parte de fijación y luego incluirlas en el estudio estático. Como se muestra en la Tabla 9, el caso de aterrizaje de emergencia hacia adelante (que es el peor escenario en términos de fuerza) incluye esas componentes de fuerza y momento, mientras que en la Tabla 10 se presentan las reacciones para el caso de aterrizaje de emergencia lateral izquierdo (el peor escenario en términos de momento).

F_{mag}	70,0 N	M_{mag}	21,7 N · m		
F_x	46,0 N	M_x	-15,4 N · m	F_{ybolt}	18,0 N
F_y	0 N	M_y	0 N · m	M_{ybolt}	0 N · m
F_z	-52,0 N	M_z	15,25 N · m		

Tabla 9: Fuerzas de reacción y momentos del caso de aterrizaje de emergencia hacia adelante

F_{mag}	46,0 N	M_{mag}	23,1 N · m		
F_x	30,0 N	M_x	16,4 N · m	F_{ybolt}	27,0 N
F_y	0 N	M_y	0 N · m	M_{ybolt}	0 N · m
F_z	-34,0 N	M_z	16,3 N · m		

Tabla 10: Fuerzas de reacción y momentos del caso de aterrizaje de emergencia lateral LH

Es posible observar que, en ambos casos, como se describió anteriormente, las fuerzas en la dirección Y son nulas, por lo que las reacciones en esa dirección se han consultado

a partir del ajuste en la base del tornillo (representado como F_{ybolt} en las tablas) y la magnitud ha resultado igual a la reacción F_y , como era de esperarse.

Además, al permitir la conexión cilíndrica del sistema de limpiaparabrisas al cojinete seco en la parte de fijación, se esperaba que no existiera ninguna reacción de momento en el eje Y, lo cual queda confirmado en ambas tablas.

6.3.2 Estudio Estático

Repitiendo el proceso descrito en la Sección 5.3.3, se han llevado a cabo estudios estáticos incorporando cambios en los valores de las fuerzas componentes y añadiendo los momentos. Como se muestra en la Figura 116, se han añadido dos ejes en el origen de las coordenadas de las reacciones, correspondientes a los ejes X y Z. Los momentos correspondientes se han aplicado en la superficie externa del husillo, que es donde existe el contacto.

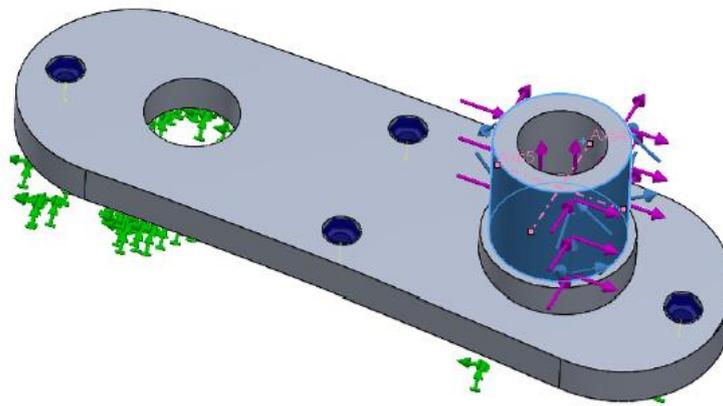


Figura 116: Momentos y Fuerzas aplicados

A diferencia del estudio estático anterior, las fuerzas, en lugar de ubicarse en la superficie superior del husillo, también se han aplicado en la superficie cilíndrica, destacada en azul. Esto se ha hecho para mantener la coherencia, ya que el torque se aplicó en esa superficie, por lo que las fuerzas también deben aplicarse allí. Previamente, las fuerzas se ubicaban en la superficie superior porque no se encontró una mejor manera de ubicarlas en lo que correspondería al centro del eje. Sin embargo, tras buscar una forma de aplicarlas en una superficie no plana, se ha descubierto que, como alternativa, la cara cilíndrica puede seleccionarse siempre y cuando la dirección utilizada como referencia sea un plano. La cara lateral mostrada en rosa en la Figura 119 ha sido seleccionada, y ambas fuerzas se han aplicado en relación con el plano, como se muestra en la Figura 118.

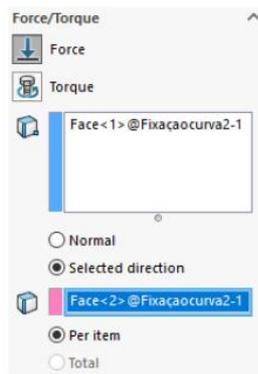


Figura 117: Parámetros de localización de Fuerzas

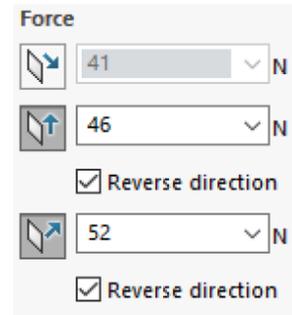


Figura 118: Parámetros de dirección de Fuerzas

Solo falta la fuerza vertical en el interior del agujero, que se ha insertado simplemente añadiendo una fuerza en la dirección y, dentro del husillo, como se muestra con las flechas verticales púrpuras de Figura 119.

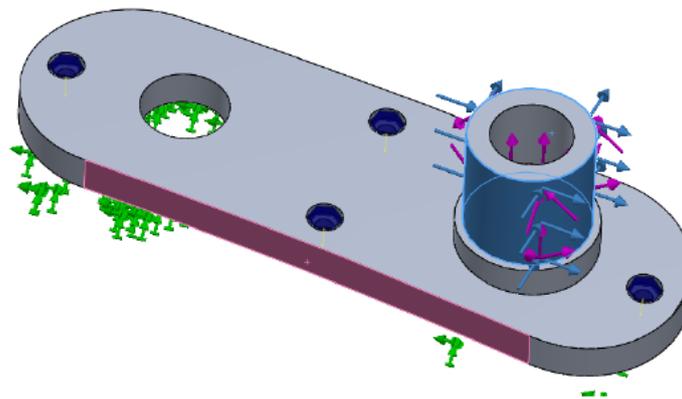


Figura 119: Representación gráfica de las Fuerzas aplicadas

El estudio ha sido duplicado y realizado para ambos casos de aterrizaje de emergencia, cambiando únicamente los valores de las componentes de las reacciones de momento y fuerza aplicadas a la pieza, respetando los valores en las Tabla 9 y Tabla 10.

Es posible notar que la superficie del helicóptero ha sido suprimida. Esto se ha hecho porque su supresión no cambia el tipo de contacto entre las piezas, pero permite una mejor visualización de la parte que está siendo estudiada. Además, en caso de que los valores estudiados en el ensamblaje (por ejemplo, tensión máxima, mínimo FoS) estén localizados en la parte correspondiente a la superficie del helicóptero, al suprimirla es posible considerar únicamente los valores en las piezas visibles. A veces, una pequeña sección de la pieza fija puede no verse afectada por las restricciones aplicadas a ella, pero toda el área circundante sí lo estará. Esto puede resultar en grandes valores de tensión en esa pequeña área debido a que será la única zona que permite cierta deformación. De esta manera, mostrar únicamente los resultados en la pieza de fijación es más deseable, ya que solo esa pieza está siendo estudiada y no la superficie del helicóptero.

También se ha considerado la malla, utilizando control de malla en el agujero del tornillo más problemático (el mismo agujero en todas las simulaciones), como se muestra en la Figura 121. Se han aplicado parámetros de elementos de 1 mm con una relación de 1 en el área de la rosca y también en el agujero de la cabeza, como se muestra en la Figura 120. Esto ha sido importante para garantizar un número considerable de elementos en la profundidad de la pieza.

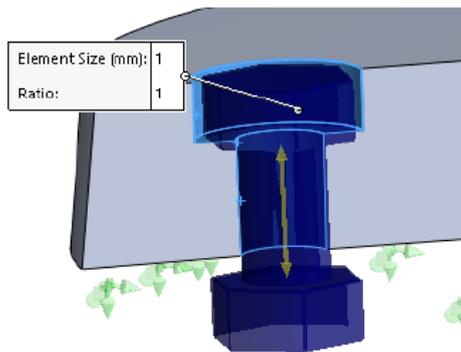


Figura 120: Representación gráfica del control de malla aplicado

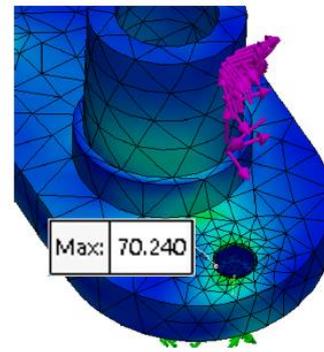


Figura 121: Control de malla en el agujero del tornillo

Simplificación de las Condiciones de Contorno

Cuando se ha ejecutado la simulación con el modelo descrito, se ha descubierto que requiere demasiada potencia de cálculo, lo que se ha reflejado en un tiempo de ejecución mucho más largo para completar el estudio estático.

Dado que no ha sido factible invertir tanto tiempo en cada simulación, considerando que se debían realizar varios estudios estáticos, y aún más estudios de fatiga (que requieren mayor potencia de cálculo), se ha decidido analizar cuánto difieren los resultados si se utiliza una fijación más simple.

Como se menciona en la Sección 5.3.3, se ha añadido una simulación con restricciones normales de contorno (perpendiculares a la parte cilíndrica y a la superficie superior), así como una con restricciones completamente fijas. Esto se ha realizado con la intención de hacer una comparación y observar cuánto difieren los resultados.

Como se ha indicado anteriormente, en todos los casos la máxima tensión se ha localizado en el agujero del tornillo más cercano al husillo, como se muestra en la Figura 121. Lo que se ha observado, en términos de tensión, entre los modelos, ha sido que el valor más bajo se ha dado en el caso del tornillo, seguido por el caso normal, y, con los valores más altos, el caso con restricciones fijas.

Esto era de esperar debido al aumento gradual de restricciones en cada caso, lo que no refleja la posibilidad de cierta holgura en el modelo real debido a la presencia de conexiones con tornillos.

También se ha observado que, en el caso del tornillo, las esquinas de la cabeza, al estar en contacto con la pieza, han generado pequeños puntos de concentración de tensiones, como se muestra en la Figura 122. Para evaluar si esto es algo que no vale la pena considerar porque no ocurre en un escenario real, se ha utilizado la herramienta *Hotspot Detection*.

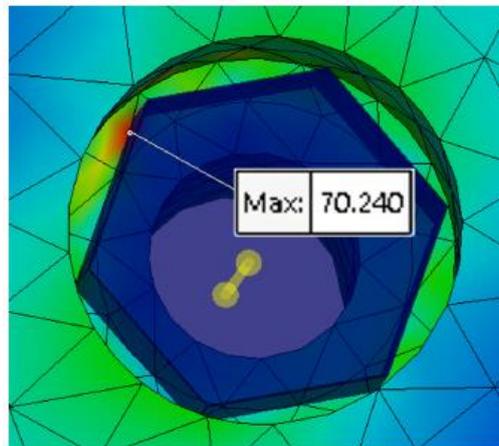


Figura 122: Detalle de los puntos de máxima tensión para la simulación de avance

Esta herramienta evalúa incrementos abruptos de valores en los nodos al compararlos con sus nodos adyacentes, determinando si pueden considerarse puntos de concentración de tensiones y, por lo tanto, ser ignorados. En el caso mencionado, este ha sido el resultado. La herramienta *Hotspot Detection* ha identificado las áreas de contacto debajo de las esquinas de la cabeza del tornillo como puntos de concentración de tensiones, ignorando dichas áreas y reduciendo el valor máximo de tensión en la simulación, como se explica con mayor detalle en la Sección 2.2.3.

Este proceso se ha repetido para todos los casos y los valores han sido recopilados y compilados en la Tabla 11. Las columnas de FoS (factor de seguridad) y *Hotspot* son subproductos del análisis de tensiones, lo que significa que la columna de FoS se refiere al valor máximo de tensión, no al de *Hotspot*.

		S_{max} (MPa)	FOS	Hotspot (MPa)
Normal	Forward	77,2	6,5	77,2
	Left	97,2	5,2	94,1
Fijo	Forward	115,4	4,4	115,4
	Left	203,3	2,5	203,3
Pernos	Forward	70,2	7,2	52,7
	Left	103,8	4,9	86,2

Tabla 11: Resultados de los estudios estáticos con diferentes restricciones de contorno

Al observar la tabla, es posible determinar que, en todos los casos con diferentes condiciones de contorno, el caso de aterrizaje de emergencia lateral izquierdo fue el que ha presentado el mayor valor de tensión máxima y el menor FoS.

Como se observó previamente, el modelo con las restricciones más laxas mostró mayores valores de FoS, seguido por el modelo con dos condiciones normales de contorno y, finalmente, con los resultados más problemáticos, el modelo con restricciones fijas.

Además, en cuanto a la concentración de tensiones, la herramienta *Hotspot Detection* de SW no ha podido identificar ninguna en el modelo con restricciones fijas, produciendo resultados iguales entre el valor máximo de tensión en el gráfico de tensiones y el gráfico de *Hotspot*, como se muestra en la Tabla 11. En la simulación con restricciones normales, solo se han observado diferencias en los resultados del caso de aterrizaje de emergencia lateral izquierdo de aproximadamente un 3%, lo cual es prácticamente insignificante. Sin embargo, en la simulación con tornillos, es evidente que ha habido un efecto de concentración de tensiones en los valores máximos de tensión. Como se mencionó antes, la cabeza del tornillo crea puntos de alta presión, lo que resulta en un aumento del 25% en los valores máximos de tensión en la simulación del aterrizaje de emergencia hacia adelante y del 17% en la simulación del aterrizaje de emergencia lateral izquierdo. La influencia de la geometría de los tornillos confirma la necesidad previamente planteada en el Capítulo 5.3.3 de cambiar de condiciones de contorno fijas a restricciones verticales en el apoyo de la cabeza del tornillo y en el agujero roscado.

El uso ideal de este análisis, con la detección de *Hotspots*, ha sido vincularlo al estudio de fatiga para ignorar los puntos de concentración de tensiones. Sin embargo, esto no ha sido posible, ya que el estudio de fatiga utiliza la información obtenida del estudio general de tensiones, considerando todos los nodos. No obstante, ha sido importante notar que estos casos han sido observados y, posiblemente, el daño, la vida útil máxima y el FLF (factor de carga por fatiga) obtenidos en futuros estudios de fatiga no considerarán los *Hotspots*, lo que resultará en un daño mayor al que se esperaría en un escenario real, lo cual es preferible a lo contrario.

Al comparar las diferencias entre las simulaciones con tornillos y las normales, ambos casos hacia adelante tienen una variación del 9.5%, lo cual no es un valor significativo. En el caso del aterrizaje de emergencia lateral izquierdo, que presenta el mayor y potencialmente más problemático resultado, se ha observado una diferencia del 6.6%, aún menor que antes. Considerando la proximidad entre los resultados de las simulaciones con tornillos y las normales en sus valores máximos obtenidos del gráfico de tensiones, se puede concluir que es una buena simplificación del modelo con tornillos.

Por lo tanto, el modelo con restricciones normales será utilizado para la simulación de fatiga, que se referirá al peor caso, el de aterrizaje de emergencia lateral izquierdo.

6.3.3 Estudio de Fatiga

Utilizando de nuevo los mismos parámetros descritos previamente en el estudio de fatiga, en el Capítulo 5.3.4, se ha realizado el estudio asociado al caso de aterrizaje de emergencia lateral izquierdo.

De manera similar a estudios anteriores, no se ha alcanzado la falla por fatiga, lo que ha mostrado que no era necesario analizar los gráficos de daño o vida útil. Sin embargo, el FLF (Factor de Carga por Fatiga), mostrado en la Figura 123, ha sido bastante importante.

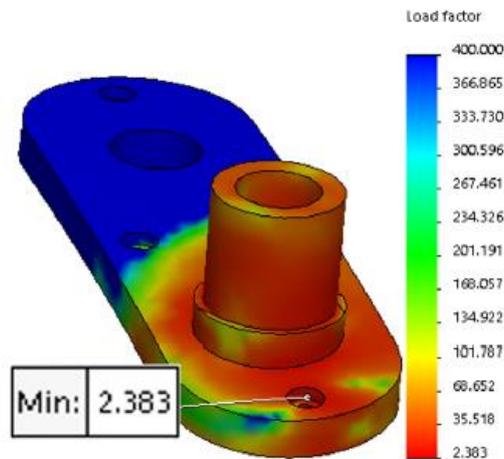


Figura 123: Gráfico FLF para la simulación de la izquierda

En este caso, el área más afectada ha sido alrededor del agujero del tornillo cercano al husillo. Su valor mínimo ha sido de 2.38, mucho más bajo que el 7.7 obtenido anteriormente, pero aún así, muy satisfactorio considerando el coeficiente de seguridad recomendado por la normativa CS-27, que es de 1.5.

Estos resultados indican que la pieza de fijación fabricada en aluminio 7075-T6, y considerando las fuerzas y torques aplicados, no fallará ni por carga estática ni por fatiga incluso en el peor escenario de aterrizaje de emergencia.

6.4 Aluminio 518.0

El mismo proceso ha sido llevado a cabo nuevamente, cambiando las propiedades mecánicas correspondientes al material previamente identificado como adecuado para el uso previsto, el aluminio 518.0, fundido, en estado F. Con esta opción, la producción de la pieza puede ser potencialmente más económica, pero al añadir el momento que afecta a la pieza en esta iteración, los resultados probablemente serán diferentes al caso anterior.

6.4.1 Resultados

Dado que los valores de tensión en la pieza son los mismos (ya que el único cambio realizado en la simulación ha sido en las propiedades del material), los gráficos analizados han sido los de FoS (Factor de Seguridad) y FLF (Factor de Carga por Fatiga).

Como se observa en la Figura 124, los resultados de FoS cumplen con el coeficiente de seguridad recomendado, ya que siempre se han mantenido por encima de 1.5. Esto significa que el aluminio 518.0 será adecuado para su uso en una situación de carga estática. Sin embargo, al ser utilizado en una situación de carga cíclica como la del proyecto actual, ha demostrado no ser apto.

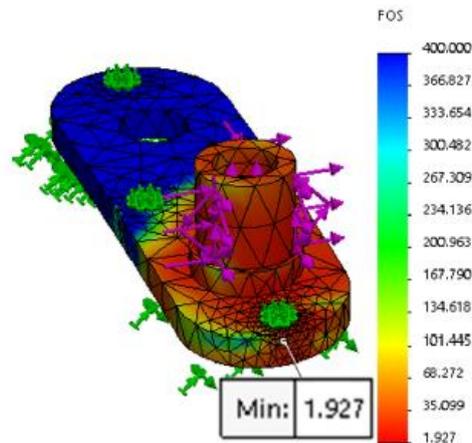


Figura 124: Resultados de la distribución de FoS para el Aluminio 518.0

Como se observa en la Figura 125, en el agujero del tornillo derecho hay un punto que presenta un FLF inferior a 1, lo que significa que, incluso antes de alcanzar un millón de ciclos, la pieza ya habrá fallado.

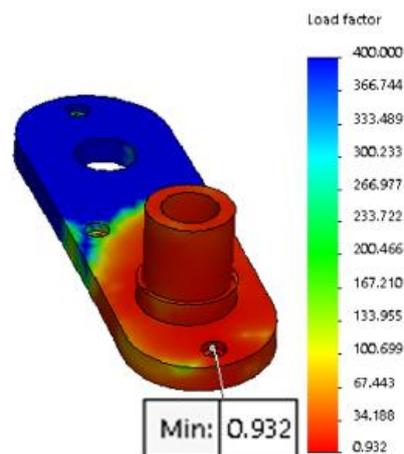


Figura 125: Resultados de FLF para el Aluminio 518.0

La herramienta *Iso Clipping* ha sido utilizada en el gráfico de vida útil total para analizar dónde comenzará a aparecer la falla. La Figura 126 muestra en detalle los nodos con ciclos de vida total entre el valor mínimo y la vida útil infinita (un millón de ciclos). Es posible notar en la imagen ampliada la grieta que comienza a formarse, originándose en el ciclo 371,589.

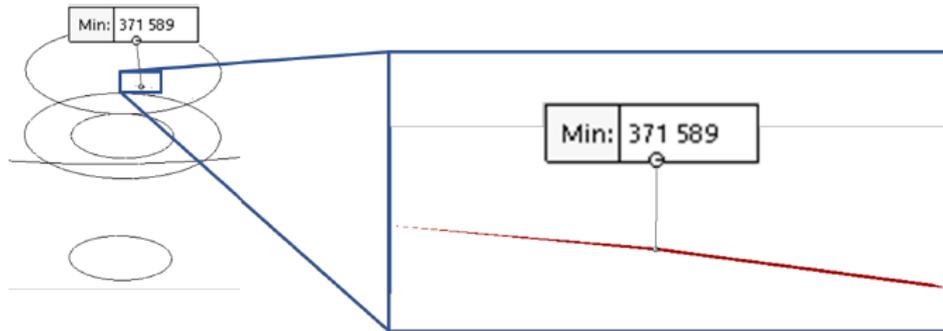


Figura 126: Vista detallada de la vida total en ciclos con la herramienta Iso Clipping

Debido a la complejidad de la geometría de esta pieza, no es posible concluir si la presencia de la grieta es legítima o si se debe al proceso de simplificación realizado al cambiar de las fijaciones con tornillos a una condición de contorno normal. Esto podría ser el caso porque, como se observa en el esquema de la Figura 127, la cara cilíndrica roscada y la cara de apoyo de la cabeza superior no pueden moverse en un eje. Esto hace que la cara inmediatamente siguiente tenga que soportar todo el desplazamiento que podría haberse distribuido si se hubieran simulado tornillos.

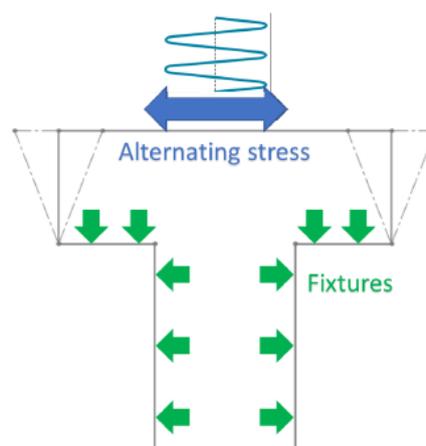


Figura 127: Fijaciones normales y esquema de desplazamiento en la conexión del orificio del perno

Observando la ubicación de la grieta, es posible reconocer similitudes con la presencia de puntos críticos en algunas de las simulaciones estáticas de modelos anteriores. Como se indicó antes, en los gráficos de resultados de los estudios estáticos, ha sido posible ver los resultados ignorando los puntos críticos. Sin embargo, esto no puede hacerse en los estudios de fatiga, lo que podría indicar la presencia de grietas tempranas en menos de 400,000 ciclos.

Las observaciones mencionadas pueden ser la razón por la cual este material no puede ser validado para el uso previsto, eligiéndose en su lugar el aluminio 7075-T6, que, a pesar de las mismas deficiencias en el modelo, cumple con todos los coeficientes de seguridad mínimos.

Capítulo 7. FUTUROS DESARROLLOS

Este proyecto todavía no está terminado y requiere mejoras. Por ello, en este capítulo se destacan varios aspectos y detalles que se consideran importantes para futuros desarrollos.

El factor que limita el ángulo de limpieza (γ) se ha identificado como la distancia entre los brazos y el parabrisas, representada en la Figura 128 como h_{min} .

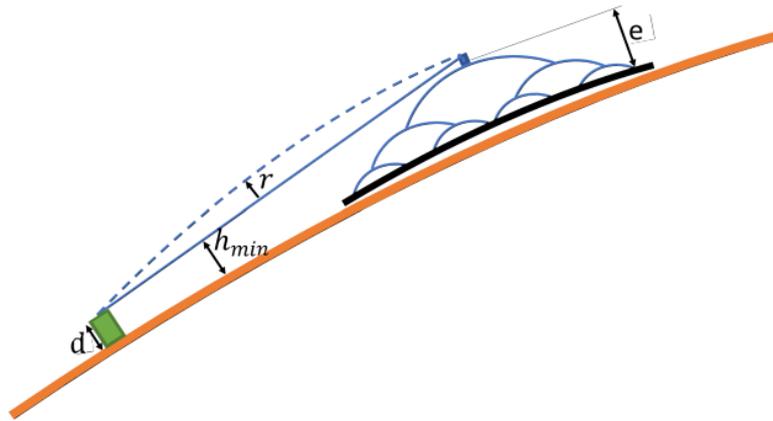


Figura 128: Representación esquemática de las variables que influyen en el ángulo máximo de limpieza

Para proyectar un valor mayor de γ en el futuro, se pueden considerar tres valores:

1. La altura de la base de los brazos (d): Si se puede extender, resultará en una mayor distancia de los brazos respecto al parabrisas.
2. La altura total de la estructura de la hoja (e): Cada pequeño brazo curvado puede ampliarse en altura, lo que resultará en una ganancia considerable de distancia respecto al parabrisas.
3. Los brazos largos y rectos pueden ser curvados (representados por un radio r): Esto permitirá que los propios brazos tengan una mayor distancia del parabrisas sin realizar cambios en el resto del modelo.

Puntos de trabajo futuro

Dado que aún existen perspectivas y problemas en este proyecto que deben ser considerados con mayor profundidad, se requerirá continuar con el progreso realizado. Los siguientes puntos se consideran prioritarios para el trabajo futuro:

- Ángulo de limpieza frente a la curvatura del parabrisas: Realizar un estudio que considere el ángulo máximo de limpieza frente al radio de curvatura del parabrisas, para determinar hasta qué grado esta adaptación es viable.
- Operación en seco y en mojado: Probar el sistema en superficies mojadas y secas para entender las implicaciones.

- Aerodinámica: Evaluar el impacto aerodinámico de la adaptación en la aeronave y cuantificar sus pérdidas.
- Factores ambientales: Probar el sistema en entornos agresivos, como viento, lluvia, barro y nieve.

Para adaptarse a más geometrías de parabrisas y diferentes medios de conexión, también será necesario considerar un rediseño del perno hueco que se conecta al eje del motor, para cada caso. Además, la longitud de los brazos podría necesitar ajustes si la altura del parabrisas es muy diferente del estándar de este sistema de limpiaparabrisas.

APÉNDICES

APÉNDICE A: Cálculos intermedios de rodamiento en seco

```

> restart
>
> #Maximum Velocity:
> vmax := 0.5 :#m/s
> v :=  $\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{60}$  :#m/s
> n := 60 :#rpm (1Hz)
> r := 11.5e-3 :#m
> vmax > v;
                                0.07225663103 < 0.5                                (1)
> #Maximum Stress:
>  $\sigma_{max}$  := 3.5e6 :#Pa
> #Radial Forces
> Fx := 53 : Fz := -19 :#N
> #spindle projected area:
> l := 21.18e-3 :#m
> a := l · 2 · r :#m2
> F := evalf( $\sqrt{Fx^2 + (Fz)^2}$ ) :
>  $\sigma_s$  :=  $\frac{F}{a}$  :#Pa
>  $\sigma_{max}$  >  $\sigma_s$ ;
                                115578.1768 < 3.5 106                                (2)
> #Maximum Temperature:
> Pvmax := 35e3 :#Pa · m/s
> Tmax := 260 :#°C
> Ta1 := 25 :#°C
> Ta2 := 100 :#°C #in case of combating fire
> fm1 := 0.02 :#worst case coefficient of friction
> fmt := 0.04 :#Teflon coefficient of friction
>
> ce := solve( $T_{max} = Ta1 + \frac{fm1 \cdot Pvmax}{ce}$ , ce) :
> Ts := Ta2 +  $\frac{fmt \cdot \sigma_s \cdot v}{ce}$  :
> Tmax > Ts;
                                212.1458899 < 260                                (3)

```

APÉNDICE B: Cálculos intermedios de conectores de pernos

- > $F_i := 0.9 \cdot F_p$: #Pre load for nonpermanent connections (equation 8-31)
- > $F_p := A_t \cdot S_p$: #Proof load (eq 8-32)

Nominal Major Diameter	Coarse-Pitch Series		
	Pitch	Tensile-Stress Area A_t	Minor-Diameter Area A_r
d mm	p mm	A_t mm^2	A_r mm^2
1.6	0.35	1.27	1.07
2	0.40	2.07	1.79
2.5	0.45	3.39	2.98
3	0.5	5.03	4.47
3.5	0.6	6.78	6.00
4	0.7	8.78	7.75

#Table 8-1

- > $A_t := 5.03e-6$: # mm^2
- > #Consulting table's 8-11 minimum proof strength for M3
- > $S_{p_{4.8}} := 310e6$: #Pa
- > $S_{p_{9.8}} := 650e6$: #Pa
- > $F_{i_{4.8}} := 0.75 \cdot A_t \cdot S_{p_{4.8}}$: #N

$$F_{i_{4.8}} := 1169.4750 \quad (1)$$

- > $F_{i_{9.8}} := 0.75 \cdot A_t \cdot S_{p_{9.8}}$: #N

$$F_{i_{9.8}} := 2452.1250 \quad (2)$$

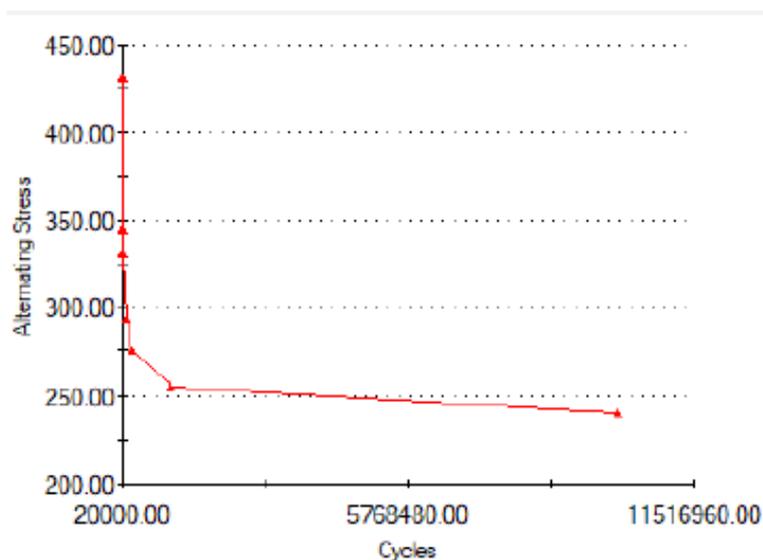
>

APÉNDICE C: Propiedades mecánicas de los Materiales

Aluminio 7075-T6

Property	Value	Units
Elastic Modulus	7.2e+010	N/m ²
Poisson's Ratio	0.33	N/A
Shear Modulus	2.69e+010	N/m ²
Mass Density	2810	kg/m ³
Tensile Strength	570000000	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	505000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	2.36e-005	/K
Thermal Conductivity	130	W/(m·K)
Specific Heat	960	J/(kg·K)
Material Damping Ratio		N/A

Fatigue (S-N) curves



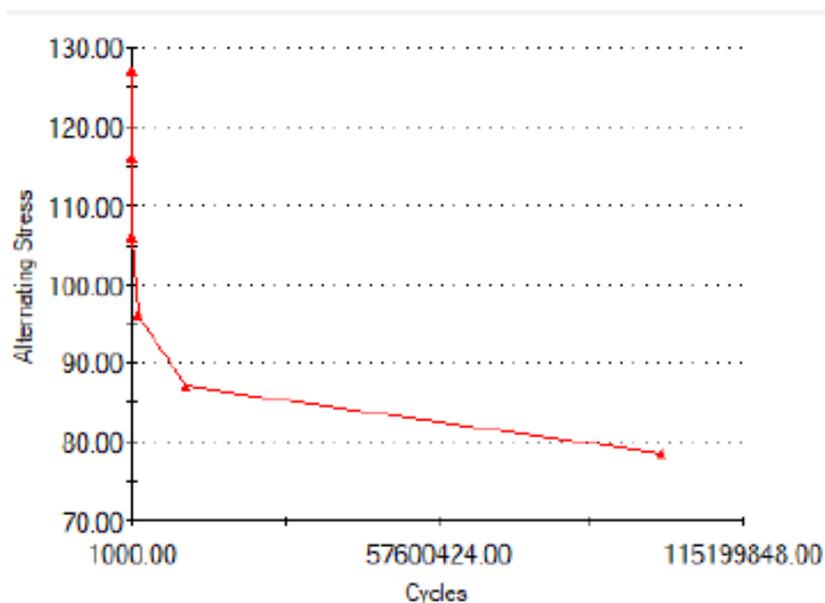
PVC Rígido

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2410000000	N/m ²
Poisson's Ratio	0.3825	N/A
Shear Modulus	866700000	N/m ²
Mass Density	1300	kg/m ³
Tensile Strength	40700000	N/m ²
Compressive Strength		N/m ²
Yield Strength	50000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient		/K
Thermal Conductivity	0.147	W/(m·K)
Specific Heat	1355	J/(kg·K)
Material Damping Ratio		N/A

Aluminio 518.0

Property	Value	Units
Elastic Modulus	6.96e+010	N/m ²
Poisson's Ratio	0.322	N/A
Shear Modulus	2.6e+010	N/m ²
Mass Density	2490	kg/m ³
Tensile Strength	310000000	N/m ²
Compressive Strength	177000000	N/m ²
Yield Strength	177000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient	23.5	/K
Thermal Conductivity	0.2256	W/(m·K)
Specific Heat	1386	J/(kg·K)
Material Damping Ratio		N/A

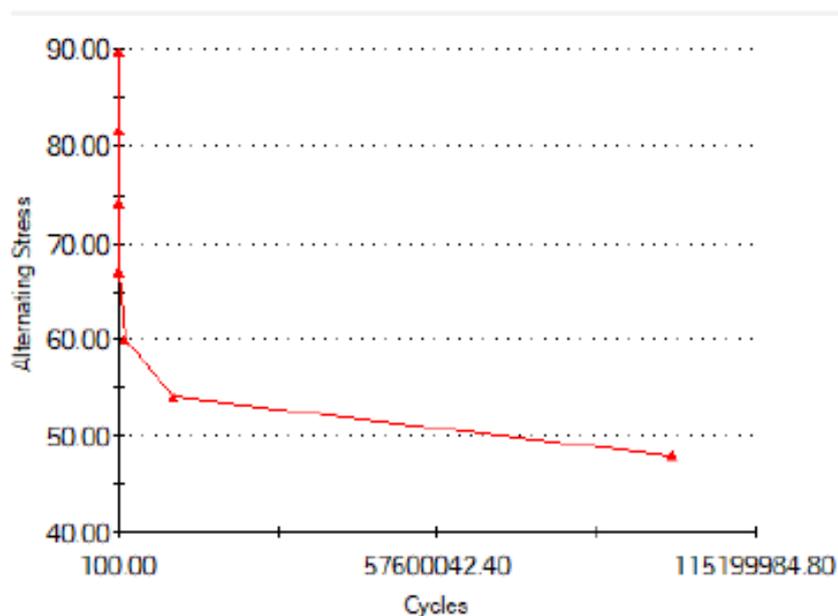
Fatigue (S-N) curves



Aluminio 3105

Property	Value	Units
Elastic Modulus	6.9e+010	N/m ²
Poisson's Ratio	0.325	N/A
Shear Modulus	2.5e+010	N/m ²
Mass Density	2700	kg/m ³
Tensile Strength	214000000	N/m ²
Compressive Strength	185000000	N/m ²
Yield Strength	185000000	N/m ²
Thermal Expansion Coefficient		/K
Thermal Conductivity	0.2256	W/(m·K)
Specific Heat	1386	J/(kg·K)
Material Damping Ratio		N/A

Fatigue (S-N) curves



REFERENCIAS

- [1] Regulations. EASA, 2019. URL www.easa.europa.eu.
- [2] SKYbrary electronic repository. SKYbrary, 2017. URL <https://www.skybrary.aero/index.php/JAA>.
- [3] European Aviation Safety Agency. Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Small Rotorcraft CS-27. Certification Specification Amendment 6, EASA, December 2019.
- [4] Joint Aviation Authorities. Certification Specifications for Small Rotorcraft JAR-27. Certification Specification, JAA, January 2012.
- [5] Jacob Fish and Ted Belytschko. A First Course in Finite Elements. Wiley, Chichester, England ; Hoboken, NJ, 1st edition edition, May 2007. ISBN 978-0-470-03580-1.
- [6] Filipe Teixeira-Dias, A. Pinho da Cruz, Robertt Valente, and Ricardo J. Alves de Sousa. Método dos Elementos Finitos - Técnicas de Simulación Numérica. 2010. ISBN 978-972-8480-25-7.
- [7] SolidWorks Online Help. SolidWorks, 2017. URL http://help.solidworks.com/2017/English/SolidWorks/sldworks/c_introduction_toplevel_topic.htm.
- [8] Chaitanya Raj Goyal. Uncertainty Quantification in non-linear seismic wave propagation. Dissertation, Carleton University, 2017.
- [9] Abdel Makhoul and Mahmood Aliofkhaezai. Handbook of Materials Failure Analysis. Elsevier, 2015. ISBN 978-0-08-101928-3. doi: 10.1016/C2016-0-01329-3.
- [10] Richard G. Budynas and Keith J. Nisbett. Shigley's Mechanical Engineering Design. McGraw-Hill Education, New York, NY, 10 edition edition, January 2014. ISBN 978-0-07-339820-4.
- [11] Ferdinand Beer, E. Russel Johnston, John DeWolf, and David Mazurek. Mechanics of Materials. 3rd edition, 2003. ISBN 0-07-762525-0. URL <https://www.mheducation.com/highered/product/mechanics-materials-beer-johnston-jr/M9780073398235.html>.
- [12] M. Janssen, J. Zuidema, and R. J. H. Wanhill. Fracture Mechanics. VSSD, Delft, 2 edition edition, February 2006. ISBN 978-90-407-2221-9.
- [13] William D. Callister and David G. Rethwisch. Materials Science and Engineering: An Introduction. JOHN WILEY & SONS INC, Hoboken, NJ, 009 edition, December 2013. ISBN 978-1-118-32457-8.
- [14] Norman E. Dowling. Mechanical Behavior of Materials. Pearson, Boston, 4 edition edition, March 2012. ISBN 978-0-13-139506-0.

[15] Airbus industrie material specification. Airbus, June 2018.

[16] A5 - Dry rubbing bearings. In M. J. Neale, editor, Tribology Handbook (Second Edition), pages A5.1–A5.4. Butterworth-Heinemann, Oxford, January 1995. ISBN 978-0-7506-1198-5. doi: 10.1016/B978-075061198-5/50006-0.