

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA INDUSTRIAL.

TRABAJO FIN DE GRADO

ANÁLISIS ESTÁTICO Y A FATIGA DE UN PIOLET DE ESCALADA POR ELEMENTOS FINITOS

Alumno: Gil, Elorri, Angel

Director: Abasolo, Bilbao, Mikel

Curso: 2017-2018

Fecha: 14, Junio, 2018

I. RESUMEN TRILINGÜE

Resumen. En este trabajo se realiza un análisis mecánico resistente de un piolet de escalada aún inexistente en el mercado, validando y optimizando ciertos aspectos de su diseño, a modo de trabajo previo a su fabricación.

El piolet es una herramienta muy frecuentemente utilizada en la montaña para progresar por terreno técnico invernal, así como en la escalada en hielo y terreno mixto. Se trata de un elemento sometido a grandes esfuerzos en comparación con su tamaño. Por lo tanto, un correcto diseño que otorgue ligereza, funcionalidad y seguridad al escalador hacen de éste una tarea no trivial.

De este modo, se han realizado una serie de análisis con Elementos Finitos, previa selección de materiales, acompañados de unos cálculos para caracterizar la respuesta frente a cargas estáticas y cíclicas del modelo CAD estudiado. De esta forma, se han extraído una serie de propuestas de mejora con el fin de optimizar ciertos aspectos del diseño, reduciendo su peso y aumentando su vida útil.

Abstract. In this work a mechanical analysis is carried out on a yet to be produced climbing ice axe, validating and optimizing certain aspects of its design: a required work ahead of its fabrication.

Ice axes are commonly used in the mountain to assist the climber's progression through challenging terrain, as well as for ice climbing and dry tooling applications. These tools are subjected to high forces relative to their size during use. Their correct design is a non trivial task, given the need to combine functionality and ensure the climber's safety at the same time. Achieve the product's lightness is also a must.

In this manner, following an initial materials selection, Finite Element analysis have been carried out, accompanied by their corresponding calculations, in order to properly characterize the CAD design's response against static and cyclic loads. Therefore, a number of improvement proposals have been extracted with the purpose of reducing the tool's weight and increase its life, as a way to optimize the existing design.

Laburpena. Lan honetan merkatuan oraindik ez dagoen eskalatze-pioleteko analisi mekaniko-erresistentea aurkezten da, bere diseinuko zenbait ezaugarri balioztatuz eta optimizatuz, fabrikazioaren aurrean gisa.

Pioleta mendi munduan maiz erabiltzen den tresna da, bai negu-lursail teknikorako baita izotz-eskalada eta eremu mistoetarako ere. Bere tamainarekiko esfortzu handiak sufritzen duen tresna da. Hori dela eta, arintasuna, funtzionaltasuna eta eskalatailearen segurtasuna bermatzen duen diseinu egokia burutzea ez da lan erraza.

Honela, Elementu Finituz hainbat analisi egin dira, aurretiko materialen hautaketa eta aztertutako CAD modeloaren karga estatiko eta ziklokoerako erantzunaren karakterizazioarako kalkuluak egin ondoren. Modu honetan, diseinuaren alderdi batzuk optimizatzeko asmoarekin, hobekuntzarako hainbat proposamen azaltzen dira, pisua murrizteko eta balio-bizitza areagotzeko.

Palabras clave: Piolet, análisis mecánico, fatiga, Elementos Finitos

ÍNDICE

I. RESUMEN TRILINGÜE	1
II. LISTADO DE TABLAS Y FIGURAS	6
III. DESARROLLO DEL TFG	8
1. INTRODUCCIÓN	8
2. CONTEXTO Y ANTECEDENTES	9
3. OBJETIVOS Y ALCANCE	11
5. BENEFICIOS DEL PROYECTO	14
5. ESTADO DEL ARTE	15
5.1. Función y ámbito de uso del piolet	15
5.2. Diseño básico de un piolet	16
5.3. Maniobras y manejo del piolet en la montaña	17
5.3.1. Técnicas de progresión con el piolet	17
5.3.2. Técnicas de autodetención	19
5.3.3. Otros usos	20
5.4. Evolución conceptual de la herramienta hasta la actualidad	21
5.5. Materiales empleados. Procesos de fabricación	24
5.5.1. Fabricación de la cabeza	24
5.5.2. Fabricación del regatón	26
5.5.3. Fabricación del mango y las uniones	26
6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	29
7. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA	33
7.1. Diseño del piolet mixto analizado	33
7.1.2. Materiales empleados	34
7.2. Software de Elementos Finitos empleado	37
7.3. Listado de análisis seleccionado	38
7.3.1. Descripción de los análisis seleccionados	40
8. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO	44
8.1. Descripción de tareas	44
8.2. Diagrama de Gantt	46
8.3. Análisis de elementos finitos	47
8.3.3. Simulación de ensayos de la norma UNE-EN 13089:2011+A1	47
8.3.2. Análisis del piolet - tracción	51
8.3.3. Análisis de fatiga	52

8.4. Descripción de los resultados	55
8.4.1. Conclusiones de los resultados	60
8.5. Propuesta de diseño final	61
9. DESCARGO DE GASTOS	64
9.1. Horas Internas	64
9.2. Amortizaciones	64
9.3. Gastos	64
9.4. Costes Indirectos	65
9.5. Tabla de Descargo de Gastos	65
9.6. Análisis de Costes	65
10. CONCLUSIONES	67
10.1. Conclusiones Principales	67
10.1.1. Materiales empleados	67
10.1.2. Diseño del piolet	68
10.2. Líneas futuras y propuestas	70
11. BIBLIOGRAFÍA	71
ANEXO I: NORMATIVA APLICABLE	73
ANEXO II: CUESTIONES PREVIAS	75
1. Cálculo de la carga repartida sobre el piolet - tracción	75
2. Método de los Elementos Finitos	76
2.1. Introducción	76
2.2. Software de Elementos Finitos	76
ANEXO III: CÁLCULOS Y RESULTADOS	79
1. Variables de entrada para los ensayos de la norma	79
2. Resultados de los análisis de la norma	81
3. Cálculos para el análisis del piolet - tracción	84
4. Obtención de la curva de Basquin de la Hoja	87
5. Evaluación del método de Coffin-Manson	89
6. Aplicación del método de Palmgren-Miner	91
7. Efectos de la plastificación local por cargas extremas en el análisis 7	94
8. Dimensionamiento de los pasadores	96
9. Análisis resistente del regatón	102
ANEXO IV: DISEÑO CAD DEL "ROGU ICE AXE"	103

ANEXO V: TERMINOLOGÍA

105

II. LISTADO DE TABLAS Y FIGURAS

Tabla 1: Análisis de alternativas de material para la cabeza.....	30
Tabla 2: Análisis de alternativas del material para el mango.....	31
Tabla 3: Listado de propiedades del acero AISI 420	34
Tabla 4: Listado de propiedades de la aleación AZ80 T5	35
Tabla 5: Listado de análisis seleccionado	38
Tabla 6: Descargo de Gastos del Proyecto.....	65
Tabla 7: Resultados de los ensayos de la norma	81
Tabla 8: Resumen de resultados del análisis 7.....	93
Figura 1: Fractura de la hoja de un piolet [2].....	9
Figura 2: Diseño CAD analizado. Modelo Rogu Ice Axe.	10
Figura 3: WBS del trabajo realizado.....	12
Figura 4: Procesos seguidos en el desarrollo del trabajo	13
Figura 5: Esquema de un piolet clásico [9].....	16
Figura 6: Piolets técnicos Quark de la marca Petzl [10].....	16
Figura 7: Montañero progresando utilizando el piolet - bastón [9]	17
Figura 8: Manera de asir el piolet en alpinismo [9]	17
Figura 9: Piolet - puñal [9].....	18
Figura 10: Escalando en piolet - tracción [11].....	18
Figura 11: Esquema de colocación del piolet - estaca [9].....	20
Figura 12: Esquema de colocación del piolet - horizontal [9]	20
Figura 13: Ejemplo de evolución de los piolets hasta la actualidad [12]	21
Figura 14: Tipos de pico [13].....	22
Figura 15: Mango y regatón de un diseño ultraligero de Camp [13].....	23
Figura 16: Piolet técnico modelo Cryo2 de E-Climb [14].....	23
Figura 17: Cabeza forjada en una sola pieza de Grivel [19].....	25
Figura 18: Hoja de piolet recortada de chapa de acero al carbono 15N20 [20].....	25
Figura 19: Modelo de Simond implementando la tecnología "Carving" [13]	27
Figura 20: Perspectiva de la cabeza	33
Figura 21: Montaje del ensayo 1	40
Figura 22: Montaje del ensayo 2	40
Figura 23: Montaje del ensayo 3.....	41
Figura 24: Montaje del ensayo 4.....	41
Figura 26: Montaje del ensayo 6.....	42
Figura 25: Caso de cargas del ensayo 5	42
Figura 27: Caso de cargas del ensayo 7	43
Figura 28: Curvas tensión - deformación para la aleación AZ80 [22].....	48
Figura 29: Variación del módulo de Young con la temperatura [24]	49
Figura 30: Variación de la tensión de fluencia con la temperatura.....	49
Figura 31: Análisis del piolet - tracción.....	51

Figura 32: Gráfica carga - deformación del mango	55
Figura 33: Tensiones de Von Mises en el análisis 4	56
Figura 34: Líneas de apoyos deslizantes en el eje y. Análisis del ensayo 3	56
Figura 35: Distribución de tensiones con 450 N de tracción	57
Figura 36: Resultados del análisis del ensayo de fatiga.....	58
Figura 37: Duración esperada para radio de acuerdo de 3,5 mm.....	58
Figura 38: Efecto de la concentración de tensiones en el mango.	61
Figura 39: Dentado calculado de la hoja.....	62
Figura 40: Desglose de los costes	66
Figura 41: Diagrama equivalente al cuerpo del escalador	75
Figura 42: Distintos tipo de elementos comúnmente empleados en el MEF.	77
Figura 43: Tensiones de Von Mises sobre la deformada a escala real bajo carga de 4000N.....	81
Figura 44: Tensiones de Von Mises permanentes tras retirar la carga de 2500N.....	82
Figura 45: Tensiones en el centro del mango en el ensayo 1	82
Figura 46: Concentración de tensiones en el agujero central del mango	82
Figura 47: Campo de tensiones de Von Mises bajo carga del ensayo 2	83
Figura 48: Tensiones de Von Mises del análisis 5	84
Figura 49: Banda de dispersión para la curva de Basquin del acero AISI 420	87
Figura 50: Curva de Basquin del piolet	87
Figura 51: Relación de Coffin-Manson [27].....	90
Figura 52: Caso de cargas del análisis 7	91
Figura 53: Puntos críticos a estudiar en el método de Miner	92
Figura 54: Montaje del antiguo ensayo de tracción 2000 N	96
Figura 55: Equilibrio de fuerzas en pasadores y mango	97
Figura 56: Estado tensional en el pasador.....	98
Figura 57: Presiones de contacto en los pasadores	100
Figura 58: Tensiones de Von Mises en la unión.....	100
Figura 59: Tensiones de Von Mises en el análisis del regatón	102
Figura 60: Alzado lateral	103
Figura 61: Detalle agujero del mango.....	104
Figura 62: Planta del piolet.....	104
Figura 63: Perspectiva del piolet.....	104

III. DESARROLLO DEL TFG

1. INTRODUCCIÓN

En este trabajo se presenta un análisis mecánico resistente en estática y a fatiga de un diseño de piolet de escalada aún no fabricado (y por tanto inexistente en el mercado), bajo el nombre de "Rogu Ice Axe", con el fin de validar u optimizar, en base a los resultados, un diseño final. Los piolet son una herramienta muy comúnmente empleada tanto en la escalada en hielo como en el mundo del alpinismo, utilizado tanto como elemento de seguridad como una ayuda para progresar por la pared [1].

En primer lugar, se presentan el contexto y los antecedentes en los que se desarrolla este trabajo, así como su alcance y beneficios esperados del desarrollo del estudio mecánico de la herramienta. Se incluye, posteriormente, un estado del arte para informar al lector sobre los aspectos básicos de la herramienta estudiada: características principales, técnicas de utilización, materiales y procesos de fabricación empleados.

Previo al desarrollo de la parte técnica, se muestra un análisis de alternativas para los materiales a emplear, puesto que el diseño CAD estudiado no tiene esta cuestión definida. De esta forma, tras ello, se incluye un desarrollo de la metodología adoptada, en la que se explican los análisis llevados a cabo, así como los resultados obtenidos. Con dichos resultados se realiza una propuesta de diseño final para la fabricación del nuevo modelo de piolet mixto, introduciendo pequeñas optimizaciones en la geometría estudiada con el fin de reducir el peso de la herramienta y asegurar un buen comportamiento en uso.

El trabajo prosigue con una descripción de las tareas principales, incluyendo un diagrama de Gantt para describir adecuadamente la planificación de todas éstas, así como de las subtareas e hitos. También se ha incluido un cronograma que permite visualizar de forma gráfica el progreso en la realización del TFG desde su comienzo hasta su final. Se prosigue por el Descargo de Gastos, en el que se explican todas las distintas partidas de costes del proyecto, cifrándose el coste final del proyecto y realizando un análisis de de los costes.

Se da fin al trabajo técnico propio presentando las principales conclusiones extraídas de los análisis realizados, siendo éstas las que influyen sobre la validación y el rediseño del piolet. Se concluye este apartado con una serie de propuestas y líneas futuras de este trabajo, con el fin de aumentar la precisión de los resultados obtenidos, así como de validar las principales conclusiones extraídas de los análisis. Por último, en los anexos se incluye una descripción de la normativa aplicable en este TFG, así como los cálculos, resultados y análisis secundarios realizados.

2. CONTEXTO Y ANTECEDENTES

El Piolet es una herramienta que con el paso del tiempo se ha ido sofisticando tanto en diseño como en materiales empleados, desde los primeros bastones con picos de acero incrustados, hasta los actuales "Ice-Tools" [1], con diseños optimizados por elementos finitos para otorgar la máxima resistencia.

Conocer el comportamiento resistente de la herramienta es de vital importancia a la hora de poder ofrecer al escalador un producto seguro y fiable, dado el importante papel que desempeña ésta a la hora de progresar en terreno de alta montaña.

Son varias las ocasiones en las que se ha reportado el fallo parcial o completo de la herramienta [2], siendo el modo de fallo más común la rotura frágil por fatiga en la base de los dientes de la hoja [3]. Cuando esto se produce, es inevitable la caída del escalador, comprometiendo su seguridad y peor aún, la inhabilitación de la herramienta para poder progresar en la escalada, dificultando así el escape de la pared. Por lo tanto, es de vital importancia realizar un diseño en el que se asegure un correcto funcionamiento a fatiga del material. A continuación se incluye una ilustración del "British Mountaineering Council" [2] mostrando el fallo típico por fatiga:



Figura 1: Fractura de la hoja de un piolet [2]

El compromiso existente entre la ligereza y resistencia del piolet hace de su correcto diseño una tarea no trivial. Gracias a la norma UNE-EN 13089:2011¹ [4], se establecen una serie de ensayos de laboratorio que simulan condiciones de uso. De esta forma, el diseño se realiza teniendo en mente que se deben superar con éxito dichos ensayos.

Actualmente, la herramienta de análisis mecánico por excelencia en la Ingeniería Mecánica es el Método de los Elementos Finitos [5]. Esta puede utilizarse para determinar los niveles de tensión que soporta el material cuando cargas de distinta naturaleza actúan sobre él, entre otras muchas aplicaciones. Es, por tanto, una gran herramienta a disposición del ingeniero mecánico, utilizada en el ciclo de diseño de un producto.

¹ Se incluye una explicación de ésta en el Anexo I: Normativa Aplicable.

Tras haber encontrado, el autor de este trabajo, el diseño en CAD² de un nuevo modelo de piolet mixto³ en la web Grabcad.com [6], se plantea el estudio de su comportamiento mecánico frente a las solicitaciones a las que esta herramienta se ve sometida tanto en uso como en las pruebas de la norma empleada para homologarla. De esta manera, se puede realizar la parte técnica necesaria perteneciente al ciclo de diseño de un nuevo producto, tras la cual se procede a modificar convenientemente la geometría del diseño para que soporte las acciones consideradas oportunas. Además, también se expande el conocimiento acerca del comportamiento en servicio de esta herramienta, que dependiendo de la técnica de escalada considerada, supone la aplicación de cargas muy elevadas en comparación con el tamaño ésta.

No obstante, dado que en el diseño CAD no se incluye ni se ha encontrado información alguna acerca de los materiales empleados en él, será necesario realizar un análisis de alternativas para escoger los materiales a emplear en el análisis resistente, puesto que sus propiedades deben ser conocidas para realizar los análisis con Elementos Finitos.

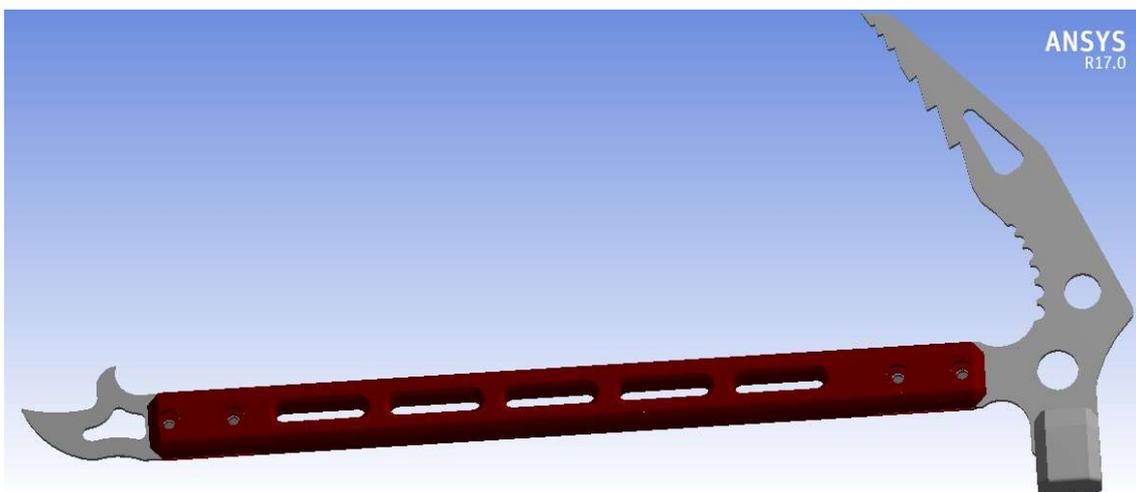


Figura 2: Diseño CAD analizado. Modelo Rogu Ice Axe.

² Se incluyen en el anexo IV imágenes del diseño analizado en este TFG.

³ Se explica brevemente en qué consiste un piolet mixto en el apartado 5.2.

3. OBJETIVOS Y ALCANCE

Dado el diseño existente del piolet⁴, se hará un análisis de alternativas en cuanto al material a utilizar, de manera que se aseguren los requisitos funcionales de la herramienta. Una vez decididos los materiales y aleaciones, se procederá a realizar los análisis de elementos finitos.

Para esto último, será preciso tomar el menor número de hipótesis simplificadoras, de manera que el resultado de éstas sea lo más realista posible. En caso de que sea necesario simplificar el modelo, siempre se recurrirá a realizar hipótesis conservadoras, de manera que los resultados se encuentren del lado de la seguridad, requisito imprescindible para la herramienta considerada en este trabajo.

Los análisis consistirán en una serie de simulaciones mediante elementos finitos de la respuesta mecánica del piolet frente a cargas estáticas y cíclicas.

Con los resultados de los análisis se valorará la necesidad de modificar ciertas partes o bien rediseñar por completo el piolet, asegurando que la iteración del diseño soporte las sollicitaciones para las que está encomendado.

Se debe valorar la posibilidad de modificar la geometría para asegurar que el modelo pase todos los ensayos del nivel técnico⁵, o bien se sacrifique esta categoría de homologación a fin de obtener un diseño más ligero.

Por lo tanto, para realizar estos análisis será necesario conocer las propiedades plásticas del material, principalmente la tensión de fluencia y el alargamiento en rotura, de manera que se pueda emplear un modelo bilineal [7] para los materiales del piolet.

Para los análisis de fatiga considerados será necesario conocer la curva de Basquin del material empleado en la hoja, puesto que solo se analizará el comportamiento frente a cargas cíclicas de esta parte del piolet, que consta, en su parte inferior, de un dentado marcado. Las bases de los dientes son lugares de concentración de tensión e iniciación y crecimiento de grietas [8].

Se obtendrá, de esta manera, una buena aproximación a la vida esperada para el ensayo de la norma, así como en condiciones de uso.

Para realizar los análisis se utilizará un ordenador y un ingeniero superior. El ordenador constará de una licencia para un software de elementos finitos. Será necesario conocer las propiedades de los materiales a utilizar, una vez se hayan seleccionado, previo el análisis de alternativas realizado. Para ello, se utilizará la biblioteca de materiales CES Edupack 2017 y Mateweb.com, así como información obtenida de trabajos previos sobre propiedades mecánicas de los materiales empleados.

⁴ Las características del diseño se encuentran descritas en el apartado 7.1.

⁵ Explicado en el Anexo I: Normativa Aplicable.

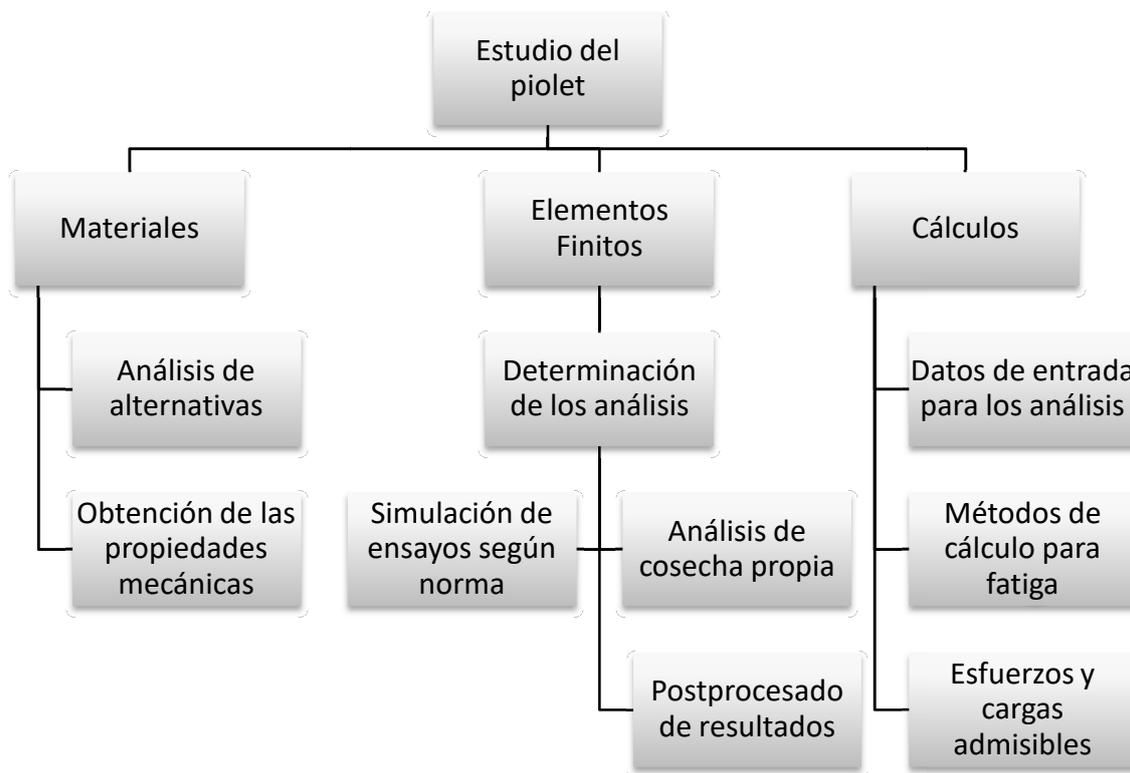


Figura 3: WBS del trabajo realizado

En primer lugar se realizarán las simulaciones de los ensayos contemplados en la norma vigente, dado que son los que la herramienta física final deberá pasar para poder ser homologada. Tras ello, se realizará el ensayo del piolet - tracción, puesto que es menos prioritario que los 4 anteriores. Además es de esperar que la respuesta del piolet frente a este modo de trabajo sea similar a los resultados obtenidos de los ensayos de la norma. Estos 5 análisis estáticos se realizarán con el módulo Estático Estructural de Ansys. No se corroborarán los resultados mediante cálculos manuales, debido a la complejidad de obtener una expresión para el cálculo de tensiones nominales en la geometría del piolet, además de estar realizando análisis plásticos.

Por último, se realizarán los dos análisis de fatiga. Para ello se calculará la curva de Basquin del punto crítico de la hoja según cada modo de trabajo, se calcularán las tensiones mediante el módulo Estático Estructural y finalmente se empleará la herramienta de fatiga que proporciona el software de Ansys para calcular la duración asociada. También se incluirán en los anexos de este trabajo algunos cálculos y análisis de carácter secundario, que si bien no aportan información útil respecto al comportamiento de la herramienta, se utilizan para validar características del diseño existente. De esta forma se valida el diseño de la pestaña del regatón y se analiza el dimensionamiento de los pasadores empleados en las uniones.

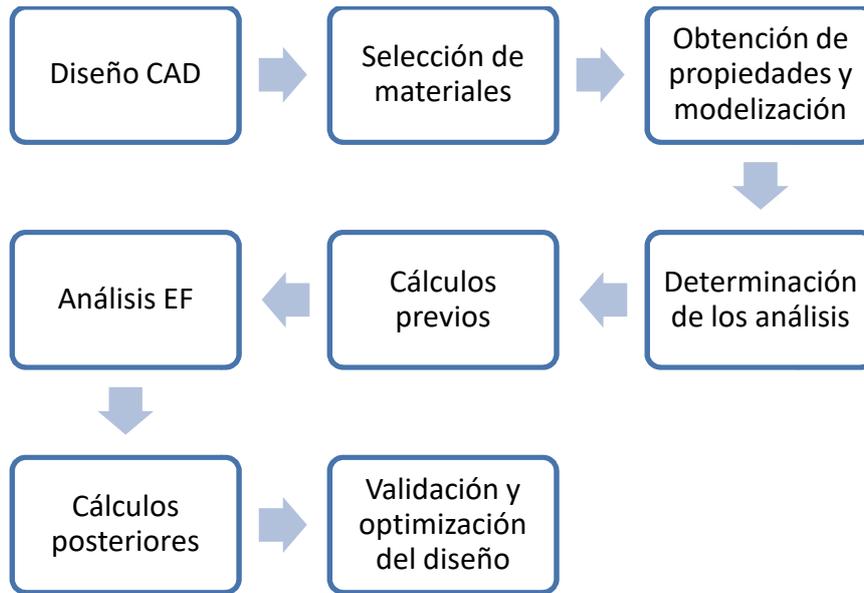


Figura 4: Procesos seguidos en el desarrollo del trabajo

Asegurar el correcto funcionamiento en condiciones de uso, así como el hecho de que posea una homologación que refuerce la utilización de la herramienta para su cometido, es de vital importancia para el desarrollo de este nuevo modelo de piolet así como de su aceptación en el mercado. De esta manera, mediante la realización de los análisis con el MEF no se comprometerá la seguridad del escalador, dado que estos resultados se utilizarán para validar el diseño de la geometría de la hoja y el mango del piolet, aportando a la mejora del diseño donde sea necesario.

5. BENEFICIOS DEL PROYECTO

Se propone realizar un estudio del nuevo diseño de piolet mixto, tanto para las pruebas de la norma, como para los análisis de fatiga, con el fin de poder establecer el grado de compromiso existente entre ligereza y resistencia de la herramienta. Los resultados obtenidos o bien validarán el diseño existente, o serán utilizados para modificarlo, siempre con el fin de asegurar la máxima fiabilidad y calidad del producto. De esta manera se conseguirá un diseño seguro y eficaz, capaz de convencer a un potencial futuro comprador.

Para ello, se realizarán una serie de análisis que se consideran oportunos, además de simular los ensayos incluidos en la norma, con el fin de aumentar el conocimiento del comportamiento del piolet en situaciones reales de uso en montaña.

De esta manera, se contribuye a la creación de un diseño seguro y fiable de una herramienta de la cual depende la vida del escalador, puesto que con los resultados obtenidos de las simulaciones se procederá a evaluar si es necesario modificar la geometría o si es válida para su fabricación. Este proceso es parte del ciclo de diseño necesario para desarrollar un nuevo producto, en el que tras una concepción inicial, se procede a analizar mecánicamente el comportamiento de la herramienta simulando condiciones de uso, con el fin de iterar el diseño hasta validarlo por completo. Es entonces cuando el nuevo producto puede entrar en la fase de fabricación.

Por otra parte, también se consigue aumentar el conocimiento y experiencia en el manejo de Softwares de Elementos Finitos, cuestión indispensable para la correcta formación del ingeniero mecánico de hoy en día, puesto que se trata de la herramienta de diseño y análisis por excelencia, dada su versatilidad y bajo coste en comparación con otras técnicas, como los métodos experimentales. También se agranda el conocimiento sobre distintos métodos de cálculo para fatiga utilizados en la ingeniería mecánica. Además, se amplía el conocimiento sobre cuestiones concretas pero de vital importancia, como la influencia simultánea en el correcto diseño de diversas propiedades de los materiales, la necesidad de combinar el diseño de ciertas geometrías con la viabilidad de ser fabricadas o el proceso de selección de materiales para una aplicación en concreto.

Por lo tanto, este trabajo es una parte esencial, dentro de las etapas de diseño habituales, para validar la geometría del nuevo modelo de piolet, que permite además ampliar la formación dentro de las disciplinas de la ingeniería mecánica así como del diseño de nuevos productos.

5. ESTADO DEL ARTE

5.1. Función y ámbito de uso del piolet

El piolet es una herramienta utilizada en la montaña para ayudar y permitir el avance del escalador cuando las condiciones de ésta así lo requieren. Se trata, pues, de una manera de prolongar nuestra anatomía para poder, por ejemplo, avanzar por glaciares con seguridad, subir pendientes de nieve helada, o bien escalar paredes de hielo o terreno mixto (roca y hielo).

Pese a que se asocie el piolet únicamente con la escalada invernal, lejos de ser este su uso más común, la mayoría de los montañeros lo usan como simple bastón y mecanismo de autodetención⁶ en montañas nevadas o con tramos de glaciar. Por ello, hemos de realizar una distinción en el ámbito de uso del piolet: Su uso en la escalada y su uso en la montaña. Como ya veremos, la diferente función de la herramienta en cada caso obliga a que el diseño de ésta sea distinto.

En este trabajo nos centraremos en el análisis mecánico de un piolet utilizado en la montaña, mejor conocido como piolet Alpino o clásico, pero que posee ciertos rasgos identificativos de un piolet técnico. Esta clase de piolets recibe el nombre de piolet mixto⁷, siendo difícil establecer qué características son exclusivas de esta familia, puesto que cada fabricante deja esta cuestión a su elección.

Un correcto diseño de un piolet polivalente será aquel que:

- Funcione correctamente como mecanismo de autodetención.
- Permita progresar tanto en terreno glaciar como nevado con seguridad.
- Asista en el avance en pendientes moderadas y fuertes (desde los 15º hasta los 90º) tanto en hielo, nieve dura, rocas o una combinación de todas ellas.
- Actúe como elemento de anclaje para asegurar la cuerda del escalador.

⁶ Consultar apartado 5.3.2.

⁷ Se pueden utilizar cómodamente tanto en montaña como en escalada.

5.2. Diseño básico de un piolet

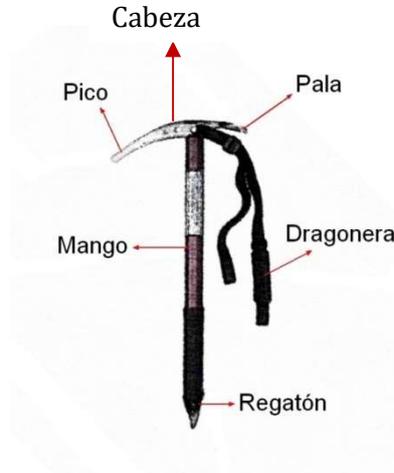


Figura 5: Esquema de un piolet clásico [9]

Piolet clásico. Se caracteriza por tener el mango recto o con una pequeña curvatura, un regatón y cabeza grandes, con un dentado no demasiado marcado y la presencia de una pala.



Figura 6: Piolets técnicos Quark de la marca Petzl [10]

Piolet técnico. Se caracteriza por tener el mango más corto que el clásico, un pico más curvado con un dentado marcado así como una empuñadura ergonómica, la ausencia en algunos modelos de regatón y la sustitución de la pala por una maza. Diseñado para la escalada. Hoy en día, existen también los llamados **piolets mixtos**, aunando en un único diseño características típicas de los piolets técnicos y básicos en mayor o menor medida. Más adelante se explicará la función de cada uno de los elementos integrantes del piolet.

5.3. Maniobras y manejo del piolet en la montaña

En este apartado se muestran las técnicas más básicas que permiten conocer las funciones del piolet Alpino, a la vez que se mencionan algunas de las diferencias de éste con el piolet técnico.

5.3.1. Técnicas de progresión con el piolet

- Piolet Bastón o Escoba

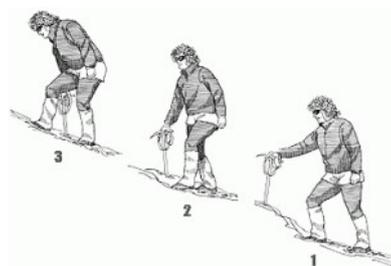


Figura 7: Montañero progresando utilizando el piolet - bastón [9]

Se trata del uso más común que se le da al piolet. Como el nombre de la técnica indica, consiste en utilizar el piolet como un bastón, es decir, como un apoyo para progresar. Esta técnica se usa para avanzar por llano y pendientes suaves (desde los 0º hasta los 45º de inclinación), donde se va apoyando o clavando el regatón en la nieve y se apoya parte de nuestro peso sobre la cabeza del piolet. Evidentemente, cuanto mayor sea la pendiente, menor longitud deberá tener el mango para que resulte cómodo su uso como bastón. De esta forma, los fabricantes de piolets alpinos suelen dotar al mango de una longitud comprendida entre los 40 y los 70 cm.

Por otra parte, en esta técnica el piolet se agarra por la cabeza, primero apoyando la palma de la mano sobre la parte central de la cabeza, y después cerrando los dedos índice y pulgar alrededor del pico, dejando el dedo corazón estirado sobre el mango, para finalmente rodear con el meñique y el dedo anular la pala.

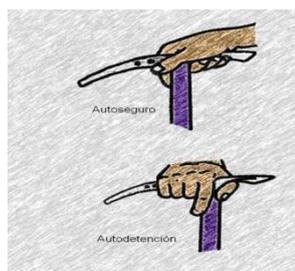


Figura 8: Manera de asir el piolet en alpinismo [9]

- Piolet Puñal



Figura 9: Piolet - puñal [9]

Esta técnica es la menos conocida y quizá también la menos utilizada, puesto que se usa en un rango de pendientes entre los 50º a los 70º, los cuales no suelen encontrarse con frecuencia en la montaña. Consiste en agarrar el piolet con una mano por la cabeza, rodeando con el pulgar la pala y con el resto de dedos el pico a la altura de su unión con el mango. En esta técnica se pueden utilizar de manera simultánea uno o dos piolets, en función de la habilidad del montañero. De manera que se va clavando en la pala el piolet en un tiempo, y se suben los pies en otro para progresar.

- Piolet Tracción



Figura 10: Escalando en piolet - tracción [11]

Supone el modo de empleo del piolet más conocido por todo el mundo y se utiliza a partir de los 70º en adelante. En esta técnica se agarra el piolet por el mango, llevando en la muñeca la dragonera para mayor sujeción; se clava el pico en la nieve en un tiempo y se suben los pies en otro tiempo. Es necesario remarcar que para pendientes en torno a los 70º aun se puede ascender con tan solo un piolet, apoyando la mano libre sobre la pendiente, pero según nos acerquemos a los 90º será indispensable el uso en cada mano de un piolet individual. Evidentemente, cuanto menor y más ligero sea el piolet, más cómoda y físicamente asequible será la escalada, ventaja esencial que poseen los piolets técnicos sobre los clásicos para esta técnica en concreto.

Por otra parte, en la verticalidad del terreno suelen aparecer tramos de rocas y nieve, o bien directamente metros de escalada en la que solo hay roca. Ante esta situación, para poder progresar se apoya la punta del pico sobre salientes rocosos (denominadas regletas) o bien el pico en su conjunto se empotra en grietas en forma de V tanto verticales como horizontales. Es preciso remarcar que en las grietas verticales el piolet se posiciona de la misma manera que en el piolet tracción, pero en las horizontales se posiciona paralelo a la grieta, haciendo trabajar a torsión la cabeza y por tanto, sin tensionar la dragonera.

Por último, la presencia de rocas en la ascensión también implica que se pueden utilizar los llamado clavos o "pitones" para asegurar la cuerda al escalador. Se trata de unos clavos de acero dúctil que se introducen en las grietas a base de martillazos, que pueden ser proporcionados por el propio piolet. En este aspecto, los piolets técnicos suelen poseer una maza para poder proporcionar dichos martillazos, sin embargo, los clásicos poseen una pala en su lugar, para poder tallar peldaños en la nieve o bien asistir en la autodetención.

5.3.2. Técnicas de autodetención

Todo Alpinista que se precie (literalmente) debe conocer y practicar las llamadas técnicas de autodetención, que consisten en ser capaces, sin la utilización de una cuerda, de poder detener la caída de uno mismo por una pala inclinada de nieve. Pese a que existen maneras de hacerlo sin ningún otro recurso que nuestros propios pies y manos, la herramienta que por excelencia se usa para este cometido es el piolet, tratándose de una de los principales funciones que tiene en el mundo del alpinismo y la montaña.

La teoría dice que ante una eventual caída imprevista del alpinista, debemos primero tratar de clavar la cabeza del piolet en la nieve mientras se agarra con las dos manos, sin importar la posición sobre la que nos encontremos, para después girar el cuerpo y colocarlo por debajo del piolet, más o menos alineado con el mango. Por último, habrá que subir el torso para

colocarlo apoyado sobre el mango del piolet, de manera que nuestro peso ayude a hincar el pico en la nieve, hasta quedarnos completamente parados.

Es preciso mencionar que si la nieve está muy dura o se trata directamente de hielo, habrá que clavar la pala y no el pico en la pendiente, lo cual muchos diseños de piolet técnico no permiten.

5.3.3. Otros usos

Todo piolet debe permitir también ser usado como anclaje sobre el cual puede asegurarse la cuerda de los escaladores.

En esta línea, hay dos maneras en las que el piolet se puede colocar:

1. **Piolet Estaca**. Consiste en introducir el piolet más o menos verticalmente en la pala hasta la altura de la cabeza, alrededor de la cual ataremos un anillo de cinta con un mosquetón para pasar la cuerda.

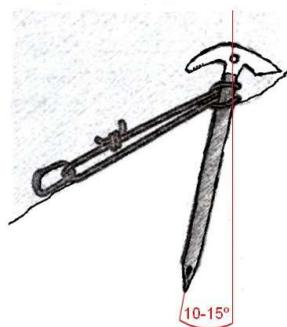


Figura 11: Esquema de colocación del piolet - estaca [9]

2. **Piolet Horizontal**. Tiene la misma función que el piolet estaca, pero se usa con nieve más blanda.

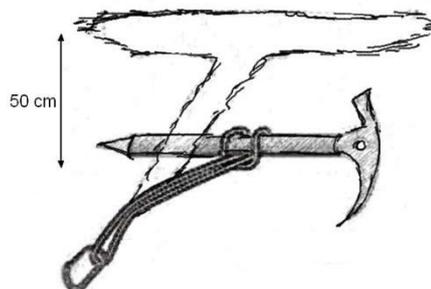


Figura 12: Esquema de colocación del piolet - horizontal [9]

5.4. Evolución conceptual de la herramienta hasta la actualidad



Figura 13: Ejemplo de evolución de los piolet hasta la actualidad [12]

En sus comienzos, el piolet no era más que una versión especificada de un simple bastón de madera^{8 9}. Los primeros alpinistas se percataron de la utilidad de añadirle al típico bastón como apoyo un pico de acero que les facilitase atravesar tramos de hielo.

Estos piolets primordiales tenían longitudes superiores al metro, y resultaban algo toscos e inútiles para superar palas con altas inclinaciones. Así pues, las siguientes iteraciones fueron produciendo mangos cada vez más cortos, para hacerlos más polivalentes en cuanto a la modalidad de progresión¹⁰ que el alpinista necesitara. No obstante, no fue hasta finales del siglo XX cuando los materiales dejaron de ser únicamente madera y acero, reemplazando la madera por aluminio aeronáutico para el mango en la inmensa mayoría de modelos, así como el acero por titanio para la cabeza y metales duros en el regatón en algunos de ellos. Finalmente, desde la aparición de los materiales compuestos, los modelos más ligeros¹¹ (pero también más caros) poseen un mango de fibra de carbono.

Desde el punto de vista del diseño del pico, se puede apreciar como éste se ha ido curvando, para permitir escalar en hielo con mayor facilidad y comodidad. Los picos con curvatura positiva hacia abajo dificultan la extracción, (pero son la mejor elección para la autodetención), de manera que la mayoría de piolets técnicos poseen una curvatura positiva hacia arriba para poder ser extraídos con mayor facilidad. A su vez, el diseño de los dientes se ha ido refinando para impedir el deslizamiento y aumentar el rozamiento una vez clavado el pico, aspecto fundamental tanto en la escalada en hielo como en la autodetención. Debido a esta última maniobra, la pala se introdujo como una ayuda más en caso de que la nieve estuviese tan dura

⁸ Principalmente usado por los pastores de los Alpes [12].

⁹ Cabe destacar que a día de hoy la madera sigue siendo un material excelente para esta y otras aplicaciones deportivas.

¹⁰ Apartado 5.3.

¹¹ Modelo IDOL de IR.

que el pico no generase suficiente fricción como para detener al montañero, además de poderse utilizar para tallar peldaños en la nieve. También se le dotó a la punta del pico distintas formas en función de qué tarea estuviese favoreciendo el diseño del piolet.



Figura 14: Tipos de pico [13]

De esta manera, la punta negativa favorece la detención en caso de caída pero dificulta la clavada en el hielo, mientras que la punta positiva favorece la penetración de la hoja en nieve dura y hielo, pero disminuye el rozamiento con estos. Por tanto, una punta neutra es la mejor opción si no se quiere penalizar en exceso ninguna de las dos facetas del piolet.

Respecto al diseño del regatón, se puede decir que su finalidad se ha mantenido indistinta a lo largo de la historia del montañismo: un impedimento físico para el deslizamiento del piolet en terreno de nieve, hielo y roca a la hora de su utilización como bastón. La práctica totalidad de modelos modernos de piolet tienen un agujero en el regatón que sirve tanto para aligerar peso como para pasar un mosquetón. El material de este suele coincidir con aquel utilizado en la cabeza.

No obstante, una alternativa en algunos diseños ha sido la de prescindir de dicha pieza, cortando el mango por un plano inclinado en su base. Esta alternativa, pese a proporcionar un diseño más ligero, desgasta mucho más la punta con la que se apoya el piolet en el suelo, puesto que el material del mango acostumbra a ser, como ya hemos mencionado previamente, aluminio¹². Como último detalle concerniendo este punto, la presencia de un agujero en la base también resulta práctica a la hora de atar un cordino al montañero para asegurar el piolet.

¹² La dureza de las aleaciones 7000 de aluminio es muy inferior a la del acero inoxidable templado y revenido o aceros NiCrMo, al ser un material mucho menos resistente que los últimos mencionados. Véase el apartado 5.5.



Figura 15: Mango y regatón de un diseño ultraligero de Camp [13]

La aparición de la escalada en hielo como disciplina deportiva supuso el desarrollo y la posterior puesta en venta de piolets destinados casi únicamente a esta actividad, hablamos de los piolets técnicos. Esto provocó la introducción del martillo en lugar de la pala, así como un aumento en la curvatura del mango para poder clavar con más eficacia el pico en el hielo (penalizando la autodetención), a la vez que se jugaba con la posición del centro de gravedad, añadiendo agujeros en la cabeza, aligerando y curvando el mango para permitir un movimiento más natural en la pegada.



Figura 16: Piolet técnico modelo Cryo2 de E-Climb [14]

Siguiendo esta línea, también se introdujeron la dragonera, para permitir sujetar el piolet con más seguridad, y la empuñadura, la cual proporciona una sujeción más firme. Todos estos elementos fueron introducidos en el piolet técnico, pero la demanda de un diseño más polivalente, por parte de los montañeros, que les permitiese usar un piolet para todos los terrenos hizo que el piolet clásico incorporase muchos de los aspectos del piolet técnico, sobre todo la curvatura del mango, la dragonera y la empuñadura.

5.5. Materiales empleados. Procesos de fabricación

Los materiales empleados en los piolets son de alta calidad, puesto que se trata de una herramienta con alta responsabilidad mecánica, que además se verá forzada a trabajar en ambientes desfavorables con la presencia, entre otros, de gradientes de temperatura¹³, corrosión y desgaste.

El principal modo de trabajo de un piolet es a fatiga¹⁴, sobre todo en los técnicos. Al escalar una pared de hielo, el impacto del pico contra éste o la roca, la acción del escalador de torsionar y flectar la hoja para su extracción o bien cargar y descargar el peso en él suponen unos esfuerzos cíclicos, que en el caso de que existan pequeñas grietas, el piolet puede fallar súbitamente¹⁵, con todo lo que ello implica. Además, el hecho de que nos encontremos en un ambiente húmedo favorece diversos mecanismos de corrosión, como el Pitting [15], favoreciendo la aparición de la corrosión bajo tensión [16], lo cual aumenta la probabilidad del fallo frágil¹⁶ [17].

Por tanto, es de vital interés que los materiales seleccionados tengan alta resistencia mecánica y dureza, es decir, alto límite elástico y tensión de rotura, alta tenacidad, para resistir los posibles impactos contra hielo y rocas, así como resistencia frente al agrietamiento por corrosión bajo tensión y un alto límite de fatiga.

5.5.1. Fabricación de la cabeza

El proceso de fabricación de la cabeza consta de 4 etapas diferenciadas: conformado en caliente, tratamiento térmico, mecanizado y acabado superficial. A continuación se describen estos pasos y se comentan los distintos materiales utilizados para este elemento.

La inmensa mayoría de piolets llevan una cabeza de acero que ha sido forjada en caliente mediante estampas, de manera que se obtiene un fibrado orientado¹⁷ [18], aumentando la resistencia en la dirección que interesa.

¹³ La temperatura en la base puede ser hasta 40°C más alta que en la cima de la montaña, dependiendo de la estación del año y de la altura del pico considerado.

¹⁴ Dado que son herramientas que se someten a cargas cíclicas.

¹⁵ La rotura frágil es una característica del fallo por fatiga.

¹⁶ Los agujeros actúan como concentradores de tensión, favoreciendo la aparición y propagación de grietas [17].

¹⁷ Como ejemplo, la figura 17. La forja orienta las fibras del acero al conformarlo.



Figura 17: Cabeza forjada en una sola pieza de Grivel [19]

No obstante, también hay algunos fabricantes que extraen de una chapa de laminación en caliente la forma de la hoja, bien sea por punzonado en un troquel, corte por laser¹⁸ o corte por agua, para después unirla al resto de la cabeza. Véase la figura 18.

Esta última técnica solo es aplicable para piolets con una hoja delgada y de espesor constante, característica típica de los piolets técnicos.

También existen algunos modelos cuya cabeza se obtiene por moldeo en cera perdida, como el modelo Raven Pro de Black Diamond, pero estos no están destinados a usos técnicos.



Figura 18: Hoja de piolet recortada de chapa de acero al carbono 15N20 [20]

En cuanto a los materiales utilizados, como ya se ha mencionado la mayoría de las cabezas son de acero, siendo por lo general estos de la gama 4100¹⁹ y 4300²⁰ de baja aleación. Los más comunes son el AISI 4340, AISI 4140 y AISI 4150 de temple y revenido [13]. También se puede utilizar aceros inoxidables martensíticos²¹, como el X39Cr13 y el X105CrMo17, que a diferencia de los anteriores, que necesitan un barnizado o pavonado²² protector contra la corrosión, a estos les bastará con un pulido final, abaratando el precio del final producto, sin comprometer la seguridad y la calidad del piolet.

¹⁸ Como el modelo Cobra de Black Diamond

¹⁹ Modelo Jorasses 2.0 de Grivel

²⁰ Modelo Air tech Racing de Grivel

²¹ Modelo Swift de Black Diamond

²² Acabado superficial típico de los cañones de armas de fuego.

También se han fabricado cabezas en titanio, como la hoja del modelo IDOL de IC o el Metallic de Simond, que dotan al piolet de mayor ligereza, pero aumentan mucho el precio del producto. No obstante, a día de hoy aun es raro encontrar estos piolets en el mercado, siendo más comunes incluso los de cabeza de aleación de aluminio de gama 7000²³, destinados a aplicaciones no técnicas, puesto que es bien conocido que la resistencia de estas hojas es mucho menor que las de acero o titanio.

5.5.2. Fabricación del regatón

Por lo general el material y proceso de fabricación del regatón es muy similar al de la cabeza, siendo lo más común que en un mismo modelo el regatón esté hecho exactamente de la misma aleación que la cabeza. La forma más común de esta pieza acostumbra a ser cónica, por lo que se obtienen por procesos de forja en caliente.

No obstante hay algunos modelos que no siguen esta regla, y optan por distintas alternativas.

Las más significativas son la de utilizar aluminio²⁴, lo cual aligera el diseño, pero supone una penalización en cuanto a la vida de la herramienta, puesto que se desgastan en poco tiempo. Otra alternativa²⁵ es la utilización de los llamados metales duros, o como se les suele llamar coloquialmente, Widia²⁶, también frecuentemente utilizada en la punta de los bastones de montaña y de Ski.

5.5.3. Fabricación del mango y las uniones

La mayoría de los avances e innovaciones que se han producido en el mundo de los piolets han venido del diseño y procesos de fabricación del mango. Por lo general, la inmensa mayoría de mangos son de sección tubular, relegando a los de sección maciza materiales de muy baja densidad, como la madera²⁷, siendo estos últimos los primeros modelos que existieron.

El hecho de que el mango deba ser tanto resistente como ligero hizo que se empleara aluminio de grado aeronáutico, es decir, la aleación 7000 de aluminio, zinc, magnesio y cobre. Consta de altas características mecánicas, siendo la más utilizada la 7075²⁸ con tratamiento térmico T6, más comúnmente conocida como Zicral o Ergal. Esta aleación permite el conformado en caliente, por lo que se pueden encontrar tanto mangos que han sido forjados con estampas²⁹

²³ Modelo Corsa de Camp. Tanto el mango como la cabeza son de aleación 7075 T6 forjada.

²⁴ Modelo IDOL de IR

²⁵ Modelo Flame de Grivel

²⁶ Material utilizado para las plaquitas de las herramientas de mecanizado para el acero, compuesto por Carburo de Wolframio, extremadamente duro.

²⁷ Modelo Monte Bianco de Grivel.

²⁸ Como ejemplo, el modelo Jorasses 2.0 de Grivel.

²⁹ Modelo Rebel de DMM

como hidroconformados^{30 31} partiendo de un tubo extruido de esta aleación. Estos procesos garantizan que el mango pueda adquirir formas relativamente complejas, necesarias para dotarle de mayor resistencia, como el empleo de la tecnología Carving³², que consiste, en el caso de los piolets con mango curvado, en doblar la sección tubular en su zona de mayor curvatura. En general, estas tecnologías aumentan la resistencia del aluminio tanto por tratamiento térmico como por acritud.



Figura 19: Modelo de Simond implementando la tecnología "Carving" [13]

Para mejorar la resistencia de las aleaciones de aluminio frente a la corrosión, se le da al mango un acabado anodizado^{33 34} con una capa de pintura protectora³⁵, pero que tiene principalmente funciones estéticas.

La aplicación de los materiales compuestos, o "composites" no tardó en llegar a los piolet desde su aparición. El más utilizado es la fibra de carbono³⁶, puesto que su enorme resistencia específica permitió aligerar los diseños³⁷, además, se trata de un material con una excelente resistencia a la corrosión y el desgaste, tiene una baja conductividad térmica, por lo que el tacto del mango es más caliente y por último, amortigua las vibraciones producidas por el impacto de la hoja contra el hielo. No obstante, tiene como principales pegas su elevado precio y fragilidad.

En lo referente a la unión de este elemento con la cabeza y el regatón, por lo general³⁸ se suelen realizar mediante la utilización de adhesivos de epoxy trabajando de manera conjunta con pasadores. Los mangos de aluminio son mecanizados con una fresadora para realizar las

³⁰ Técnica que consiste en el conformado de un material mediante la acción de un líquido sometido a presión (agua o emulsiones de agua y aceite).

³¹ Modelo Summit de Petzl.

³² Modelo Fox Carving de Simond.

³³ Proceso empleado sobre las aleaciones de aluminio que consiste en generar un capa de importante espesor de alúmina obtenida por procesos electroquímicos, para proteger el interior frente a la corrosión.

³⁴ Modelo Raven Grip de Black Diamond.

³⁵ Modelo Rebel de DMM.

³⁶ Modelos IDOL de IR y Cobra de Black Diamond

³⁷ Al igual que con el resto de aplicaciones que se les iban encontrado.

³⁸ Modelo Rebel de DMM

entallas en las que se colocarán la cabeza/hoja y el regatón; así como un taladrado para los agujeros de los pasadores. Se vierte una cierta cantidad de adhesivo en la unión y después se colocan los pasadores.

Para los mangos de fibra de carbono se utilizan únicamente adhesivos para las uniones, también se pueden encontrar modelos con uniones encoladas para mangos de aluminio³⁹.

Por último, un accesorio habitual que se coloca en el mango es la empuñadura, que o bien va mecanizada, o se encola con adhesivos, consistiendo en el empleo de polímeros elastómeros de distintas densidades⁴⁰ para permitir un mejor agarre del mango. En general, se puede decir que no existe mucha diferencia entre la resistencia de los mangos de fibra de carbono y los de aluminio, puesto que en ese aspecto tienen propiedades mecánicas similares. Las ventajas de la fibra son puramente técnicas, al permitir diseños más ligeros y con vibraciones más amortiguadas tras el impacto contra el hielo o la roca.

³⁹ Modelo Raven Grip de Black Diamond.

⁴⁰ Característica típica de los modelos de Black Diamond.

6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

En este apartado se incluye dos análisis de alternativas sobre los materiales a utilizar en tanto en la hoja (además del regatón y pasadores) así como en el mango de la herramienta. Para realizar los análisis es preciso tener en mente la geometría del diseño, el ambiente en el que se desarrolla la escalada, así como todas las técnicas y acciones a las que el piolet es sometido.

Para realizar ambos análisis se ha recurrido a elaborar una tabla cuya primera fila contiene los materiales a considerar, mientras que la primera columna reúne una serie de características que el componente debe poseer y que influyen de manera decisiva en la elección final. De esta forma, en función de cada característica, se le asigna a cada material una puntuación del 0 al 10 (donde 0 supone que el material no cuenta, de manera comparativa, con esa característica, mientras que 10 entraña ser la mejor elección que cumple con ésta). Por lo tanto, se rellena la tabla teniendo siempre en mente las propiedades físicas y mecánicas de los materiales, de manera que la puntuación otorgada sea relativa al resto.

Se mayor o minora la puntuación obtenida por un factor para cada característica con un coeficiente, en función de su importancia relativa a la topología estudiada, así como a las necesidades y requerimientos funcionales de la herramienta. Para esto se utiliza una escala de -5 a 5, donde el primer valor supone que la característica resulta perjudicial, mientras que el último supone que la característica es de obligado cumplimiento.

Finalmente, se multiplica la puntuación de cada casilla por los coeficientes antes mencionadas, para así obtener la puntuación correspondiente a cada material.

Metal para la Hoja

Se han considerado tres metales inicialmente: Aluminio (Zicral), Titanio y Acero. De manera más específica, dentro de todos los Aceros aptos para aplicaciones con características similares, se han escogido aleaciones de dos familias distintas: los aceros de baja aleación Ni-Cr-Mo con un 0,4% de C AISI 4340 y AISI 4140 por una parte, y la familia de los aceros inoxidables martensíticos AISI 420 y AISI 440 así como, por otra parte, los endurecibles por precipitación como el 17-4PH. Estos aceros son comúnmente utilizados no solo en hojas de piolet, sino también en aplicaciones similares como cuchillos de carnicería, mazas y hachas.

Respecto a las cualidades a evaluar, se comenta a continuación brevemente los principales puntos a tener en cuenta.

Dado que la hoja, regatón y pasadores suponen algo menos de la mitad del peso del piolet, se prefiere un metal con un precio €/kg lo menor posible. Bajo esta línea, también interesa que la aleación escogida sea lo menos densa posible, a fin de conseguir un diseño ligero.

Dado el ambiente húmedo constante que se da en la montaña, la resistencia a la corrosión química es una cualidad obligada, así como otras formas de corrosión, como la corrosión bajo tensión o el "Pitting". Además, la hoja es el componente sometido a los mayores esfuerzos, tal y como los resultados de este trabajo demuestran, por lo que se debe utilizar un metal con alta resistencia mecánica, conservando siempre una cierta ductilidad, puesto que es preferible que nunca se produzca un fallo súbito del material. De cara a la comodidad y precisión necesarias para escalar correctamente, también resulta conveniente que la rigidez del material sea lo mayor posible.

Finalmente, el comportamiento a fatiga resulta vital para la duración de la herramienta, especialmente en la hoja, puesto que es el componente que trabaja con el mayor nivel de tensiones cíclicas. Relacionada también con esta propiedad se encuentra la tenacidad a fractura, puesto que está íntimamente relacionada con la propagación de las grietas por el material, así como la capacidad del material para soportar impactos en presencia de un defecto.

De esta manera, en la siguiente página se incluye una tabla para realizar el análisis de alternativas de manera cuantitativa.

Tabla 1: Análisis de alternativas de material para la cabeza

	Titanio Ti-3Al-2,5V	Aluminio 7075 T6	Aceros				
			AISI 4340	AISI 4140	AISI 420	AISI 440	17-4PH
PRECIO (x 3)	9	6	1	1	3	3	7
LIGEREZA (x 2)	7	10	2	2	2	2	2
RESISTENCIA A LA CORROSIÓN (x 4)	10	9	5	5	10	10	10
RESISTENCIA MECÁNICA (x 3)	4	2	10	9	9	9	5
RIGIDEZ (x 3)	6	4	8	8	8	8	8
DUCTILIDAD (x 2)	9	3	6	5	5	2	9
LÍMITE DE FATIGA (x 3)	5	2	10	10	9	9	7
K _{ic} (x 2)	9	2	7	6	6	3	10
TOTAL	108	72	131	124	135	123	121

De esta forma, tras haber aplicado a cada material en su casilla correspondiente una puntuación de 0 a 10 de forma comparativa, se ha calculado la puntuación total para cada aleación, resultando óptimo para ser utilizado el Acero inoxidable martensítico AISI 420.

Conviene mencionar que en este análisis no se han incluido aspectos como la viabilidad/sencillez de la fabricación o la simpleza de los cálculos asociadas al modelizar las aleaciones, puesto que todos los materiales para la cabeza son metales y tal y como se explica en el apartado de 5.5.1. de este trabajo, las tecnologías necesarias para la fabricación de la hoja están bien establecidas hoy en día para estos materiales.

Material para el Mango

En este caso, se han considerado inicialmente cuatro materiales posibles: la aleación de Magnesio AZ80, Zicral, madera o bien fibra de Carbono.

Para realizar este análisis de alternativas se ha de tener en cuenta que el mango supone la otra mitad restante del peso de la herramienta. Además por ser un elemento esbelto, se deforma mucho más que la hoja, por lo que la rigidez es una cualidad a tener más presente que en el caso anterior. No obstante, dado que la geometría analizada posee un mango con sección maciza (y agujero para aligerar), las tensiones se esperan menores que en la hoja para la mayoría de casos de carga, por lo que las propiedades resistentes son menos importantes.

Por último, se han añadido los aspectos de simpleza de los cálculos asociados para modelizar el material empleado, puesto que la fiabilidad de los resultados dependen de ello, así como la viabilidad para fabricar la geometría en el material escogido.

Tabla 2: Análisis de alternativas del material para el mango

	Aluminio 7075 T6	Madera	Fibra de Carbono	AZ80T5
PRECIO (x -3)	8	2	10	5
LIGEREZA (x 5)	1	9	5	5
RESISTENCIA A LA CORROSIÓN (x 4)	10	9	10	8
RESISTENCIA MECÁNICA (x 2)	6	2	10	5
RIGIDEZ (x 4)	9	1	10	8
DUCTILIDAD (x 2)	5	2	1	6
LÍMITE DE FATIGA (x 1)	7	3	10	6
K _{IC} (x 2)	6	1	1	6
FABRICACIÓN (x 5)	9	5	2	8
SIMPLEZA CÁLCULOS (x 3)	9	3	1	9
TOTAL	170	126	122	181

Los resultados muestran que es la aleación de Magnesio la más adecuada para el diseño escogido, puesto que reúne las características necesarias suficientes para poder ser empleada como material para el mango.

En el siguiente apartado se describen de manera más extensa todas las propiedades de los materiales escogidos tras realizar este análisis de alternativas, así como su interacción entre ellos, puesto que hasta ahora no se ha tenido en cuenta cómo se afectan entre sí.

En conclusión, la aleación de magnesio es claramente, para los coeficientes y puntuaciones otorgadas, el mejor material a emplear en el mango. Sin embargo, para la cabeza, la diferencia con el segundo mejor metal, el acero AISI 4340, es de tan solo 4 puntos, por lo que su utilización también resultaría igualmente adecuada. No obstante, si bien es cierto que este acero posee mejores propiedades mecánicas, su principal debilidad es su menor resistencia a la corrosión, dado que no cuenta con un % de Cromo suficiente, resultando en un mayor deterioro de la herramienta con su consecuente uso.

7. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

7.1. Diseño del piolet mixto analizado

El piolet mixto analizado en este trabajo consiste en un tipo de piolet que reúne características de los modelos empleados tanto en aplicaciones típicas de alpinismo como en escalada deportiva. Muchas de ellas son opuestas entre sí. A modo de ejemplo, la ligereza de la hoja (construida con el material más denso que el mango por lo general) es un factor clave en lo que a la ligereza del modelo de un piolet básico se refiere, de manera que se sacrifica su resistencia mecánica. Esto último es precisamente lo que los piolets técnicos deben poseer para que tengan una duración aceptable. Por lo tanto, un modelo mixto supone un compromiso entre los aspectos diferenciadores de los modelos básicos y técnicos.



Figura 20: Perspectiva de la cabeza

De esta manera, el diseño escogido aúna características constructivas de ambas aplicaciones, lo que lo convierte, desde el punto de vista del análisis mecánico, muy interesante a la hora de evaluar su resistencia y duración.

Desde el punto de vista de la funcionalidad, el piolet consta de una serie de dientes marcados tanto en la parte delantera como final del pico, por lo que se espera que su agarre sobre la nieve y el hielo sea excelente. La parte trasera de la hoja consiste en una maza para martillar pitones y clavos en las grietas de la roca. Más aún, la zona central de la hoja, también conocida como la cruz, posee dos entallas a cada lado a fin de proporcionar un agarre más cómodo cuando se utiliza el modo de progresión piolet - bastón. La cabeza posee también una serie de agujeros para aligerar así como para enganchar mosquetones con el propósito de asegurar el piolet al escalador. La punta del pico, así como su curvatura es neutra, de manera que no se penaliza ni la autodetención ni la penetración en el hielo de manera específica. El espesor de la hoja es de 4 mm, el cual es comúnmente utilizado en aplicaciones técnicas.

El mango cuenta con una serie de agujeros a lo largo de toda su longitud para aligerar el peso de este. Contrariamente a lo que viene siendo habitual, la sección del mango es maciza en vez de tubular, por lo que la presencia de dichos agujeros es muy conveniente. Por otra parte, el mango también es completamente recto en vez de curvado, lo que penaliza su comodidad como piolet - tracción, pero no se produce la flexión de éste, y su diseño más simple facilita su fabricación.

El regatón cuenta con una pestaña para apoyar la mano en su uso como piolet - tracción, de forma que facilita asirlo de la manera óptima en terreno vertical.

Las uniones entre los tres elementos se realizan mediante dos pasadores en cada una, de manera que quedan rígidamente unidas entre sí. Además también se aplica una capa de resina aislante para asegurar su estanquidad y evitar una posible corrosión a causa de las condiciones de humedad en las que se encontrará la herramienta. A continuación se detallan los materiales propuestos para la fabricación del piolet, cuyas propiedades deben ser conocidas para realizar los análisis mediante elementos finitos.

7.1.2. Materiales empleados

La correcta selección de los materiales a emplear es de vital importancia para el correcto funcionamiento de la herramienta en cuestión. En el apartado 6 de este texto se incluye un análisis de alternativas para la elección de los materiales a emplear, pues no se trata de una cuestión trivial.

De este modo, para la cabeza, el regatón y los pasadores se decide emplear acero inoxidable martensítico AISI 420 de temple y revenido a 204°C, que posee un porcentaje de carbono entorno al 12%, con las siguientes propiedades mecánicas, obtenidas de las bibliotecas matweb [21] y CES Edupack, que se encargan de distribuir fichas de datos otorgados por fabricantes de distintos materiales empleados en ingeniería, como es el caso del acero considerado:

Tabla 3: Listado de propiedades del acero AISI 420

E	200 GPa
ν	0.24
ρ	7700 kg m ⁻³
€/kg	1.36
σ_{yp}	1085 MPa
σ_{UTS}	1820 MPa
σ_E	737 MPa
A(%)	11.5
HRC	51
K_{IC}	40 MPa m ^{0.5}
α	1 * 10 ⁻⁶ °C ⁻¹

Este acero se emplea comúnmente en cuchillería (su aplicación estrella) y otros utensilios de corte manuales como hachas. También es empleado en el procesado de líquidos altamente corrosivo y aplicaciones marinas en las que se requiere un buen comportamiento resistente. Su uso está, por lo tanto, muy extendido y no es difícil de encontrar. Posee una resistencia mecánica adecuada para la aplicación, como más tarde, con los resultados provenientes de elementos finitos, se podrá comprobar. No obstante, su resistencia a la corrosión bajo tensión es limitada, pero esto no se considera un problema para la aplicación considerada, pues únicamente la punta del pico y del regatón serán sometida a altas presiones de contacto con la roca. En la primera, la aparición de este fenómeno no tiene un efecto sobre la duración de la herramienta, puesto que las regiones de aparición y crecimiento de grietas, como más tarde se comprueba, son las bases de los dientes de la hoja. En cambio, en la punta de apoyo del regatón las presiones de contacto son altas, observándose como siempre se trata del elemento que más se desgasta en los modelos existentes en el mercado. A pesar de esto último, el desgaste de este componente no impide la utilización de la herramienta, si bien su empleo como piolet - bastón resulta más dificultoso.

Para el mango, dado su gran volumen, se ha decidido emplear la aleación de magnesio forjable AZ80 con tratamiento térmico T5, puesto que este tratamiento le otorga las mejores propiedades mecánicas al material. Recientemente, las aleaciones de magnesio - aluminio como la seleccionada han visto un aumento en su utilización en aplicaciones aeroespaciales, debido a su alto ratio resistencia - peso. Esta característica es también de vital importancia en el alpinismo y la escalada. Las propiedades de esta aleación se han obtenido del software CES Edupack así como del artículo sobre tratamiento térmicos de la aleación utilizada que se encuentra en la Bibliografía, [22].

Tabla 4: Listado de propiedades de la aleación AZ80 T5

E	46 GPa
ν	0.3
ρ	1800 kg m ⁻³
€/kg	2.5
σ_{yp}	245 MPa
σ_{UTS}	339 MPa
σ_E	150 MPa
A(%)	10.1
HV	60
K_{IC}	23.8 MPa m ^{0.5}
α	2.6 * 10 ⁻⁶ °C ⁻¹

Se puede observar como el coeficiente de expansión térmica de la aleación AZ80 es más de dos veces mayor a la del acero. Dado que en su empleo el piolet se ve sometido a gradientes de temperatura negativos (los componentes se colocan a temperatura ambiente), el mango se

comprime un 260% más que el resto de componentes, por lo que las uniones se rigidizan y se dificulta el movimiento relativo entre componentes. No obstante, desde el punto de vista de la corrosión entre los metales empleados, el par galvánico existente entre un acero con un 12% en Cromo y una aleación con base de Magnesio es del orden de 1.1 V, muy superior al recomendable de 0.15V a utilizar en ambientes húmedos [23]. Para paliar este efecto, se utiliza un adhesivo con base de resinas epoxi, de forma que se evita el contacto directo entre metales, se le añade estanquidad a la unión y favorece la rigidez de ésta. Por otra parte, para reducir la limitada resistencia a la corrosión de la aleación de magnesio, se le aplicará finalmente una capa de pintura protectora al mango, para evitar el contacto directo entre el ambiente húmedo y el material, además de mejorar la estética del producto.

Finalmente, los materiales también se han escogido teniendo en cuenta el gradiente de densidades entre la cabeza y el mango: se favorece que el centro de gravedad del piolet se encuentre más cercano a la cabeza, lo cual resulta de vital importancia a la hora de proporcionar un golpeo eficiente durante la escalada en hielo. De esta manera se produce una mayor penetración de la hoja para menores fuerzas ejercidas, lo que disminuye el cansancio del escalador. En total, el diseño pesa 776 g, valor que, si bien se encuentra en la parte superior del rango de pesos habituales, es aceptable dada la extremada resistencia de los materiales empleados.

7.2. Software de Elementos Finitos empleado

Tras haber realizado el análisis de alternativas pertinente, se ha optado por escoger como software de elementos finitos ANSYS Workbench v17.0. Se trata de un software de simulación con múltiples aplicaciones en ingeniería, entre ellas la rama de la Mecánica.

ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están provistos de una interfaz gráfica. Este procesador de elementos finitos para la solución de problemas mecánicos incluye: análisis de estructuras dinámicas y estáticas (ambas para problemas lineales y no lineales), análisis de transferencia de calor y mecánica de fluidos. Normalmente el uso de estas herramientas se utiliza simultáneamente logrando mezclar problemas de estructuras junto a problemas de transferencia de calor como un todo.

La geometría del piolet con formato .STL se puede cargar de manera automática en la interfaz de creación de geometría (Design Modeler). Además ANSYS cuenta con una biblioteca de materiales propia en la que aparecen algunas propiedades mecánicas útiles. Es preciso aclarar el hecho de que la cantidad de información acerca de las propiedades del material requerida por el software depende del tipo de análisis que se quiera realizar. Por lo tanto, a modo de ejemplo, si se desea llevar a cabo un análisis estático estructural con un solo material presente en el que no haya deformaciones plásticas, solo es necesario introducir el módulo de Young y el coeficiente de Poisson del material empleado.

Si bien este software resulta de gran utilidad a la hora de calcular las tensiones reales que se dan en la pieza considerada, la licencia básica cuenta con la herramienta "Fatigue tool", para el análisis a fatiga, siendo mucho más certeros otros métodos de cálculo que el empleado por ésta. De hecho, los resultados de vida esperada, partiendo de las tensiones otorgadas por el MEF, para el software y los obtenidos a mano mediante los métodos clásicos de fatiga son idénticos.

Para el análisis de HCF⁴¹, que es el utilizado en este trabajo, el programa calcula la tensión equivalente en duración según el método seleccionado por el usuario, utilizando después la curva de Basquin⁴² para calcular la duración esperada. La principal desventaja de este método consiste en aplicar a toda la pieza la misma curva minorada de Basquin, puesto que algunos coeficientes modificativos empleados se correlacionan con un punto o región de la pieza y no con toda ella. No obstante, al saberse con certeza que la región de fallo es la base del diente con mayores niveles de tensión (dado que así lo muestran siempre las pruebas realizadas⁴³), se puede emplear la curva de Basquin para esa zona en toda la hoja, únicamente tomando como certeros los resultados obtenidos en ésta.

⁴¹ High Cycle Fatigue, duraciones de muchos ciclos.

⁴² Obtenida para los puntos críticos del piolet en el anexo III 4.

⁴³ El fabricante Black Diamond realiza ensayos de fatiga observándose cómo todos los fallos de la hoja se producen en el dentado [3], siendo la base de los dientes el lugar de nacimiento de grietas.

7.3. Listado de análisis seleccionado

A continuación se muestra un listado de los 7 principales análisis a realizar, explicados con más detalle en el siguiente apartado, para caracterizar la respuesta mecánica del piolet tanto en las pruebas de homologación como en condiciones de uso:

Tabla 5: Listado de análisis seleccionado

1.	Ensayo de resistencia del mango
2.	Resistencia en el plano de la hoja, YY
3.	Resistencia en el plano XX, perpendicular al plano YY
4.	Resistencia de la hoja
5.	Resistencia del piolet - tracción
6.	Ensayo de fatiga de la UNE 13089:1999
7.	Análisis de fatiga en condiciones de uso

Por una parte, los ensayos de la norma UNE 13089:2011 consisten en cargar al modelo mediante 4 ensayos distintos. Estos cuatro ensayos vigentes de la norma serán complementados con el que fue eliminado tras la revisión de esta en 2011, el ensayo de fatiga. Por otra parte, se realizarán dos ensayos adicionales que incluyen modos de trabajo no contemplados por la norma.

La norma considera dos niveles de carga en función del tipo de piolet: técnico o básico, siendo del orden de dos veces superior la fuerza aplicada para los del primer tipo en comparación con los del segundo. Tras retirar la carga, se medirá la deformación permanente del piolet. Se empezara por aplicar primero la carga establecida para el nivel técnico. En caso de que se supere la deformación permanente máxima establecida por la norma, se procederá a reducir la carga para el nivel básico.

El análisis de resistencia del piolet - tracción simula condiciones de uso reales de la progresión en terreno vertical, siendo el modo de carga más habitual al que se verá sometida la herramienta en la realidad, dado que se puede dar tanto en el alpinismo como, evidentemente, en la escalada.

Los análisis de fatiga pretende caracterizar la respuesta a las cargas cíclicas a las que se ve sometida la herramienta. En este sentido, se sabe que los dientes actúan como concentradores de tensión en los que, en su base, aparecen y se propagan grietas que pueden llegar a crecer hasta romper la hoja por completo [8], inutilizando la herramienta por completo, y comprometiendo la seguridad del escalador. Es por esto que se ha decidido incluir el antiguo ensayo de fatiga contemplado en la norma en este trabajo, así como un análisis simulando más adecuadamente el caso de cargas en una situación de progresión por terreno de hielo vertical.

Por último, a lo largo del trabajo se realizan una serie de análisis y cálculos secundarios, que sirven de apoyo a los 7 principales anteriormente enumerados, para validar otros pequeños

aspectos del diseño estudiado, como la resistencia de la pestaña del regatón, o los pasadores de las uniones, así como un análisis modal para validar la hipótesis del caso cuasi estático en fatiga. Los dos primeros mencionados se incluyen al final del Anexo III, en los apartados 8 y 9.

7.3.1. Descripción de los análisis seleccionados

En este apartado se incluye una explicación de las simulaciones realizadas sobre el modelo analizado. Es preciso recordar al lector que se han realizado las simulaciones por EF intentado emular a los ensayos de la norma, pero no se han llevado a cabo los ensayos físicos reales a los que un hipotético modelo fabricado debería enfrentarse.

1. Ensayo de resistencia del mango: Este test mide la resistencia del mango en su uso como sistema para fijar la cuerda a la hora de montar rápeles o bien asegurar al segundo escalador de la cordada. La carga a aplicar depende de la categoría de homologación deseada, o bien de tipo 1 ó 2. Se muestra la siguiente ilustración obtenida de la norma considerada de modo aclaratorio:

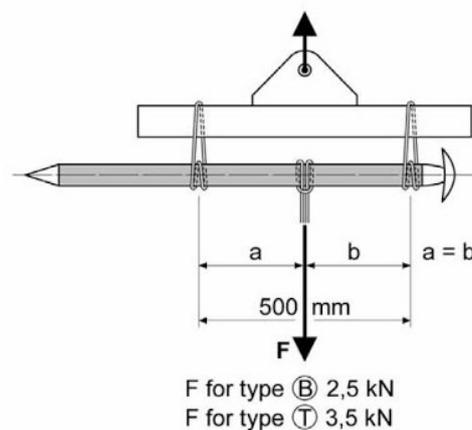


Figura 21: Montaje del ensayo 1

2. Ensayo de resistencia en el plano de la hoja, YY: Esta prueba es un claro indicador de la robustez de la herramienta. Consiste en medir de una manera indirecta la resistencia de la hoja y el mango ante una fuerza de palanca, que se suele dar cuando la herramienta se utiliza para aplicaciones técnicas. Al igual que en el caso anterior, se consideran dos niveles de cargas por las mismas razones. A continuación se incluye una ilustración de la norma:

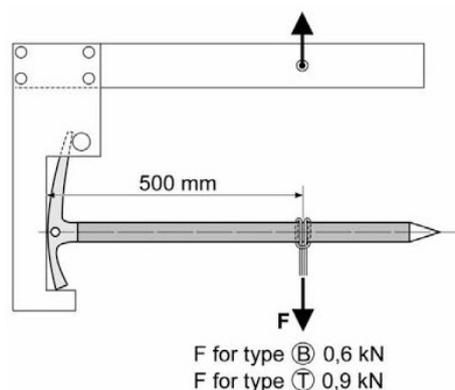


Figura 22. Montaje del ensayo 2

3. Ensayo de resistencia en el plano XX: Se trata de un test que simula el empleo de la herramienta como piolet - estaca, para dos niveles de tensión. Mide la resistencia de la cruz de la hoja, sometiendo ésta a una gran carga de flexión. La siguiente ilustración se encuentra en la norma considerada:

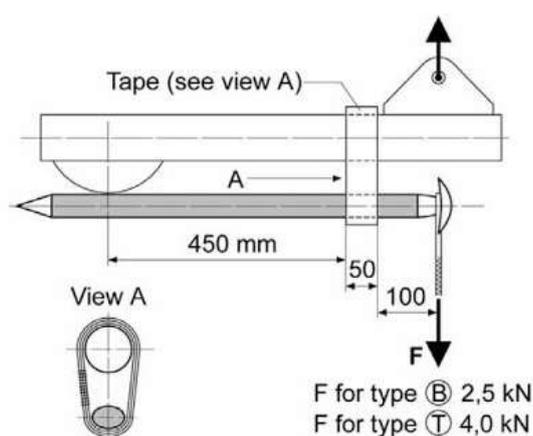


Figura 23: Montaje del ensayo 3

4. Ensayo de resistencia de la hoja: Este ensayo simula el efecto de empotrar la hoja en una grieta para fijar el piolet a la pared de manera horizontal, para después utilizar el modo piolet - tracción. De esta manera se somete a la hoja a un gran momento de torsión, cuyo valor depende de la categoría de homologación. La hoja se empotra con una mordaza una distancia de 25 mm. La siguiente imagen muestra el método de realizar el ensayo, según la norma considerada:

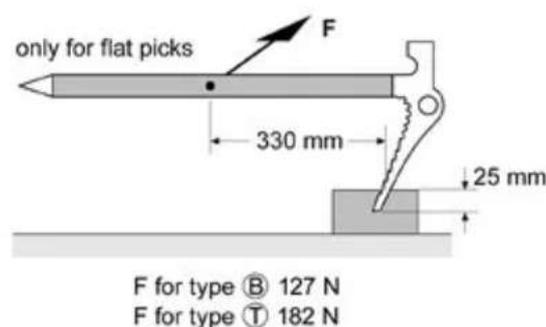


Figura 24: Montaje del ensayo 4

5. Resistencia del piolet - tracción: Este uso es el más utilizado, sobre todo por escaladores inexpertos, puesto que no requiere poseer conocimiento de ninguna técnica de escalada en concreto, además de tratarse de un uso muy intuitivo. El análisis se ha hecho para una carga igual al peso de un montañero con todo el equipo, que se ha considerado de 90 kg. Este método de empleo somete a una flexión tanto al mango como a la hoja.

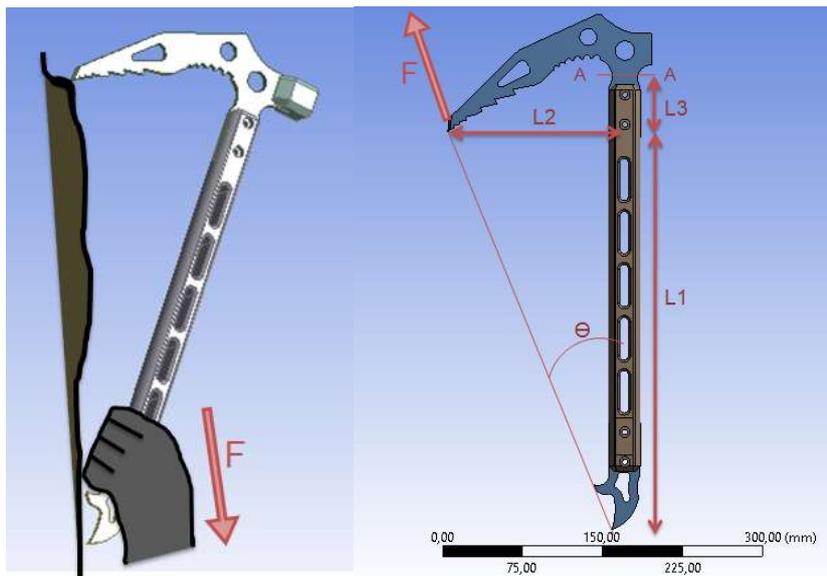


Figura 25: Caso de cargas del ensayo 5

6. Ensayo de fatiga de la UNE-EN 13089:1999: Ensayo anteriormente considerado en la norma pero que fue eliminado debido a la dificultad de combinar diseños ligeros y resistentes por parte de los fabricantes. El montaje de este ensayo es exactamente igual al del ensayo 4, solo que con un brazo de palanca y fuerza menor, de naturaleza cíclica. Se somete a la herramienta a una carga de 50.000 ciclos, la cual debe superar para ser homologada como hoja de tipo 2. A continuación se muestra una ilustración de la norma:

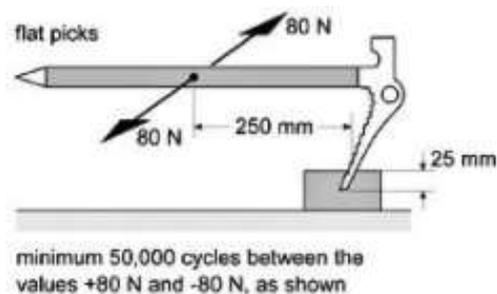


Figura 26: Montaje del ensayo 6

7. Análisis de fatiga en condiciones de uso: Este análisis tiene en cuenta la secuencia de cargas a lo largo de los distintos modos de trabajo cuando el piolet se emplea como piolet - tracción, si bien no se consideran las cargas que aparecen cuando el pico penetra en el hielo (se suponen menores a las consideradas). Partiendo de la situación en la que el escalador apoya todo su peso en el piolet, carga F_1 , para extraerlo del hielo se le somete al mango a dos cargas cíclicas F_2 y F_3 , estimada de 80N, en planos perpendiculares entre sí. Estas cargas se repiten a lo largo de la escalada. Por lo tanto este ensayo consiste en calcular la duración estimada fruto de las tres fuerzas actuando de manera respectiva. En la siguiente página se incluye una figura explicativa del caso de cargas.

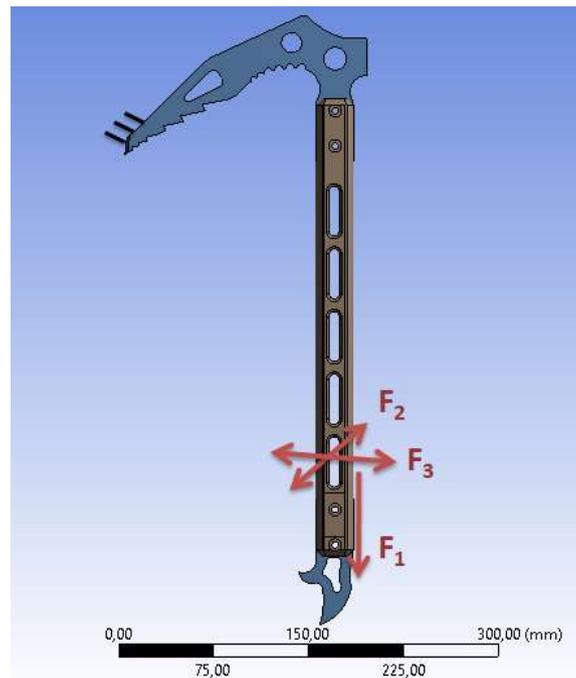


Figura 27: Caso de cargas del ensayo 7

Resulta evidente que en los ensayos de la norma no se tienen en cuenta la resistencia del anclaje en la roca o la nieve, factor que es extremadamente variable; tan solo se analiza el comportamiento resistente de la herramienta. Además, estos ensayos se han seleccionado con el fin de intentar abarcar el mayor número de casos de carga posible. No obstante, se considera muy oportuno incluir análisis de fatiga (que ya no forman parte de la norma) en el listado de análisis, puesto que se trata de una herramienta sometida a cargas cíclicas.

8. METODOLOGÍA SEGUIDA EN EL DESARROLLO DEL TRABAJO

8.1. Descripción de tareas

El desarrollo del trabajo se ha llevado a cabo en 4 tareas, constando cada una de ellas con sus correspondientes subtareas e hitos. A continuación se incluye una descripción de las tareas principales de este trabajo, en la que se especifican cuestiones como el responsable, los recursos humanos y técnicos empleados, así como la carga de trabajo, duración y los entregables asociados.

T.1 Establecimiento del Tema a Desarrollar

Descripción: Se comienza por realizar una búsqueda de información referente al estado del arte de los piolet, así como de las herramientas teóricas y de cálculo sobre fatiga. A continuación, se establecen los objetivos del proyecto así como alcance de éste. Se establece un cronograma con un esquema inicial para definir una línea de trabajo con el fin de definir el proyecto. Finalmente, se obtienen los recursos con los que se realiza el trabajo: el modelo CAD y el software de Elementos Finitos.

Responsable: Director de TFG.

Recursos humanos: Ingeniero Senior (Director de TFG) e Ingeniero Junior (Alumno).

Recursos técnicos: Ordenador con Internet, normativa y documentación escrita.

Carga de trabajo: Ingeniero Junior: 30 horas, Ingeniero Senior: 3 horas.

Duración: 20 días.

Entregables: Se da por finalizado esta fase con la entrega oficial de la propuesta de TFG.

T.2 Análisis de Información Recopilada

Descripción: Se realiza un WBS del trabajo técnico con la información previamente encontrada sobre trabajos de fatiga y análisis mecánico de piolets. Se llevan a cabo los análisis de alternativas correspondientes a los materiales a emplear y las simulaciones a realizar, con el fin de acotar el trabajo a desarrollar.

Responsable: Director de TFG.

Recursos humanos: Ingeniero Senior (Director de TFG) e Ingeniero Junior (Alumno).

Recursos técnicos: Ordenador con Internet.

Carga de trabajo: Ingeniero Junior: 20 horas, Ingeniero Senior: 10 horas.

Duración: 12 días.

T.3 Desarrollo del Trabajo

Descripción: Se realizan las labores del TFG propiamente dichas. Se comienza por obtener y modelizar todas las propiedades mecánicas necesarias para realizar las simulaciones. Previa la realización de dichas simulaciones, se efectúan los cálculos previos pertinentes, para después, en base a las soluciones de las distintas simulaciones, estudiar el comportamiento resistente del modelo, realizando los cálculos de fatiga pertinentes. Finalmente, se estudia el comportamiento del dentado de la hoja frente a este último fenómeno.

Responsable: Director de TFG.

Recursos humanos: Ingeniero Senior (Director de TFG) e Ingeniero Junior (Alumno).

Recursos técnicos: Ordenador con Internet, documentación escrita (apuntes y libros) y normativa.

Carga de trabajo: Ingeniero Junior: 60 horas, Ingeniero Senior: 15 horas.

Duración: 100 días.

T.4 Redacción Final y Formalización del Trabajo

Descripción: Se elabora el escrito del trabajo de acuerdo con la planificación originalmente realizada, cumpliendo con la normativa para escribir el presente texto.

Responsable: Director de TFG.

Recursos humanos: Ingeniero Senior (Director de TFG) e Ingeniero Junior (Alumno).

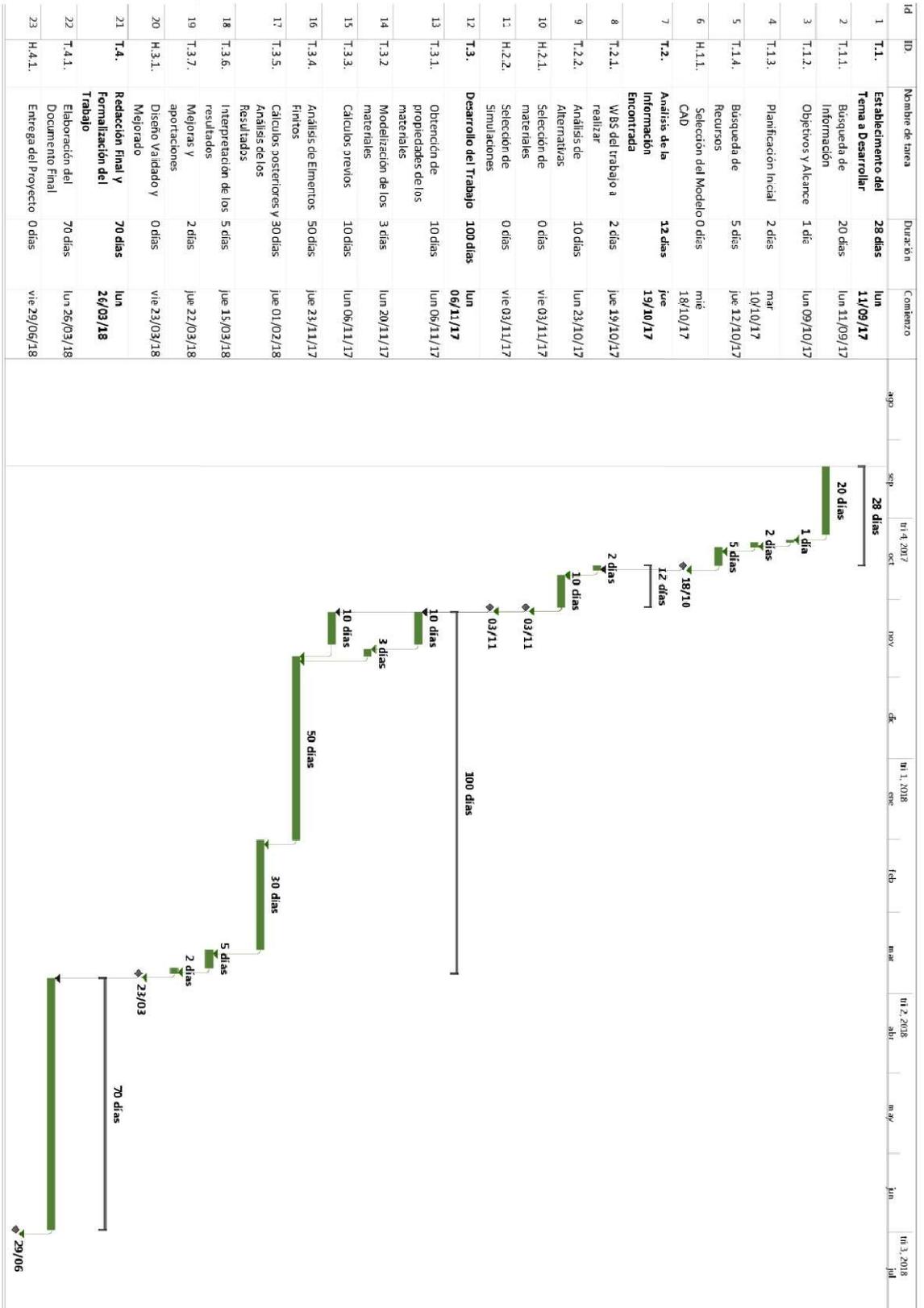
Recursos técnicos: Ordenador con Internet, documentación escrita (apuntes y libros) y normativa.

Carga de trabajo: Ingeniero Junior: 40 horas, Ingeniero Senior: 2 horas.

Duración: 70 días.

Entregables: Se da por finalizado el trabajo con la entrega de la memoria del TFG.

8.2. Diagrama de Gantt



8.3. Análisis de elementos finitos

En este apartado se describen todas las consideraciones que se han realizado para simular los ensayos de la norma, así como los análisis de cosecha propia del autor. Se explican todas las hipótesis simplificativas realizadas, así como las posibles fuentes de discrepancias entre los resultados del MEF y los reales. También se explican algunos aspectos empleados en el pre-procesador de ANSYS.

8.3.3. Simulación de ensayos de la norma UNE-EN 13089:2011+A1

A continuación se describen los análisis relacionados con la norma, que se realizan con el fin de ampliar el conocimiento acerca de la respuesta del piolet frente a las cargas que el producto real se pueda encontrar.

Según el apartado 4 de la norma EN 13089 actualizada, entre los requisitos para que el piolet sea homologable, está el de que todos los bordes con los que las manos del usuario puedan entrar en contacto, deban estar libres de asperezas. Este requisito depende únicamente del proceso de fabricación y de la gestión de su calidad, por lo que no es parte del estudio de este trabajo. Para el resto de pruebas, se ha utilizado ANSYS Workbench V17, un software de elementos finitos, para modelizar la deformación permanente tras la aplicación de las cargas, según como indica cada ensayo.

Para realizar las pruebas se precisa de unas cintas de 15mm de ancho que deben cumplir con su propia normativa, que se utilizan tanto como apoyos para el piolet, como para aplicar las cargas. En este trabajo no se ha incluido su efecto en los resultados, puesto que se ha asumido que sus deformaciones no juegan un papel crucial en la deformación permanente del piolet. Es cierto que los apoyos (cintas), al deformarse, alteran el valor real de las tensiones, por lo que los resultados obtenidos serán menos certeros de no incluirse en el análisis, pero dentro de un margen de seguridad más que aceptable. Además, el modelizar las cintas supone aumentar el número de elementos y por lo tanto el coste computacional de cada análisis. Teniendo en cuenta, por otra parte, que no se conoce el valor de la rigidez de estas, se decide simular su efecto como el de apoyos simples.

Se utiliza un modelo bilineal para modelizar el comportamiento del material, lo cual hace que las deformaciones sean, por lo general, menores a las que se obtendrían con un modelo multilíneal, (a igualdad del resto de parámetros) puesto que éste último sigue con mayor precisión la curva tensión deformación del ensayo de tracción. Esto introduce una fuente de error que hará que los desplazamientos sean algo menores a los que sufriría el material real, de no tener en cuenta otros factores que se expondrán a continuación.

Para la cabeza y el regatón se ha utilizado un material elástico lineal con las características⁴⁴ del acero 420: $E = 200$ GPa y $\nu = 0.24$ y para el mango, las propiedades de la aleación AZ80 T5 utilizadas $E = 46$ GPa y $\nu = 0.30$. Además, como los ensayos de la norma pretenden deformar de manera permanente el material, se han calculado los módulos tangentes de sendos modelos bilineales para definir las curvas a ser empleadas por el software.

De manera general, para definir una curva tensión deformación según un modelo bilineal se puede definir el módulo tangente de la siguiente manera:

$$E_{\tan} = \frac{\sigma_{UTS} - \sigma_{yp}}{\frac{A(\%) - 0,2\%}{100}}$$

Siendo la tensión última, la tensión de fluencia y el Alargamiento de rotura valores ampliamente disponibles en cualquier catálogo de fabricantes del material en cuestión. La anterior fórmula asume que el alargamiento en rotura ocurre a la vez que la tensión última, lo cual no es cierto, pero en la mayoría de materiales se trata de una simplificación razonable.

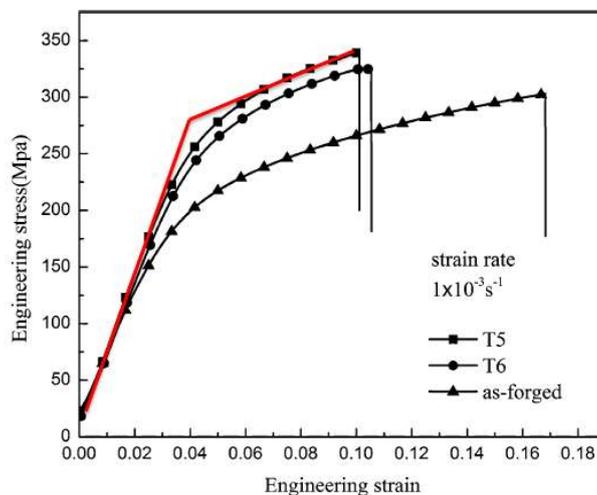


Figura 28: Curvas tensión - deformación para la aleación AZ80 [22]

En la anterior figura se incluyen las curvas de tensión - deformación experimentales dadas en el artículo [22]. En rojo se muestra la curva utilizada por el software de elementos finitos para calcular las deformaciones y tensiones, en ese orden. De esta forma, para el acero se tiene un módulo tangente de 6.5 GPa y para la aleación de magnesio 0.95 GPa.

La norma establece que previo a los ensayos, el piolet debe permanecer a -30°C durante al menos una hora, para ser cargado posteriormente a su extracción en los 3 minutos siguientes. Esto afecta directamente a la rigidez del piolet, puesto que el módulo de Young será mayor a -30°C que a la temperatura ambiente del laboratorio. Además se espera una reducción de la zona plástica así como un aumento de la tensión de fluencia. No obstante, la variación de estas propiedades, dado que el gradiente de temperaturas no es lo suficientemente grande, puede

⁴⁴ Todas las propiedades de los materiales empleados están recogidas en el apartado 7.1.2.

no tenerse en cuenta, ya que los resultados obtenidos en condiciones de temperatura ambiente normales darán una deformación mayor y un Springback⁴⁵ menor de los que se obtendrían en la realidad, haciendo que los resultados del MEF sean más conservadores y por lo tanto, del lado de la certeza en cuanto a la precisión de los resultados se refiere.

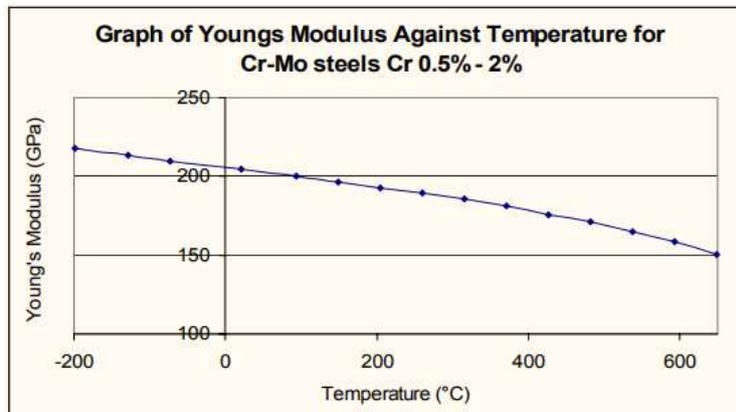


Figura 29: Variación del módulo de Young con la temperatura [24]

La anterior gráfica representa la influencia de la temperatura en la rigidez de un acero con 0.5% de Cromo. Para un acero con un 12% de Cromo, al igual que para el resto de aceros, se espera una tendencia similar. De esta forma, tal y como se puede apreciar en la gráfica, la variación del módulo de Young es muy pequeña para una variación en la temperatura de unos 20 a -30°C.

Respecto al límite de fluencia, se sabe que su valor aumenta según se reduce la temperatura del metal. Determinar su valor para unos ensayos de esta naturaleza es importante, puesto que si el material no entra en fluencia no habrá deformaciones permanentes, que es lo que precisamente se mide en los ensayos. Por tanto, como se puede asegurar que el límite de fluencia del acero inoxidable 420 será menor a temperatura ambiente que -30°C, las deformaciones permanentes serán mayores en las simulaciones de elementos finitos.

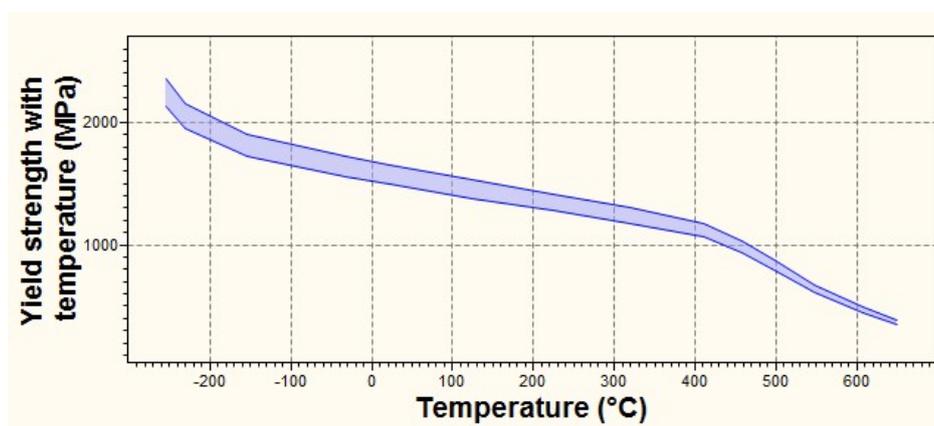


Figura 30: Variación de la tensión de fluencia con la temperatura

⁴⁵ Recuperación elástica del material al liberarse la carga que ha plastificado el material.

La anterior gráfica obtenida de CES Edupack representa la influencia de la temperatura en el límite de fluencia para un acero AISI 4340 de temple y revenido, a modo de ejemplo. Para el rango de temperaturas considerado (-30°C a 20°C), se aprecia como la banda de dispersión de los datos es mayor que el error cometido al no tener en cuenta la temperatura real a la que se realizan los ensayos. Por lo tanto, esta variación puede despreciarse para dar una respuesta concisa sobre la validez o no del diseño analizado, dado el relativamente pequeño margen de temperaturas del que se está hablando. Esto será cierto tanto para la aleación de Magnesio del mango tanto como para el acero inoxidable de la cabeza.

Si en un futuro se quiere conocer con mayor grado de certeza la deformación real producida en los ensayos, será preciso conocer las propiedades mecánicas de los materiales empleados a -30°C . Incluso se puede optar por realizar un análisis transitorio, el cual incluya la variación de la temperatura y por tanto, las propiedades mecánicas, en el tiempo de aplicación de la carga, pero es de esperar que la diferencia sea muy pequeña en comparación con los resultados obtenidos a temperatura ambiente, por lo que no se justifica el coste computacional asociado.

Por último, también hay que tener en cuenta los errores inherentes del MEF, como el error de discretización o el hecho de que se utilicen las tensiones en los nudos promediando las de los elementos adyacentes. Dadas las características geométricas de este modelo, ambos errores se pueden paliar refinando la malla de elementos finitos donde se espera encontrar las mayores concentraciones y variaciones de tensión: la base de los dientes, la cruz con las entallas y los agujeros de la hoja. Se empleará, por lo tanto, un mallado fino de elementos hexaedro de orden superior en toda la cabeza cuando las cargas actúen sobre ésta, como en los ensayos 2 y 4. Para el ensayo 3, dado que el pico no se ve sometido a ningún esfuerzo, se opta por prescindir de él en la geometría analizada.

Preprocesado

En el ensayo 1: resistencia del mango, dado que la geometría del mango resulta difícil de mallar mediante elementos hexaedro, debido a su complejidad, se utilizan elementos tetraedro cuadráticos, refinando en los agujeros centrales donde se espera que se encuentren los mayores niveles de tensión. Para realizar este análisis se ha prescindido de las partes de la cabeza y del regatón que no se unen al mango, puesto que no aportan ninguna rigidez en este modo de trabajo. También resulta conveniente mencionar el hecho de que todas las uniones se han tomado como "bonded", es decir, no hay movimiento relativo entre nodos. Esto implica que no se modelizan los pasadores ni el efecto de la resina epoxi, dado que se entiende que antes de aflojarse las uniones se supera la deformación máxima permisible por la norma.

En todos los análisis de este trabajo las cintas de apoyo se han modelizado como apoyos simples sobre una línea, de manera que no se introduce ningún momento en el apoyo, lo cual sucedería en el caso de modelizar los apoyos simples como áreas. Por otra parte, salvo en el caso del primer ensayo de la norma, se ha debido habilitar la función de "large displacements" dadas las grandes deformaciones producidas al plastificar el material. Además habilita la función de "Auto Time Stepping" definida para aplicar la carga por pasos, debido a las grandes deformaciones producidas. Para los tres ensayos restantes, se ha prescindido del regatón por

completo, dado que no influye en ninguno de los resultados ni mediciones. También se ha eliminado el martillo de la hoja de los análisis 3 y 4 por la misma razón.

8.3.2. Análisis del piolet - tracción

Las consideraciones pertinentes a la fiabilidad de los resultados de este análisis son similares a las del anterior apartado. No obstante, esta vez no se pretende cargar la herramienta con fuerzas que produzcan grandes deformaciones permanentes. Este análisis persigue conocer la mínima masa del escalador necesaria para que se supere la tensión de fluencia del material en el punto crítico, así como evaluar los efectos de la tensión que surge al aplicar de manera continuada una fuerza de 450N, equivalente a la parte del peso del escalador soportada por la herramienta.

Se opta, en primer lugar, por simular el efecto que tiene sobre el piolet una fuerza igual al peso de un escalador de 90kg traccionando la herramienta, de manera que se modeliza el agarre del mango como un empotramiento perfecto de éste en un área, a cada lado, de 10 cm de largo. Se aplica la fuerza sobre la punta del pico. Resulta conveniente mencionar la igualdad del caso anterior con fijar la punta del pico y aplicar la carga sobre el mango. No obstante, la equivalencia de la deformación en el caso real se corresponde mejor con el caso estudiado, puesto que al pico de la hoja se le permite girar libremente.

Teniendo en mente cómo se coloca el piolet - tracción en un terreno vertical, el regatón contacta con la pared de modo que el mango forma un ángulo θ con la vertical, que es precisamente la dirección en la que se aplica la fuerza. De esta forma, es posible obtener una formulación para la tensión nominal en la sección AA, que se espera, mediante simple observación, que sea la sección más desfavorable. Por lo tanto, se puede corregir la fórmula de la tensión nominal con un coeficiente denominado "factor de concentración de tensiones", k_t , que se obtiene para el caso de una carga de 90kg. Con este método conseguimos calcular la máxima carga admisible de la herramienta.

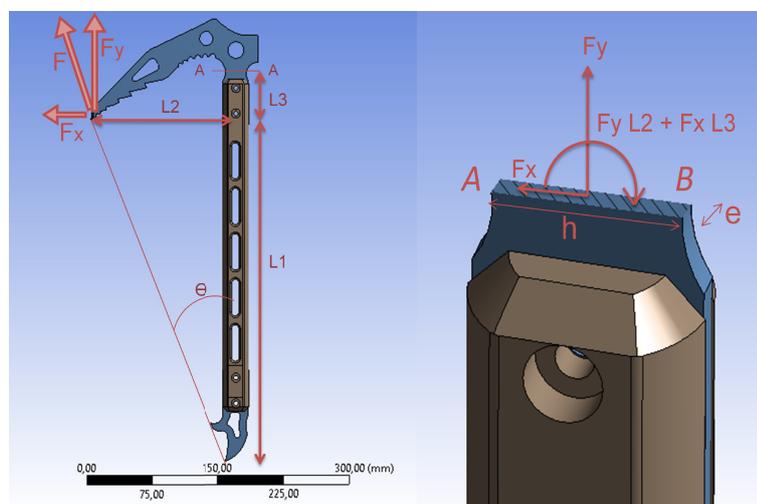


Figura 31: Análisis del piolet - tracción

Preprocesado

El pre-procesado de esta simulación es el más simple de los realizados para este trabajo, puesto que se trata de un análisis lineal en la que no se espera que se supere el límite de fluencia del material. Se refina la malla en las entallas de la cruz puesto que es ahí donde se espera encontrar el máximo de tensión, puesto que la tensión nominal así lo indica, según el diagrama de momentos flectores.

De cara a la mejora del coste computacional requerido, se plantea la posibilidad de utilizar elementos cáscara en vez de elementos hexaedro, puesto que la hoja de 4 milímetros de espesor puede modelizarse como tal. Sin embargo, esto introduce una serie de inconvenientes, tanto a la hora de redefinir la geometría, como el contacto con el mango, debido a la separación en la unión que aparece, por lo que se opta por utilizar los elementos que el software utiliza por defecto.

8.3.3. Análisis de fatiga

La antigua versión de la norma contenía un ensayo cuya función era la de validar la hoja del piolet a fatiga frente a cargas de torsión y flexión alternas. Si la prueba resultaba satisfactoria, la hoja se podía clasificar como hoja tipo T. No obstante esta prueba ya no se recoge en la versión actual de la EN 13089.

Una mala práctica a la hora de escalar en hielo es la de torsionar el piolet cuando está clavado, a fin de extraerlo. Muchos de los fabricantes desaconsejan explícitamente en la hoja de información del producto realizar esta técnica, puesto que, tal y como se verá a continuación, las tensiones producidas por este tipo de cargas son cercanas al límite de fluencia del material. Enfocado también a este modo de trabajo, se ha incluido en este trabajo un análisis de fatiga simulando condiciones de uso: el análisis 7. Se trata pues de una extensión del caso de cargas de la norma, en el cual también se tiene en cuenta las cargas en el plano perpendicular utilizadas para extraer el piolet del hielo, así como el efecto de la carga pulsante del peso del escalador. Estas cargas producen tensiones de las cuales se puede obtener una tensión equivalente en duración.

El ensayo de la norma consiste en fijar el pico del piolet hasta 25 mm desde la punta con una mordaza. Se aplica una fuerza de 80-85 N en un punto del mango situado a 250 mm del punto medio de la sección bloqueada, con un frecuencia mínima de 0,5 Hz y máxima de 2 Hz. Por conveniencia, para el análisis 7 también se ha usado la misma distancia de empotramiento.

El piolet pasará el análisis 6 si ningún componente se rompe. El fin de este estudio es poder determinar la respuesta de la hoja frente a esta carga cíclica, que somete al pico de la hoja a una flexión y torsión síncronas, produciendo altos niveles de tensión en la base de los dientes. Estos lugares son idóneos para la iniciación y crecimiento de grietas. Para evitar una

singularidad en las tensiones en estas regiones, se ha definido un radio de acuerdo inicial de 1,5 mm en la base de los dientes, para posteriormente aplicar un refinado fino de la malla.

Para obtener la información de las propiedades a fatiga del acero inoxidable 420 se ha utilizado el software CES-Edupack 2017. De esta biblioteca de materiales se ha sacado la curva S-N de Basquin, utilizada para caracterizar la fatiga de ciclos altos. El límite de fatiga de la pieza, cuya obtención se detalla en el Anexo III 4, es de 463 MPa.

Otro aspecto importante previo al análisis de fatiga es saber si se mantiene válida la hipótesis del caso cuasi estático, de manera que el factor de amplificación dinámica [25] sea igual a la unidad. Esto será así siempre y cuando la frecuencia de la sollicitación se encuentre alejada de la o las frecuencias de resonancia de los modos de vibración excitados por ésta.

Por lo tanto, para que los resultados de fatiga tengan validez, se comprueba que la frecuencia de resonancia del piolet colocado según indica el ensayo de la norma está lo suficientemente alejada de los 2 Hz.

Para el análisis 6, dado que la carga varía entre -80 y 80N, nos encontramos en un caso de tensión alterna multiaxial simple, tal que $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$. Dado que puede suponerse que el fallo por fatiga alterna multiaxial sincrónica en aceros dúctiles se puede vincular con la energía de distorsión [17], la tensión alterna equivalente con la que se entra a la curva de Basquin será precisamente la tensión de Von Mises, por lo que no es necesario elegir un criterio de tensiones medias. No obstante, para el último análisis, dado que se incluye el efecto de la carga pulsante que supone el escalador, se utiliza el criterio de Goodman, ya que se ajusta con precisión a los puntos de fallo esperados.

Por último, para el análisis 7 se ha modelizado las acciones del escalador sobre el piolet como una secuencia compuesta por tres bloques de cargas: un pulso de valor igual al peso del escalador (90 Kg), cinco ciclos de carga idénticos al antiguo ensayo de la norma (80 N) y otros cinco ciclos de la misma carga en el plano perpendicular al anterior. Esto se ha hecho así puesto que en la realidad, al incrustarse el pico en el hielo, se recurre a las dos anteriores acciones para facilitar su extracción. De esta forma, con éste último análisis se podrá evaluar los efectos que la anterior secuencia tiene sobre la vida de la herramienta. Cabe mencionar que no se incluye el efecto de un posible impacto contra una superficie sólida del pico del piolet puesto que se considera muy poco probable y añade mucha complejidad al análisis, pero su efecto se discute en el anexo II.

Un último aspecto previo a considerar de cara a la validez de los resultados de los análisis de fatiga utilizando las tensiones del MEF es el hecho de trabajar con tensiones pico. Cuando se produce una concentración de tensiones caracterizada por un coeficiente k_t , se sabe que emplear el valor pico de las tensiones en Basquin otorga duraciones menores de las obtenidas en la realidad. Por ello, en fatiga se usa el coeficiente reducido k_f (de manera que $k_f < k_t$) para duraciones de 10^6 ciclos, y $k_f N$ para duraciones de "N" ciclos. Evidentemente, en base a lo anteriormente expuesto, para menores valores de N, mayor será el valor de $k_f N$, puesto que en el caso en el que $N = 1$ entonces nos encontraríamos en el caso estático.

Preprocesado

Para realizar los análisis se ha prescindido del regatón, así como del martillo situado en la parte trasera de la hoja. Esto se ha hecho puesto que ninguno de los dos elementos aporta rigidez bajo este modo de trabajo, por lo que eliminarlos supone reducir el número total de elementos y disminuir el coste computacional.

Al igual que en los anteriores casos, la unión entre el mango y la hoja se ha tomado como perfecta, puesto que no se espera que estos elementos fallen antes por fatiga que la hoja, dado que los pasadores son del mismo material que ésta y no cuentan con concentradores de tensión como dientes o entallas.

Para ambos análisis, 6 y 7, el empotramiento con las mordazas y con el hielo, respectivamente, se ha tomado como perfecto. Esto introduce niveles de tensión mayores de los producidos en la realidad en las cercanías de la sección de empotramiento. No obstante, su localización no supone un problema, puesto que no coincide con las bases de los dientes.

Debido a estar trabajando con valores de tensión menores al límite de fluencia (dado que se espera una duración de muchos ciclos), se realiza un análisis con un modelo lineal del material, puesto que no se espera que se entre en fluencia. No obstante, la configuración en la que se encuentra el piolet para el caso de carga de la norma provoca un gran desplazamiento en el plano perpendicular a la hoja, puesto que ésta tiene muy poca rigidez frente a la torsión. Por ello se habilita la función "Large Displacements", convirtiendo el análisis en no lineal, y forzando al procesador a emplear varios pasos de carga para poder resolver el modelo.

Por último, se realiza un refinado de la base del último diente de la hoja, puesto que se espera que sea este el que mayores niveles de tensión soporte.

8.4. Descripción de los resultados

A continuación se incluyen los resultados más significativos de este trabajo, siendo éstos los que más aportan a la evaluación del diseño analizado.

Ensayos de la norma

Por una parte, para los ensayos de la norma⁴⁶, cabe destacar lo robusto que resulta el diseño empleado del mango, puesto que la carga de valor 3676 N no es capaz de plastificar la sección y dejar una deformación permanente.

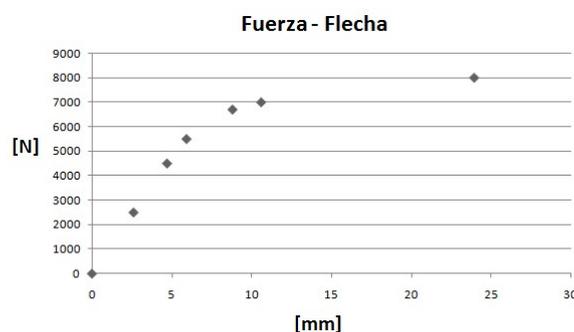


Figura 32: Gráfica carga - deformación del mango

Se aprecia cómo es necesaria una fuerza de alrededor de 6000N para producir el fallo por colapso plástico del mango, lo que equivale a más de 6 escaladores suspendidos de un único mango. No obstante, resulta evidente mencionar que mucho antes de fallar el mango, es de esperar que se produzca el fallo del sistema de anclaje a la montaña de la herramienta. Igualmente, rara vez será necesario cargar al piolet a una fuerza de tal magnitud, por lo que claramente se puede optar por la reducción de la sección efectiva si se utiliza la aleación de magnesio como material para este componente.

Por otra parte, la hoja es capaz de pasar la prueba de resistencia que la homologa como hoja tipo T/2, dado que la deformación permanente tras retirar la carga, del orden de 2,9mm, es mucho menor a la máxima admisible por la norma de 70 mm. Resulta reseñable señalar cómo un par aplicado de tan solo 60Nm es capaz de deformar de manera permanente, generando tensiones locales de hasta 1411 MPa. Esto es debido a la escasa rigidez a torsión de la hoja, la cual únicamente puede ser aumentada incrementando el espesor de ésta.

⁴⁶ Se incluyen el resto de resultados en el Anexo III 2. Resultados de los análisis de la norma.

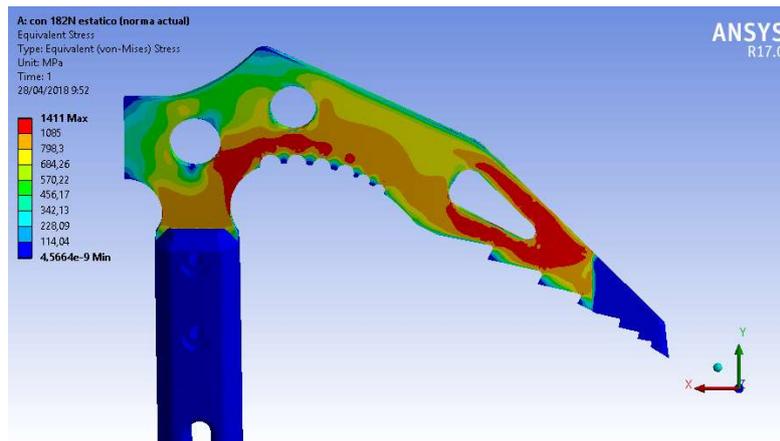


Figura 33: Tensiones de Von Mises en el análisis 4

En la anterior figura se muestra en rojo únicamente la zona plastificada. Es preciso mencionar que el pico de 1411 MPa es virtual puesto que se da en la inmediación de la zona empotrada. La máxima tensión "real" es de 1220 MPa. De esta forma, pese a que el diseño analizado posea una hoja de 4 mm espesor, superior a los típicos 3 mm, se compensa el peso añadido que esto supone con una mayor resistencia; capacitando a la herramienta a poder ser utilizada en aplicaciones técnicas.

Se concluye este apartado mencionando que el piolet no es capaz de superar el ensayo 3 de la norma para la carga de tipo 2, que produce tensiones del orden de la tensión última del material. Para estudiar el efecto que tiene modelizar la cinta de apoyo de 50 mm de ancho como una única línea de apoyo situada en la mitad de la hipotética cinta, se ha realizado otro análisis incluyendo una segunda línea de apoyo en el extremo cercano al punto de aplicación de la fuerza.

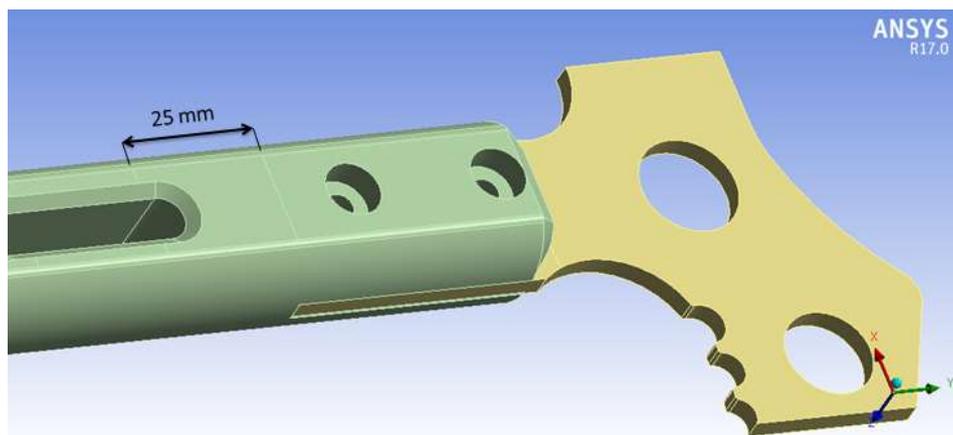


Figura 34: Líneas de apoyos deslizantes en el eje y. Análisis del ensayo 3

Con una única línea de apoyo se tienen 1888 MPa de tensión de Von Mises con los 4000N aplicados, mientras que para las dos líneas de apoyo se da un máximo de 1889 MPa. Se comprueba por lo tanto cómo la simplificación original era adecuada.

Por lo tanto, en cuanto a la homologación se refiere, se espera que los ensayos reales resulten en una homologación de Técnica/2 para la cabeza, y Básica/1 para el piolet en su conjunto.

Análisis del piolet - tracción

Respecto al análisis del piolet tracción, se ha determinado que el punto crítico se encuentra en la entalla exterior de la cruz, otorgando un valor de $k_t = 1.4$ veces la tensión nominal. Para este valor se obtiene un peso mínimo del escalador de **177 kg** para que comience a plastificar dicha región (utilizando un criterio conservador)⁴⁷. Queda claro, por lo tanto, que el diseño de esta hoja es muy apto para ser sometido a grandes cargas de flexión en su plano. Además, para este modo de trabajo las tensiones en la base de los dientes permanecen en valores inferiores a los producidos por las cargas de torsión, por lo que también se determina que es éste último caso el que verdaderamente afecta a la duración de la herramienta. Para la carga que se espera actúe de manera habitual, de valor 450N⁴⁸, la tensión en el punto crítico es de 283 MPa a compresión, con la distribución mostrada en la siguiente ilustración a lo largo de la sección AA de la cruz.

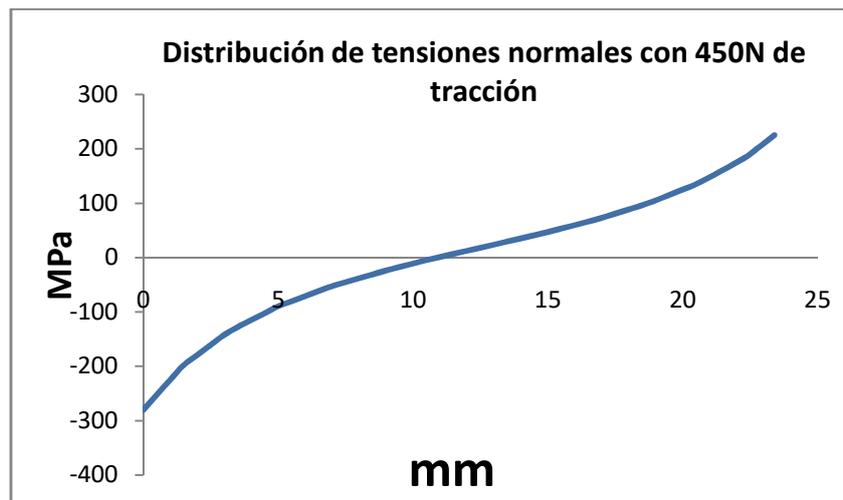


Figura 35: Distribución de tensiones con 450 N de tracción

Análisis de fatiga

Tras haber comprobado que la primera frecuencia de resonancia [25], según el modo de trabajo del análisis 6, se encuentra en los 32 Hz, se valida la hipótesis del caso cuasi estático. De esta forma, para un radio de acuerdo inicial de 1.5 mm en los dientes delanteros del pico, se obtiene una duración según Basquin de 12.500 ciclos con una tensión alterna de 818 MPa.

⁴⁷ Se compara la tensión real con la de fallo. Si bien para materiales dúctiles esto es un criterio muy conservador, también supone una mayor seguridad, como la que la aplicación considerada necesita.

⁴⁸ Su valor se calcula en el Anexo II.

Por las razones explicadas en el Anexo III. 5, se procede a aumentar el radio de acuerdo hasta los 3,5 mm de forma que se reduce el valor de la tensión sin necesidad de aumentar la sección de la hoja, a la vez que se gana precisión a la hora de utilizar la curva de Basquin.

Para duraciones tan pequeñas como las obtenidas, el hecho de aplicar Basquin con la tensión real que otorga el MEF no supone una fuente de seguridad o la obtención de unos resultados conservadores, puesto que k_{fN} es próximo en la realidad al valor de k_t , como es lógico para duraciones cada vez menores.

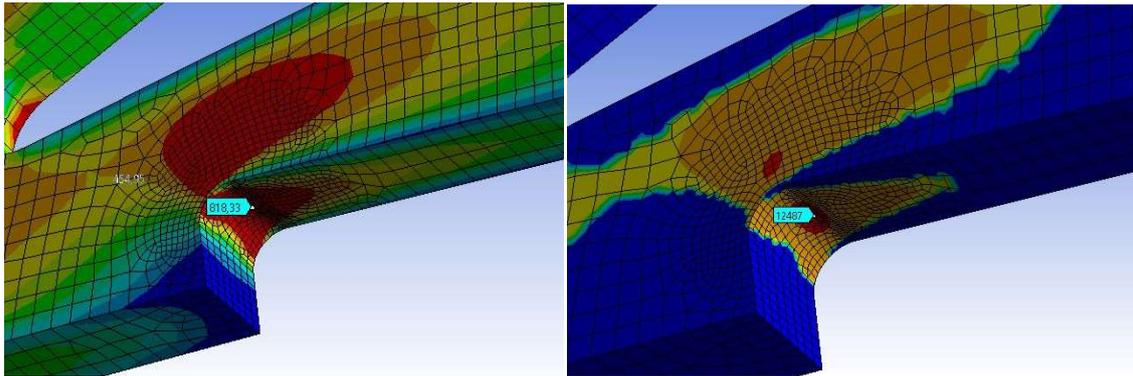


Figura 36: Resultados del análisis del ensayo de fatiga

El valor de 3.5 mm se ha elegido también teniendo en cuenta los 50.000 ciclos de la norma, de forma que en la práctica se ha ido incrementando el valor del radio de acuerdo hasta sobrepasar el número de ciclos al que se vería sometido en la anterior versión de la norma. No obstante, es preciso tener en cuenta la gran variabilidad de los resultados de fatiga obtenidos, puesto que 50.000 ciclos siguen sin estar lo suficientemente alejados de la zona "conflictiva" del diagrama de Coffin-Manson, según lo expuesto en el Anexo III 5.

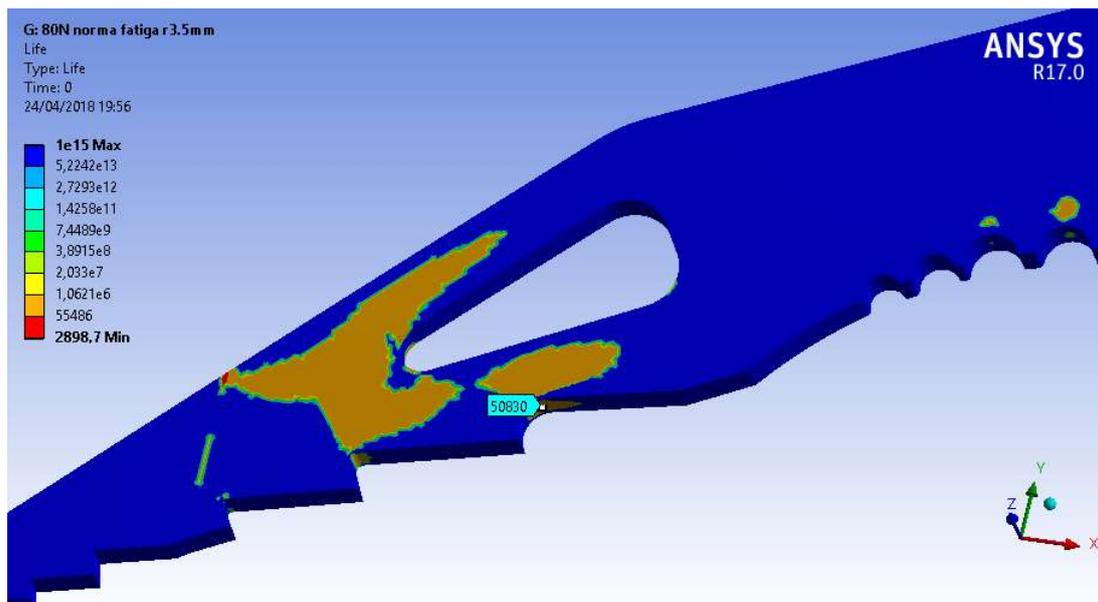


Figura 37: Duración esperada para radio de acuerdo de 3,5 mm

Por último, en el análisis de fatiga 7, se aplica el método de Miner a las tensiones alternas equivalentes obtenidas de cada bloque de cargas, con el fin obtener la duración de la herramienta. Para el caso de la carga pulsante igual al peso del escalador, dado que la tensión media es no nula, se debe aplicar un método de tensiones medias multiaxiales, como el método Von Mises -Soderberg, que para el caso de tensiones pulsante es equivalente a emplear el método inverso de Soderberg - Von Mises. De esta manera resulta que en el punto considerado en el anterior análisis (la base del último diente del pico), para el caso de soportar el peso del escalador, se obtiene una tensión equivalente según MS de 558 MPa, que comparándola con el límite de fluencia (1085 MPa) se tiene un coeficiente de seguridad de 1,9. Esto quiere decir que el peso del escalador no es suficiente para que se sobrepase el límite de fatiga en la base del diente que en el anterior análisis suponía el punto crítico. Lo cual se traduce a tener que comprobar todos los puntos donde las cargas debidas a cada modo de trabajo producen simultáneamente tensiones elevadas.

Convenientemente, resulta que el punto cuya menor duración, según Miner, otorga la combinación de las tres tensiones equivalentes asociadas a cada modo de trabajo, es el mismo punto que el del antiguo ensayo de la norma. Esto se debe a que los 639 MPa en la base del último diente es la tensión equivalente en duración más alta, mientras que el resto de tensiones asociadas a los dos modos de trabajo restantes son muy inferiores.

Por último, la máxima tensión para la carga de 80N en el plano de la hoja, es de 237 MPa, muy inferior a los 639 MPa generados por la misma fuerza en el plano perpendicular.

Regatón y uniones

Si bien en los 7 análisis principales de este trabajo se ha tomado la unión entre elementos como "bonded", puesto que interesa estudiar los efectos de las cargas en los componentes principales, se ha realizado un cálculo ⁴⁹ para comprobar si el dimensionamiento inicial de los pasadores, de 5 mm de diámetro, es el adecuado. Se ha aplicado la teoría de la elasticidad y resistencia de materiales [26] para determinar el coeficiente de seguridad empleado, con la intención a priori de reducir el tamaño de éstos. De esta forma, asumiendo que únicamente trabajan bajo esfuerzo cortante, se tiene un coeficiente de seguridad de 18. Este valor se ha tomado por bueno, puesto que la función de los pasadores es la de otorgar la mayor rigidez posible a las uniones entre elementos, otorgando un apoyo preciso al escalador. Además, el peso de los pasadores es una minúscula fracción del peso total de la herramienta, por lo que ahorrar material reduciendo su diámetro es un absurdo ingenieril.

Por su parte, se ha realizado otro análisis en el que se valida la longitud de la pestaña para la empuñadura cuando la herramienta se utiliza como piolet - tracción. Se aplica una fuerza igual a un peso de 90 kg, asumiendo que todo el peso del escalador descansa sobre el elemento considerado, y se obtiene un máximo de 121 MPa, tensión que el material es capaz de aguantar de manera holgada.

⁴⁹ Consultar el Anexo III 8., donde se describe todo el procedimiento.

8.4.1. Conclusiones de los resultados

Por una parte, respecto a la homologación del modelo, se trata de un piolet tipo 1/Básico puesto que no supera el tercer ensayo, en el que la carga estipulada para el piolet tipo 2 es del orden de 4000N, dado que la deformación producida es mayor a la admisible. No obstante, sí que se superan los 2500 N para el tipo 1 según este ensayo.

Por otra parte, se puede asegurar que se trata de una hoja tipo 2/ Técnica, ya que supera holgadamente el análisis del ensayo correspondiente.

De esta manera, en base a los resultados obtenidos, se consigue averiguar que la peor acción que se puede realizar sobre la herramienta es la de torsionar el pico para lograr su extracción. Siempre se debe procurar aplicar la carga en el plano de la hoja.

Para la fuerza habitual de 450 N, se generan tensiones de compresión del orden de 283 MPa, también muy inferiores al límite de fatiga del material, por lo que según este modo de trabajo y para la carga considerada, la herramienta nunca fallará.

Asimismo, el material situado entre los agujeros del mango trabaja a unos niveles de tensión muy inferiores a los nominales, mientras que los pasadores se encuentran ampliamente sobredimensionados, si bien, según lo expuesto previamente, no interesa reducir su diámetro por razones prácticas.

Concluyendo, se puede asegurar que una correcta técnica de escalada con piolets, en la que nunca se recurra a torsionar la hoja, así como no colgar todo el peso del cuerpo sobre un único piolet, hará que la herramienta tenga vida ilimitada. No obstante, en la mayoría de situaciones resulta difícil o imposible evitar las dos anteriores condiciones, como el caso de la escalada en terreno mixto de roca y hielo o el "dry tooling".

8.5. Propuesta de diseño final

Diseño del mango

A la vista de los resultados obtenidos, dado el gran margen de resistencia que tiene el mango, se puede optar por reducir el tamaño de la sección resistente, de manera que se ahorre material y se aligere el diseño. De esta manera, es posible rediseñar el mango de manera que solo exista un único agujero longitudinal, en vez de una serie de ellos, manteniendo iguales el resto de dimensiones, puesto que tal y como revelan los resultados del MEF⁵⁰, el material situado entre ellos apenas trabaja.

Teniendo en cuenta la enorme discrepancia entre los valores de la tensión nominal en estas secciones y el valor, muy bajo, de la tensión real, este fenómeno puede explicarse utilizando el concepto de las líneas de fuerza. Dado que estas no se pueden cruzar, resulta evidente que no atravesarán por completo las secciones situadas entre los agujeros, puesto que hacerlo implicaría que las líneas que viajan por la parte izquierda del mango se cruzan con las que viajan por la derecha, y viceversa. Por tanto, solo penetrarán ligeramente en dichas zonas, reduciendo el valor de la tensión efectiva. Además, mecanizar un único agujero longitudinal pasante implica un menor tiempo de mecanizado (dado que la herramienta no pierde tiempo entrando y saliendo del material) y por lo tanto una productividad mayor respecto al diseño original con varios agujeros, lo cual resulta interesante si el volumen de producción es grande.

Por otra parte, eliminar los cambios de sección en la zona central del mango, que trabaja con altos niveles de tensión cuando éste se somete a cargas de flexión, también implica eliminar los picos de tensión que puedan producir plastificación del material. De esta manera, tal y como muestra la siguiente ilustración, en azul se representa la distribución de tensiones de Von Mises en la sección en la que se inicia el agujero, mientras que en rojo las tensiones lejos del comienzo y final del éste, donde la sección transversal permanece constante, al aplicarse una flexión al mango.

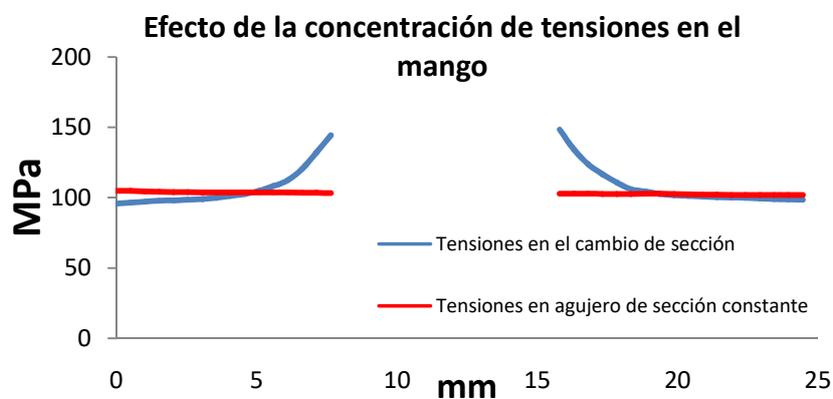


Figura 38: Efecto de la concentración de tensiones en el mango.

⁵⁰ Anexo III 2: Resultados de los análisis de la norma.

De esta manera, el hecho de que el mango no posea, al tener un único agujero a lo largo de toda su longitud, cambios de sección en la zona central, hace que no aparezcan picos de tensión en éste, si bien el nivel medio de la tensión será mayor cuando se aligere el diseño. Se ha calculado que eliminando el material correspondiente a realizar un único agujero, se aligeran 18 gramos del mango, lo que supone un 5,7% del peso del mango. Además, aligerar el mango supone subir el centro de gravedad del piolet, lo cual es muy beneficioso para lograr una mayor eficiencia en la pegada al escalar.

Concluyendo los comentarios sobre el mango, el diseño con las entallas para unirlo a la hoja y al regatón es correcto puesto que no se generan grandes concentraciones de tensión en éstas, lo cual a priori era una de las preocupaciones que se tenía sobre el modelo analizado.

Diseño de la cabeza

En lo que al diseño de la hoja se refiere, la introducción de los agujeros no supone una pérdida de resistencia notable, puesto que la hoja es homologable como nivel 2, además de tener un buen comportamiento a fatiga. Además, los 4 mm de espesor frente a los 3 mm comúnmente empleados ayudan en gran medida a reducir la pérdida de sección efectiva creada por dichos agujeros.

Respecto al dentado de la hoja, se recomienda utilizar radios de acuerdo de 1,5 mm en todos los dientes salvo en el último, donde un radio de acuerdo mínimo de 3,5 mm es necesario para poder pasar el antiguo ensayo de fatiga de la norma. Se ha de tener en cuenta, no obstante, que a mayor radio de acuerdo, menor será la funcionalidad del diente: peor agarre y sujeción proporcionará, tanto en la autodetención como en la escalada. Por lo que no se recomienda exceder en exceso los radios de acuerdo calculados en este trabajo.

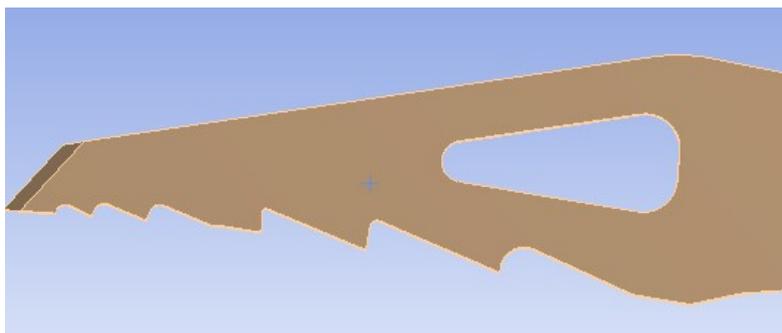


Figura 39: Dentado calculado de la hoja

En lo que a la incorporación de las entallas a la cruz se refiere, a fin de conseguir un agarre más ergonómico, se comprueba que éstas reducen la máxima carga soportada por el piolet - tracción⁵¹ dado que introducen un efecto de concentración de tensiones. Además de esto, también debilitan la sección más desfavorable en el ensayo 3 de la norma, no siendo capaz el

⁵¹ Ver Anexo III 3. Cálculos para el análisis del piolet tracción.

modelo de superar la carga para el nivel 2. No obstante, dado que únicamente los técnicos están "obligados" a ser homologados como tipo 2, el hecho de que un modelo mixto no conste con esta homologación no supone un problema de cara a su comercialización, sobre todo teniendo en cuenta que se sacrifica a costa de facilitar al alpinista un mejor geometría de la cruz para poder asirlo.

Regatón y uniones

El diseño del regatón puede suponerse adecuado, ya que la pestaña es lo suficientemente larga como para resultar funcional, además de no provocar la aparición de valores altos de la tensión en su base. Por su parte, los pasadores de 5 mm se consideran adecuados, puesto que trabajan con un amplio coeficiente de seguridad, aportando la rigidez necesaria a la unión para un uso de la herramienta cómodo y preciso.

Fabricación

De esta manera, se finaliza la aportación al diseño analizado comentando brevemente su posible fabricación, teniendo en cuenta todo lo anteriormente expuesto.

Para la cabeza, debido a tener que incluir la maza en su parte trasera, no es posible fabricarla troquelando una chapa de 4 mm de espesor, debiendo recurrir a la forja del componente, para después recortar los agujeros con un punzón o bien con una fresadora. Tras el aligeramiento, se puede proceder al tratamiento térmico del acero inoxidable con un temple y un revenido a 205°C (temperatura a la cual se dan las propiedades utilizadas en este trabajo). Se finaliza con un pulido comercial mediante una rectificadora. En este rectificado se debe asegurar principalmente el buen acabado superficial de todo el dentado delantero de la hoja, variable que influye de manera crítica en la duración de la hoja.

Para el regatón, debido a su geometría plana, su fabricación puede realizarse sin más que troquelar una chapa de acero inoxidable AISI 420, realizando los agujeros con una fresadora o punzón para después proceder con el tratamiento térmico, idéntico al de la hoja. Si bien el acabado superficial de pulido comercial no es necesario desde el punto de vista mecánico, su realización resulta conveniente desde el punto de vista estético.

Por último, para la fabricación del mango, gracias a la buena aptitud de la aleación AZ80 a la forja [22], se puede partir de una preforma del mango forjada con estampas, para después fresar un único agujero transversal a lo largo de toda la longitud éste. De este forma, taladrando un agujero pasante inicial, se puede realizar una única pasada con una fresa frontal para conseguir aligerar aún más material. Finalmente se procede a realizar el tratamiento térmico T5 para mejorar las propiedades mecánicas, se realiza un pulido para quitar las asperezas y se pinta con una capa de pintura protectora para paliar la limitada resistencia a la corrosión de la aleación de magnesio, además de otorgarle una mejor estética y un tacto más caliente.

9. DESCARGO DE GASTOS

A continuación se describe el coste requerido para la realización del proyecto del análisis mecánico del piolet.

9.1. Horas Internas

Las horas internas recogen todo el tiempo que ha sido necesario invertir por los participantes para la realización del trabajo. Por una parte, se recogen con Ingeniero Junior las horas invertidas por el alumno en investigación y desarrollo del TFG, así como en su redacción. Por otra, se recogen con Ingeniero Sénior las horas dedicadas al proyecto por el personal cualificado de la universidad, tanto en reuniones, colaboración en los análisis, lectura y correcciones del texto.

9.2. Amortizaciones

Se denomina amortización a la pérdida de valor de los activos fijos, materiales o no, debida a su utilización. Se ha de mencionar que resulta indistinto si dichos activos fueron adquiridos previo el comienzo del TFG. Por lo tanto, se han incluido el ordenador empleado para los análisis de EF y para la redacción del texto, así como todas las licencias de software necesarias: Ansys para las simulaciones de los ensayos y análisis de cosecha propia, Office Pack para disponer de las herramientas necesarias para la redacción de este texto y CES Edupack para la consecución de toda la información necesaria para modelizar las propiedades de los materiales. Respecto a la licencia de Elementos Finitos empleada, cabe mencionar que se trata de una licencia académica, cuyo precio de mantenimiento es de 1000€ al año, con un uso en horas ilimitado.

9.3. Gastos

En esta partida se recogen todos los costes del proyecto asociados a activos que no pueden ser reutilizados después del proyecto. Se incluyen por lo tanto los libros de EF y de fatiga empleados, así como las fotocopias realizadas a lo largo del proceso y el coste de acceso a la norma distribuida por AENOR, UNE EN 13089:2011.

9.4. Costes Indirectos

Para este proyecto los costes indirectos se han estimado como un 10% de los costes directos totales. La función de esta partida es la de tener en cuenta en el descargo de gastos el coste de algunos gastos secundarios como electricidad, material de oficina...etc.

9.5. Tabla de Descargo de Gastos

Tabla 6: Descargo de Gastos del Proyecto

HORAS INTERNAS				6.300 €
CONCEPTO	UNIDADES	Nº UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Ingeniero SENIOR (Director)	horas	30	60 €	1.800 €
Ingeniero JUNIOR	horas	150	30 €	4.500 €
AMORTIZACIONES				777,22 €
CONCEPTO	PRECIO	VIDA ÚTIL (meses)	USO (meses)	AMORTIZACIÓN
Ordenador	600 €	120	9	45,00 €
Licencia Microsoft Office	120 €	12	6	60,00 €
Licencia EF	1.000 €	12	8	666,67 €
Licencia Biblioteca de Materiales	100 €	36	2	5,56 €
GASTOS				118,00 €
CONCEPTO	UNIDADES	Nº UNIDADES	COSTE UNITARIO	COSTE
Libros	-	-	-	65 €
Fotocopias	-	-	-	5 €
Norma	-	-	-	48 €
Costes Indirectos: 10%				719,52 €
COSTES TOTALES				7.914,74 €

9.6. Análisis de Costes

Teniendo en cuenta todas las partidas con sus correspondientes subpartidas incluidas, el coste total del proyecto asciende a 7.914,14€. Para visualizar la contribución de cada partida, de manera clara, al total del coste del proyecto, se ha incluido en la siguiente página una gráfica aclaratoria. Se aprecia claramente cómo son las horas internas, también llamadas horas de ingeniería, la partida más cara. Esto es lógico para este tipo de proyectos en los que se realiza un análisis de diseño, puesto que únicamente se suele necesitar, normalmente, un ordenador con un software de EF para la realización de simulaciones. Es por esto que la segunda partida más cara son los costes indirectos, asociados, por ejemplo, el consume eléctrico del

ordenador, ya que esta herramienta se utiliza tanto para realizar los análisis de Elementos Finitos, como para redactar el presente texto. Le sigue, en porcentaje decreciente, la partida de amortizaciones, donde el coste de la licencia de Ansys supone la mayor contribución al coste.

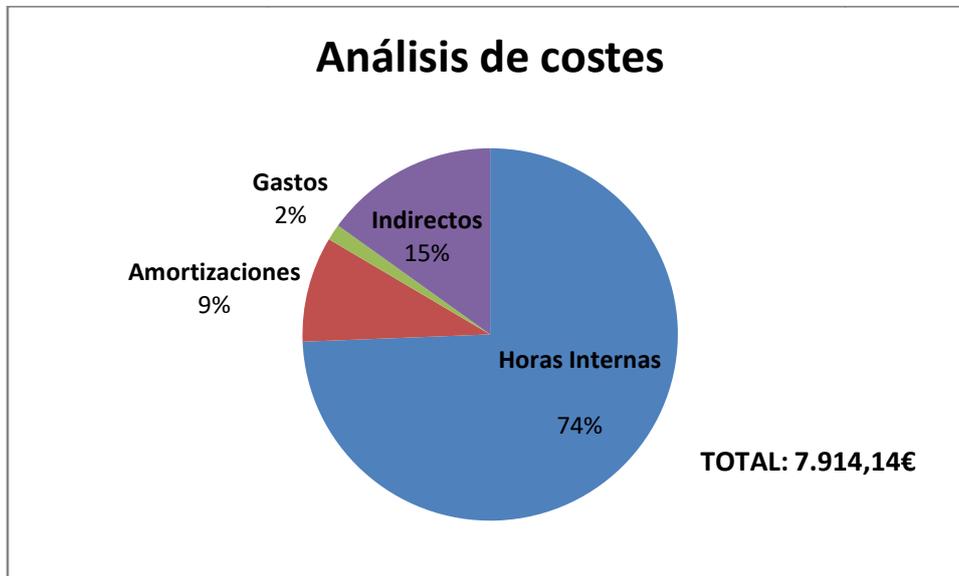


Figura 40: Desglose de los costes

Resulta reseñable indicar que la subpartida de Ansys supone un porcentaje del coste menor del esperado, dado que se ha empleado una licencia académica (no confundir con una licencia de estudiante, la cual consta de un número de grados de libertad en el mallado limitado), cuyo coste de mantenimiento anual asciende a los 1000€.

Respecto a la biblioteca de materiales, la licencia utilizada permite utilizarla indefinidamente durante 3 años, por lo que se podrá utilizar en otros proyectos. Esto además supone una aportación al coste en este proyecto menor.

Por lo tanto, los principales costes de este proyecto derivan de las horas internas de ingeniero Junio y Senior, que suponen el 74% del coste total del proyecto.

10. CONCLUSIONES

10.1. Conclusiones Principales

En este apartado se incluyen las principales conclusiones de este TFG. En primer lugar, el coste total del proyecto asciende a 7.914,14€ y consta de una duración de 210 días. Se dan por cumplidos los objetivos principales del proyecto, ya que se ha validado el diseño analizado, y optimizado la geometría en ciertos puntos, con el fin de aligerar el modelo, sin comprometer su resistencia. Además, el desarrollo del trabajo a permitido al autor desarrollar sus competencias en materias clave de la Ingeniería Mecánica, como lo son la elección de materiales, simulaciones y análisis numérico, expandir su conocimiento sobre el fenómeno de la fatiga, llegar a compromisos en el diseño de piezas o componentes, pero también en una serie de competencias transversales, como lo son la organización de proyectos de Ingeniería de este tipo, disciplina de auto aprendizaje, manejo del tiempo con fechas límite...etc.

Por lo tanto, se dan por cumplidos los objetivos del TFG, siendo el mayor beneficio obtenido para el autor del trabajo un incremento notable en el conocimiento y manejo de software de Elementos Finitos, una herramienta muy valorada y utilizada ampliamente en la empresa, puesto que se han realizado análisis no lineales, con plastificaciones del material, así como con contactos entre distintos componentes. Más aun, se han realizado análisis de fatiga, para los cuales se han aplicado criterios tanto de fatiga multiaxial, duraciones de bajos ciclos, así como casos de carga con sucesiones de distintos bloques de diferente naturaleza. Este conocimiento es altísimo interés para el Ingeniero Mecánico.

10.1.1. Materiales empleados

Tal y como muestra el análisis de alternativas de material para la cabeza del piolet, también se podría haber escogido el acero AISI 4340 para el modelo. No obstante, por una parte, el hecho de que no se trate de un material inoxidable, y por otra, su exagerada resistencia para la aplicación considerada, hacen del acero inoxidable AISI 420 un material mucho más interesante a estudiar.

Dado que el mango es de sección maciza, en lugar de emplear la madera, material típico cuando éste es el caso, se ha utilizado la aleación de Magnesio AZ80, puesto que se trata de una aleación muy ligera, con aplicaciones en el sector aeroespacial. En base a los resultados obtenidos en este trabajo, la elección es adecuada puesto que el material resiste los esfuerzos de manera holgada, además de no superarse el límite de fatiga en éste en los análisis realizados correspondientes al estudio de este fenómeno.

10.1.2. Diseño del piolet

Como principales conclusiones que se han extraído de los análisis sobre el diseño estudiado, en primer lugar, resulta conveniente realizar un único agujero en lugar de 5 a lo largo de la longitud del mango. De esta forma, se aligera el diseño, subiendo la posición del centro de gravedad, lo cual supone una pegada más eficiente. Además, un único agujero también requiere menos tiempo de mecanizado que 5 de ellos, puesto que la herramienta puede entrar en el material, realizar una única pasada y salir. Esto resulta muy conveniente si el modelo va a ser fabricado a gran escala. Más aun, dado que se demuestra que el material situado entre los agujeros no trabaja, su eliminación también resulta beneficiosa al desaparecer los cambios de sección en la zona central del mango, sometida a los mayores niveles de tensión cuando se flexa el mango. De esta forma, se eliminan los efectos de la concentración de tensiones, retrasando la plastificación del material, por lo que el mango será capaz de aguantar una mayor carga.

Respecto al diseño de la hoja, se ha calculado un radio de acuerdo mínimo en la base del último diente de la parte delantera del pico de 3,5 mm para obtener una duración según Basquin de 50.000 ciclos. Para el resto de dientes, será suficiente un radio de 1,5 mm, puesto que se demuestra que trabajan con niveles menores de tensión. Lo que más le afecta la hoja es someterla a una torsión, puesto que su escasa rigidez frente a este modo de trabajo genera niveles de tensión mayores a los que cabría esperarse en un primer lugar. Por lo tanto, se recomienda, siempre que sea posible, extraer la hoja del hielo mediante la aplicación de cargas oscilantes en el plano de ésta.

El piolet aguanta 177 kg con los materiales utilizado para el modo piolet - tracción, mientras que para la carga habitual de 450N, el coeficiente de seguridad es de 3,8, además de no superarse, en este caso, el límite de fatiga del AISI 420. Los agujeros que incorpora el diseño analizado no influyen de manera decisiva en la resistencia, puesto que ningún punto crítico en todos los análisis que se han realizado se encuentra en éstos. Por su parte, las entallas de la cruz reducen el valor de la carga máxima del piolet - tracción, debido al efecto de la concentración de tensiones que generan, provocando una disminución del peso máximo soportable del 44% (dado que $k_t = 1,44$). Además, también reducen la sección crítica en el análisis 3, el ensayo de la norma que el piolet pasa para la categoría tipo 1/B. Este es el precio a pagar por querer ofrecer un diseño más ergonómico que permita asir la cabeza para el modo piolet - bastón de manera más confortable.

Por último, respecto de las uniones, el efecto de utilizar un adhesivo epoxi trabajando conjuntamente con dos pasadores en cada unión resulta beneficioso, ya que aporta estanquidad, impide el contacto directo entre metales, y además absorbe parte de la carga transmitida entre los elementos principales. Los pasadores, por su parte, si bien se encuentran sobredimensionados, tienen como función adicional aportar la suficiente rigidez a la unión como para considerarse indeformable en el caso de fallar el adhesivo, a su vez que un mayor

diámetro de pasador también reduce la tensión transmitida a través de la resina. Teniendo esto en cuenta, así como el hecho de que los pasadores aportan de manera insignificante al peso total de la herramienta, no se considera necesario emplear pasadores de menor diámetro, puesto que el ahorro en peso es minúsculo.

10.2. Líneas futuras y propuestas

A continuación se enumeran una serie de líneas futuras que pueden realizarse en el marco de este TFG, en base a los resultados obtenidos:

1. Establecer un ciclo de cargas más realista aún, que incluya un valor aproximado del número de impactos en la hoja que se producen en la vida del piolet. Para esto, se puede optar por realizar un seguimiento a un grupo de escaladores durante varias temporadas invernales, con el fin de listar el número de impactos medio por piolet, así como su frecuencia media.
2. Realizar un análisis dinámico en el que se impacte la hoja del piolet contra una superficie rígida con el fin de dejar tensiones residuales en el piolet, para después realizar un análisis estático sobre los anteriores resultados, aplicando el ciclo de cargas utilizado en este trabajo⁵², con el fin de calcular las tensiones resultantes y su duración aproximada según Basquin.
3. Aplicar la curva de Coffin-Manson en los análisis 6 y 7 en lugar de emplear únicamente Basquin, puesto que para los 50.000 ciclos no se puede estar seguro si el empleo del anterior método es del todo exacto, dado que no se conoce la curva cíclica del material. Para ello, será necesario conseguir las propiedades del material correspondientes⁵³.

Por otra parte, también se enumeran una serie de propuestas para mejorar la precisión de los resultados y métodos desarrollados en el TFG, con el fin de mejorar varios aspectos de éste, que por la falta de tiempo se han descartado en el trabajo desarrollado.

1. Investigar hasta qué punto los fabricantes de piolets diseñan sus modelos en base a los ensayos de la norma UNE EN 13089 para poder dimensionarlos adecuadamente, dado que en este trabajo se ha empleado como método principal para validar mecánicamente el diseño analizado. Esto resulta de especial interés sobre todo para la resistencia de la herramienta en condiciones de uso, donde se somete a cargas más realistas. Esto nos lleva a la siguiente propuesta para mejorar la calidad del TFG.
2. Estudiar de manera más exhaustiva cómo de relevantes resultan los ensayos de la norma, con el propósito de esclarecer si existen casos de carga cuyos efectos no estén incluidos en ninguna de las pruebas de la ésta, a fin de poder obtener un mejor diseño final.
3. Investigar cómo afectan las bajas temperaturas al material, con el objetivo de poder ganar precisión en las simulaciones por Elementos Finitos.

⁵² Se encuentra descrito tanto en el apartado 8.3.3. como en el Anexo III 6.

⁵³ Descritas en el Anexo III 5.

11. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Jerome Blanc, *The Art of Ice Climbing*. Paris: BBlue Ice, 2013.
- [2] British Mountaneering Council. [Online]. <https://www.thebmc.co.uk/>
- [3] KP. blackdiamondequipment. [Online]. eu.blackdiamondequipment.com
- [4] UNE-EN 13089:2011+A1:2015 Equipos de alpinismo y escalada. Piolets. Requisitos de seguridad y métodos de ensayo., 2015.
- [5] Rafael Avilés, *Métodos de Análisis para Diseño Mecánico*. Bilbao: Publicaciones - Escuela de Ingeniería de Bilbao, 2003.
- [6] Olcayto Gulec. GrabCAD Community. [Online]. <https://grabcad.com/library/rogu-ice-axe>
- [7] Mikel Abasolo, Josu Aguirrebeitia, Ibai Coria, and Iker Heras, *Guía Práctica de Elementos Finitos en Estática*. Madrid: Paraninfo, 2017.
- [8] Rae Gordon and Kathryn Franklin, "Finite Element Analysis of Ice Axe Impact on Semi Rigid Surface," in *The Engineering of Sport 6*. New York: Springer, 2006.
- [9] montanerosmonfrague. [Online].
http://montanerosmonfrague.es/tecnica/practica/web_piolet/index.html
- [10] rocjumper. [Online]. <https://www.rocjumper.com/material/piolet-elegir-talla-comprar/>
- [11] Esther Andrés. Mi Vida con una Mochila. [Online].
<https://mividaconunamochila.wordpress.com/2013/08/08/ice-climbing-in-fox-glacier/>
- [12] Carlos Gallego. Montaña y Alpinismo Clásico. [Online].
<https://montanayalpinismoclasico.blogspot.com.es/2013/03/historia-de-un-piolet.html>
- [13] Barrabes.com. (2018, Feb.) Barrabes. [Online].
<http://www.barrabes.com/actualidad/consejos/2-10238/como-elegir-tus-piolets-montana.html>
- [14] Desnivel Material. [Online]. <http://material.desnivel.com/producto/piolet-cryo2-de-e-climb/>
- [15] NACE International. NACE International. [Online]. <https://www.nace.org/Pitting-Corrosion/>

- [16] Laura Rodríguez Duro and Francisco Sainz de Cueto, *Evaluación del daño por corrosión bajo tensión en el acero de pretensado mediante condiciones experimentales de fatiga*. Madrid: Centro de Estudios y Experimentación de Obras Públicas, 2015.
- [17] Rafael Aviles, *Métodos de Cálculo de Fatiga para Ingeniería*. Madrid: Paraninfo, 2015.
- [18] Jose Antonio Sanchez, *Tecnología Mecánica*. Bilbao: Publicaciones - Escuela de Ingeniería de Bilbao, 2017.
- [19] Grivel. [Online]. http://www.grivel.com/company/product_history
- [20] "Imagedude". (2010, June) [Online]. <https://www.iforgeiron.com/topic/17281-pattern-welded-ice-axe-pick/>
- [21] Matweb. [Online]. www.matweb.com
- [22] M., Li, HZ., Tang, SN. Deng, "Effect of Heat Treatment on Fracture Toughness of As-Forged AZ80 Magnesium Alloy," vol. 24, no. 1953, 2015.
- [23] Jose Rafael Lopez Farrera, "Corrosión Galvánica," 2010.
- [24] (2004) Young's Modulus of Elasticity for Metals and Alloys. [Online]. https://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_773.html
- [25] Alfonso Hernandez, Charles Pinto, Josu Agirrebeitia, and Victor Petuya, *Dinámica de Máquinas*. Bilbao: Publicaciones - Escuela de Ingeniería de Bilbao, 2015.
- [26] José L. Alcaraz, Rubén Ansola, Javier Canales, José A. Tárrago, and Estrella Veguería, *Elasticidad y Resistencia de Materiales*. Bilbao: Publicaciones - Escuela de Ingeniería de Bilbao, 2015.
- [27] AUTODESK.Help. (2016, Marzo) knowledge.autodesk. [Online]. <https://knowledge.autodesk.com/support/simulation-mechanical>
- [28] Bryan J. Mac Donald, *Practical Stress Analysis with Finite Elements*. Dublin: Glasnevin Publishing, 2011.

ANEXO I: NORMATIVA APLICABLE

El hecho de que el piolet clásico incorpore tantas características del piolet técnico ha hecho que la UIAA⁵⁴ distinga ambos únicamente en base a unas pruebas de laboratorio, puesto que las diferencias visiblemente aparentes, es decir, según su topología, entre algunos modelos son inexistentes. Dichas pruebas se utilizan para homologar el piolet siguiendo la norma EN-13089, recogida por la anterior organización bajo el nombre de UIAA-152.

Los clásicos han de soportar una serie de cargas, por lo que recibirán una homologación "B" (Básico) y los técnicos otras mucho más exigentes, por lo que recibirán una "T" de Técnico. Para ser más concretos, hay algunos modelos en los que la hoja y el mango pueden estar independientemente homologados, cuando se dé el caso de que el mango pase las pruebas correspondientes al T, pero la hoja solo supere las de nivel B. No obstante, es preciso aclarar que esta distinción T y B es solo referente a las características resistentes del piolet y no a su forma ni a sus posibles usos. Por tanto, un piolet Alpino será catalogado con una sola T si es capaz de superar todas las pruebas que la norma contempla de manera exitosa. A su vez, puede ocurrir que un piolet técnico sea catalogado con una B⁵⁵.

La norma vigente fue por última vez actualizada en 2015, anulando y sustituyendo a la del 2011. En esta última actualización se han anulado dos ensayos: un ensayo de tracción de 2000N de fuerza y otro de fatiga, muy exigente, de 50.000 ciclos. Más adelante se discutirá sobre las causas que han supuesto el abandono de estas pruebas.

La actual norma obliga a realizar los ensayos de los piolets, tras haberlos enfriado durante al menos una hora a -30°C, en los 3 próximos minutos siguientes a su extracción de la cámara frigorífica, para simular el efecto⁵⁶ de las bajas temperaturas que se puedan dar en las peores de las condiciones de uso en montaña.

Para superar los ensayos, se deben cumplir los criterios establecidos de manera que el piolet pueda ser homologado. Estos consisten tanto en no superar una deformación máxima permanente, como que ningún componente se afloje o rompa. La norma también incluye una inspección visual de la herramienta, en la que se debe comprobar que no tiene filos ni bordes cortantes en las zonas en las que se pueda asir. Puesto que los ensayos involucran utilizar unas cintas para sujetar el piolet, estas deben cumplir con la norma UNE 565⁵⁷, en la que se establece una prueba de homologación que consiste en un ensayo de tracción simple en el que se le somete a una fuerza de 5 kN.

⁵⁴ Union Internationale des Associations d'Alpinisme

⁵⁵ En la bibliografía se incluye un link a los estudios realizados por Black Diamond sobre la resistencia a fatiga de las hojas de los piolet.

⁵⁶ Las bajas temperaturas fragilizan los metales.

⁵⁷ Se puede consultar en www.aenor.es

Por último, la norma establece que el fabricante debe suministrar con un folleto explicativo la vida media del producto, los efectos sobre este de agente químicos y la temperatura, y otra serie de instrucciones relacionadas con el modo de uso del piolet.

ANEXO II: CUESTIONES PREVIAS

1. Cálculo de la carga repartida sobre el piolet - tracción

En este apartado se calcula la fuerza que soporta el piolet según el modo de trabajo piolet-tracción, cuando el escalador se encuentra en una pared vertical. En esta técnica el peso del escalador se reparte entre las piernas, gracias al apoyo de los pies en la pared, y los brazos, los cuales transmiten la carga a los piolets.

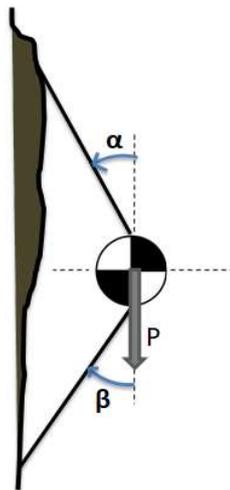


Figura 41: Diagrama equivalente al cuerpo del escalador

En la anterior ilustración se representa un diagrama equivalente a un escalador en terreno vertical. El peso actúa sobre el centro de gravedad en la dirección vertical, sobre la cual pueden definirse los ángulos α y β , formados con las rectas imaginarias que unen los puntos de apoyo con el centro de gravedad. Se puede realizar la simplificación de tomar la dirección de las fuerzas transmitidas a la pared como el de dichas rectas imaginarias. En la situación en la que únicamente un solo piolet está clavado en el hielo, la fuerza F soportada por éste puede calcularse planteando un simple equilibrio de fuerzas:

$$F \cos(\alpha) + Q \cos(\beta) = P$$

$$F \sin(\alpha) = Q \sin(\beta)$$

Siendo Q la fuerza que se reparte a las piernas en su conjunto. Dado que este valor no resulta de interés, se despeja F :

$$F = \frac{mg}{\cos(\alpha) + \frac{\sin(\alpha)}{\tan(\beta)}}$$

Para un valor de $m = 90 \text{ kg}$, $\alpha = \beta = 10^\circ$ se obtiene una fuerza soportada por el piolet de 450N cuando se progresa por la pared.

2. Método de los Elementos Finitos

2.1. Introducción

Dentro de los procedimientos de análisis mecánico existentes en la actualidad, el más utilizado es sin lugar a dudas el procedimiento numérico.

Los procedimientos numéricos permiten realizar análisis que los procedimientos tradicionales no pueden abordar. Permiten el análisis de geometrías complejas, estados de carga, materiales y otras características que no cumplen las hipótesis simplificativas de las que parten los procedimientos tradicionales.

Estos procedimientos se sirven, generalmente, de la capacidad de cálculo de un ordenador. El Método de los Elementos Finitos (MEF) es uno de los métodos numéricos más utilizado en la actualidad. Por todo ello, los procedimientos numéricos presentan la ventaja de un mayor rango de aplicaciones a costa de una mayor complejidad en los cálculos, que se traduce en un mayor tiempo empleado en resolver el problema.

El MEF se basa en discretizar el medio continuo de un sólido real en elementos finitos de propiedades conocidas, (tamaño, forma, rigidez...) proceso que se conoce como mallado. Los puntos de unión entre los diferentes elementos finitos se denominan nodos, y cada nodo tiene un determinado grados de libertad, en función de la naturaleza del elemento considerado. Por lo tanto, un modelo tendrá n grados de libertad, siendo n el número de nodos multiplicado por el número de grados de libertad de cada nodo. Dado que se puede decir que un sólido real deformable tiene infinitos grados de libertad, a mayor número de nodos empleados en el mallado, mayor será la precisión obtenida en la resolución del problema.

2.2. Software de Elementos Finitos

Los *softwares* de Elementos Finitos tienen una estructura común que se divide en tres partes: preprocesador, procesador y postprocesador.

Preprocesador

El preprocesador es la parte del programa de EF que define la geometría, las cargas y condiciones de contorno, el material y el tipo de análisis a realizar.

La geometría comúnmente se suele importar de un software de CAD, si bien se puede generar en el propio programa de EF. El modelo analizado no tiene por qué representar fielmente el sistema físico real, lo ideal es que proporcione los resultados requeridos con una precisión aceptable y con el mínimo coste computacional. Es por ello por lo que resulta habitual

simplificar la geometría aprovechando simetrías, definiendo geometrías bidimensionales para casos de tensión plana, deformación plana o axisimétrica, utilizar elementos cáscara en superficies de pequeño espesor, etc.

Las condiciones de contorno y las cargas se introducen en el análisis de EF de forma simplificada. Se pretende que el modelo trabaje lo más parecido posible a la realidad sin comprometer el coste computacional y asumiendo las posibles irregularidades que causen estas simplificaciones.

El mallado consiste en discretizar la geometría mediante varios tipos de elementos que pueden ser unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales, de orden inferior o superior, convencionales o especiales.

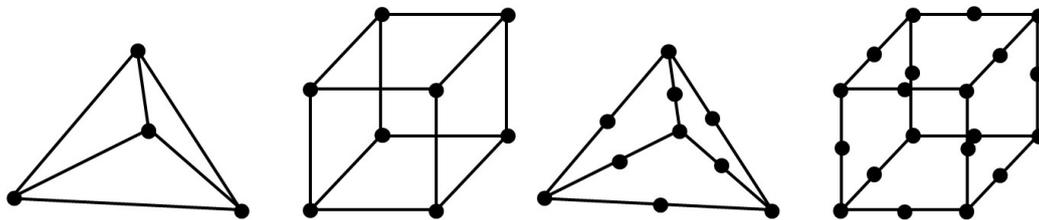


Figura 42: Distintos tipos de elementos comúnmente empleados en el MEF.

Atendiendo a lo previamente expuesto, como norma general se emplearán elementos pequeños en zonas críticas del diseño, donde interese obtener una mayor precisión, y elementos más grandes en zonas con menor interés, para agilizar en la medida de lo posible el análisis.

Procesador

El procesador es la parte del programa de EF que se encarga de realizar los cálculos pertinentes para solucionar el problema. En primer lugar, se calculan los desplazamientos nodales que, en el caso de un análisis estático, se obtienen de la ecuación característica:

$$\{F\} = [K] \cdot \{\delta\}$$

Donde $\{F\}$ es el vector de fuerzas nodales, $\{\delta\}$ es el vector de desplazamientos nodales (solución) y $[K]$ es la matriz de rigidez que caracteriza el comportamiento resistente estático del modelo, obtenida sumando las matrices de rigidez de todos los elementos del mallado utilizado.

El vector $\{F\}$ se compone de valores conocidos (fuerzas externas aplicadas al modelo) y valores no conocidos (reacciones en los apoyos). De igual forma, el vector $\{\delta\}$ se compone de valores conocidos (condiciones de ligadura del modelo) y valores desconocidos.

Los vectores $\{F\}$ y $\{\delta\}$ tienen dimensiones $n \times 1$, siendo n el número de grados de libertad del modelo.

Para resolver la ecuación característica se debe calcular la matriz de rigidez del modelo. Primero se calcula la $[K]$ de cada elemento finito. Después, se expande la matriz de rigidez de cada elemento hasta las dimensiones del modelo. Por último, se suman o ensamblan todas las matrices de rigidez expandidas para obtener la matriz de rigidez general del sistema.

Tras obtener la matriz de rigidez del modelo $[K]$ ya se puede resolver la ecuación característica. Esta ecuación permite calcular los desplazamientos y las reacciones en los nodos cuando al modelo se le aplican unas determinadas fuerzas y condiciones de contorno.

El MEF sólo calcula los desplazamientos de los nodos de todo el sistema. Las soluciones en el resto de los puntos se calculan, a posteriori, mediante interpolación de las soluciones nodales, utilizando para ello las funciones de interpolación.

Postprocesador

El postprocesador permite al analista visualizar los resultados del análisis por EF. El software utiliza el vector solución de desplazamientos nodales para obtener, de manera directa, el resto de resultados, como las deformaciones y tensiones en la pieza estudiada. Éstos se pueden visualizar a gusto del analista. Es en este momento cuando se debe asegurar la validez de los resultados del modelo en sí, interpretándolos y comprobando que son coherentes con la solución esperada. Es por ello que un software de Elementos Finitos debe ser utilizado por un usuario con las competencias propias del análisis mecánico.

Una vez validado el análisis, el analista debe decidir si el diseño es aceptable; es decir, si los valores de las tensiones son admisibles, si las deformaciones son de magnitud admisible, etc. En caso de no serlo, la geometría, el material o las cargas a aplicar deberán ser modificados en un proceso iterativo hasta dar con un diseño aceptable, es decir, hasta cumplir con los criterios de diseño requeridos para la aplicación correspondiente.

ANEXO III: CÁLCULOS Y RESULTADOS

1. Variables de entrada para los ensayos de la norma

En este apartado se calculan todos los "inputs" necesarios para realizar los análisis de la norma.

Ensayo 1

Para este ensayo se debe aplicar una fuerza $F = 2500$ N (no se distingue entre tipo 1 ó 2) en el centro del mango cuando éste se apoya en dos cintas separadas entre sí una distancia de 500 mm. A su vez, la máxima deformación permanente es de 3 mm en el punto de aplicación de la carga.

Debido a las restricciones de tamaño existentes, para realizar este ensayo es necesario reducir la distancia entre apoyos del mango. La norma establece que cuando esto sucede se debe reducir dicha distancia en intervalos de 10 mm para cada cinta. Así pues, para 8 intervalos de reducción, se obtiene una distancia entre apoyos necesaria de 340 mm.

Con las relaciones que la norma otorga cuando se reduce la distancia entre apoyos, en las que se mantiene el momento aplicado:

$$F_k = F \frac{250}{L_k}$$

$$f_k = 3 \left(\frac{L_k}{25} \right)^2$$

Se obtiene una fuerza a aplicar de $F_k = 3676$ N y una deformación permanente máxima de $f_k = 1,387$ mm.

Ensayo 2

En este ensayo se distingue entre piolet tipo 1 y 2, sin embargo no hay una deformación permanente máxima admisible. Únicamente se emplea el criterio de que no falle ningún componente. Para el segundo tipo se debe aplicar una fuerza de 900 N con un brazo de palanca de 500 mm. Puesto que las dimensiones del modelo analizado no lo permiten, se calcula, aplicando la igualdad del momento aplicado, tal y como establece la norma, la fuerza aplicada como:

$$F_k = F \frac{500}{L_k}$$

Por lo que para el diseño analizado se debe utilizar una carga de $F_k = 1100 \text{ N}$.

Ensayo 3

En este ensayo se aplica, según el nivel de homologación de la herramienta, una carga mediante una cinta en la cabeza de la hoja. Para el tipo 2 se utiliza una carga de 4000 N, no debiendo superar una deformación máxima en el punto de aplicación de la carga de 10 mm. Dado que en este caso las dimensiones del modelo lo permiten, no resulta necesario ajustar el valor de la fuerza y deformación dada.

Ensayo 4

Para el último análisis de la norma, se debe aplicar, para una hoja tipo 2/Técnica un par de 60Nm sobre el mango de la herramienta. Dado que el brazo de palanca según la norma es de 330 mm, se calcula la fuerza a aplicar en el software del MEF como:

$$F = \frac{T}{l}$$

Dando una fuerza $F = 181,8 \text{ N}$, que no debe ser ajustada para el modelo analizado dado que el mango es lo suficientemente largo como para permitir aplicar el par sobre él directamente. La máxima deformación permanente admisible en el punto de aplicación de la carga del mango es de 70 mm.

2. Resultados de los análisis de la norma

Tabla 7: Resultados de los ensayos de la norma

	Deformación permanente	Tensión máxima bajo carga	Nivel de homologación
Ensayo 1	0 mm	277 MPa	2
Ensayo 2	0,7 mm	1147 MPa	2
Ensayo 3	3,55 mm	1250 MPa	1
Ensayo 4	2,95 mm	1220 MPa	2

En la anterior tabla se recogen los resultados más significativos de los análisis realizados simulando los ensayos de la norma. En el ensayo 2 inicialmente se aplica la carga de 4000N para el tipo 2, no obstante, esto provoca tensiones del orden de 1900MPa, en torno a la tensión última del material, dejando una deformación permanente de 30mm en el punto de aplicación de la carga. Resulta evidente que el diseño analizado es incapaz, por tanto, de superar esta prueba en la vida real, por lo que se homologará como tipo 1.

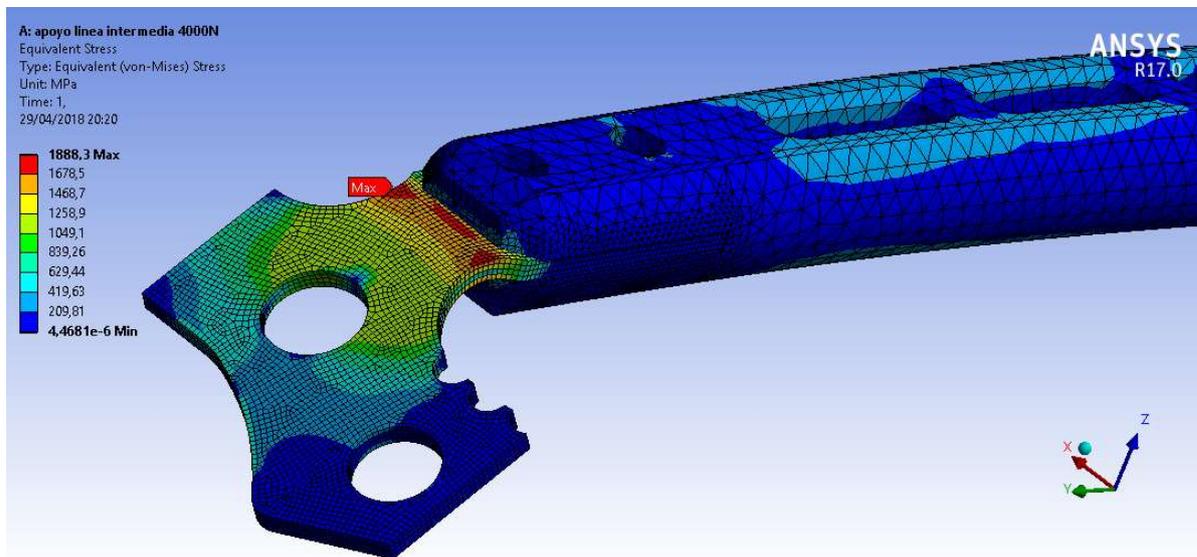


Figura 43: Tensiones de Von Mises sobre la deformada a escala real bajo carga de 4000N

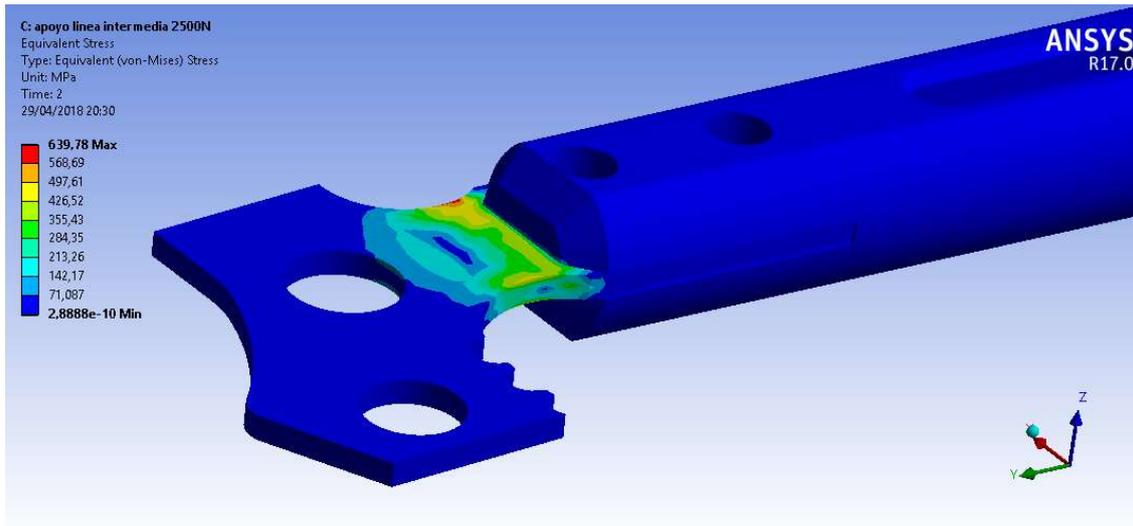


Figura 44: Tensiones de Von Mises permanentes tras retirar la carga de 2500N

A continuación también se incluyen algunos resultados de los análisis considerados convenientes incluir puesto que son de utilidad a la hora de evaluar el comportamiento de la herramienta y se utilizan en otros apartados de este trabajo.

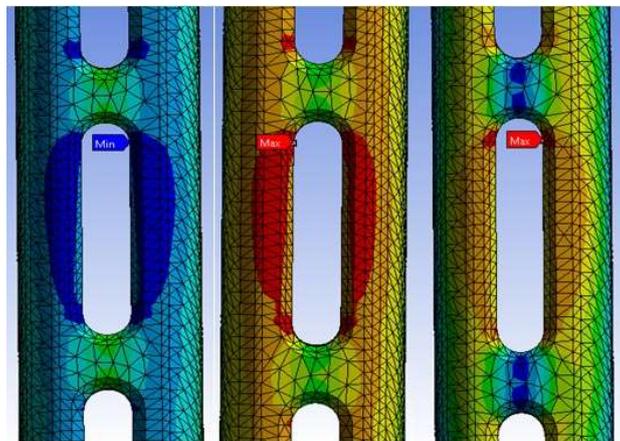


Figura 45: Tensiones en el centro del mango en el ensayo 1

En la ilustración anterior se aprecia cómo existe un pequeño fenómeno de concentración de tensiones en los agujero del mango cuando se somete a flexión.

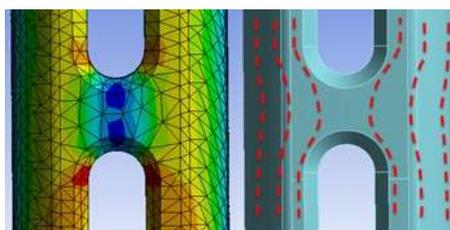


Figura 46: Concentración de tensiones en el agujero central del mango

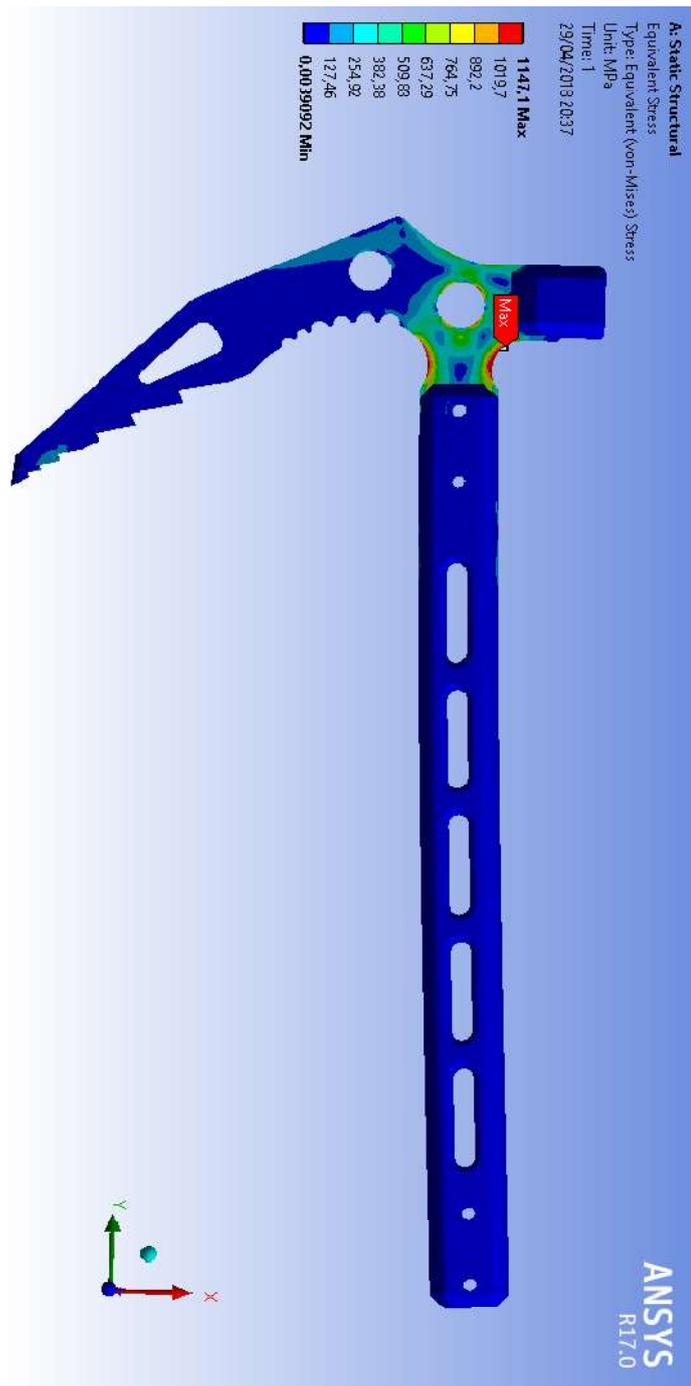


Figura 47: Campo de tensiones de Von Mises bajo carga del ensayo 2

3. Cálculos para el análisis del piolet - tracción

En este apartado se encuentran todos los cálculos relacionados con el análisis 5 de este trabajo, cuyo objetivo es conocer la máxima carga admisible por el piolet - tracción. Se sabe, gracias a los resultados del MEF mostrados en la siguiente figura, que el punto con la mayor tensión en la hoja se encuentra dentro de la entalla exterior de la cruz, en el extremo B de la sección AA según la figura 31.

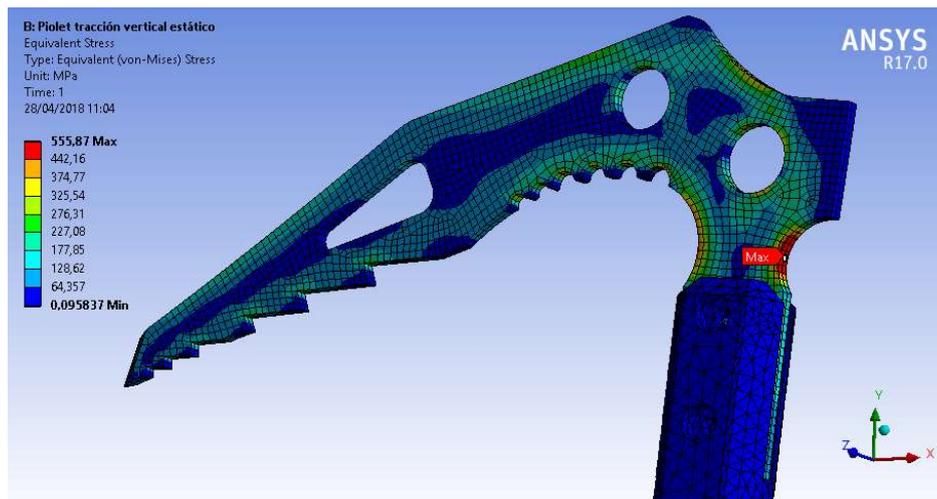


Figura 48: Tensiones de Von Mises del análisis 5

En primer lugar, se parte del diagrama de colocación de la herramienta cuando trabaja de este modo. Teniendo en cuenta la ilustración 16, se puede descomponer la fuerza igual al peso del escalador en dos componentes: la primera en la dirección del mango y la segunda en la perpendicular a éste. Teniendo en cuenta que $\theta = \tan^{-1}\left(\frac{L_2}{L_1}\right)$, se puede escribir:

$$F_x = mg \sin(\theta)$$

$$F_y = mg \cos(\theta)$$

Para $L_1 = 372,8$ mm y $L_2 = 161,8$ mm se obtiene $\theta = 23,46^\circ$. A continuación se plantea el valor de la tensión normal nominal en el punto considerado [26].

$$\sigma_A = \frac{F_y}{A} - \frac{F_y L_2 \frac{h}{2}}{I} - \frac{F_x L_3 \frac{h}{2}}{I}$$

Siendo A e I el área y el momento de inercia de la sección considerada, asimismo, $L_3 = 47,3$ mm. Sustituyendo, para obtener la expresión de la tensión nominal, se deja la anterior fórmula en términos conocidos, donde e es el espesor de la hoja (4 mm) y h el ancho de la sección considerada, de valor 23,8mm.

$$\sigma_A = \frac{m g \cos(\theta)}{eh} - \frac{6mg (L_3 \sin(\theta) + L_2 \cos(\theta))}{eh^2}$$

Se desprecia el efecto de la tensión cortante que aparece a causa de la presencia de la componente F_x , puesto que se sabe que su valor suele ser un orden, o incluso dos, de magnitud inferior a las normales, por lo que despreciar su efecto no influye de manera significativa en los resultados. De esta manera, sustituyendo todos los valores conocidos, para una masa de 90 kg, se obtiene una tensión nominal de compresión de 382,5 MPa. Si se procede a obtener la tensión normal pico/real que otorga en ese mismo punto el MEF, se obtienen 550 MPa a compresión. Por lo tanto, el valor del coeficiente de concentración de tensiones:

$$k_t = \frac{\sigma_{\text{real}}}{\sigma_A} = 1,44$$

Prueba de que es aceptable la simplificación de despreciar las tensiones cortantes es la cercanía entre los valores de la tensión normal y de Von Mises otorgadas por el MEF, con una diferencia entre ellas de tan solo 5 MPa. De hecho, teniendo en cuenta la expresión para el cálculo de la tensión de Von Mises:

$$\sigma_{\text{VM}} = \sqrt{\sigma_{\text{pico}}^2 + 3 \tau_{xy}^2}$$

Despejando τ_{xy} , se obtiene un valor de 0,58 MPa, lo que efectivamente es del todo despreciable. Por lo tanto, de cara a simplificar la expresión de la tensión nominal, llamando:

$$C = \cos(\theta) - \frac{6(L_3 \sin(\theta) + L_2 \cos(\theta))}{h}$$

Valor que solo depende de la geometría del piolet, pero no del espesor de la hoja. Se puede ahora escribir de manera más compacta:

$$\sigma_{\text{real}} = k_t \frac{m g C}{e h}$$

Por lo tanto, cuando la tensión real alcanza el valor de la tensión de fluencia a compresión del acero empleado, que tratándose de un acero dúctil puede considerarse igual a la tensión de fluencia a tracción, se producirá una plastificación del material. Se considera éste como el criterio de fallo, si bien resulta muy conservador (del lado de la seguridad), puesto que el hecho de que parte de la sección plastifique en materiales dúctiles no significa que la pieza esté fallando, ya que el material plastificado sigue aportando resistencia a la sección. No obstante, se toma así puesto que se trata de una herramienta con unos requisitos de seguridad elevados, además de ser este modo de empleo el más comúnmente utilizado. Por lo tanto, el máximo peso del escalador se calcula como:

$$m_{\text{MAX}} = \frac{\sigma_{yp} e h}{g k_t C}$$

Sustituyendo todos los valores, que son conocidos, se obtiene una máxima masa de 177 kg. De haber tomado el criterio típico en materiales dúctiles, en el que se compara la tensión nominal

con la tensión de fallo, el peso máximo soportable sería un 44% mayor, es decir, del orden de 255 kg.

Para concluir, se señala lo robusta que resulta la hoja trabajando según el piolet - tracción, gracias principalmente a sus 4 mm de espesor y a las características del acero empleado. De haber utilizado el espesor típico de 3 mm, la masa máxima cae hasta los 133 kg, es decir, una disminución del 33% de la resistencia. Por lo tanto, resulta reseñable la gran influencia de esta variable en el comportamiento resistente general de la herramienta, teniendo en cuenta también otros análisis realizados en este trabajo.

4. Obtención de la curva de Basquin de la Hoja

Dado que el acero de la hoja trabaja bajo unas condiciones completamente distintas al ensayo de fatiga al que se le somete usando probetas normalizadas, es preciso calcular la curva de tensión-duración (también conocida como curva de Basquin) a emplear por el software de elementos finitos. Debemos partir de la banda de dispersión proporcionada por el software CES Edupack del material.

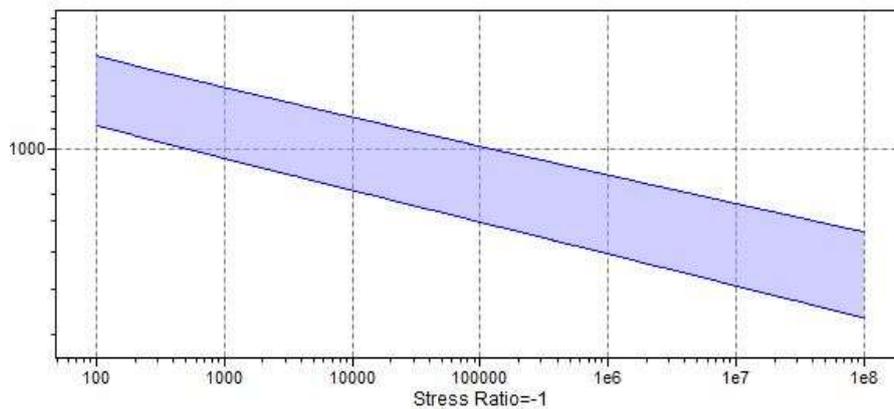


Figura 49: Banda de dispersión para la curva de Basquin del acero AISI 420

Dado que el software nos proporciona una banda de dispersión y no curva fija, (debido a la naturaleza estadística del fenómeno de la fatiga) es preciso obtener una única curva para realizar el análisis de duración con ANSYS. De esta manera, se han extraído los valores de la resistencia del material para 1.000 y 1.000.000 de ciclos, respectivamente, dejando por igual el mismo número de fallos por encima y por debajo en la banda de dispersión de la figura anterior. Es decir, se utiliza la curva del 50% de probabilidad de fallo, asumiendo que los datos proceden de una campaña con el suficiente número de ensayos.

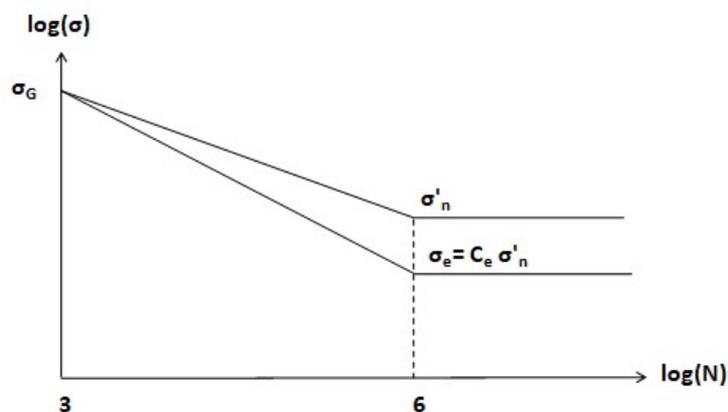


Figura 50: Curva de Basquin del piolet

En la anterior gráfica, la curva superior corresponde a la probeta del ensayo, mientras que la curva inferior corresponde al punto de la cabeza del piolet más desfavorable (la base de un diente).

A fin de obtener el diagrama generalizado para este acero, se ha utilizado, con los datos de CES-Edupack, un valor para la resistencia a 1000 ciclos de $\sigma_G = 1151$ MPa y para el límite de fatiga de la probeta $\sigma'_n = 737$ MPa. Esta curva correspondiente a todos los puntos de la anterior banda de dispersión con probabilidad de fallar del 50% debe ser minorada para el caso a estudiar.

Por lo tanto, se aplicará un coeficiente modificativo de acabo superficial, C_s , para un pulido comercial, puesto que se espera que las bases de los dientes sean acabadas con el fin de quitar asperezas y mejorar la capacidad de penetración de la herramienta. Para un acero con tensión última de 1800 MPa el valor de C_s es aproximadamente de 0,7.

El coeficiente de dimensiones y geometría se tomará igual a la unidad, puesto que la sección estudiada es pequeña, de unos 30 mm², cercana a la sección de las probetas en las que se realizan los ensayos.

Por otra parte, el coeficiente de fiabilidad, C_r , utilizado para el límite de fatiga del 50% en nuestro caso será el correspondiente a una fiabilidad R del 90%. Teniendo en cuenta que:

$$C_R = 1 - 0,08 Z$$

Y que para la fiabilidad seleccionada $Z = 1,29$, sustituyendo obtenemos $C_R = 0,897$.

Dado que $C_e = \prod_{i=1}^d C_i$, la curva de Basquin para el punto crítico tendrá un límite de fatiga de:

$$\sigma_e = 0.7 * 0.897 * 737 = 463\text{MPa}$$

5. Evaluación del método de Coffin-Manson

Se sabe que la tensión uniaxial equivalente calculada por el software de elementos finitos, para el caso de análisis 6, es de 818 MPa y la tensión de fluencia de la curva monotónica es del orden de 1085 MPa. No obstante, lo que interesa saber es el valor de la tensión de fluencia de la curva cíclica, σ'_{yp} . Dado que no se sabe en un principio la respuesta del material frente a cargas cíclicas, (ablandamiento cíclico, endurecimiento cíclico, comportamiento estable o bien comportamiento complejo) no se puede asegurar que utilizar Basquin arroje resultados fiables, puesto que se puede estar superando el valor de la tensión de fluencia cíclica. Cuando esto sucede, hay deformaciones plásticas grandes y se debe aplicar la relación de Coffin-Manson, como más adelante se expondrá.

De esta manera, puesto que se puede dividir la deformación total en una componente elástica y otra plástica, cuando los niveles de tensión producen plastificación del material (de acuerdo con lo expuesto en el párrafo anterior), se comprueba que el comportamiento a fatiga se ajusta mejor a la relación entre el logaritmo de la amplitud de deformación plástica y el logaritmo del número de inversiones (cada ciclo supone dos inversiones):

$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon'_f (2N)^c$$

Siendo c el exponente de ductilidad a fatiga, ϵ'_f el coeficiente de ductilidad a fatiga y N el número de inversiones. Para la componente elástica de la deformación también se puede escribir, teniendo en cuenta la expresión analítica de la curva de Basquin:

$$\sigma_N = \sigma'_f (2N)^b$$

En la que σ'_f es el coeficiente de resistencia a fatiga, y b el exponente de resistencia a fatiga. Como se trata de deformaciones elásticas, se puede aplicar la ley de Hooke:

$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\sigma_N}{E}$$

Sustituyendo se obtiene:

$$\frac{\Delta\epsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b$$

Juntando las dos componentes de la deformación en la misma expresión se llega a la conocida relación de Coffin -Manson:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \epsilon'_f (2N)^c$$

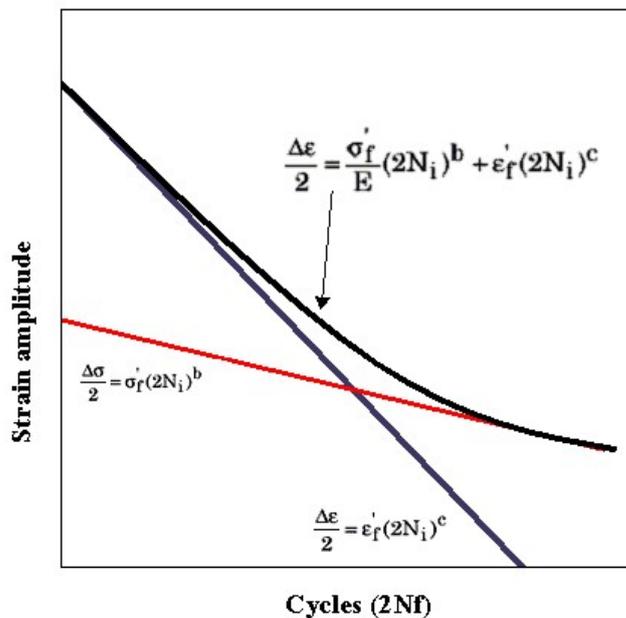


Figura 51: Relación de Coffin-Manson [27]

La anterior gráfica representa el diagrama logarítmico de la deformación total frente al número de inversiones (tener en cuenta que 1 ciclo consta de 2 inversiones). Para duraciones pequeñas en las que las deformaciones plásticas son mucho mayores que las elásticas, la duración a fatiga está contralado por la ductilidad. No obstante, en el caso considerado, debido a la tensión de 818 MPa para un radio de acuerdo de 1,5 mm, nos encontramos en la región de la curva en la que el comportamiento está regido tanto por las deformaciones elásticas como por las plásticas [17].

No obstante, para poder aplicar Coffin-Manson es necesario conocer la curva cíclica del material, así como el de las propiedades previamente expuestas que aparecen en dicha relación: ϵ'_f , c , b y σ'_f . Estas propiedades no son fáciles de encontrar, siendo su obtención más sencilla por experimentación propia.

Por lo que, de cara a obtener fiabilidad en los resultados, mejorando a su vez el diseño del piolet, se ha procedido a aumentar el radio de acuerdo de la base del diente, en parte por la dificultad de obtener la información del material previamente señalada.

De esta manera, reduciendo el coeficiente de concentración de tensiones, se disminuye el valor de la tensión real hasta el punto en el que la duración asociada esté por encima de los 50.000 ciclos del ensayo. Así se consigue que $\frac{\Delta \epsilon_e}{2} \gg \frac{\Delta \epsilon_p}{2}$, resultando válida la simplificación de aplicar únicamente Basquin, a la vez que se consigue certeza en los resultados. No obstante, la única manera de asegurarse completamente de la validez de despreciar la componente plástica de las deformaciones consiste en conocer la curva cíclica del material, de la cual no se dispone ningún dato.

6. Aplicación del método de Palmgren-Miner

Para el último análisis, el análisis 7 de fatiga, el piolet se somete a una serie de bloques de carga según distintos modos de trabajo. Cada carga genera unas tensiones alternas equivalentes en duración, sobre las cuales se decide aplicar el criterio de Palmgren-Miner para calcular la duración de la herramienta al ser sometida éstas. A continuación se incluye una gráfica explicativa del caso de cargas considerado.

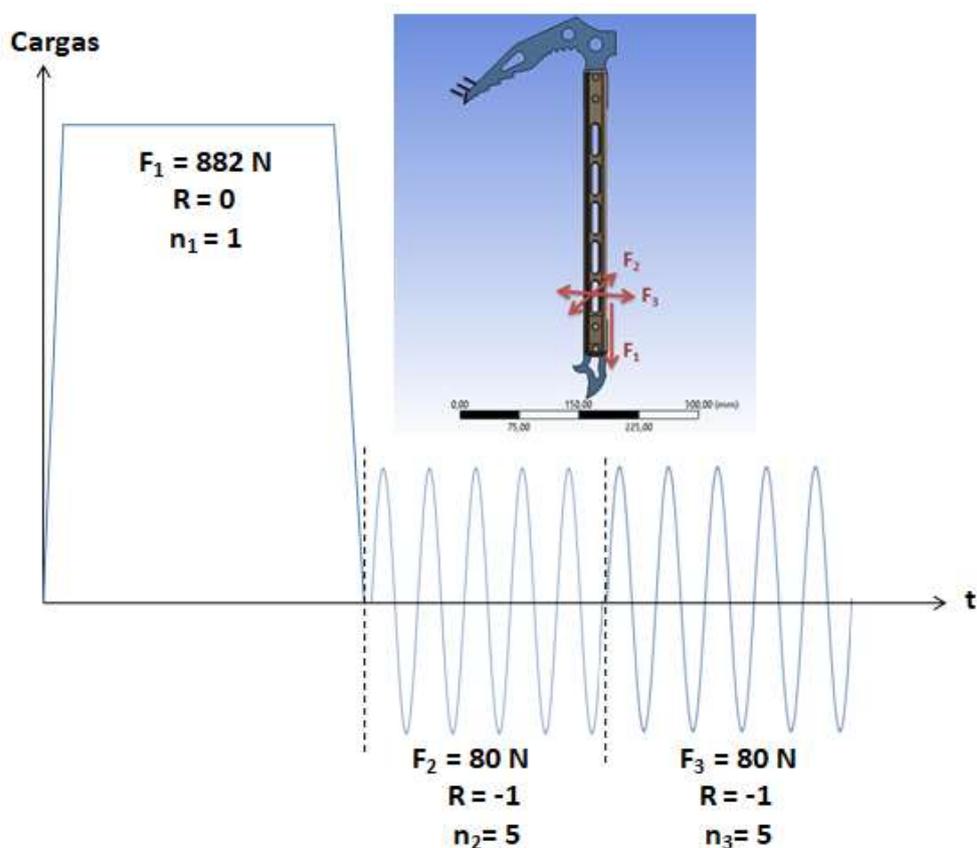


Figura 52: Caso de cargas del análisis 7

Previa aplicación del método, se ha de establecer cuál es el punto crítico de la hora. Esto no es trivial puesto que los picos de tensiones según cada caso de carga varían de posición.

El método de Miner establece que mientras el daño acumulado por los "f" bloques sea menor al máximo daño soportable por el material, no se producirá el fallo. Matemáticamente:

$$1 > \sum_{i=1}^f \frac{w_i}{W}$$

Siendo w_i el daño parcial aportado por un bloque de ciclos, y W el máximo daño admisible por la herramienta. Asumiendo que el daño es proporcional al número de ciclos, se puede escribir:

$$1 > \sum_{i=1}^f \frac{n_i}{N}$$

Siendo ahora n_i el número de ciclos aplicados de cada bloque y N la duración del material asociada a cada bloque. Dado que en este razonamiento no se tienen en cuenta el orden en el que se apliquen los bloques, si se tienen $n_1 = n$ ciclos de carga igual al peso del escalador, entonces se tendrán $n_2 = 5n$ y $n_3 = 5n$. De esta forma, sustituyendo teniendo en cuenta lo descrito anteriormente, se tiene:

$$n = \frac{1}{\frac{1}{N_1} + \frac{5}{N_2} + \frac{5}{N_3}}$$

Siendo N_1 , N_2 y N_3 las duraciones asociadas a F_1 , F_2 y F_3 respectivamente, y n el número de bloques igual al peso del escalador aplicados, que, evidentemente, coincide con el número de secuencias de ciclos de carga por avance del piolet empleadas para progresar por la pared.

Por lo tanto, se debe aplicar esta fórmula a todos los puntos de la hoja, siendo el crítico aquel que otorgue la menor duración. Tras aplicar las cargas correspondientes, se obtienen los puntos con las mayores tensiones por Elementos Finitos, teniendo en cuenta el efecto de las tres acciones (de manera no simultánea). Por lo tanto, los puntos que trabajan con las mayores niveles de tensión según se van sucediendo las fuerzas son los mostrados en la siguiente figura:

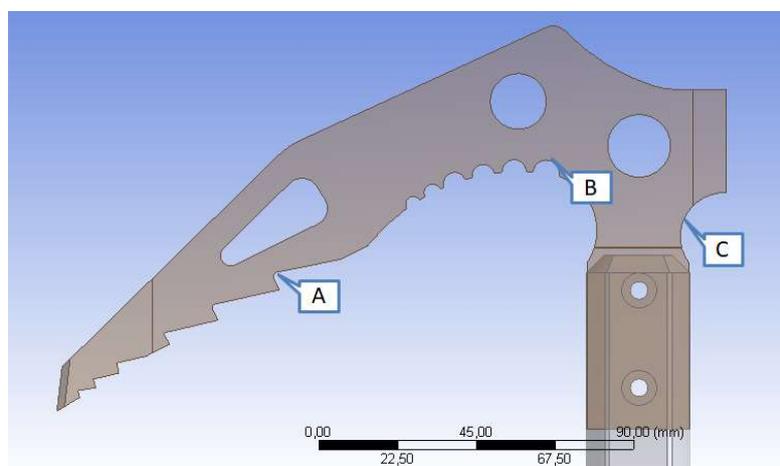


Figura 53: Puntos críticos a estudiar en el método de Miner

En primer lugar, en el punto A, para las cargas F_1 y F_3 , la tensión pico de Von Mises que arroja el MEF en la base del diente considerado, con el radio de acuerdo calculado previamente en este trabajo de 3,5mm, son de 330MPa y 226 MPa, respectivamente. Dado que el límite de fatiga para el punto considerado es de 463 MPa, estas tensiones no son lo suficientemente grandes como para reducir la vida de la herramienta en la base del diente. Es decir, $N_1 = N_3 = \infty$ en la base del diente considerado. Dado que la tensión asociada a F_2 en la base del diente es de 672 MPa, aplicando Basquin se obtiene $N_2 = 50.830$ ciclos, que utilizando el criterio de Miner queda finalmente $n = 10.166$ cargas igual al peso del escalador. Asumiendo que en cada movimiento de carga se avanzan por la pared 50 cm, (la longitud media de un brazo), se

obtiene una distancia escalable de 5083 metros. Es conveniente recalcar que este número es el límite inferior de la distancia escalable esperada, puesto que se considera que sobre cada piolet se aplica siempre todo el peso del escalador, (en la realidad parte se distribuye a los pies) lo cual no ocurre en la mayoría de situaciones, y además siempre se recurre a torsionar la hoja para su extracción del hielo.

Asumiendo los mismos coeficientes modificativos para los otros dos puntos considerados, de manera que todos ellos posean la misma curva de Basquin: Para el punto B, las tensiones de Von Mises debidas a F_1 , F_2 y F_3 son 430 MPa, 614 MPa y 80 MPa, respectivamente. Aplicando el criterio de Miner, únicamente genera daño la tensión producida por F_2 , otorgando una duración $n = 23.528$ ciclos en el punto B. Para el punto C, de igual manera, las tensiones son del orden de 500 MPa (a compresión), 130 MPa y 92 MPa. Estas tensiones no generan daño al material, por lo que el punto C tiene vida infinita.

A modo de resumen, a continuación se incluye una tabla con la información previamente expuesta de manera compacta:

Tabla 8: Resumen de resultados del análisis 7

	A	B	C
F_1	330 MPa	430 MPa	500 MPa
F_2	672 MPa	614 MPa	130 MPa
F_3	226 MPa	80 MPa	92 MPa
n	10.166	23.528	∞

Cabe reseñar que las tensiones mostradas en la anterior tabla son tensiones equivalentes de Von Mises, que para el caso de F_2 y F_3 , al ser ambas cargas de naturaleza alterna, coincide con el valor de las tensiones equivalentes en duración con las que se entra a la curva de Basquin.

Por lo tanto, queda claro que es el punto A de este diseño el más desfavorable a fatiga, siendo concretamente la acción de torsionar la hoja la cual genera un mayor daño al material. En este caso se ha decidido emplear el método de Miner dada su sencillez, así como el hecho de poder agrupar como si de un bloque continuo de cargas se tratara, cada fuerza que actúan sobre la herramienta, puesto que en este método no se tiene en cuenta la secuencia empleada en su aplicación. Una manera de ganar precisión en los resultados consiste en aplicar el criterio de Manson, no obstante, este método lleva asociada una complejidad de cálculo notable, además de no esperarse una mejora significativa en la calidad de los resultados⁵⁸, por lo que su empleo queda descartado.

⁵⁸ Si bien la duración asociada al punto B calculado por Manson resultaría algo inferior al valor obtenido mediante Miner, dado que F_1 genera una tensión muy cercana al límite de fatiga del material, el cual, según el criterio de Manson, se reduce progresivamente según se van aplicando los distintos bloques de ciclos.

7. Efectos de la plastificación local por cargas extremas en el análisis 7

En el último análisis realizado en este trabajo, se ha considerado como situación de cargas habitual en la escalada las acciones de cargar el peso sobre el piolet, así como la torsión y flexión de la hoja para lograr su extracción de la pared.

No obstante, existe un cuarto tipo de acción que se puede dar que afecta de manera significativa a la vida de la herramienta, que es un posible impacto del pico de la hoja a una superficie rígida como la roca. Cuando esto se produce, dependiendo de la intensidad del impacto, pueden inducirse tensiones de tracción residuales en la base de los dientes [8], influyendo sobre la duración del piolet. Sin embargo, estos golpes se producen de manera muy poco frecuente, por lo que incluirlos en un análisis que en sí mismo es ya muy conservador, otorga unos resultados muy poco realistas, además de suponer un coste computacional importante. Por esta razón, en este apartado únicamente se realiza un análisis cualitativo sobre la influencia que estos picos de tensión plastificadores tendrían sobre la herramienta [17].

Según los resultados obtenidos por Rae Gordon y Kathryn Franklin en "Finite Element Analysis of Ice Axe Impact on a Semi-Rigid Surface" [8], se comprueba la hipótesis de que mediante un impacto con una energía de 28,35 J, para su modelo de piolet analizado, se consigue plastificar parte del material de la hoja, principalmente la base de los dientes de ésta. Cuando esto ocurre, según los autores de dicho análisis, quedan unas tensiones residuales de tracción. No obstante, es bien sabido que en una región en la que se produce plastificación del material, las tensiones residuales en ella serán de tracción en una zona y de compresión en otra, de forma que la suma de fuerzas y momentos que producen sea nula (cumpliendo la condición de equilibrio).

Según la naturaleza del impacto, se puede inducir una flexión de la hoja hacia arriba, lo que se traduce en la aparición de tensiones de tracción en la base de los dientes. Cuando el impacto genera plastificación del material, la tensión que aparece, tomando la simplificación de comportamiento elasto-plástico perfecto, es la tensión de fluencia de material. Cesar el impacto, es decir, la ausencia de cargas exteriores, es equivalente a inducir una flexión de igual valor pero en sentido contrario sobre la hoja, anulando el efecto de la primera. Para comprender que es lo que sucede, se puede proceder de la siguiente manera:

Esta segunda flexión ficticia causa la aparición de tensiones de compresión en sentido contrario, solo que esta vez se parte desde el estado tensional de σ_{yp} , por lo que esta nueva tensión, que supera en valor a la tensión de fluencia, produce el efecto neto de dejar una tensión final o permanente de compresión, puesto que en sentido contrario no se plastificaría el material.

De esta forma, sobre la superficie aparecen tensiones de compresión, seguidas de una mayor zona que permanece trabajando a tracción según nos movemos hacia el interior del material.

No obstante, no es posible asegurar directamente que este efecto sea beneficioso de cara a la duración de la herramienta, pese a la introducción de tensiones de compresión residuales en la superficie, que a priori pueda parecer que retrasen la aparición y propagación de grietas.

Por una parte, la contribución al daño de un impacto accidental es muy pequeña tal y como se puede demostrar aplicando Miner, de forma que para un único impacto, cuyos niveles de tensión generarían una duración N_{yp} de unos pocos miles o cientos de ciclos, se tiene:

$$n = \frac{1 - \frac{1}{N_{yp}}}{\frac{1}{N_1} + \frac{5}{N_2} + \frac{5}{N_3}}$$

Donde el numerador sigue siendo prácticamente igual a la unidad. Para el punto A previamente considerado en este trabajo, y sustituyendo para $N_{yp} = 1000$ ciclos de manera orientativa, se tienen $n = 10.155$ ciclos en lugar de los 10.166 anteriores. Se debe indicar que se ha tomado la simplificación de no alterar el valor de las duraciones N_1 , N_2 y N_3 asociadas a sus correspondientes tensiones alternas equivalentes, que tras la introducción de un ciclo plastificador habrán cambiado al generarse una tensión residual. Esta simplificación se puede tomar siempre que se aplique el método de Miner, puesto que no se tiene en cuenta el orden de aplicación de ciclos.

Por otra parte, se sabe que todos los metales experimentan un efecto de relajación de tensiones, disminuyendo el efecto favorable de la compresión en la superficie.

En conclusión, no es posible establecer qué efecto tendrá un posible impacto en la herramienta sobre la duración de ésta sin recurrir a realizar una campaña de ensayos. Pese a ello, sí que se puede asegurar que un impacto resulta perjudicial en condiciones de estática [17], puesto que las cargas de choque no dan tiempo a que la red cristalina del metal fluya, impidiendo la absorción de energía por deformación plástica, produciendo así el fallo frágil de la herramienta. Basándose en este último punto, se recomienda por lo tanto evitar el impacto del pico de la hoja en la medida de lo posible.

8. Dimensionamiento de los pasadores

En este anexo se incluye un análisis de la resistencia de las uniones con pasadores utilizadas en este diseño. Se recuerda que ambas uniones, cabeza con mango y mango con regatón, cuentan con dos pasadores cada una, además de un adhesivo epoxi, el cual le otorga una resistencia adicional a la unión.

A continuación se describe el cálculo para comprobar que los pasadores utilizados, todos ellos de 5 mm de diámetro constan de la sección suficiente para soportar los esfuerzos de tracción a los que será sometida la herramienta. Para ello, se ha recurrido a simular un antiguo ensayo incluido en la norma UNE-EN 13089 [4], en la que se somete al piolet, mediante la colocación de sendas cintas en la cabeza y el regatón, a una tracción simple de 2000 N de fuerza. Esta prueba estaba orientada precisamente a garantizar la resistencia de las uniones empleadas en el mango.

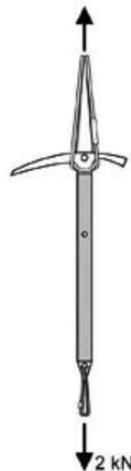


Figura 54: Montaje del antiguo ensayo de tracción 2000 N

En el caso del piolet analizado en este trabajo, la unión entre los tres elementos es exactamente la misma, por lo que solo se estudia una de ellas.

Con el siguiente cálculo se pretende averiguar si los pasadores cuentan con la sección resistente adecuada para poder pasar el anterior ensayo, que sirve a modo de referencia para las cargas que después puedan llegar a soportar en condiciones de uso reales.

Se supondrá que la carga de tracción únicamente se distribuye entre los pasadores, es decir, el adhesivo no soporta ninguna tensión, lo cual supone realizar una simplificación del lado de la seguridad. Por otra parte, también se asume que la fuerza se reparte por igual medida entre ambos pasadores. Esto en la realidad dependerá de las holguras existentes en los elementos que forman la unión. No obstante, repartir la fuerza en sendos pasadores por igual resulta el criterio más lógico a seguir para la realización de este análisis.

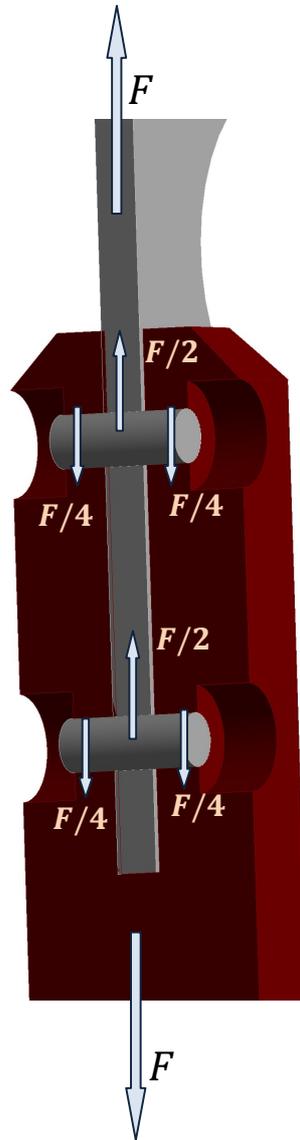


Figura 55: Equilibrio de fuerzas en pasadores y mango

En la anterior ilustración se han representado las fuerzas que actúan sobre los pasadores como cargas puntuales cuando en realidad se tienen cargas distribuidas a lo largo de las superficies de contacto. Sin embargo, esto resulta indistinto a la hora de calcular el esfuerzo cortante máximo, que no depende de la anterior simplificación.

Se asume que no existen holguras entre el pasador y los agujeros en los que va metido, costando estos además con el mismo diámetro. De este modo, planteando el equilibrio de fuerzas en una sección cualquiera del pasador, únicamente existirá un esfuerzo cortante $V_y = F/4$, puesto que no aparecen esfuerzos de flexión, debido a la anterior simplificación, cuya validez depende principalmente de las tolerancias con las que se fabriquen los componentes.

Por lo tanto, sobre la sección existe, en el caso estudiado, un esfuerzo cortante que genera una distribución de tensiones cortantes [26] cuya valor máximo viene dado por la siguiente ecuación:

$$\tau_{xy}^{MAX} = \frac{4V_y}{3A}$$

Donde A es la sección del pasador. De este modo, dibujando las tensiones actuando en un elemento situado en el punto donde la tensión cortante es máxima, para un eje "x" situado en el centro de la sección y colineal con el eje del pasador, se tiene:

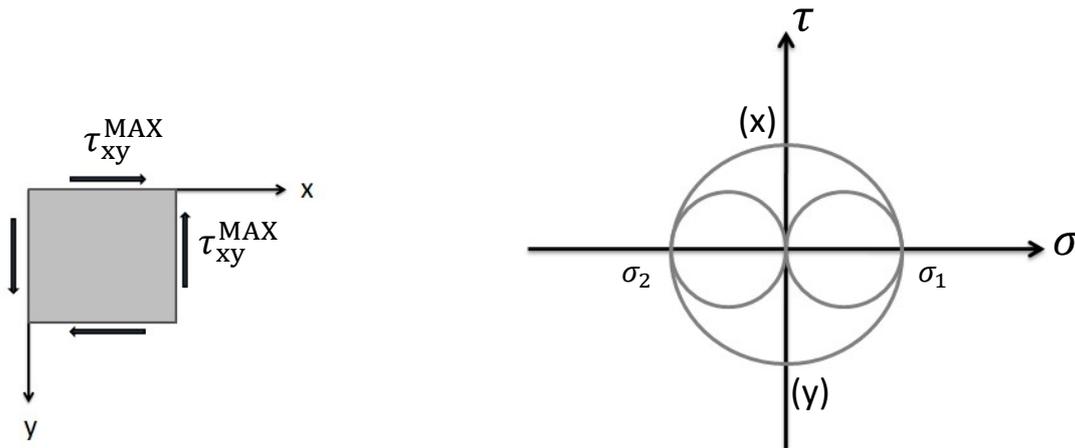


Figura 56: Estado tensional en el pasador

De esta forma se puede plantear el círculo de Mohr para el caso estudiado. Se tiene que en la dirección "x" la tensión normal $\sigma = 0$ y la tensión cortante $\tau = \tau_{xy}^{MAX}$, mientras que para la dirección "y" se tiene también $\sigma = 0$ y $\tau = -\tau_{xy}^{MAX}$. Representando en un diagrama $\sigma - \tau$, en el que se dibujan todos los estados tensionales existentes en función de la dirección escogida, el estado de los ejes "x" e "y", se obtiene el valor de las tensiones principales:

$$\sigma_1 = \tau_{xy}^{MAX} = \frac{4V_y}{3A} = -\sigma_2$$

A continuación se obtiene la tensión uniaxial equivalente, también conocida como la tensión de Von Mises, para un estado tensional plano. Aplicando:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2}$$

Al sustituir el valor de las tensiones principales en la anterior ecuación se tiene:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{3}\tau_{xy}^{MAX}$$

Se considera como criterio de fallo, puesto que se está trabajando con un material dúctil, cuando la tensión uniaxial equivalente llega al valor de la tensión de fluencia σ_{yp} . Sustituyendo para la anterior ecuación el valor de la expresión obtenida para la tensión cortante, se tiene:

$$\sigma_{VM} = \frac{4}{\sqrt{3}\pi} \frac{F}{\phi^2}$$

Expresión que liga la fuerza de tracción a la que se le somete al piolet, con el diámetro ϕ de los pasadores y la tensión uniaxial equivalente que aparece en punto sometido al mayor esfuerzo cortante. Por lo tanto, la máxima fuerza que se podrá aplicar, para los pasadores de 5 mm empleados y para el acero con 1085 MPa de tensión de fluencia será:

$$F_{\max} = \frac{\pi\sqrt{3} \sigma_{yp} \phi^2}{4}$$

Sustituyendo se obtiene una fuerza máxima soportable por los pasadores de 36,9 kN, muy superior a los 2 kN que se aplicaban en el antiguo ensayo de tracción de la norma. Tal y como resulta obvio pensar, mucho antes de llegar a ese valor de la fuerza se produciría el fallo del resto de componentes. Además, el desalineamiento forzado de los agujeros sería tal que el pasador flectaría, introduciendo así tensiones adicionales.

Por lo tanto, calculando el coeficiente de seguridad con el que trabajan los pasadores como:

$$CS = \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_{VM}} = \frac{\pi\sqrt{3}\phi^2 \sigma_{yp}}{4F}$$

Para $\sigma_{VM} = 59$ MPa, se obtiene un coeficiente de seguridad de 18,45. Resulta evidentemente que este valor es mucho más del necesario, incluso en el hipotético caso en el que tanto el adhesivo como uno de los dos pasadores fallaran, siendo toda la carga soportada únicamente por uno de ellos.

En conclusión, se demuestra cómo los pasadores de las uniones están sobredimensionados, si se utiliza como criterio únicamente el comportamiento resistente de éstos. No obstante, la función de los pasadores también es la de rigidizar la unión lo máximo posible. Es decir, evitar que la hoja y el mango se separen al deformarse elásticamente ambos cuerpos cuando la herramienta es cargada. Por esta razón, cuanto mayor sea el diámetro, más rígidos serán y menor la deformación de la unión. Si además se tiene en cuenta que los pasadores suponen una fracción muy pequeña del peso total del piolet, ahorrar material en éstos resulta un absurdo, sobre todo cuando se penaliza la comodidad y la precisión que otorga una unión firme y rígida entre los distintos componentes.

Análisis por Elementos Finitos

A continuación se encuentran los resultados del análisis de la unión mediante Elementos Finitos, a modo de comprobación de las hipótesis y cálculos anteriores, con el objetivo de validar el procedimiento previamente seguido. Se ha estudiado el comportamiento de la unión con pasadores cuando se aplican los 2000 N de tracción. De esta forma se puede corroborar que el coeficiente de seguridad escogido en el cálculo anterior es el adecuado.

Se ha tomado el contacto entre la cabeza y el mango como "Frictionless", mientras que el contacto entre los pasadores y los otros dos componentes como "Frictional" con un coeficiente de rozamiento, a modo orientativo, de 0,2 puesto que el valor real se desconoce, si bien el valor del rozamiento en este caso no influye de manera significativa en los resultados.

En el análisis no se incluye el efecto del adhesivo epoxi, dejando deformarse libremente a la entalla interior del mango. Por lo tanto, este análisis comprueba hasta qué punto la hipótesis simplificada de despreciar una posible flexión de los pasadores influye a la hora de obtener el coeficiente de seguridad con el que trabajan los pasadores.

Resultados

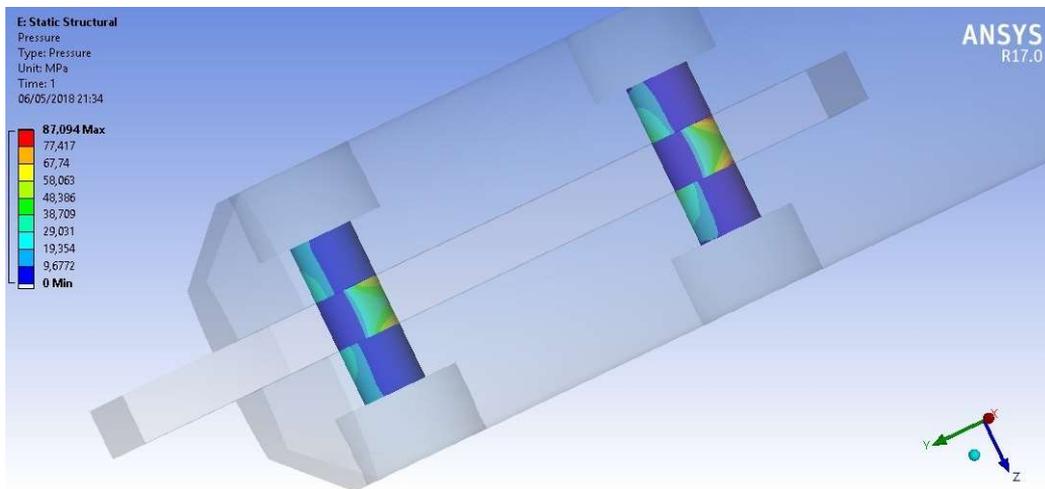


Figura 57: Presiones de contacto en los pasadores

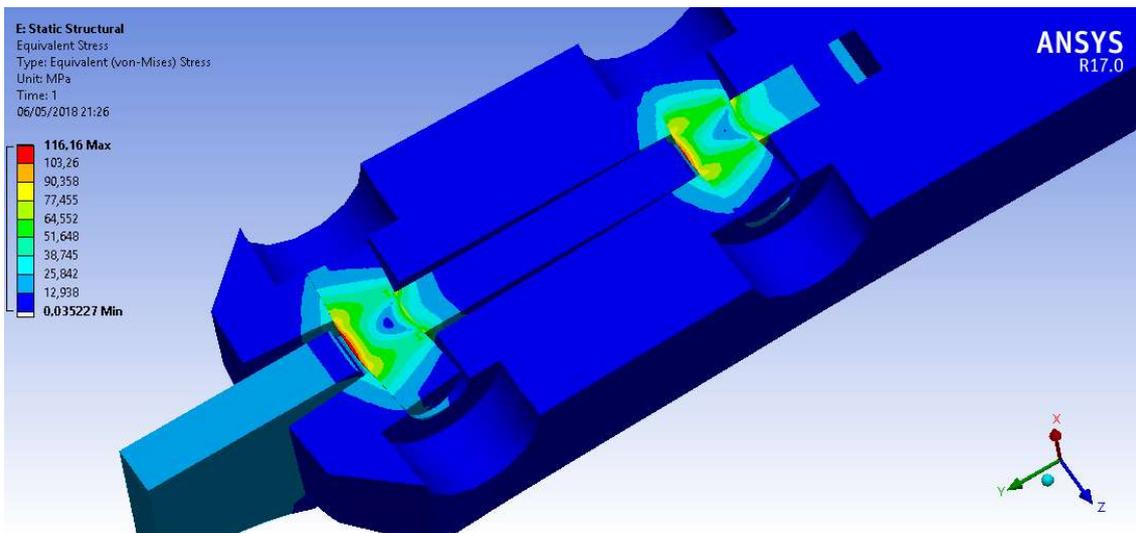


Figura 58: Tensiones de Von Mises en la unión

Se comprueba cómo efectivamente la fuerza se reparte de manera proporcional a ambos pasadores, si bien al deformarse la entalla acaba siendo el pasador superior quien más carga absorbe. Pese a ello, la diferencia se puede despreciar, tal y como se aprecia en la anterior figura.

Como era de esperar, aparece una pequeña flexión que supone la aparición de tensiones normales, que elevan en máximo de tensión de Von Mises hasta los 116 MPa, lo cual supone el doble del valor de la tensión nominal previamente calculado de 59MPa, haciendo que el coeficiente de seguridad original descienda hasta un valor de 9,3 en lugar de 18,45.

Si bien se comprueba mediante el análisis de Elementos Finitos que se espera la aparición de una componente de flexión elevada, esto solo ocurrirá en el caso de que el adhesivo epoxi falle, permitiendo a las superficies interiores de la entalla deslizarse entre sí. Por lo tanto, resulta adecuada la utilización de un pasador de diámetro 5 mm, por lo que el diseño original se considera correcto.

9. Análisis resistente del regatón

Pese a que este análisis no aporte de manera significativa, como los análisis principales que se han realizado en este trabajo, al estudio resistente del piolet estudiado, se ha decidido incluirlo en este apartado puesto que sí que resulta útil de cara a validar el diseño del regatón, si bien el estudio de este componente no presenta un especial interés desde el punto de vista del análisis mecánico.

Preprocesado

Se ha simulado el efecto de cargar sobre la pestaña del regatón una carga equivalente al peso de 90 kg, para analizar el efecto que tiene cuando se escala usando el piolet - tracción. Para realizar el análisis se ha incluido el mango y se ha tomado como "bonded" el contacto entre ambos elementos. Este valor de la fuerza no se espera que se dé en condiciones reales, puesto que se espera que parte del peso se distribuya, por fricción, al resto del mango a través de la palma de la mano. Por lo tanto, si la pestaña es capaz de aguantar esta carga, es seguro que también soportará cargas de valor inferior.

Resultados

Para una fuerza de 882 N se tiene un pico de tensión de 121 MPa, muy inferior al límite de fluencia de 1085 MPa del acero empleado para este componente, por lo que se comprueba que la pestaña está correctamente dimensionada. En la siguiente ilustración no se ha mostrado la geometría del mango, en la cual los niveles de tensión son muy pequeños. Los resultados muestran que la base superior de la pestaña trabaja a tracción, tal y como era de esperar.

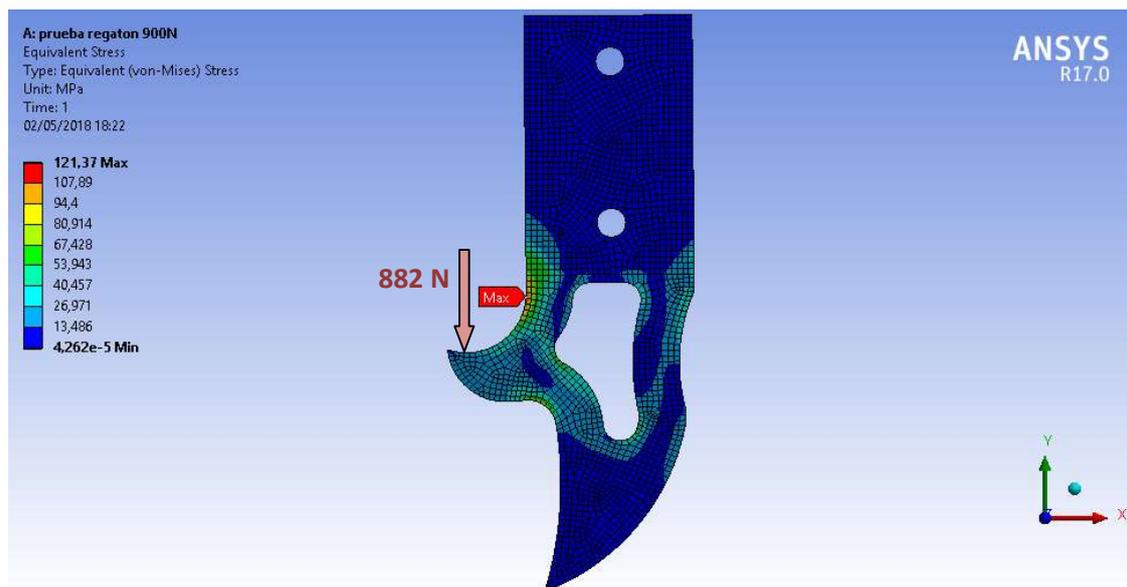


Figura 59: Tensiones de Von Mises en el análisis del regatón

ANEXO IV: DISEÑO CAD DEL "ROGU ICE AXE"

A continuación se incluyen una serie de vistas del diseño de piolet analizado con el fin de facilitar al lector una mejor comprensión de las dimensiones y cotas principales del modelo.

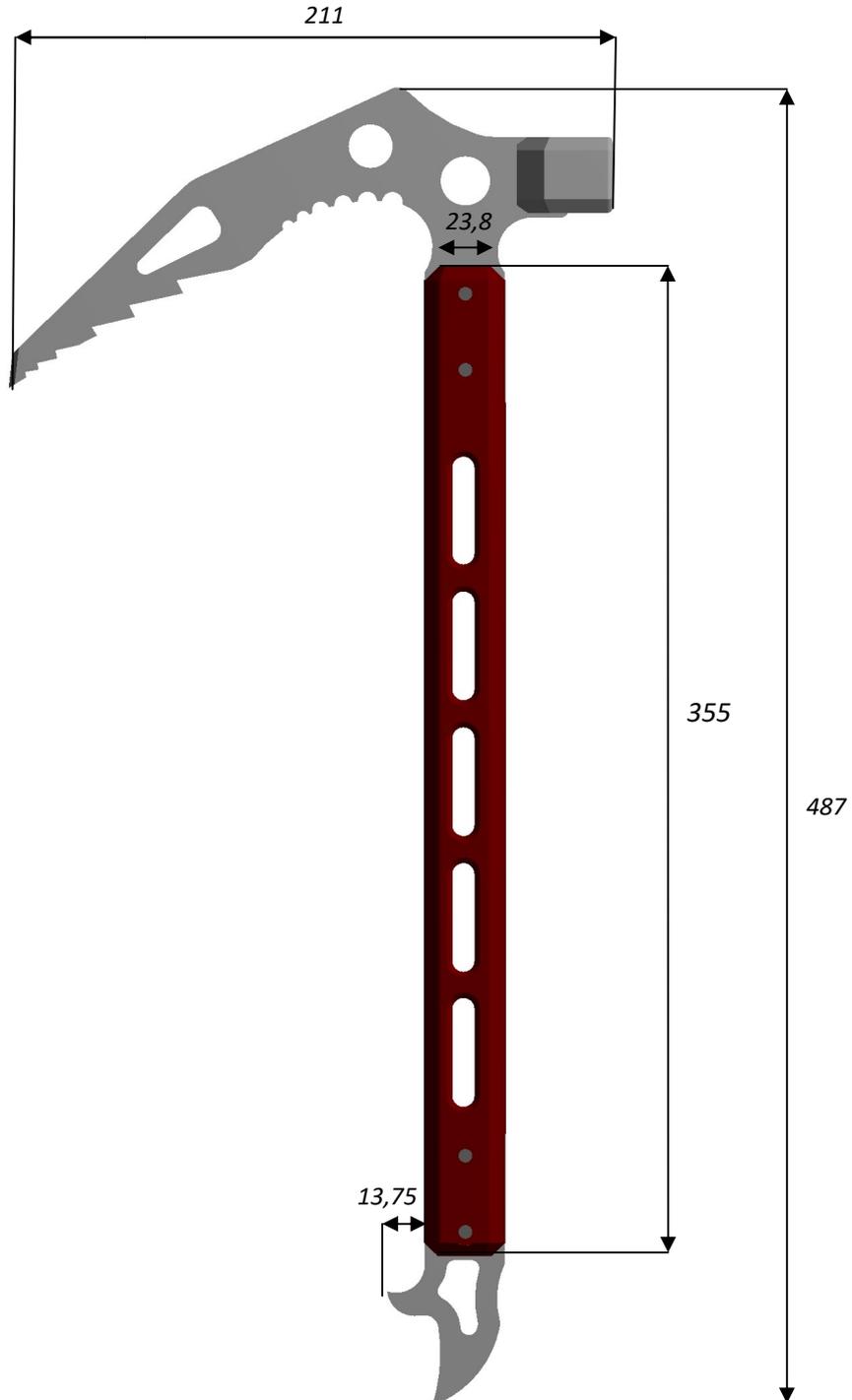


Figura 60: Alzado lateral

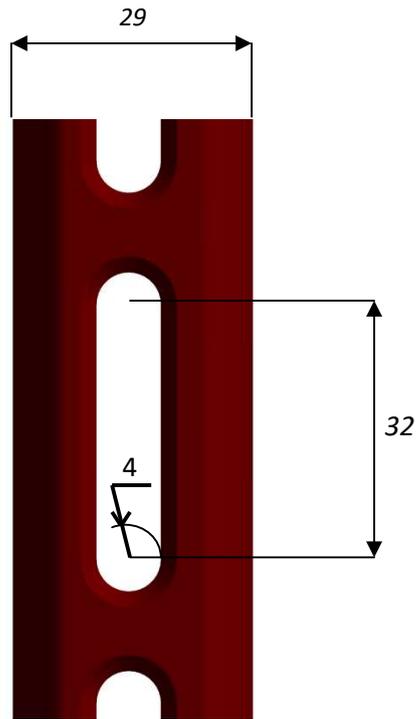


Figura 61: Detalle agujero del mango



Figura 62: Planta del piolet

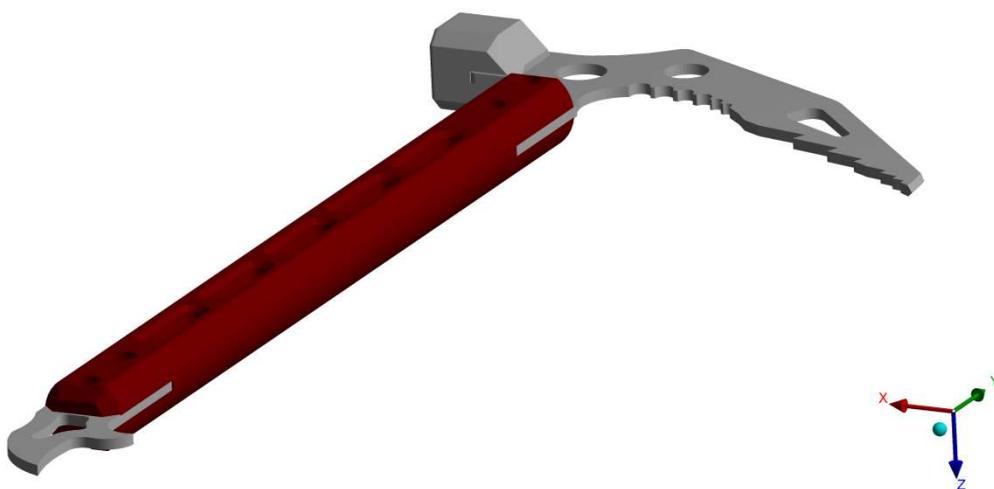


Figura 63: Perspectiva del piolet

ANEXO V: TERMINOLOGÍA

Alpinismo: Modalidad que consiste en la ascensión a las altas montañas.

Alta montaña: Tradicionalmente se habla de alta montaña (en comparación con la media montaña) cuando uno penetra a aquellas regiones donde las condiciones atmosféricas son tales que existen en ellas regiones permanentemente nevadas.

Arnés: Sistema de anillas, cuerdas o ambas que envuelve ciertas partes del cuerpo (cadera y/o pecho) y que permite andar o escalar con relativa facilidad. Al arnés se ata la cuerda y se colocan todos los dispositivos de ascenso y descenso.

Asegurar: Proteger al escalador de una caída a través del uso de un 8, Gri-gri o otro dispositivo de aseguramiento.

Autodetención: Técnica alpina basada en varias maniobras que realiza el alpinista con el piolet para detenerse cuando se desliza involuntariamente por una pendiente de nieve o hielo.

Cabeza: Parte superior del piolet. Incluye el pico, la cruz y la pala o mazo, en función del tipo de piolet.

Cordada: Conjunto de personas unidas entre sí por medio de una cuerda con el objeto de ascender una montaña o escalar una pared.

Cruz: Parte central de la cabeza que une el pico con la pala. Es por donde se agarra el piolet cuando se progresa por terreno poco inclinado

Dragonera: Cinta o cuerda que se ata a la cabeza del piolet en un extremo y al arnés del alpinista en otro para asegurar la herramienta en caso de sufrir un caída.

Escalada en Hielo: La escalada en hielo es una modalidad deportiva que consiste en ascender por formaciones heladas en montañas o en cascadas de hielo.

Fisura: Separación longitudinal en la roca que se puede usar para meter anclajes o partes del cuerpo durante el ascenso.

Mango: Parte estrecha y alargada del piolet que sirve para asirlo con la mano.

Mosquetón: Utensilio en forma de anilla o gancho que se usa en el deporte del alpinismo para sujetar las cuerdas; se puede abrir o cerrar mediante un muelle o un resorte.

Pala: Parte trasera de la cabeza, comúnmente utilizada para tallar y excavar en la nieve.

Pico: Pate delantera del piolet. Cuenta con un marcado dentado que permite anclar la herramienta a la pared helada.

Rapelar: En alpinismo, técnica de descenso rápido en paredes verticales mediante el deslizamiento por una cuerda enlazada al cuerpo.

Regatón: Pieza, normalmente de acero, que se pone en el extremo inferior de lanzas, garrochas, bastones, paraguas, etc., para darles mayor firmeza.

Regleta: Un agarre pequeño que solamente se puede agarrar con las puntas de los dedos.

Reunión: Conjunto de elementos del sistema de seguridad que sirven al escalador para asegurarse al final de un largo mediante cuerdas o cintas y anclajes en la pared, normalmente dispuestos formando un triángulo.

Terreno Mixto: Tramo de escalada en el que se progresa tanto por roca como hielo.