MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN UNA COSECHADORA DE CAÑA JOHN DEERE CH570 BAJO CONDICIÓN DE OPERACIÓN REAL

PRESENTADO POR:

SANTIAGO BETANCOURTH RAMIREZ

DIRECTOR:

GONZALO FERNANDO CASANOVA. Ph.D.



CODIRECTOR:

HENRRY BLADIRMIR TARAPUES IPIAL. MSc.



PROPUESTA DE TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CALI, COLOMBIA – 2025

Dedico este documento a toda mi familia, quienes han sido parte fundamental de mi proceso y me han brindado las bases como persona para llegar hasta aquí. Sin embargo, especialmente a mi padre, Alberto Betancourth, y a mi madre, Kissibeth Ramírez, cuyo amor constante, presencia, apoyo incondicional y palabras de aliento hicieron posible que fuera quien soy hoy. A ustedes les debo todo. Finalmente, agradezco a la vida por permitirme vivir experiencias inesperadas, que formaron parte del camino y que con valentía logré superar. Esta dedicatoria es para quienes confiaron en mí y me acompañaron en este camino.

Santiago Betancourth Ramirez

AGRADECIMIENTOS

A mi docente y guía Fernando Casanova, por brindarme sus herramientas y conocimientos para llevar a cabo mi trabajo de grado; sin sus correcciones, disposición y paciencia no hubiese sido posible

A la Universidad del Valle, por darme la oportunidad de crecer no solo como profesional, sino también como persona, cultivando valores y aprendizajes que me permitirán aportar al desarrollo de la ciencia. A todos los docentes que compartieron sus conocimientos con paciencia y dedicación, y a los amigos que encontré en cada aula, gracias por su apoyo y compañía en estos seis años que, aunque ahora parecen cortos, han dejado recuerdos y enseñanzas que siempre llevaré conmigo.

RESUMEN

En este trabajo se instrumentó una cosechadora John Deere CH570 con el fin de caracterizar los esfuerzos y deformaciones en zonas críticas previamente identificadas por fallas por fatiga. Se realizo una fase de diagnóstico y medición en campo empleando galgas uniaxiales y triaxiales, seguida del procesamiento de datos mediante Matlab. La estimación de la vida útil se efectuó aplicando un modelo de fatiga uniaxial para soldaduras basado en la norma BS7608, el criterio DNV y el modelo de fatiga multiaxial de Wang-Brown, estimando el tiempo de vida hasta la falla mediante el daño acumulado de Palmgren–Miner.

Para el punto más crítico, la estimación de vida útil obtenida para la soldaduras fue de 1 año, 2 meses y 14 días, mostrando una buena concordancia con el tiempo real de aparición de la grieta (8–9 meses), con una diferencia aproximada del 25–30 %. Esta desviación puede explicarse por efectos de secuencia e interacciones de carga no registradas (históricos de operación) en las mediciones

En adición, se propuso una geometría alternativa con unión pernada (lámina con cuatro orificios normalizados bajo la norma), la cual fue evaluada mediante el cálculo de daño acumulado incorporando factores de entalladura. Los resultados indican mejoras de vida útil respecto a la unión soldada de 75,6 %, 388,7 % y 239,4% para los tres puntos evaluados.

Palabras clave: Cosechadora, Chasis, Fatiga, esfuerzos, soldadura, Rainflow, Daño acumulado, entalladura, bending, multiaxial, Wang & Brown.

TABLA DE CONTENIDO

TABLA DE CONTENIDO 5
1 INTRODUCCIÓN 9
1.1 Planteamiento del problema 9
1.2 Antecedentes 13
2 OBJETIVOS 16
2.1 Objetivo general 16
2.2 Objetivos específicos 16
3 MARCO TEÓRICO 17
3.1 Cosechadora de caña 17
3.2 Fatiga 19
3.3 Curva S-N 19
3.3.1 Resistencia a la fatiga y límite de fatiga 19
3.3.2 Límite de fatiga bajo esfuerzos uniaxiales completamente invertidos 20
3.3.3 Curva S-N general en aceros 21
3.3.4 Ecuación de Basquin 22
3.4 Expansión térmica 23
3.5 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables 23
3.6 Daño acumulativo 25
3.6.1 Método Palmgren-Miner 25
3.6.2 Método analítico conteo de ciclos implementado en Matlab 26
3.7 Medición experimental de esfuerzos utilizando Strain Gauges 27
3.8 Fatiga en soldaduras 27
3.8.1 Estimación de vida en fatiga de las soldaduras 28
3.8.2 Códigos y estándares de diseño de fatiga de piezas soldadas 28
3.9 Entalla y sus efectos 30
3.9.1 Concentraciones, gradientes de esfuerzo y deformación 31
3.10 Enfoque S-N para elementos con muescas 32
3.10.1 Sensibilidad a la entalla y el factor de entalla por fatiga. 32
3.11 Modelo de fatiga multiaxial 34

3.11.1 Método de fatiga de Wang y Brown 34
3.11.2 Parámetro de daño 34
3.11.3 Historial de carga para conteo cíclico (deformación equivalente) . 35
3.11.4 Determinación del plano crítico 35
3.12 Criterio DNV para fatiga multiaxial (DNVGL-RP-C203) 36
4 METODOLOGÍA 36
4.1 Protocolo de pruebas 36
4.1.1 Ubicación de las galgas 36
4.1.2 Esfuerzos áreas críticas 37
4.1.3 Desarrollo de la prueba 38
4.1.4 Recursos 39
4.1.5 Recomendaciones 40
4.2 Obtención de las deformaciones y esfuerzos 41
4.2.1 Sistema de coordenadas y componentes de esfuerzo. 42
4.3 Curva S-N 43
4.3.1 Prueba dureza Brinell 43
4.3.2 Límite de fatiga 43
4.3.2.1 Coeficientes modificativos 43
4.4 Modelo de fatiga uniaxial 45
4.5 Daño acumulado 45
4.5.1 Método de Palmgren-Miner 45
4.5.2 Estimación de vida a fatiga de las soldaduras 46
4.6 Modelo de fatiga multiaxial 47
5 RESULTADOS 47
5.1 Prueba dureza Brinell 47
5.2 Límite de fatiga modificado 48
5.3 Curva S-N material base 48
5.4 Metalografía material base A36 48
5.4.1 Análisis metalográfico 49
5.5 Protocolo de pruebas 51
5.6 Esfuerzos áreas críticas 52

5.6.1 Esfuerzos strain gauge en posición 1 - Primer surco 52
5.6.2 Esfuerzos strain gauge en posición 1 - Segundo surco 54
5.6.3 Esfuerzos strain gauge en posición 2 - Primer surco 55
5.6.4 Esfuerzos strain gauge en posición 2 - Segundo surco 57
5.6.5 Esfuerzos strain gauge en posición 3 - Primer surco 58
5.6.6 Esfuerzos strain gauge en posición 3 - Segundo surco 59
5.6.7 Consideraciones en modelo de fatiga uniaxial 60
5.6.8 Análisis modelo de fatiga uniaxial - Posición uno 60
5.6.9 63
Análisis modelo de fatiga uniaxial - Posición 2 63
Análisis modelo de fatiga uniaxial - 71
5.6.8 Posición 3 71
5.6.9 Análisis de fatiga multiaxial en uniones soldadas - Posición 3 79
6 PROPUESTA DE MEJORA 81
6.1 Formación de pestañas y ranuras por conformado (bending) y corte (troquelado) 81
6.2 Ventajas frente a la soldadura 82
6.3 Empresas y disponibilidad para tecnologías de unión de troquelado en América Latina 83
6.4 Modelamiento analítico y consideraciones en la mejora del diseño 84
6.4.1 Cálculo de bending bajo modelo elástico-perfectamente plástico 85
6.4.2 Selección diseño del sujetador 87
6.4.3 Factores de entalla para la nueva geometría. 87
6.5 Cálculo de vida útil mediante daño acumulado de Palmgren-Miner considerando efectos de entalladura 88
6.5.1 Extracción de esfuerzos alternantes y medios 89
6.5 Geometría propuesta 91
6.6 Resultados estimación vida útil con el daño acumulado de Palmer-Miner con los factores y consideraciones de entalla 93
6.7 Resultados estimación vida útil con el daño acumulado de Palmer-Miner sin considerar efectos entalla 101

6.8 Estimación vida útil de modelo de fatiga multiaxial de Wang & Brown con el daño acumulado de Palmer-Miner para el diseño de mejora propuesto. 103
6.8.1 Análisis datos fatiga multiaxial posición 2 107
6.8.2 Análisis datos fatiga multiaxial posición 3 107
6.8.3 Comparación de la estimación de vida útil según diferentes modelos de fatiga. 108
6.9 Propuesta de solución para el caso actual, sin modificar geometría o cambiando método de unión 108
6 DISCUSIÓN DE RESULTADOS 110
7 CONCLUSIONES 111
8 REFERENCIAS 114

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del problema

La caña de azúcar es un cultivo clave en regiones tropicales y subtropicales, cultivándose en más de 90 países alrededor del mundo. Esta planta no solo es fundamental para la industria azucarera, sino también para el desarrollo de energías renovables. La recolección de caña de azúcar es esencial para asegurar tanto la calidad como el volumen de producción. Desde la década de 1950, las tecnologías de cosecha mecánica se han implementado de forma extendida en diversas regiones, reduciendo significativamente los costos de mano de obra y aumentando la eficiencia de recolección en casi 100 veces [1]. En Colombia, la agroindustria de la caña de azúcar ha presentado en los últimos años un incremento sostenido en sus indicadores de producción y productividad, como resultado de procesos continuos de tecnificación y optimización agronómica. De acuerdo con el informe anual 2024 de Cenicaña, la productividad promedio en campo alcanzó valores de 113.9 toneladas de caña por hectárea (TCH) y 11.8 toneladas de azúcar por hectárea (TAH), con incrementos del 11.61% y 9.28%, respectivamente, frente al año anterior. Este desempeño productivo se refleja además en una producción total de caña molida superior a los 22 millones de toneladas anuales, evidenciando un sistema agrícola-industrial de alta intensidad operativa.

El desempeño productivo del sector cañicultor colombiano ha estado estrechamente ligado a la adopción progresiva de la cosecha mecanizada. Con base en el informe anual de Cenicaña, el área cosechada mecánicamente pasó de 76,512 hectáreas en 2013 a 145,601 hectáreas en 2024, lo que evidencia un crecimiento del 90,94% de esta modalidad en la última década. De manera similar, la cosecha mecánica en verde aumentó de 64,741 a 134,580 hectáreas durante el mismo periodo. Para el año 2024, la cosecha mecanizada representó el 81 % del área del sector, y el 90 % de esta se realizó sin quema. Este aumento en el uso de maquinaria se ha dado en un contexto de altos volúmenes de producción, con más de 22,13 millones de toneladas de caña molida, y con una reducción del tiempo de permanencia de la caña en campo a 20,2 horas, lo cual refleja una operación cada vez más exigente y continua [2].

La transición de la cosecha manual a la mecanizada en el sector azucarero ha demostrado un impacto significativo en la eficiencia y la calidad del proceso. Un estudio realizado en el sistema azucarero del noroeste de Sudan [3] destaca las diferencias clave entre ambas metodologías. Mientras que el corte manual aporta un menor contenido de materia extraña, resulta mucho más costoso y enfrenta limitaciones marcadas, como la escasez de mano de obra, los elevados salarios de los trabajadores y menor eficiencia de carga (peso de carga por remolque). En cambio, la cosecha mecanizada elimina la necesidad de quema, aumenta en un alto porcentaje el total de caña molida por día y contribuye con una mayor tasa de entrega a la fábrica.

Los datos recopilados en la *Tabla 1* evidencian cómo la productividad por trabajador en la cosecha manual ha promediado 3.31 toneladas por día en comparación con valores históricos superiores a 4.5 toneladas por día en temporadas anteriores. Esta disminución refleja el creciente protagonismo del uso de maquinaria para el sector agrícola, logrando abordar áreas

con mayor densidad y rendimiento de caña. En este contexto, la capacidad de trabajo humano queda superada, resaltando la necesidad de adaptar tecnologías avanzadas para mantener la competitividad.

Tabla 1. Producción de mano de obra de corte de caña (Temporada 2006/2007). Fuente [3]

Month	Number of labor	Total output tons	Tons/man-day	Yield ton/fed
November	9620	42302.54	4.39	50.6
December	12,868	56909.76	4.42	43.77
January	13,318	42076.62	3.15	43.55
February	13,977	38763.56	2.77	40.22
March	16,585	45958.16	2.74	31.30
April	12,485	35085.77	2.81	31.75
Total per season	78,853	261096.41	–	–
Mean	456	1509	3.31	39.29

Estas transformaciones, mayor masa procesada por hectárea, predominio de operación en verde, menores tiempos de permanencia y expansión de la mecanización dan como resultado un régimen de trabajo de alta intensidad y ciclos prolongados en las cosechadoras. En consecuencia, las cargas dinámicas (impactos, cargas cíclicas y vibraciones) y las condiciones de servicio continuas (operación extendida y frecuentes arranques/paradas) incrementan el riesgo de fallas por fatiga en componentes estructurales del chasis, lo que justifica la instrumentación y el análisis experimental orientados a evaluar su integridad en condiciones reales de operación [2]

Esto resalta la importancia de estudiar y caracterizar parámetros relacionados con la confiabilidad y disponibilidad de las cosechadoras de caña de azúcar. Por ello, es necesario seguir recopilando información detallada de operación en cada uno de los subsistemas, la cual puede incluir, entre otros aspectos, la velocidad de rotación de los tambores de corte, la superposición y funcionamiento de las cuchillas superior e inferior, el flujo de aire dentro de la cubierta de limpieza y los modos de rotación de los principales conjuntos mecánicos.

La integración de estos datos permite evaluar el rendimiento real de las máquinas frente a los parámetros recomendados por Cenicaña y además, identificar condiciones críticas de operación, fortalecer estrategias de mantenimiento preventivo y analizar la integridad estructural de componentes sometidos a ciclos de trabajo continuos.

Para garantizar la confiabilidad y prolongar la vida útil de las cosechadoras, es necesario realizar un mantenimiento preventivo periódico, ajustado a las horas de operación y las condiciones de trabajo de cada máquina. Entre las intervenciones más relevantes se incluyen la revisión y lubricación de componentes críticos como los cilindros de suspensión y los rodamientos del picador, el control de niveles de aceite hidráulico y de motor, la limpieza de filtros y del flujo de aire en la cubierta de limpieza, así como la verificación de tareas más sencillas como lo son pares de apriete de tornillería [3]. La ejecución de estas prácticas permite reducir la probabilidad de fallas inesperadas, mantener la eficiencia operativa y asegurar que los equipos puedan soportar los ciclos de trabajo de la cosecha mecanizada.

Cada máquina dependiendo de sus condiciones de trabajo, la combinación de piezas y el proceso de fabricación, presenta una función de distribución de fallos que está influenciada

por el entorno de trabajo y las especificaciones técnicas de la máquina [5]. Esto se ve de manera más clara en la *Figura 1*.

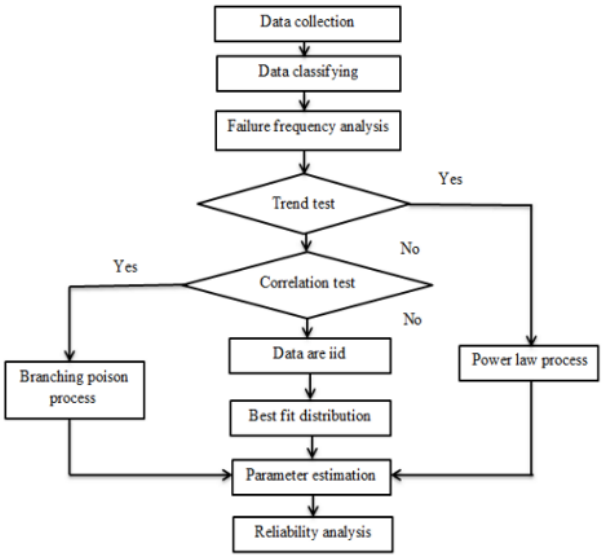


Figura 1. Proceso de análisis de datos de fallas para la selección del método óptimo de modelado de confiabilidad. Fuente [5]

En un estudio realizado sobre la cosechadora Austoft 7000 del fabricante *CASE IH*, llevado a cabo en el sur de Irán, una región de clima seco y cálido, durante un periodo de 1800 horas, se analizaron nueve subsistemas principales de la máquina. Variables como el número de fallas, el tiempo hasta la enésima falla y la duración de cada una (Time Between Failure) se recopilaron y utilizaron en modelos estadísticos. A través de pruebas como chi cuadrado y Kolmogórov-Smirnov, se evaluó la confiabilidad de los subsistemas en función de la distribución de fallas. Los resultados destacaron que los rodillos de alimentación y el sistema hidráulico son los subsistemas más críticos, ya que alcanzaron una confiabilidad de cero antes que cualquier otro, como se resume en la *Figura 2* [5].

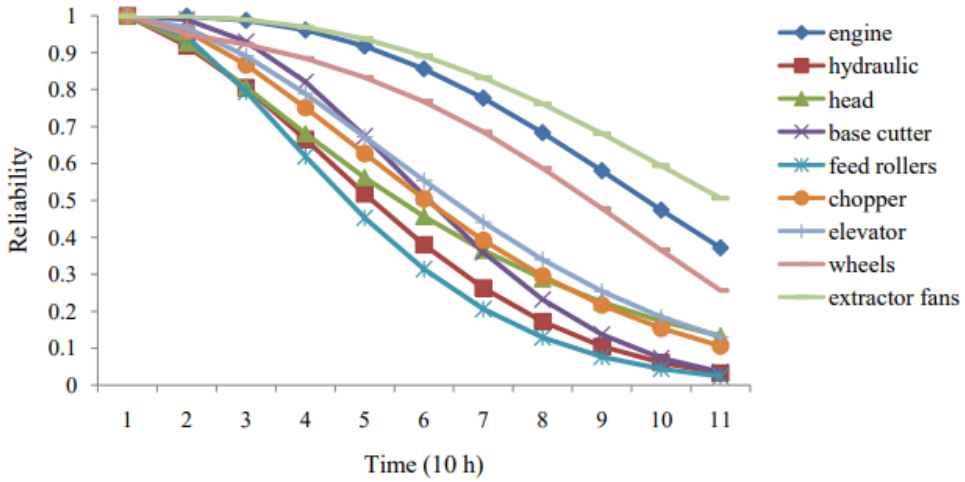


Figura 2. Confiabilidad en función del tiempo para los nueve subsistemas de la cosechadora de caña Austoft 7000. Fuente [5]

Cabe mencionar que todos los subsistemas mencionados previamente están ensamblados al chasis, un componente clave de la maquinaria de campo que soporta la carga. Este chasis debe tener la rigidez y resistencia suficientes para soportar las cargas de choque y las diversas condiciones de trabajo. Un aspecto esencial del diseño del chasis es analizar la distribución de tensiones en condiciones de trabajo y sus características dinámicas. Durante el funcionamiento el chasis enfrenta diversas condiciones de carga, tanto en estado estático como dinámico, (girando a la izquierda y a la derecha, avanzando y retrocediendo, subiendo, etc.) siendo está la condición de trabajo más exigente. Además de las cargas estáticas, el chasis también debe soportar la fuerza de inercia y la fricción del suelo durante el movimiento. Cuanto más complejo es el movimiento, mayor es la carga que debe soportar el chasis [6]. Es crucial considerar un alto factor de seguridad en su diseño. Las cargas estáticas del chasis incluyen su carga nominal, el peso propio, la batería y otros componentes estructurales funcionales del equipo.

El Centro de Investigación de la Caña de Azúcar de Colombia (CENICAÑA), ha identificado a través de investigaciones realizadas durante el desmonte de una cosechadora de caña, que las fallas mecánicas suceden en la zona de los rodillos de alimentación, generando daños significativos en el chasis de la máquina,. Este análisis resulta especialmente valioso, ya que proporciona una base sólida para determinar las zonas ideales para la instalación de *Strain gauges* en esta área específica. Las siguientes imágenes complementan y evidencian estos hallazgos.





Figura 3. Fallas mecánicas del chasis cosechadora John Deere CH570. Fuente [7]

Esta investigación busca analizar a fondo las áreas críticas del chasis de la cosechadora, con el objetivo de identificar las cargas y tensiones que afectan su desempeño.

Desde esta perspectiva, la investigación plantea una pregunta central: ¿Cuáles son los esfuerzos a los que están sometidas las zonas críticas donde se presentan las fallas y como su caracterización permite evaluar su comportamiento estructural para proponer mejoras en su diseño?

En resumen, la *Figura 4* presenta de forma gráfica el árbol del problema explicado anteriormente.

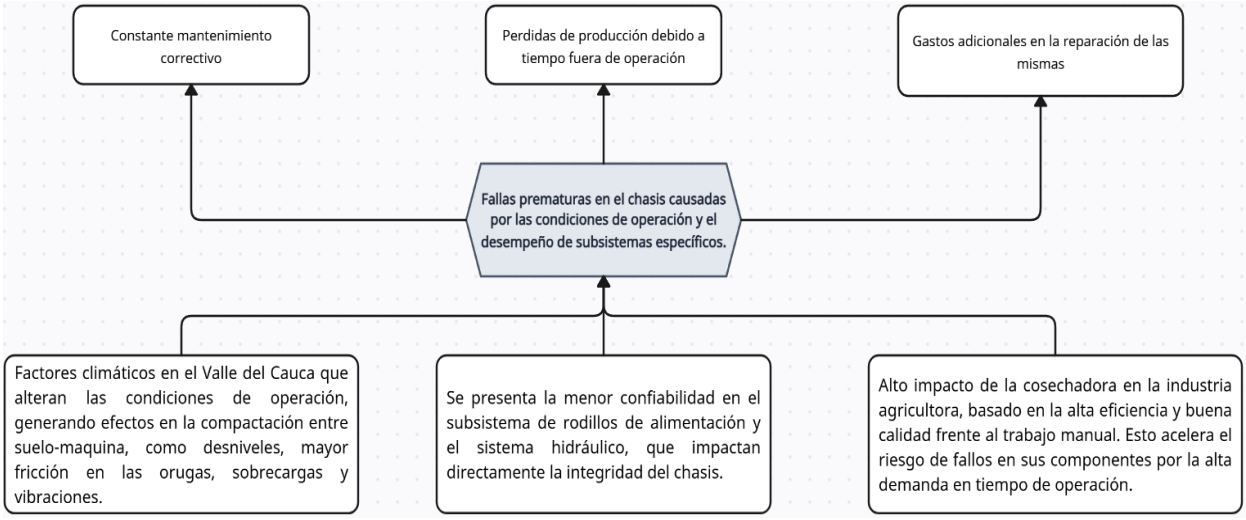


Figura 4. Árbol del problema. Fuente [Autor]

1.2 Antecedentes

Diversos estudios han abordado la problemática de fallos estructurales y mecánicos en las cosechadoras de caña de azúcar, con especial énfasis en componentes críticos como el chasis y los sistemas hidráulicos. Estas investigaciones han permitido identificar líneas de trabajo orientadas a mejorar la durabilidad, confiabilidad y disponibilidad de estos equipos, a través de estrategias como la caracterización de cargas reales en operación, la evaluación de la resistencia a la fatiga en uniones soldadas y el análisis estructural mediante métodos computacionales y experimentales.

En un estudio realizado por Nafaji et al. [5], se analizaron las principales causas de fallos en las cosechadoras Austoft 7000 utilizadas en el sur de Irán, una región donde se presenta un clima seco, cálido y con suelos pesados. A partir del seguimiento de 24 máquinas durante 1800 horas de trabajo, los autores identificaron los rodillos de alimentación y el sistema hidráulico como los subsistemas más propensos a fallos, debido principalmente a su alta carga de operación y a la presión constante que soportan. Por otra parte, componentes como los ventiladores de extracción y los motores presentaron una menor incidencia de fallas, atribuida a su menor rango de cargas, exigencias mecánicas y a la aplicación de mantenimientos preventivos oportunos. El estudio concluye que mejorar la confiabilidad de

los sistemas más críticos podría tener un impacto significativo en el desempeño general de las cosechadoras.

En la misma línea de investigación [13], realizaron un estudio centrado en la confiabilidad operativa de cosechadoras de caña de azúcar en Ahvaz, Irán, con el objetivo de identificar patrones de falla y subsistemas críticos. La investigación sirvió de base para implementar políticas de mantenimiento fundamentadas en la confiabilidad, enfocadas en prevenir fallas recurrentes y mejorar la disponibilidad operativa. Los reportes técnicos señalaron al sistema hidráulico como el más propenso a fallos, especialmente en bombas, tuberías y conexiones, elementos esenciales para la estabilidad de presión.

El análisis por subsistemas mostró distintos comportamientos de las tasas de falla (FR).

- **Subsistema hidráulico** presentó una alta tasa inicial (0.133 fallas/hora), disminuyendo a 0.07 tras 600 horas, pero con un repunte significativo posterior, reflejando una fase de burn-in de aproximadamente 300 horas y una tasa promedio de 0.101 fallas/hora. Este patrón evidencia una necesidad creciente de mantenimiento conforme avanza su vida útil.

- **Subsistema mecánico** mostró una mayor estabilidad, con una tasa inicial de 0.06 fallas/hora, reducida a 0.04 tras su burn-in de 200 horas, manteniéndose luego con bajo índice de fallas hasta alcanzar 800 horas de operación.

- **Subsistema eléctrico** exhibió un comportamiento transitorio con un pico temprano de 0.02 fallas/hora, estabilizándose en 0.0066 fallas/hora luego de 900 horas, consolidando su confiabilidad con mínimas intervenciones.

En 2014 se realizó un análisis estructural mediante elementos finitos sobre el chasis de una máquina agrícola destinada al corte de hojas de caña de azúcar, con el objetivo de mejorar la mecanización en terrenos complejos. El estudio evaluó al chasis bajo diversas condiciones de carga, incluyendo fuerzas de inercia, fricción con el suelo, peso propio, motor, batería y carga útil, identificando que el estado de movimiento representaba el escenario más crítico, ya que se presentan varias fuerzas actuando al mismo tiempo. El análisis estático, realizado con acero Q235, determinó una tensión máxima de 19.6 MPa, valor considerablemente inferior al límite elástico del material (235 MPa), confirmando su viabilidad estructural. Además, el análisis modal estimó que las frecuencias naturales del chasis estaban por debajo de las frecuencias de excitación externas, evitando fenómenos de resonancia y asegurando estabilidad operativa. Los mayores desplazamientos nodales se localizaron en la parte superior del chasis, lo que permitió identificar zonas clave para futuras mejoras en el diseño [6].

Dada la aparición de fallas por fatiga en las soldaduras del chasis de la cosechadora de caña, resulta esencial estudiar cómo se comportan estas uniones bajo distintas condiciones de carga. En ese sentido, un estudio realizado en el presente año [34] evaluó la resistencia a fatiga de soldaduras en acero S700 sometidas a cargas de amplitud variable y a diferentes niveles de tensión media. Las probetas fueron sometidas a ensayos experimentales con espectros de carga construidos mediante distribución normal y ciclos definidos, considerando

efectos de sobrecarga, relajación de tensiones residuales y secuencia de carga. Los resultados revelaron que la tensión media tiene un efecto crítico en la vida a fatiga, alcanzando una mejora del 63 % en condiciones de baja tensión media (VAmin) respecto a carga constante. Además, se demostró que los modelos estándar como Palmgren-Miner con $D = 1$ resultan excesivamente conservadores frente a métodos más avanzados como el enfoque 4R, que incorpora análisis elastoplásticos locales y corrección de tensión media. El estudio concluye que las cargas de pico inducen relajación de tensiones residuales beneficiosa para la resistencia a la fatiga, lo cual debe considerarse en el diseño de uniones soldadas sometidas a condiciones variables.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo general

Extraer y evaluar el estado de esfuerzos en el chasis de la cosechadora de caña John Deere CH570 en puntos críticos bajo condiciones operativas reales.

2.2 Objetivos específicos

- Desarrollar un protocolo de pruebas que incluya la preparación de insumos, manejo de equipos y correcta instalación de Strain gauges, considerando las variables operacionales que afectan el desempeño del chasis de la cosechadora (cambios de temperatura y demás), con el fin de obtener mediciones de alta confiabilidad para el análisis de esfuerzos.

- Identificar hasta tres áreas críticas del chasis, mediante revisión histórica de mantenimiento y técnicas de instrumentación, para evaluar los factores que influyen en su desempeño y durabilidad.

- Analizar los datos obtenidos para evaluar la vida útil a fatiga de la pieza en los puntos de medición.

- Proponer recomendaciones basadas en los resultados obtenidos para optimizar el diseño del chasis.

3 MARCO TEÓRICO

3.1 Cosechadora de caña

Las máquinas cosechadoras de caña de azúcar se dividen en dos categorías principales: las cosechadoras de tallo entero y las cosechadoras picadoras [6]. La cosechadora picadora es la más utilizada debido a su mayor estabilidad y eficiencia [8], ya que, bajo las mismas condiciones de trabajo, puede cosechar una mayor cantidad de caña en comparación con la cosechadora de tallo entero [6].

Como se ilustra en la *Figura 5*, el sistema de cosechadora picadora incluye varios componentes: un descogollador que corta las puntas de la caña, eliminando las hojas y arrojándolas al lado de las hileras de cosecha; un cortador base compuesto de dos discos con múltiples cuchillas ancladas que cortan los tallos de caña a aproximadamente 30 mm sobre el nivel del suelo; un mecanismo de alimentación que transporta los tallos hacia el interior de la máquina mediante rodillos; un sistema troceador compuesto de dos tambores con cuchillas que dividen el tallo en segmentos de 20 a 40 cm, un extractor primario equipado con un ventilador para eliminar materiales residuales como las hojas; un elevador que transporta la caña picada por un conducto hasta la parte superior del vagón de descarga; y un extractor secundario ubicado en la parte final del elevador [4][5].

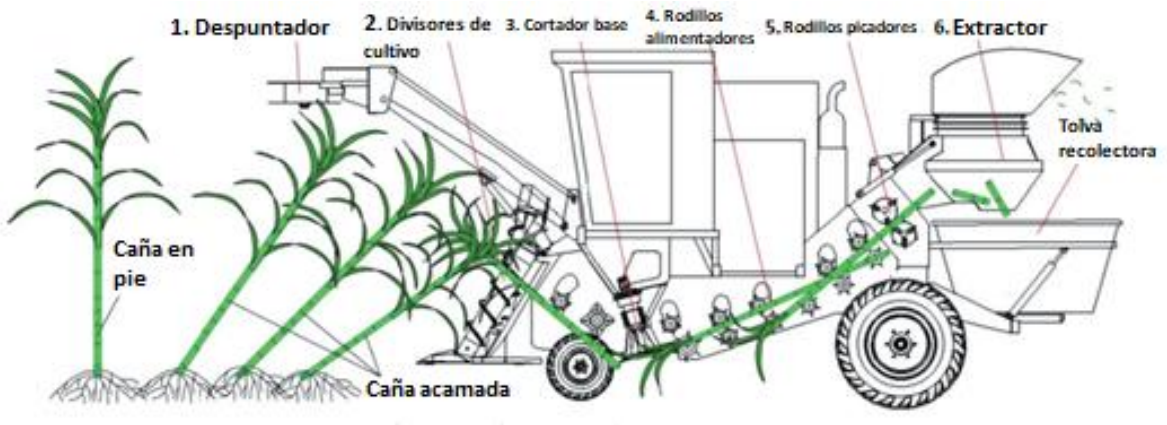


Figura 5. Máquina cosechadora de caña (1- Descogollador, 2- Divisores de cosecha. 3- Cortador base, 4- Rodillos de alimentación. 5- Rodillos picadores, 6- Extractores). Fuente [9]

A pesar de la implementación de tecnologías modernas en estas máquinas, aún se requieren mejoras para aumentar su eficiencia. Esto se debe a diversas desventajas de la cosecha mecánica, como el incremento de impurezas en la cosecha y las pérdidas en el campo [10], la menor calidad de corte [11][12], la aceleración del deterioro en la calidad del azúcar, el daño a los brotes que resulta en tocones fragmentados [12], y las prolongadas pausas de mantenimiento que comprometen la productividad de la planta.

En la *Figura 6* se ve la tasa de fallas en función del tiempo para los diferentes subsistemas de la cosechadora de caña.

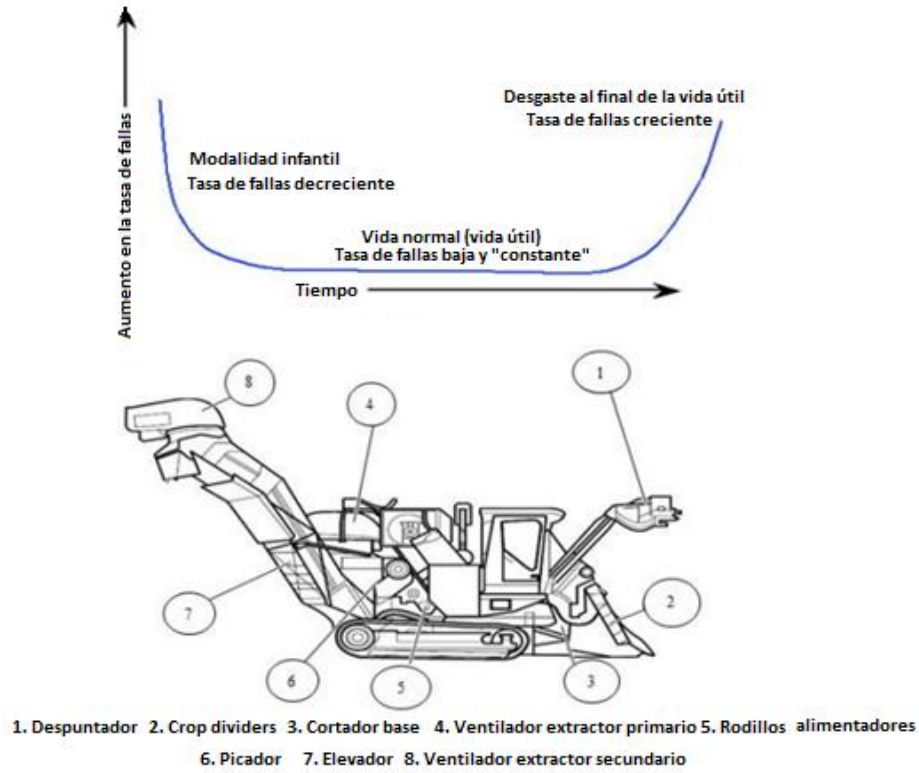


Figura 6. Curva de la "bañera" en confiabilidad para cosechadora de caña según el componente de cada subsistema. Fuente [13]

La tasa de falla tiene diferentes etapas que se explican a continuación [13]:

- **Mortalidad infantil con tasa de fallos decreciente:** Se caracteriza por una alta tasa de fallas iniciales, típicamente debido a defectos de fabricación, errores de ensamblaje o falta de ajustes óptimos al comenzar a usar el equipo. Después de la fase de mortalidad infantil, la tasa de fallas empieza a disminuir conforme los componentes defectuosos se reemplazan y el equipo se estabiliza en condiciones normales de operación.

- **Vida normal (vida útil) con tasa de fallas baja y constante:** Se refiere a la segunda fase de la curva de la bañera de la tasa de fallas de un equipo. Durante la vida útil de la máquina o de sus componentes, el equipo opera de manera confiable y ha superado la fase inicial de fallas tempranas, las fallas son menos frecuentes y si ocurren son de manera aleatoria. La tasa de fallas se estabiliza y se mantiene baja, indicando que el equipo es confiable y las fallas ocurren solo ocasionalmente.

- **Fase de desgaste por fin de vida útil (tasa de fallas creciente) :** Se refiere a la etapa final de la vida útil de un equipo, como una cosechadora de caña, en la cual las fallas se vuelven más frecuentes debido al desgaste acumulado y al deterioro de sus componentes. Esta etapa representa el fin de la vida útil del equipo o de sus partes principales, donde los componentes han sido sometidos a un uso prolongado y muestran signos significativos de desgaste. Lo que se traduce en un incremento de

los paros no programados y reparaciones necesarias. En esta etapa, los costos de mantenimiento y reparación suelen ser altos, y las fallas pueden ser más graves o catastróficas.

3.2 Fatiga

La fatiga es la disminución de la resistencia o falla de un material debido a un esfuerzo repetitivo que puede estar por encima o debajo de la resistencia a la fluencia.

El proceso de fatiga se puede dividir en tres etapas principales [14]. En una etapa inicial, se producen cambios microestructurales iniciando o nucleando grietas pequeñas, después, la grieta se propaga de manera gradual a medida que la carga se repone, finalmente, cuando las grietas han crecido hasta tal punto que la sección neta resistente es insuficiente para llevar la carga aplicada, se produce una fractura final, la cual puede exhibir características dúctiles o frágiles según la naturaleza del material.

Las causas del daño por fatiga pueden ser las siguientes:

- Cargas cíclicas
- Defectos superficiales y microestructurales
- Concentradores de esfuerzo
- Condiciones de ambiente y operación (Corrosión)

Para que el proceso de fatiga evolucione, generalmente se requiere que el esfuerzo principal (σ_1) sea de tracción durante una parte del ciclo de carga, favoreciendo así la apertura de la grieta. Aunque la iniciación puede estar dominada por esfuerzos cortantes, la componente de tracción en los esfuerzos principales es crítica para el avance de la de grieta hasta la falla final.

3.3 Curva S-N

3.3.1 Resistencia a la fatiga y límite de fatiga

El estudio del límite y la resistencia a la fatiga se establecen a partir del comportamiento de materiales bajo cargas cíclicas, gracias a ensayos realizados por Wöhler en el siglo XIX, quien introdujo los ensayos de flexión rotatoria para evaluar aleaciones usadas en ejes ferroviarios. Posteriormente, el aporte de numerosos investigadores permitió identificar modos de falla distintos según el nivel de esfuerzo aplicado; esto motivó la creación de estándares ASTM (E466-E468) que determinan la vida a fatiga en función de la amplitud del esfuerzo. En dichos ensayos se emplean probetas lisas con una sección reducida, sometidas a cargas cíclicas de tracción-compresión o flexión. En materiales como aceros dulces y pocas aleaciones de cobre, la curva esfuerzo-vida (S-N) muestra un comportamiento plano (vida infinita - fatigue limit), conocido como “articulación de rodilla” a partir de cerca de 10^6 a 10^7 ciclos. En cambio, en materiales no ferrosos, aleaciones y aceros inoxidables como las fundiciones presentan resistencia a la fatiga (no tienen vida infinita - fatigue

strength), provocando que una baja magnitud de tensión para el mismo número de ciclos provoque una fractura.

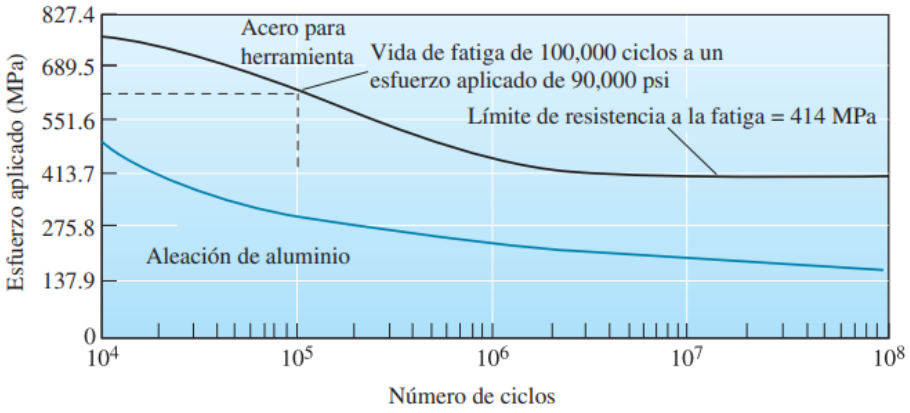


Figura 7. Curva S-N para dos materiales. Fuente [14].

3.3.2 Límite de fatiga bajo esfuerzos uniaxiales completamente invertidos

Uno de los parámetros más importantes en el diseño estructural orientado a la larga vida a fatiga es el límite de fatiga, este valor varía según diferentes factores como el acabado superficial, tamaño del componente, tipo de carga, temperatura, ambiente (corrosivo o no), tensiones medias y residuales, además de la presencia de concentradores de esfuerzo. La mayoría de las pruebas y datos de fatiga tipo S-N en la literatura consisten en resistencia a la fatiga completamente reversibles (esfuerzo promedio igual a cero).

Una forma común de comparar la resistencia a fatiga de distintos materiales es a través de la relación de fatiga (S_f/S_u), definida como el cociente entre el límite de fatiga (S_f) y la resistencia última a la tracción (S_u). En estudios experimentales realizados bajo condiciones ideales de laboratorio (carga alternante completamente reversada y ambiente no corrosivo), esta relación ha mostrado valores que varían típicamente entre 0.25 y 0.65, dependiendo del tipo de aleación.

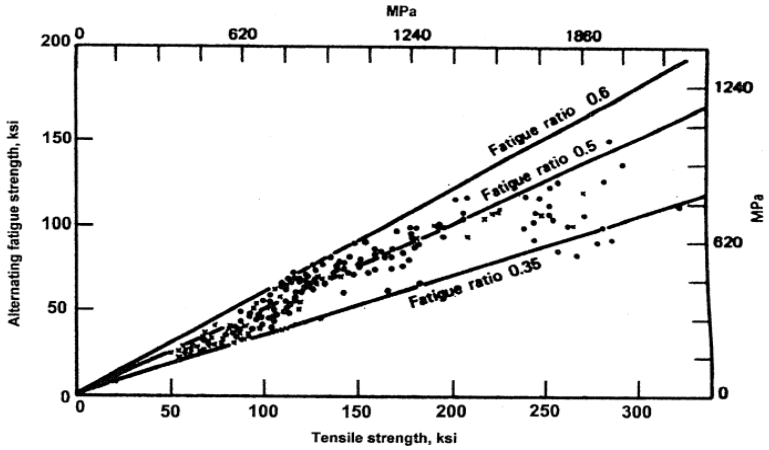


Figura 8. Relación entre la resistencia a la fatiga en flexión sin muesca y la resistencia última a la tracción para aceros al carbono (10^7 a 10^8 ciclos). Fuente [15]

Para los aceros modernos de alta resistencia (con S>1400MPa), el límite de fatiga no es tan bajo como el mostrado en la Figura 9, debido a la menor presencia de inclusiones y otras impurezas, lo que implica también menos sitios de nucleación de grietas. La resistencia a la fatiga de estos aceros más limpios depende más de la resistencia del material que del contenido de inclusiones o porosidad. Los datos de aceros al carbón similares mostrados en la Figura 9 pueden generalizarse en bandas esquemáticas, se observa que para probetas con muescas o expuestas a corrosión presentan límites de fatiga más bajas que las probetas sin muescas. Este comportamiento requiere de gran parte de estudio en el diseño por fatiga, ya que representan condiciones de operación reales que afectan drásticamente el límite de fatiga.

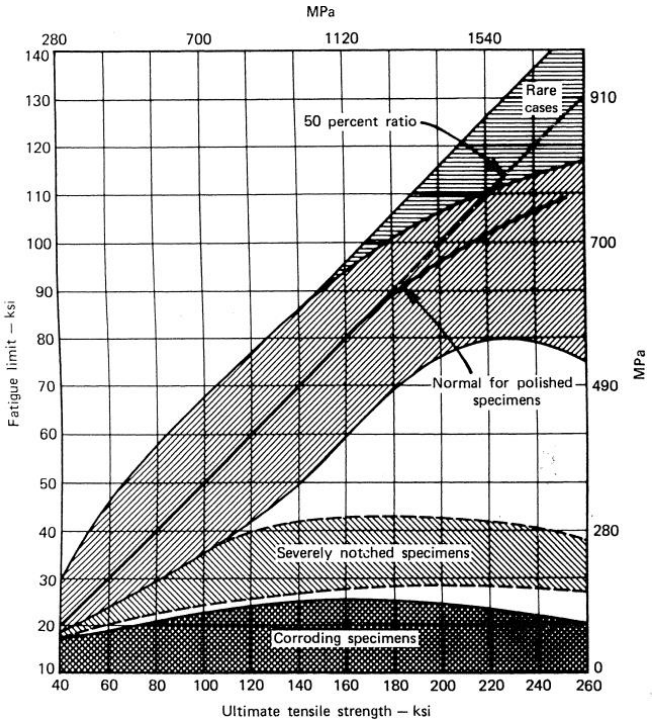


Figura 9. Relación general entre el límite de fatiga y la resistencia a la tracción para probetas de acero pulidas sin muescas, con muescas y corroídas. Fuente [15]

3.3.3 Curva S-N general en aceros

Dado que los ensayos de fatiga son complejos y los resultados pueden variar por las condiciones de operación, se han realizado numerosos estudios para establecer un umbral confiable en las cargas aplicadas. Se ha comprobado que, por debajo de este umbral, el material puede soportar un número indefinido de ciclos sin presentar fallas. A este límite se le conoce como límite de fatiga o límite de resistencia a la fatiga, y normalmente se encuentra entre el 35 % y el 50 % de la resistencia última a la tracción del material, Cabe resaltar que, para esta condición, se deben cumplir las siguientes propiedades [24].

$$\sigma'_e = 0.5\sigma_{ult} \quad ; \quad \sigma_{ul} \leq 1400MPa \tag{1}$$

$$\sigma'_e = 100kpsi \quad ; \quad \sigma_{ult} > 200kpsi \tag{2}$$

$$\sigma'_e = 700MPa \quad ; \quad \sigma_{ul} > 1400MPa \tag{3}$$

Para aceros, σ_{ult} puede ser aproximado con la dureza Brinell (HB) de la siguiente manera:

$$\sigma_{ult} = 3.45HB\ en\ MPa \tag{4}$$

$$\sigma_{ult} = 0.5HB\ en\ ksi \tag{5}$$

La Figura 10 muestra curvas generales y razonables de vida a fatiga media S-N basadas en aproximaciones de línea recta en escala log-log. Basquin en 1910.

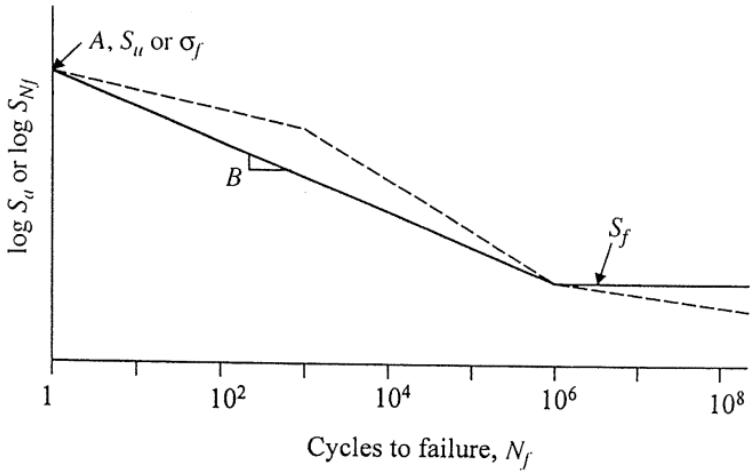


Figura 10. Curvas S-N tipo Basquin. Fuente [15]

3.3.4 Ecuación de Basquin

Muchos aceros de alta resistencia, aleaciones de aluminio y otros materiales no siguen típicamente un límite de fatiga (como indica la articulación de rodilla en aceros comunes). En estos casos, la amplitud de esfuerzo ($\Delta\sigma$) continúa disminuyendo conforme aumenta el número de ciclos. Para materiales sin un límite de fatiga claramente definido, se suele establecer un límite de resistencia a la fatiga convencional como el valor de esfuerzo que el material puede soportar durante al menos 10^7 ciclos [23].

Si se representa la curva esfuerzo-vida (S-N) en una escala logarítmica, donde se grafica la amplitud de esfuerzo verdadera en función del número de ciclos o de inversiones de carga hasta la falla ($2N_f$), se observa comúnmente una relación lineal. Esta relación es descrita por la ecuación de Basquin (1910), que vincula la amplitud de esfuerzo en un ensayo de fatiga completamente reverso y de amplitud constante con el número de ciclos a la falla:

$$\sigma_a = \sigma_{NF} = A\left(N_f\right)^b \tag{6}$$

Donde:

- σ_a es un esfuerzo alternante aplicado
- σ_{NF} es el esfuerzo completamente reversible (R = -1), resistencia a fatiga a N_f ciclos
- A es el coeficiente y representa el valor de σ_a o σ_{NF} en un ciclo
- B es el exponente o pendiente de la curva S-N en escala log-log. No obstante, los valores de B deben usarse con reversiones, $2N_f$, no con ciclos, N_f, en la ecuación de Basquin.

3.4 Expansión térmica

Un átomo que gana energía térmica y comienza a vibrar se comporta como si tuviera un radio atómico más grande; aumenta la distancia promedio entre los átomos y, por lo tanto, se incrementan las dimensiones totales del material. El cambio en dimensiones del material Δl por unidad de longitud está dado por el coeficiente lineal de expansión térmica α.

$$\alpha = \frac{l_f - l_0}{l_0(T_f - T_0)} = \frac{\Delta l}{l_0 \Delta T} \tag{7}$$

Donde T_0 y T_f son las temperaturas inicial y final y l_0 y l_f son las dimensiones inicial y final del material. Un coeficiente volumétrico de expansión térmica (α_v) también puede definirse para describir el cambio en volumen cuando se cambia la temperatura del material. Si el material es isótropo, α_v= 3α. Se usa un instrumento conocido como dilatómetro para medir el coeficiente de expansión térmica.

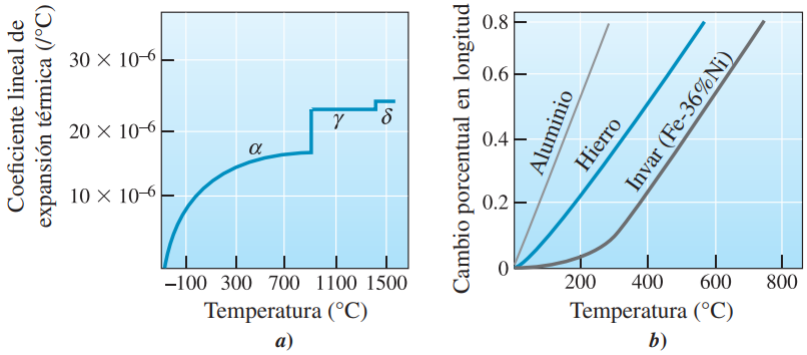


Figura 11. a) El coeficiente lineal de expansión térmica del hierro cambia abruptamente a temperaturas en las cuales se presenta una transformación alotrópica. b) La expansión del Invar es muy baja debido a las propiedades magnéticas del material a bajas temperaturas. Fuente [11]

3.5 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables

Teniendo claro las diversas componentes de esfuerzo asociadas con una sección sometido a esfuerzo fluctuantes, es posible variar el esfuerzo y su amplitud para observar el comportamiento de la resistencia a la fatiga, para esto, se han desarrollado criterios de fatiga para tensiones medias de tracción. Los criterios más relevantes y usados son los de Goodman

(1899) Gerber (1874) y Soderberg (1930) y en menor medida Langer (1940) con ASME elíptica (1950) representados en la Figura 12.

A medida que más datos se generalizaron, se hizo evidente que un lugar geométrico de fatiga, en vez de ser una "cerca", era más bien como una zona o banda en donde se podía estimar la probabilidad de falla. El criterio de falla de Goodman se incluye porque:

- Es una línea recta y el álgebra es lineal y fácil.
- Se grafica fácilmente, para cada problema.
- Expone aspectos sutiles de discernimiento en problemas de fatiga.
- Las respuestas se pueden escalar a partir de los diagramas, como una verificación del álgebra.

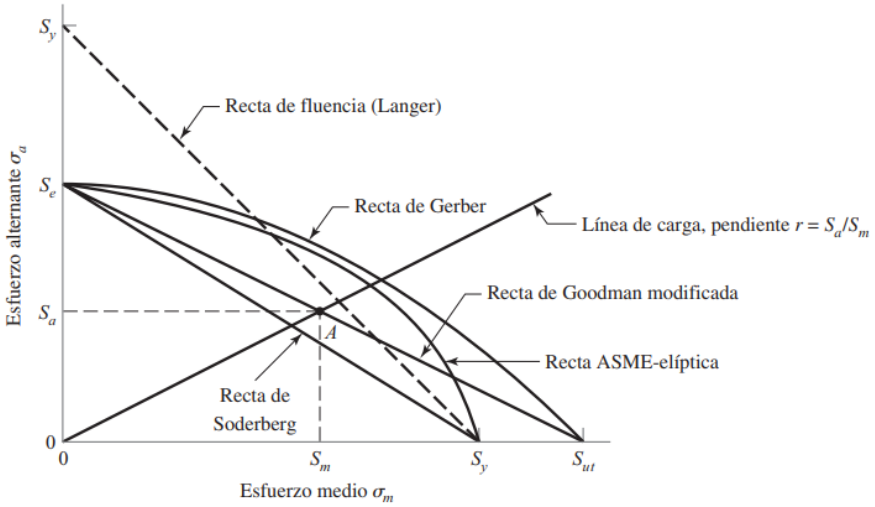


Figura 12. Criterios de fatiga con tensiones medias de tracción. Fuente [24]

Podemos ver que el punto A representa un punto límite con una resistencia alternante S_a y una resistencia media S_m. La pendiente de la línea de carga que se muestra se define como r = Sa/Sm.

La curva de Gerber describe una parábola simétrica con respecto al eje de esfuerzos medios. Aunque algunos puntos de fallo pueden quedar por debajo de esta línea, en muchos casos estos se deben a factores externos al material, como pequeñas excentricidades en la carga o vibraciones inesperadas durante los ensayos. La ecuación de la parábola de Gerber es la siguiente.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}}\right)^2 = 1 \qquad (8)$$

Por otra parte, Goodman busca simplificar el análisis respecto a esfuerzos combinados. En su origen fue conocido como la línea de Goodman modificada, hoy se utiliza ampliamente con un enfoque conservador para comportamientos del material frente a cargas cíclicas con componente media y su ecuación es:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ult}} = 1 \quad (9)$$

A diferencia de Gerber y Goodman, el enfoque de Soderberg es aún más restrictivo, ya que no permite que las tensiones superen el límite elástico del material. Esto lo hace especialmente adecuado en el diseño de componentes donde no se acepta deformación plástica, como en muchas piezas mecánicas críticas. Soderberg propuso una línea recta que actúa como umbral de seguridad frente a la fluencia desde el primer ciclo de carga.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1 \quad (10)$$

El criterio geométrico de fluencia al primer ciclo de Langer se emplea en conexión con el lugar geométrico de fatiga:

$$\sigma_a + \sigma_m = \sigma_y \quad (11)$$

Criterio de falla de ASME-Elíptica se expresa como

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_y}\right)^2 = 1 \quad (12)$$

3.6 Daño acumulativo

3.6.1 Método Palmgren-Miner

La falla por fatiga causada por cargas alternantes es uno de los temas más relevantes en la investigación y pruebas de la durabilidad por fatiga en piezas y componentes mecánicos. Miner fue el primero en proponer un criterio de daño acumulado que puede explicar el mecanismo de falla por fatiga en materiales metálicos. Las investigaciones posteriores han demostrado que cuando la secuencia de aplicación de las cargas varía, existe una desviación significativa en el daño acumulado por fatiga predicho por el criterio de Miner. Por esta razón, es de extremada relevancia explorar el proceso de evolución del daño por fatiga acumulado [34]**.**

Aunque la suposición de daño lineal presenta objeciones válidas, como la omisión de efectos de secuencia e interacción de cargas que influyen de manera decisiva en la vida a fatiga. Palmgren y Miner ya eran conscientes de estas limitaciones cuando propusieron su criterio. Ellos optaron por una ley de daño promedio precisamente por su sencillez, y, a pesar de los avances en modelos no lineales basados en energía, curvas de daño, degradación de la resistencia y mecánica del daño continuo [34], ninguna de estas aproximaciones ha logrado capturar por completo la complejidad de las cargas de amplitud variable.

En consecuencia, la regla de daño lineal de Palmgren–Miner se mantiene como el método más simple y el más empleado en el análisis y diseño por fatiga, tanto para predecir la aparición de grietas como, en muchos casos, la vida total hasta la fractura [15].

3.6.2 Método analítico conteo de ciclos implementado en Matlab

El propósito de todos los métodos de conteo de ciclos es comparar el efecto de historias de carga de amplitud variable con los datos y curvas de fatiga obtenidos con ciclos de carga de amplitud constante simples. La aplicación de la regla de daño lineal, $\Sigma\eta/N_1 = 1$, requiere que conozcamos la condición (media y amplitud del esfuerzo o deformación) con la que debe compararse el evento dañino [15].

Este es el método de conteo de ciclos más conocido y probablemente el mejor, fue propuesto por primera vez por Matsuishi y Endo [15]. Con el historial de carga-tiempo, esfuerzo-tiempo o deformación-tiempo representado de tal forma que el eje del tiempo esté orientado verticalmente hacia abajo (*Ver Figura 13*), estos autores imaginaron las líneas que van horizontalmente desde una inversión hasta un rango sucesivo como gotas de lluvia cayendo por el techo de una pagoda, representado por la secuencia de picos y valles [15]. Por lo tanto, el método fue llamado "conteo de flujo de lluvia" (rainflow counting). Las reglas son:

1. Reorganizar el historial para comenzar con el pico más alto o el valle más bajo.
2. A partir del pico más alto (o del valle más bajo), descender hasta la siguiente inversión. El flujo de lluvia desciende y continúa a menos que la magnitud del pico siguiente (o del valle siguiente, si se comenzó desde el valle más bajo) sea igual o mayor que el pico (o valle) desde el cual comenzó, o que se encuentre con un flujo de lluvia anterior.
3. Repetir el mismo procedimiento para la siguiente inversión y continuar estos pasos hasta el final.
4. Repetir el procedimiento para todos los rangos y partes de un rango que no fueron utilizados en los pasos anteriores.

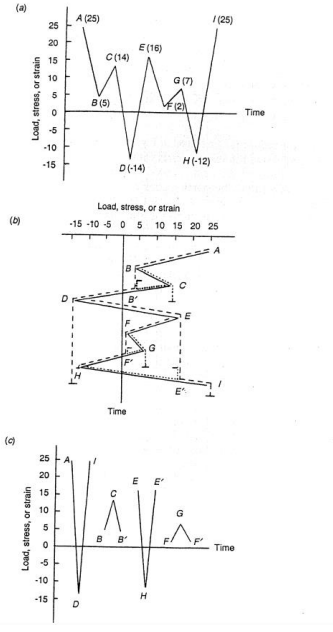


Figura 13. Ejemplo de conteo de flujo de lluvia. (a) Historial de carga, tensión o deformación. (b) Ilustración del conteo de flujo de lluvia. (c) Conteo resultante. Fuente [15]

3.7 Medición experimental de esfuerzos utilizando Strain Gauges

Una galga extensiométrica (strain gauge) es un alambre de un material conductor que al estirarse o contraerse cambia su resistencia eléctrica. Cuando ese alambre se pega sobre una pieza mecánica, el alambre se somete al mismo estiramiento o alargamiento al que está sometida la pieza debido a las cargas. La relación entre el cambio de resistencia (ΔR) sobre la resistencia inicial (R) y la deformación normal (ε) está dada por [16].

$$\frac{\Delta R}{R} = GF * \varepsilon$$

Donde GF es una constante que depende del material de la galga

Al conectar una galga a un puente de Wheatstone se obtiene una relación entre el voltaje de salida (v) y la deformación dada por:

$$v = \frac{GF}{4} E * \varepsilon$$

Donde E es el voltaje de excitación del puente. El cambio de voltaje puede ser registrado relativamente fácil utilizando una tarjeta de adquisición de datos con la cual se puede obtener los datos de esfuerzo en condiciones dinámicas, es decir se puede obtener la variación de esfuerzos con el tiempo y de esta manera evaluar el efecto de cargas relativamente rápidas como las producidas por impactos. Con estas historias de esfuerzos se puede hacer análisis a fatiga para predecir la vida de una pieza en el punto medido. Para esta predicción de vida a fatiga, cuando se tienen esfuerzos triaxiales, el método más utilizado es el de Wang & Brown [17], pero existen otros como el de los invariantes de esfuerzo [18] y el del plano critico [19], entre otros. Sin embargo, en trabajos previos [20, 21], se encontró que, dada la alta dispersión del fenómeno de fatiga, todos estos métodos producen resultados razonables y que incluso se puede analizar cada esfuerzo de manera independiente como si fuera un caso uniaxial para obtener resultados de vida a fatiga aproximada.

3.8 Fatiga en soldaduras

Las uniones soldadas en componentes y estructuras pueden realizarse mediante procesos a tope, de filete o por puntos, adoptando diversas formas, orientaciones y configuraciones de ensamblaje. Estas uniones, sin embargo, están expuestas a una serie de fenómenos que pueden comprometer significativamente sus propiedades mecánicas, en especial la resistencia a la fatiga, la cual puede reducirse hasta en un 25 %, dependiendo del tipo de soldadura y la presencia de discontinuidades. Dichas discontinuidades que pueden clasificarse como planas, volumétricas o geométricas, junto con la aparición de grietas originadas por las restricciones térmicas durante la solidificación del cordón, representan factores críticos en el desempeño estructural [15].

Asimismo, variables como el ángulo y la altura del refuerzo influyen directamente en la concentración de esfuerzos, pudiendo aumentar considerablemente el riesgo de iniciación y propagación de grietas por fatiga. Conscientes de la rigurosidad que exige este proceso de fabricación y del impacto que puede tener sobre la vida útil de los componentes, se han desarrollado esencialmente cuatro estrategias fundamentales orientadas a mejorar la resistencia a la fatiga en uniones soldadas [15].

A. Mejorar el procedimiento de soldadura
B. Modificar la microestructura del material.
C. Reducir las discontinuidades geométricas.
D. Inducir esfuerzos residuales compresivos en la superficie.

Estos cuatro métodos están interrelacionados, ya que mejorar el procedimiento de soldadura puede mejorar la microestructura, reducir las concentraciones de esfuerzo y modificar los esfuerzos residuales.

3.8.1 Estimación de vida en fatiga de las soldaduras

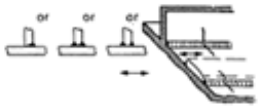
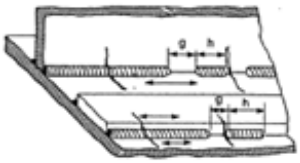
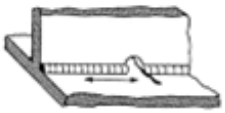
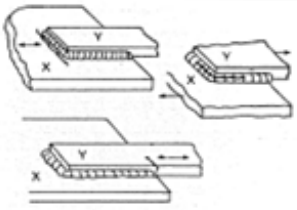
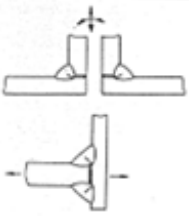
Los métodos generales para estimar la fatiga en soldaduras se abarcan tres formas: las curvas esfuerzo-vida (S-N), los modelos de deformación (ε-N) y los enfoques basados en propagación de grietas (da/dN–ΔK). Las curvas S-N, obtenidas a partir de ensayos específicos en juntas soldadas, son hoy en día el pilar del diseño a fatiga de soldaduras, pues permiten correlacionar directamente la amplitud de esfuerzo con el número de ciclos hasta falla y gracias a diagramas de Haigh o Goodman modificados, relacionar el efecto del esfuerzo medio. Cuando la carga varía en amplitud, este método se complementa de forma natural con algoritmos de conteo de ciclos (por ejemplo, Rainflow) y la regla lineal de Miner, ofreciendo una predicción sencilla, siendo el método más común para el diseño contra fatiga en soldaduras [15].

No obstante, en la práctica de soldaduras se añaden complejidades que no siempre aparecen en los ensayos de probeta, como lo son: La concentración de esfuerzo en la geometría de la soldadura (factor de entalla, K_f), el campo multiaxial residual generado durante el enfriamiento y las propiedades de fatiga propias de la zona soldada (límite S_f, módulo de Basquin, etc.). Por eso, en este marco teórico se adopta el enfoque S-N como base por su robustez y disponibilidad de curvas normalizadas para soldaduras.

3.8.2 Códigos y estándares de diseño de fatiga de piezas soldadas

La norma BS 7608 [27], publicada por el British Standards Institution, es un código de diseño de soldaduras integral que incorpora disposiciones sobre fatiga en normas para puentes de carreteras y ferrocarriles, grúas y estructuras marinas. Es aplicable a muchos campos de la ingeniería y proporciona ocho clases de curvas S-N de diseño para diferentes soldaduras de acero estructural. Las clases son B, C, D, E, F, F2, G y W, y sus descripciones típicas y ejemplos de clasificación se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Clases de soldadura estándar BS 7608. Fuente [27]

Clase	Descripción y ejemplo de clase. (Las flechas indican la dirección de la carga)	Curva	$N_f \leq 10^7$ m	$N_f \leq 10^7$ C	$N_f = 10^7$ $2S_f$ MPa
B	Soldadura a tope con penetración completa y sin respaldo (sin tira de respaldo). Refuerzo de soldadura esmerilado al ras. 	Media	4.0	2.34×10^{15}	124
		Media -2DS		1.01×10^{15}	100
C	Uniones soldadas de filete a tope realizadas por uno o ambos lados. Soldadura automática sin ciclos de parada y arranque 	Media	3.5	1.08 X 10^14	102
		Media -2DS		4.22×10^{13}	78
D	Soldadura a tope transversal que une dos placas simples. Perfil de sobreespesor (sobrerrelleno) con ángulo $\mu > 150°$. 	Media	3.0	3.99×10^{12}	74
		Media -2DS		1.52×10^{12}	53
E	Soldaduras de filete intermitentes con relación g/h < 2,5 	Media	3.0	3.29×10^{12}	69
		Media -2DS		1.04×10^{12}	47
F	Soldadura de filete en el aligeramiento (cope hole), con el cordón continuando alrededor de los extremos de la placa o no. 	Media	3.0	1.73×10^{12}	56
		Media -2DS		6.33×10^{11}	40
F_2	Soldadura a tope o de filete de penetración parcial 	Media	3.0	1.23×10^{12}	50
		Media -2DS		4.3×10^{11}	35
G	Uniones traslapadas soldadas con filete entre placas o perfiles 	Media	3.0	5.66×10^{11}	38
		Media -2DS		2.50×10^{11}	29
W	Soldadura de penetración parcial. Se refiere a falla por fatiga a través de la garganta de la soldadura, basada en el rango de esfuerzos actuante en el área de la garganta. 	Media	3.0	3.68×10^{11}	33
		Media -2DS		1.6×10^{11}	25

Estos códigos y normas proporcionan información cuantitativa significativa sobre el diseño y la inspección de fatiga en soldaduras y se basan principalmente en curvas S-N desarrolladas a partir de pruebas en especímenes soldados tipo componente.

Las curvas S-N de diseño cuantitativo para cargas de amplitud variable se muestran en la Figura 14. Estas ocho curvas S-N se recomiendan para el diseño a fatiga de la mayoría de las soldaduras de acero estructural. Están basadas en numerosas pruebas de fatiga

realizadas en una amplia variedad de configuraciones de soldadura, así como en distintos tipos de acero con diversas resistencias a la tracción y tensiones medias.

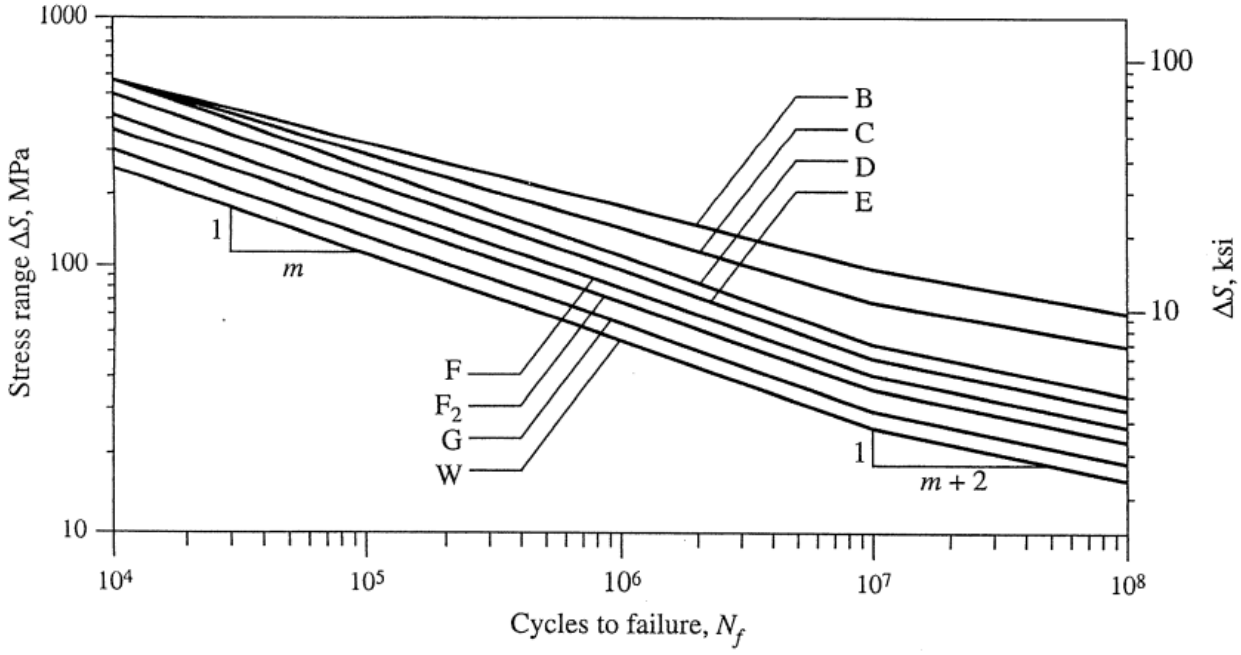


Figura 14. Curvas de diseño a fatiga S-N para soldaduras según la norma BS 7608 (media - 2 desviaciones estándar) bajo carga de amplitud variable en aceros [27]

Las curvas S-N de cada una de las ocho clases mostradas en la Figura 14 se modelan como líneas rectas en una escala logarítmica, de manera análoga a la ecuación de Basquin.

Sin embargo, en lugar del exponente, se usa la pendiente inversa m, como se define en la Figura 14, junto con el rango de esfuerzo nominal cerca del detalle de la soldadura, ΔS, en lugar de Sa. Para una vida a la fatiga superior a 10^7 ciclos, la ecuación S-N para una clase dada es:

$$N_f(\Delta S)^m = C \tag{13}$$

Donde m y C son constantes que dependen de la geometría de la junta soldada y de la dirección de los esfuerzos.

3.9 Entalla y sus efectos

El estudio de los efectos de las muescas o entalladuras ha sido un problema clave en el estudio de fatiga, pues, mediante pruebas y demostraciones en la literatura, se ha comprobado la importancia que tiene la geometría para la vida a fatiga. Según la posición de un orificio o entalla respecto al borde, la dirección del esfuerzo y la orientación de la carga, la vida útil puede reducirse de forma drástica, generando concentraciones locales de esfuerzo en la raíz de la muesca que pueden elevar el esfuerzo real varias veces sobre el esfuerzo nominal y en consecuencia, reducir la vida a fatiga en porcentajes significativos, dependiendo del material y las condiciones de carga [15].

Para comprender los efectos de las muescas y las formas de mitigarlos, deben considerarse cinco parámetros.

1. Concentraciones de esfuerzos y deformaciones
2. Gradientes de esfuerzo
3. Efectos del esfuerzo medio y esfuerzos residuales
4. Fluencia local.
5. Nucleación y crecimiento de grietas

3.9.1 Concentraciones, gradientes de esfuerzo y deformación

Las muescas concentran los esfuerzos y las deformaciones. El grado de concentración es un factor determinante en la resistencia a la fatiga de las piezas con muescas. Este se cuantifica mediante el factor de concentración elástica de esfuerzos (K_t). Cabe mencionar que este valor es válido mientras el material no supere el límite elástico.

$$K_t = \frac{\sigma}{S} = \frac{\varepsilon}{e}; Siempre\ y\ cuando\ \frac{\sigma}{\varepsilon} = Constante = E \quad (14)$$

Donde σ y ε representan el esfuerzo y la deformación locales en la muesca, respectivamente, mientras que S y e representan el esfuerzo y la deformación nominales. El valor de K_t depende de la relación entre el diámetro del orificio y el ancho de la lámina.

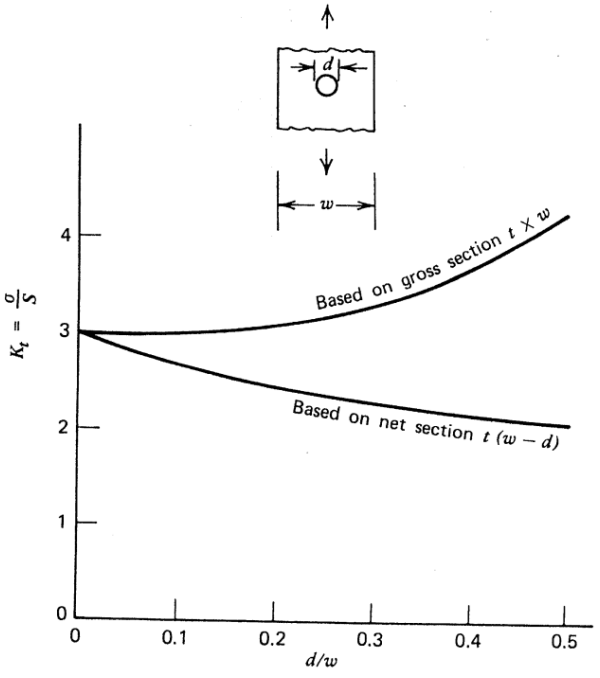


Figura 15. Factor de concentración elástica de esfuerzos para un orificio circular central en una lámina. [15]

En la *Figura 16* se ilustra el caso clásico de una lámina con un orificio circular sometida a tracción uniforme, donde se observa que el esfuerzo local en la dirección **y**, justo en el borde del agujero (x/r = 1), alcanza un valor aproximadamente tres veces mayor que el esfuerzo nominal aplicado. Este fenómeno define el factor de concentración de esfuerzos $K_t = 3$ para este tipo de geometría, evidenciando como un detalle geométrico tiene influencia en la distribución de esfuerzos, acelerando una falla por fatiga.

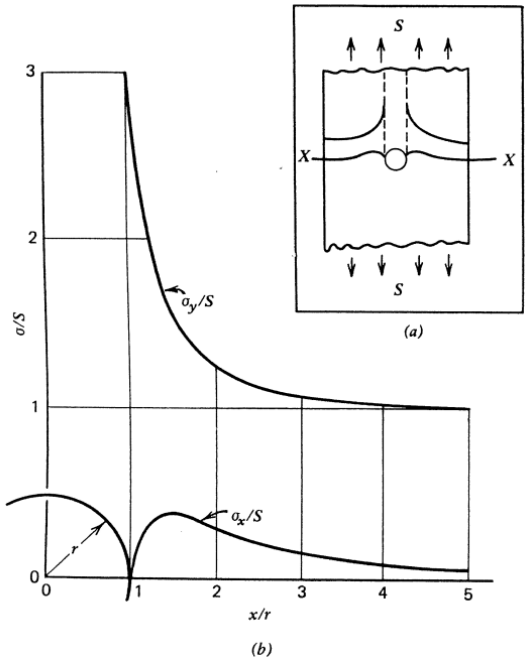


Figura 16. Distribución de esfuerzos alrededor de un agujero en una lámina sometida a tracción uniforme. [15]

3.10 Enfoque S-N para elementos con muescas

3.10.1 Sensibilidad a la entalla y el factor de entalla por fatiga.

La resistencia a la fatiga con muesca depende no solo del factor de concentración de esfuerzos (K_t), sino también de otros parámetros como el radio de la muesca, la resistencia del material, los niveles de esfuerzo medio y alternante.
El cociente entre las resistencias a la fatiga del espécimen liso y del espécimen con muesca, basado en la razón de los esfuerzos alternantes, se denomina factor de entalla por fatiga K_f

$$K_f = \frac{Resistencia\ a\ la\ fatiga,pieza\ lisa}{Resistencia\ a\ la\ fatiga,pieza\ entallada} \tag{15}$$

Por lo tanto, el factor de entalla por fatiga K_f no es necesariamente igual al factor elástico de concentración de esfuerzos K_t.

Los valores de K_f para R = -1 (carga completamente alternante) generalmente varían entre 1 y Kt (donde K_t se define con base en el área neta), dependiendo de la sensibilidad a la muesca del material, parámetro que se define como q, en la siguiente ecuación:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \tag{16}$$

Cuando q es igual a cero (ó K_f =1) indica ausencia de sensibilidad a la muesca, mientras que un valor de q igual a 1 (o K_f=K_t) indica sensibilidad total. Por lo tanto, el factor de entalla por fatiga K_f puede expresarse en función de la sensibilidad a la muesca del material q como:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \tag{17}$$

Neuber (1958) desarrolló la siguiente fórmula aproximada para el factor de entalla por fatiga en condiciones de carga completamente reversibles (R = −1):

$$q = \frac{1}{1+\sqrt{\frac{\rho}{r}}} \qquad \text{Ó} \qquad K_f = \frac{K_t - 1}{1+\sqrt{\frac{\rho}{r}}} \tag{18}$$

Donde r es el radio en la raíz en de la muesca, a es una longitud a es una longitud característica del material, relacionada con su microestructura y ductilidad, la longitud característica ρ depende del material.

Peterson (1953) observó que también se podían obtener buenas aproximaciones para R = −1 usando una fórmula empírica muy similar.

$$q = \frac{1}{1+\frac{a}{r}} \qquad \text{Ó} \qquad K_f = \frac{K_t - 1}{1+\frac{a}{r}} \tag{19}$$

Donde a es una longitud característica del material distinta a la de Neuber, dichos valores fueron tabulados por Peterson. Para aceros, existe una relación empírica entre la resistencia a la tracción última S_u y el parámetro a.

$$a = 0.0254\left(\frac{2070}{S_u}\right)^{1,8} \quad Con\ S_u\ en\ MPa\ y\ a\ en\ mm \tag{20}$$

$$a = 0.001\left(\frac{300}{S_u}\right)^{1,8} \quad Con\ S_u\ en\ ksi\ y\ a\ en\ in \tag{21}$$

Debe tenerse en cuenta que las fórmulas utilizadas para estimar Kf, como las de Neuber y Peterson, son empíricas. Estas fórmulas, junto con las longitudes características de material asociadas, expresan el hecho de que, para muescas grandes con radios grandes, debemos esperar que Kf sea casi igual a Kt; pero para muescas pequeñas y afiladas, podemos encontrar que Kf≪Kt (es decir, un pequeño efecto de muesca) en metales con comportamiento dúctil, aunque Kf permanece alto en metales de alta resistencia.

En general, los metales duros suelen ser más sensibles a la muesca que los metales blandos.

El efecto de la muesca en el enfoque esfuerzo-vida (S–N) se tiene en cuenta modificando la curva S–N del material sin muesca, mediante el uso del factor de entalla por fatiga, Kf [15].

3.11 Modelo de fatiga multiaxial

La predicción de la vida a fatiga de elementos sometidos a cargas de amplitud variable ha sido ampliamente estudiada en la literatura. No obstante, cuando se trata de estados de carga diferentes al uniaxial, el fenómeno de fatiga presenta una alta dispersión, incluso bajo condiciones experimentales controladas. Por este motivo, hasta la fecha no existe un consenso claro en la comunidad académica sobre la superioridad de un modelo frente a otros y continúan desarrollándose nuevas propuestas teóricas y aplicaciones orientadas a mejorar la capacidad predictiva de estos modelos [18].

En este marco, Bannantine y Socie propusieron el uso del método de conteo de ciclos rainflow para contar los ciclos, el cual puede aplicarse tanto al historial de deformación por corte como al de deformación normal, según el mecanismo de falla predominante del material. Por su parte, Wang y Brown desarrollaron un método de conteo de ciclos multiaxial basado en deformaciones, fundamentado en el concepto de deformación relativa equivalente. Luego, Chen et al. introdujeron un enfoque de plano crítico que incorpora una función de ponderación, con el fin de predecir la vida a fatiga de bajo ciclo bajo condiciones de carga multiaxial de amplitud variable. Dong et al. presentaron un método de rango máximo dependiente de la trayectoria (PDMR) para calcular la vida a fatiga bajo cargas multiaxiales de amplitud variable [22].

El uso de modelos de fatiga multiaxial permite aproximar el comportamiento de manera más real el comportamiento de los componentes sometidos a condiciones de servicio complejas, reconociendo las limitaciones que conlleva cada enfoque teórico.

3.11.1 Método de fatiga de Wang y Brown

Para la evaluación de fatiga bajo estados de carga multiaxiales de amplitud variable, se implementa el procedimiento propuesto por Wang y Brown, este método considera la interacción de las tensiones normales y cortantes en diferentes planos del material, permitiendo identificar el plano de máximo daño o “plano crítico”.

El procedimiento de cálculo se divide en tres etapas: definir la ecuación de daño, procesar la historia de carga y encontrar el plano crítico.

3.11.2 Parámetro de daño

El modelo propone una expresión matemática que suma la amplitud de la deformación por corte con la variación de la deformación normal. Adicionalmente, incluye un factor *S* para ajustar qué tan sensible es el material al crecimiento de grietas. La vida a fatiga ($2N_f$) se calcula resolviendo la siguiente ecuación [17]:

$$\frac{\left(\frac{\Delta\gamma_{max}}{2}\right)+S(\varepsilon_n^*)}{1+\nu'+(1-\nu')S} = \frac{\sigma_f'-2\sigma_{n,mean}}{E}(2N_f)^b + \varepsilon_f'(2N_f)^c \quad (22)$$

Donde:

ε_n^*: Deformación normal entre puntos de inflexión adyacentes de la deformación cortante máxima en el plano crítico

ν': Modulo de Poisson

E: Módulo de rigidez

b: Exponentes de resistencia a la fatiga de Basquin

c: Exponente de ductilidad a la fatiga

$\Delta\gamma_{max}$: Rango máximo de tensión de corte en el plano crítico

σ_f': Coeficiente de resistencia a la fatiga

ε_f': Coeficiente de ductilidad a la fatiga

S: Factor de peso

3.11.3 Historial de carga para conteo cíclico (deformación equivalente)

Dado que las cargas varían en el tiempo y actúan en varias direcciones, el primer paso es convertir todos esos datos en una sola señal representativa para poder contar los ciclos. Para esto, se usa la deformación equivalente [17].

Como paso previo al conteo de ciclos, es necesario identificar el punto de mayor severidad dentro de la historia de carga. Para ello, el algoritmo localiza el instante t_A en el cual la deformación equivalente alcanza su valor máximo y, posteriormente, reorganiza la secuencia de datos de forma que el análisis se inicie desde dicho punto:

$$\varepsilon_{eq}(t = t_a)$$

$$= \max_{0\le t_e} \frac{1}{\sqrt{2}(1+\nu')}\sqrt{(\varepsilon_x-\varepsilon_y)^2+(\varepsilon_y-\varepsilon_z)^2+(\varepsilon_z-\varepsilon_x)^2+\frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2+\gamma_{yz}^2+\gamma_{zx}^2)} \quad (23)$$

3.11.4 Determinación del plano crítico

Adicionalmente, se evaluaron las deformaciones en diferentes planos (1° a 180° con paso unitario) con el fin de identificar el plano crítico. Para cada orientación se calculó el rango máximo de deformación por corte y a partir de este, la deformación normal entre puntos de inflexión adyacentes. También se determinó el esfuerzo normal medio y los rangos de esfuerzo y deformación asociados, necesarios para la estimación del daño.

Para ello, las deformaciones medias se transforman matemáticamente a un plano definido por un ángulo θ, mediante las siguientes expresiones [17]:

$$\varepsilon_\theta = \frac{\varepsilon_x+\varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x-\varepsilon_y}{2}\cos(2\theta) + \frac{\gamma_{xy}}{2}\sin(2\theta) \quad (24)$$

$$\frac{\gamma_\theta}{2} = \frac{\varepsilon_x-\varepsilon_y}{2}\sin(2\theta) - \frac{\gamma_{xy}}{2}\cos(2\theta) \quad (25)$$

El algoritmo barre todos los ángulos posibles para encontrar aquel $\Delta\gamma$ es máximo (el plano crítico) y extrae de allí los valores listados arriba para calcular el daño.

3.12 Criterio DNV para fatiga multiaxial (DNVGL-RP-C203)

De acuerdo con Larsen et al., la práctica recomendada por DNV (DNVGL-RP-C203, 2019) establece una formulación de tensión equivalente para evaluar la fatiga bajo cargas multiaxiales no proporcionales en zonas cercanas a uniones soldadas. Este criterio se define mediante la siguiente ecuación [37]:

$$\Delta\sigma_{DNVGL} = \gamma\sqrt{\Delta\sigma_x^2 + 0{,}81\Delta\tau_{xy}^2} \quad (26)$$

Donde:

- $\Delta\sigma_x$ y $\Delta\tau_{xy}$ son los rangos de tensión normal y cortante, respectivamente.
- γ (Factor de penalización): Es un coeficiente introducido para considerar el efecto dañino de las cargas no proporcionales. A diferencia del factor *CV* del *IIW*, el estándar DNV no proporciona un valor explícito para γ, indicando que debe determinarse a partir de la literatura considerando el tipo de material, el ángulo de fase y la relación entre tensiones normales y cortantes

4 METODOLOGÍA

Con el fin de evaluar el comportamiento a fatiga del chasis, se implementaron equipos de adquisición de datos en una cosechadora de caña John Deere CH570. Las pruebas se llevaron a cabo en un predio perteneciente al ingenio INCAUCA

4.1 Protocolo de pruebas

Este estudio incluye la implementación de instrumentación basado en Strain Gauges, lo que permite registrar las deformaciones y esfuerzos. El análisis de estos datos permite identificar si las cargas aplicadas superan los valores admisibles para la estructura o si existen condiciones que puedan comprometer su integridad a lo largo del tiempo.

4.1.1 Ubicación de las galgas

Para registrar los estados de esfuerzo en el chasis de la cosechadora, se seleccionaron las secciones más críticas a partir de reportes de mantenimiento correctivo. En cada uno de los perfiles estructurales se instalaron galgas (Strain Gauges) de dos tipos: uniaxiales y tipo roseta orientadas a 0, 45 y 90 grados. Estos sensores fueron adheridos en puntos estratégicos

mostrados en la Figura 18 donde previamente se habían detectado grietas asociadas a posibles fallas por fatiga, especialmente en zonas con soldaduras de reparación.

4.1.2 Esfuerzos áreas críticas

Los tres puntos donde se realizaron las mediciones y se extrajeron los datos para el análisis posterior fueron los siguientes:

- Punto 1: Ubicado en el lado izquierdo de la lámina, próximo al cordón de soldadura.
- Punto 2: Situado en la parte central de la lámina, cerca de la lámina de refuerzo que se encuentra soldada.
- Punto 3: Localizado en el lado derecho de la sección longitudinal de la lámina, también próximo al cordón de soldadura.



Figura 17. Ubicación sensores. Cosechadora de INCAUCA [Autor]

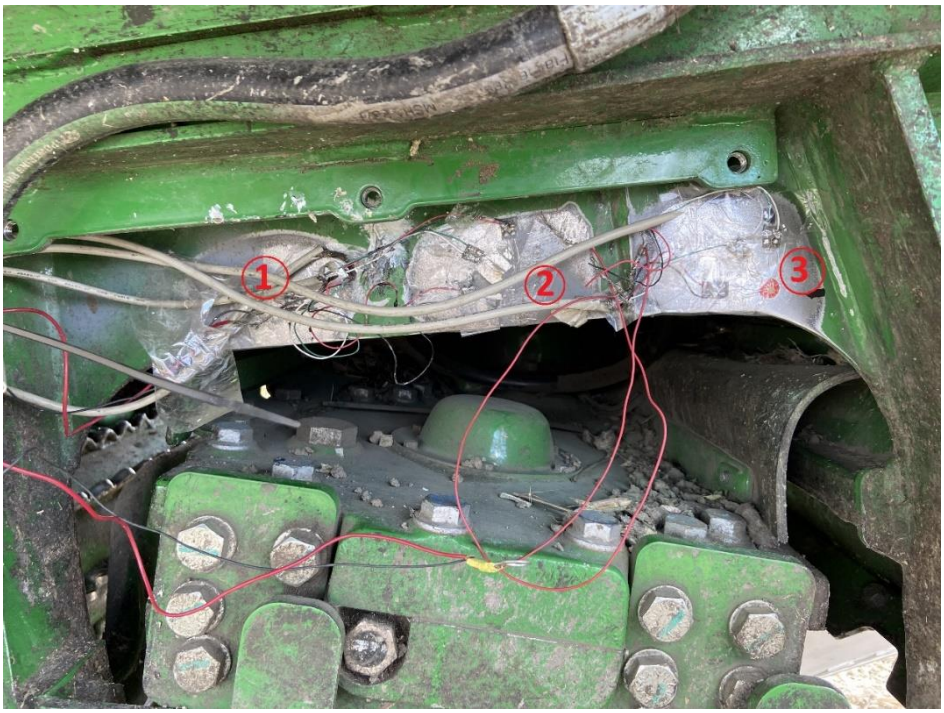


Figura 18. Ubicación de sensores en la sección longitudinal de la lámina. Cosechadora de INCAUCA [Autor]

Los puntos 1, 2 y 3 están ubicados cerca del ensamble de los rodillos de alimentación, (*Ver Figura 3* para observar las fallas mecánicas). En las zonas 2 y 3 se colocaron rosetas para registrar deformaciones y tensiones axial, tangencial y cortante, mientras que en la zona 1 se empleó un sensor que mide exclusivamente la deformación axial. Las señales registradas por los Strain gauges fueron adquiridas mediante el sistema de adquisición de datos TML204R (Tokyo Measuring Instruments Laboratory Co., Ltd., Japón), con una frecuencia de muestreo de 1KHz.

4.1.3 Desarrollo de la prueba

De acuerdo con la metodología establecida, a continuación, se detallan los pasos a seguir en cada una de las etapas del proceso.

1. **Primera etapa**: Evaluación, preparación e instrumentación zonas críticas, previo a la operación.

a. Selección previa de los puntos de instalación de las galgas extensiométricas, identificando las zonas críticas y registrando imágenes de referencia.
b. Preparación de las superficies, lijado manual con lijas desde 50 hasta 1000 aumentando progresivamente, limpieza con thinner y posteriormente con acetona para asegurar una correcta adhesión.
c. Pegado de las galgas extensiométricas utilizando adhesivo de tipo cianoacrilato (Super Bonder, marca Loctite) .

d. Cableado y conexión de los sensores, soldando las conexiones con cautín
e. Señalización de cables e instalación de conectores para asegurar una identificación clara y ordenada.
f. Instalación de una termocupla cerca a uno de los Strain gauges.
g. Instalación de los sistemas de adquisición de datos, conectando los sensores al equipo de medición y verificando su funcionamiento.

2. **Segunda etapa:** Extracción de microdeformaciones. Cosechadora lista para la operación en campo

a. Se estaciona la máquina al borde del cultivo. Con la cosechadora lista para iniciar a cortar el surco y verificar previamente la correcta recepción de señales.
b. Se enciende la máquina y se inicia el corte en el primer recorrido en simultaneo con los dispositivos de adquisición de datos. Al finalizar, se guardan los datos registrados.
c. La máquina continúa operando durante 7 minutos adicionales, tras lo cual se realiza una nueva medición en otro recorrido y se almacenan los datos.
d. Se desinstalan los sistemas de adquisición de datos y los conectores. Los cables se aseguran en una zona protegida para evitar daños por partes móviles de la máquina.

4.1.4 Recursos

- Equipo humano:

- **Motorista:** Operador de la cosechadora (Ingenio)

- **Personal técnico**: Encargado de la revisión, preparación de la cosechadora (Lijar) y ayuda en la instalación del equipo para la adquisición de datos (Ingenio).

- **Personal de Cenicaña:** Persona encargada de la coordinación y realización de las pruebas.

- Equipos y Software:

a. Strain Gauges - Tokio Sokki Kenkyujo FLA-10-11: Este sensor está diseñado para medir deformaciones en una sola dirección en materiales y estructuras. Se adhiere a la superficie del objeto de estudio, detecta cambios en la longitud debido a cargas aplicadas, permitiendo evaluar esfuerzos y analizar el comportamiento estructural bajo diversas condiciones.
b. **Strain Gauges - Tokio Sokki Kenkyujo FRA-10-11:** Este sensor cuenta con tres galgas extensométricas orientadas a 0°, 45° y 90°, lo que le permite medir deformaciones en tres direcciones. Al igual que el modelo FLA, se adhiere a la superficie del material y registra las variaciones en la longitud debidas a las cargas

aplicadas, facilitando así un análisis más completo del estado de esfuerzos y del comportamiento estructural.

c. **Fuente de energía:** Para el correcto funcionamiento del equipo para la adquisición de datos se debe contar con una fuente de energía que supla los requerimientos que brinda el fabricante, en este caso (DC 10V-12V – 0.4A) [2]
d. **Medidor de deformaciones Smart Dynamic Strain Recorder DC-204R:** Para la recolección de datos, se utilizará el Smart Dynamic Strain Recorder DC-204R / DC-204R, un sistema avanzado de adquisición de datos diseñado para la medición de deformaciones dinámicas en estructuras sometidas a carga. Este equipo permite la captura y procesamiento de señales provenientes de Strain Gauges [2].
e. **Computador portátil**: Para almacenar los datos recolectados mediante software.
f. **Cosechadora**: Para cosechar caña de azúcar (Ingenio).

4.1.5 Recomendaciones

Se definen las siguientes recomendaciones en los componentes y sistema electrónico de la cosechadora para obtener los parámetros óptimos

Tabla 3. Recomendación de parámetros y configuración de los componentes-sistema electrónico de la cosechadora. Fuente [Autor].

Parámetro	Rango / Estado
Juego de cuchillas basales	Nuevas
Juego de cuchillas trozadora	Nuevas
Velocidad de avance	Menor a 3.8 km/h
Sistema inteligente CICB	Activado (flotación y altura automática)
Sistema FIELD CRUISE	Activado (regulación de carga motor)
Sistema SMART CLEAN	Activado (velocidad angular extractor primario)
Sistema HMS	Activado (regulación automática en cabeceras)

La siguiente tabla resume de forma clara y estructurada el proceso de toma de decisiones que conforma el protocolo de pruebas establecido.

Tabla 4. Matriz de decisión secuencial para el protocolo de pruebas. Fuente [Autor].

Paso	Actividad	Condición para avanzar	Resultado esperado	Validación	
				✓	✗
1	Preparación de superficie	Superficie limpia, sin residuos	Pulido uniforme, inspección visual satisfactoria		
2	Posicionamiento de galga	Alineación con cinta transparente	Ángulos bien definidos (0°, 45°, 90°)		
3	Pegado de galga	Sin burbujas, buena presión de pegado	Galga firme y bien centrada		
4	Soldadura de pads y conexión	Pads soldados sin cortos	Conectores firmes y sin continuidad con chasis		
5	Aislamiento eléctrico	Cinta bien colocada, sin pliegues	Aislación confirmada con tester		
6	Verificación eléctrica	Tester da resistencia esperada	Valor medido cercano a 120		
7	Protección anticorrosiva	Aplicación uniforme de pintura	Cubre toda el área excepto foil		
8	Instalación de termocupla	Epóxico aplicado y fijación firme	Sensor bien pegado y estable		
9	Medición de longitud de cable	Medido desde galga hasta entrada	Longitud correcta sin tensión		
10	Verificación con sistema de adquisición	Lectura activa en software	Respuesta ante carga o temperatura		

4.2 Obtención de las deformaciones y esfuerzos

En la viga del chasis donde se ensamblan los rodillos de alimentación, se implementó un sistema de medición basado en galgas extensométricas dispuestas en configuración de 1/4 de puente. Esta configuración, ampliamente utilizada en entornos de instrumentación industrial por su simplicidad, permite obtener deformaciones con una eficiencia de señal moderada, aunque sin compensación térmica directa [34]. Se registraron deformaciones en una y tres direcciones, $\varepsilon_1, \varepsilon_{45°}, \varepsilon_2$, con dichas deformaciones se calculó la deformación angular γ_{12}.

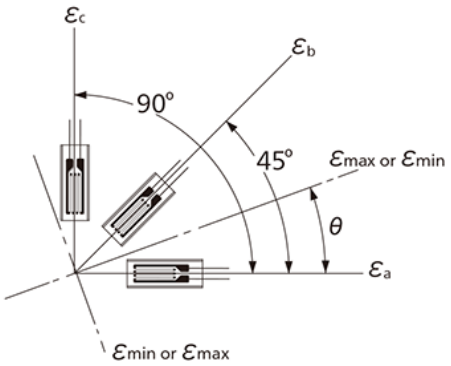


Figura 19. Strain Gauge triaxial.

Donde:

$\varepsilon_1 = \varepsilon_a = \varepsilon_x$

$\varepsilon_2 = \varepsilon_c = \varepsilon_y$

$\varepsilon_{45°} = \varepsilon_b$

$$\gamma_{12} = 2 \cdot \varepsilon_{45°} - \varepsilon_y - \varepsilon_x \quad (27)$$

Luego, bajo la hipótesis de esfuerzo plano, se calcularon los esfuerzos actuantes empleando las ecuaciones constitutivas del material, permitiendo así caracterizar con precisión el estado tensional en la zona crítica de la estructura. Se considera un coeficiente de Poisson de v =0.3 y un módulo de rigidez de E =205GPa

$$\sigma_{11} = \frac{E}{1-v^2}(\varepsilon_{11} + v\varepsilon_{22}) \quad (28)$$

$$\sigma_{22} = \frac{E}{1-v^2}(\varepsilon_{22} + v\varepsilon_{11}) \quad (29)$$

$$\sigma_{12} = \frac{E}{1-v}\varepsilon_{12} = \frac{E}{2(1+v)}\gamma_{12} = G\gamma_{12} \quad (30)$$

4.2.1 Sistema de coordenadas y componentes de esfuerzo.

Para garantizar claridad en la interpretación de los esfuerzos medidos en los puntos críticos, se establece el marco de referencia mostrado en la *Figura 20*.

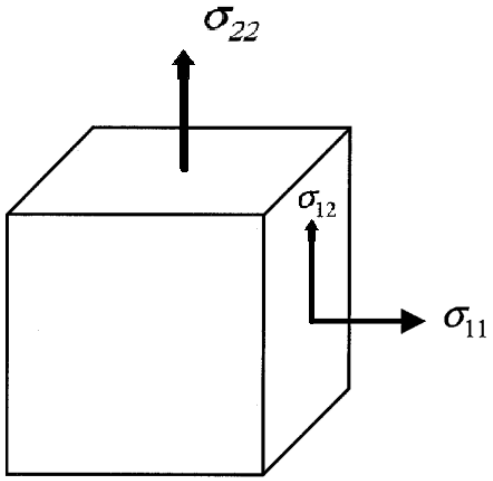


Figura 20. Sistema de coordenadas para la identificación de dirección de esfuerzos en los puntos instrumentados.

Donde, σ_{11} se denominarán esfuerzos axiales o normales en dirección X, σ_{22} se denominarán esfuerzos en dirección tangencial o normales en dirección Y, σ_{12} se denominarán esfuerzos cortantes.

4.3 Curva S-N

4.3.1 Prueba dureza Brinell

Considerando que para construir la curva S-N y aplicar el modelo de fatiga uniaxial se requiere el esfuerzo último (S_{ut}) y el límite de fatiga (S_e). Aunque aún no se tiene el rango de esfuerzos que opera la pieza que conforma el chasis, es de relevancia realizar pruebas de dureza Brinell a una muestra de material tomada de la cosechadora y se estimó el esfuerzo último con la ecuación [24]:

$$\sigma_{ult} \cong 3.45HB \pm 0.2HBMPa \tag{31}$$

4.3.2 Límite de fatiga

Se ha comprobado que las pruebas para definir los límites de resistencia a la fatiga se preparan con mucha precaución y en unas condiciones muy controladas, esto se ve reflejado en la diferencia de valores para un elemento mecánico o estructural, respecto a los límites de fatiga obtenidos en laboratorio, los aspectos que marcan mayor diferencia incluyen: Material, manufactura, entorno y diseño.

El investigador Joseph Marin identificó factores que incorporan los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La cuestión respecto de ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas. La ecuación de Marin es la siguiente.

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_w \sigma'_e \tag{32}$$

Donde:

a) k_a factor de modificación por la condición superficial
b) k_b factor de modificación por el tamaño
c) k_c factor de modificación por la carga
d) k_d factor de modificación por la temperatura
e) k_e factor de confiabilidad
f) k_f factor de modificación por efectos varios
g) k_w factor de soldadura
h) σ'_e Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
i) σ_e Se límite de resistencia en la ubicación critica

4.3.2.1 Coeficientes modificativos

Teniendo claro los parámetros a los cuales está sometida el chasis, es posible definir los valores para cada coeficiente.

a) **Acabado superficial o rugosidad:** Se consideraron los parámetros del coeficiente en función del acabado superficial de Marin a partir de los datos recolectados por Lipson y Noll [24], tomando valores de constantes de A = 4,51 y B = -0.265 para un caso de laminado en frio. Finalmente, se obtiene un factor de 0.83.

b) **Factor de tamaño:** La estructura tiene diferentes medidas de los perfiles rectangulares**,** sin embargo, para la viga que se instrumentó y que soporta los rodillos de alimentación, se considera un valor de diámetro efectivo $d_e = 0.90$ [24] y se toma un valor de k_b= 0.88.

c) **Factor de carga :** Se consideró que el perfil de la cosechadora soporta cargas axiales y de flexión, tomando un valor para este factor de 0.75 [24].

d) **Fiabilidad:** Se consideró una fiabilidad. de 99%, obteniendo un valor correspondiente de 0.814 [25]

e) **Choque:** Se consideró que las cargas no son graduales, la cosechadora sufre choques intermitentes por las condiciones del suelo y maniobras de conducción como lo son el arranque, freno, compactación, así que, el coeficiente de choque se considera en el rango de choques fuertes tomando un valor de 0,5 [25].

f) **Temperatura**: Se consideró el promedio de temperatura en la cual registra el sensor, con valores que rodean los 90-100°C, usando la tabla de efecto de la temperatura en operación en la resistencia a la tensión del acero, tomando un valor de 95° se obtiene un valor de 1.023 para este factor [24].

g) **Soldadura:** Con base en la consulta realizada con el personal de soldadura del ingenio, se determinó que las uniones presentes en la zona analizada corresponden a soldaduras a filete y a tope, ejecutadas desde uno o ambos lados sin paradas ni reinicios. Sin embargo, estas uniones no reciben tratamientos térmicos posteriores y se realizan en condiciones ambientales poco controladas, por estos motivos se generan cambios metalúrgicos, tensiones residuales, concentración de tensiones, grietas, poros y defectos superficiales [25]. El valor de este coeficiente puede variar entre 0,5 y 0,85. Los valores más altos se presentan cuando la soldadura se ejecuta con especial cuidado, incluyendo un enfriamiento lento y un tratamiento de alivio de tensiones. En el caso analizado, se considera que la soldadura posee una buena calidad, aunque no se le aplicó ningún tratamiento posterior, por lo que se adopta un valor de 0,67.

h) **Otros efectos:** Este coeficiente engloba los efectos ambientales. En esta aplicación el chasis de la cosechadora está sometido condiciones de desgaste complejos, como lo son partícula dura, deformación y corrosión, razón por la que se considera un coeficiente por corrosión de 0.8 [24].

4.4 Modelo de fatiga uniaxial

Aunque los puntos donde se realizaron las mediciones están sometidas a un estado de esfuerzo plano, el método de análisis utilizado en este trabajo de grado consiste en analizar por separado cada uno de los esfuerzos como si fueran estados de esfuerzo uniaxial [31]. Este planteamiento reduce de manera importante la complejidad de los cálculos y arroja resultados aceptables dada la alta dispersión del fenómeno de fatiga.

A partir de los esfuerzos medidos sobre el perfil estructural de la cosechadora, se observó que la señal presenta una historia de carga con componentes alternantes y una variabilidad significativa en los valores de esfuerzos medios. Dado que dicha señal no corresponde a una carga simple o periódica, fue necesario aplicar un tratamiento computacional completo para su reducción y análisis por fatiga.

Inicialmente, se realizó un proceso de discretización o binning, donde se aproximaron los valores de esfuerzo a múltiplos de una tolerancia establecida, con el fin de reducir el ruido numérico. Seguidamente, se aplicó un filtro de umbral mínimo (histéresis), cuyo objetivo fue eliminar pequeñas fluctuaciones de esfuerzo (del orden de 0.1-0.3MPa) asociadas al ruido de medición, que no presentan variaciones reales de carga. Esta técnica permitió centrar el análisis en los eventos de carga relevantes desde el punto de vista de la acumulación de daño. Luego, la señal fue procesada para identificar los puntos de inversión (reversals), necesarios para preparar los datos antes de aplicar el método de conteo de ciclos Rainflow. Esta etapa permitió descomponer la señal en ciclos individuales caracterizados por su amplitud ($\Delta\sigma$), esfuerzo medio y número de repeticiones.

Para facilitar el cálculo de daño acumulado, los ciclos obtenidos fueron agrupados en intervalos de amplitud o tiers de $\Delta\sigma$, y se contó cuántas veces se presentó cada rango de esfuerzo. A partir de esta clasificación, se estimó el daño parcial asociado a cada grupo, considerando su contribución relativa a la vida útil del componente.

Finalmente, se aplicó la regla de daño acumulado de Palmgren-Miner, la cual establece que el daño total es la suma de los daños parciales de cada rango, definidos como la razón entre el número de ciclos experimentados y el número de ciclos a la falla para dicho rango. Esta metodología permitió cuantificar el desgaste acumulado del componente en función de su historial real de carga.

4.5 Daño acumulado

4.5.1 Método de Palmgren-Miner

El método de Palmgren-Miner cuantifica el daño por fatiga acumulado al relacionar cada ciclo de tensión con amplitud variable respecto su vida útil correspondiente. En la práctica, las galgas extensométricas registran la señal de tensión durante la operación de recorrido para un surco, que luego se procesa para identificar y contar los ciclos de diferente amplitud. A cada amplitud se le asigna un número de ciclos hasta falla obtenido de la ley

esfuerzo-vida (modelo de Basquin), y para cada nivel se calcula la fracción de daño. Finalmente, Cuando la suma de las fracciones de daño iguala o supera el valor de 1, se considera que la falla por fatiga es inminente.

Debido al contexto del problema, se establece que los efectos de secuencia no se consideran, ya que se utiliza una curva S-N como entrada principal, la cual es la mejor fuente de información, reflejando factores como concentraciones de esfuerzo, uniones, condiciones superficiales, etc.

4.5.2 Estimación de vida a fatiga de las soldaduras

Despejando el número de ciclos usando el rango de tensión nominal cerca del detalle de la soldadura, se debe definir las constantes que hacen parte de la ecuación de fatiga en soldaduras, para esto, según la norma B7608 la configuración que más se ajusta a las condiciones de unión entre perfiles para la estructura del chasis es la clase C “Uniones soldadas a filete y a tope realizadas desde uno o ambos lados. Soldadura automática sin paradas ni reinicios”, esta información se confirmó mediante una consulta directa con el jefe de taller agrícola, correspondientes a esfuerzos transversales a la dirección de la soladura.

Donde
$M = 3.5$
$c = \ 1.08 \text{ x } 10^{14}$

Finalmente, la predicción de la vida a fatiga se lleva acabo de la siguiente manera.

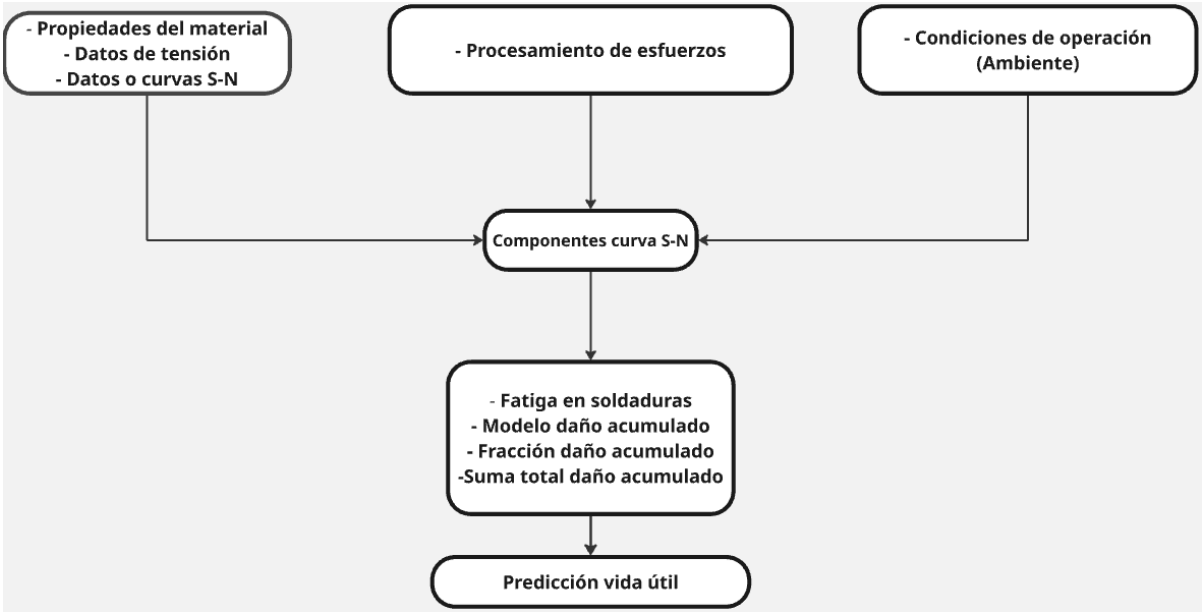


Figura 21. Pasos secuenciales para predecir la vida a fatiga basados en la curva S-N. Fuente [Autor]

4.6 Modelo de fatiga multiaxial

Considerando que para la posición 2 (sin cordón de soldadura a su alrededor) y posición 3 se dispone del tensor completo de deformaciones (0°, 45° y 90°), es posible aplicar el modelo y ecuaciones de fatiga multiaxial de Wang y Brown mencionadas en la sección *3.11.* Cabe señalar que este modelo está formulado para el comportamiento del material base bajo carga multiaxial y no específicamente para detalles soldados, no obstante, en la posición 3 se emplea para evaluar el estado local del material en la cercanía del cordón de soldadura.

A partir de esta información, los datos obtenidos alimentaron el algoritmo para calcular la historia de deformación equivalente y localizar el evento dominante en el tiempo (Punto A). Este procedimiento preliminar fue necesario para organizar la señal y dar inicio al proceso iterativo (1° a 180° con un paso unitario) de búsqueda del plano crítico.

Mediante el procesamiento de la historia de carga el código identificó los ciclos de carga y extrajo, para cada uno de ellos, los parámetros relevantes que se desarrollan en el plano de falla. Como resultado de las iteraciones, se obtuvieron las matrices de amplitud de deformación por cortante máxima ($\Delta\gamma_{max}/2$), los rangos de esfuerzo normal y cortante ($\Delta\sigma_n, \Delta\tau_n$) y el esfuerzo normal medio ($\sigma_{n,m}$)

La etapa final se centró en el cálculo de la vida útil. Un aspecto clave en esta fase fue la sincronización de las historias de carga, esto garantizó la correspondencia física entre el estado tensional y la deformación en cada instante del análisis.

Para resolver la ecuación 22 del parámetro daño de Wang-Brown, la cual no permite despejar la variable de vida (N_f) de manera directa, se programó un algoritmo de solución numérica iterativa. Este módulo ajusta progresivamente el valor de vida para cada ciclo hasta satisfacer la igualdad con un margen de error mínimo (convergencia), permitiendo así calcular el daño individual y acumular el total según la regla lineal de Miner

5 RESULTADOS

5.1 Prueba dureza Brinell

Se realizó la prueba de dureza a una probeta del material base del chasis de la cosechadora con el durómetro Vickers en la zona donde se ensamblan los rodillos de alimentación, para el cual se usó un identador de diamante (pirámide cuadrada de 136°) y una carga de 98,07N. Se realizaron 3 mediciones para tomar un valor promedio de mayor confiabilidad y finalmente se obtuvo una dureza de 170HV, usando las tablas de conversión de la norma ASTM E140-29, se obtiene un valor de 169HB. Se estimó el esfuerzo último utilizando la ecuación 31 presentada en la sección 4.3.1, dando como resultado 583,05 MPa.

5.2 Límite de fatiga modificado

El valor del límite de fatiga modificado se determinó a partir de los coeficientes de corrección propios de la estructura de la cosechadora. El esfuerzo a flexión alterna se calculó empleando la ecuación 1, que corresponde a la forma general simplificada para aceros, obteniéndose un esfuerzo a flexión alterna de 291,52MPa.
Posteriormente, se calculó el límite de fatiga modificado, cuyo valor fue de 40,38 MPa. Con los valores del esfuerzo último y del límite de fatiga modificado, se construyó la curva S-N generalizada para aceros (ver Figura 22).

5.3 Curva S-N material base

Se obtiene la curva S–N del material base del chasis de la cosechadora a partir del diagrama generalizado para aceros *(Ver Figura 22)*. Primero se realizó una prueba de dureza Brinell para determinar su resistencia última y, sobre esa base, se aplicaron los factores de corrección necesarios al límite de fatiga (Endurance limit), obteniendo finalmente un valor de 40,38 MPa.

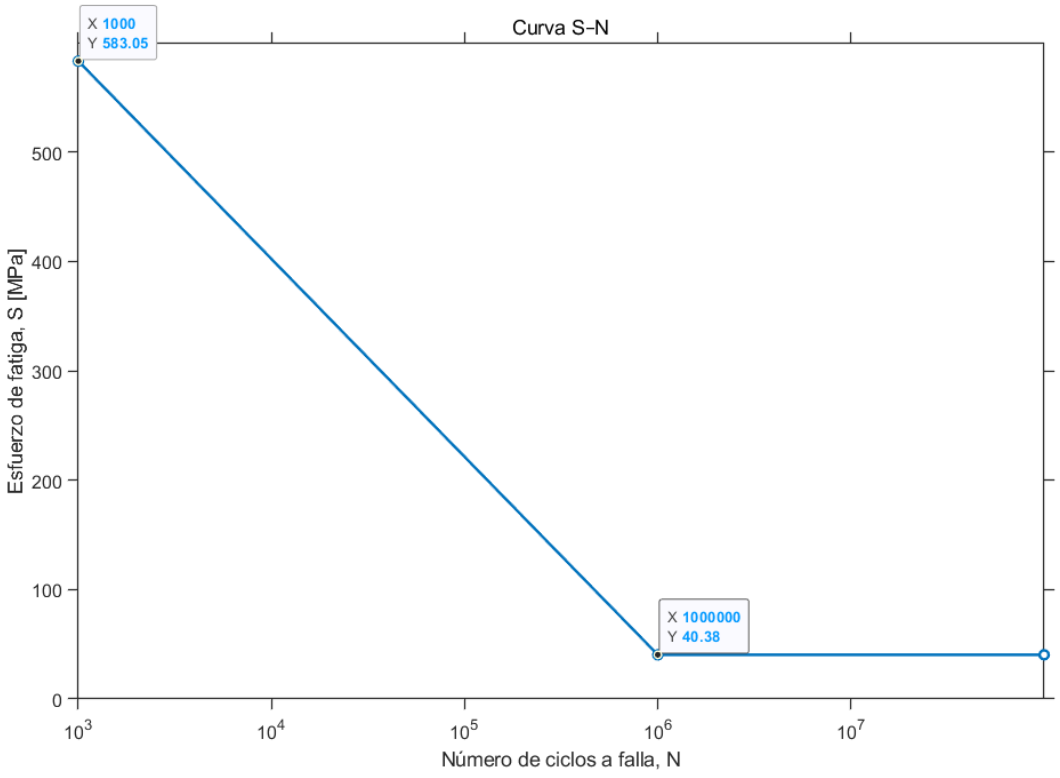


Figura 22. Diagrama por defecto o generalizado de flexión alterna para aceros

5.4 Metalografía material base A36

Con el fin de examinar la microestructura del acero A36 empleado en la viga del chasis, se llevó a cabo un análisis metalográfico siguiendo un protocolo estándar de preparación. Para ello, se extrajo una muestra del material y se procedió inicialmente al lijado

manual aumentando de grano progresivo (120 a 1000), asegurando una superficie libre de irregularidades profundas.

Una vez obtenida una superficie pulida, se verificó al microscopio que no quedaran líneas de lijado marcadas, lo que garantiza una observación clara de los contornos de grano. Posteriormente, se aplicó un ataque químico con Nital al 3 % durante 20 segundos, con el objetivo de revelar las fases presentes en el acero. La muestra fue observada con aumentos de 50x, 100x, 250x y 400x, permitiendo analizar la distribución de la ferrita y la perlita, así como evaluar el tamaño de grano y la homogeneidad de la estructura.

5.4.1 Análisis metalográfico

El fabricante no proporciona información específica sobre el material base de la estructura de la cosechadora, sin embargo, los valores obtenidos en las pruebas de dureza Vickers, conforme al manual ASTM, indican que se trata de un acero dulce o de bajo carbono. Esta suposición es respaldada por la experiencia del ingeniero del taller agrícola y por los resultados en pruebas de resistencia realizadas en maquinarias similares. No obstante, no debe descartarse la posible implementación de aceros HSLA (High strength low alloy) en este tipo de estructuras, los cuales presentan un desempeño mecánico superior, con límites de fluencia y resistencia a la tracción más altos, asociado a una ferrita refinada y a la presencia de microaleaciones de niobio (Nb) y vanadio (V). Sin embargo, dicha alternativa no fue considerada dentro del alcance del presente estudio.

Las micrografías (*Figuras 23, 24 y 25*) no permiten identificar con claridad una microestructura ferrítica (zonas claras)-perlítica (zonas oscuras) bien definidas, esperadas para un acero A36 o Q235, esta falta de diferenciación puede atribuirse tanto a una baja fracción de perlita como a un ataque que no generó el contraste necesario para distinguir los microconstituyentes.

En consecuencia, no es posible afirmar que exista una cantidad de perlita superior a la esperada. La dureza ligeramente elevada (120–160 HB para aceros dulces) podría estar asociada a otros factores, como variaciones locales en el proceso de laminación, la composición química o incluso las condiciones de preparación metalográfica. Adicionalmente, el corte con soplete oxiacetilénico puede haber influido, ya que el rápido calentamiento y enfriamiento generan una zona afectada térmicamente donde pueden formarse estructuras más finas y duras, como perlita fina o incluso bainita. Aun así, en la observación microscópica no se detectaron inclusiones no metálicas ni irregularidades relevantes en la microestructura.

X100

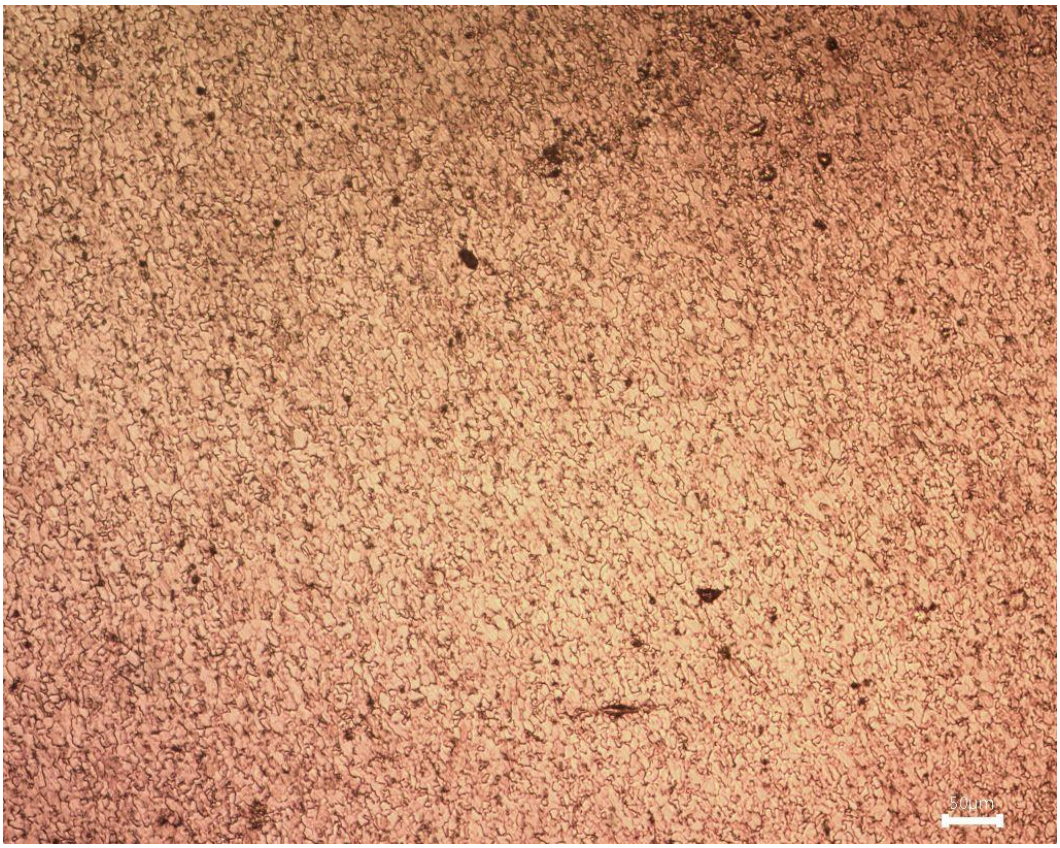


Figura 23. Microestructura metalográfica del material analizado

X250

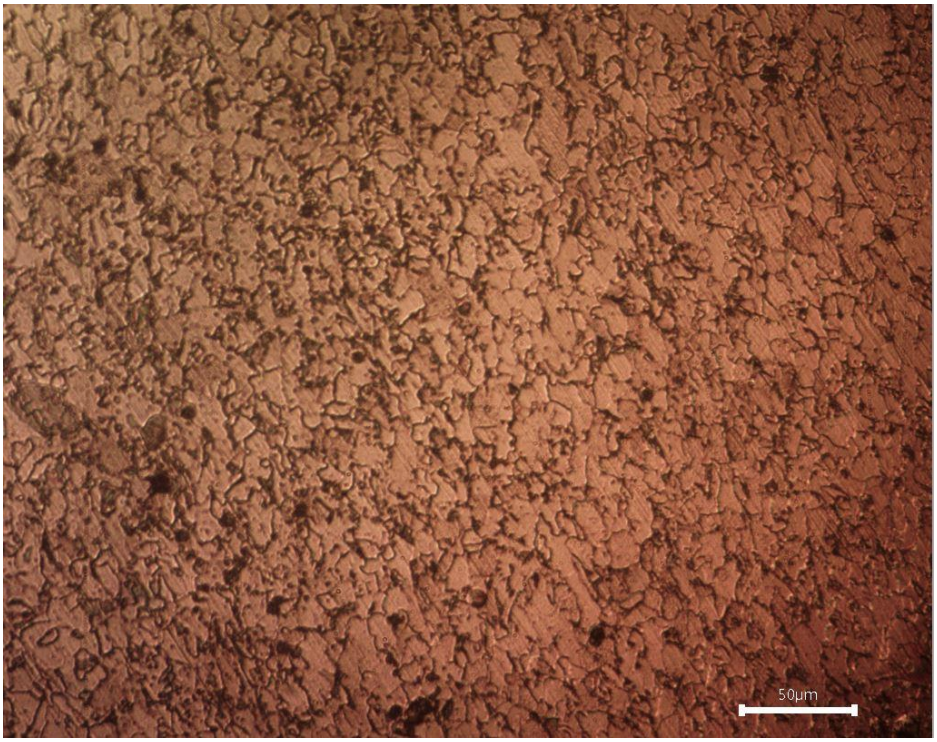


Figura 24. Microestructura metalográfica del material analizado

X400

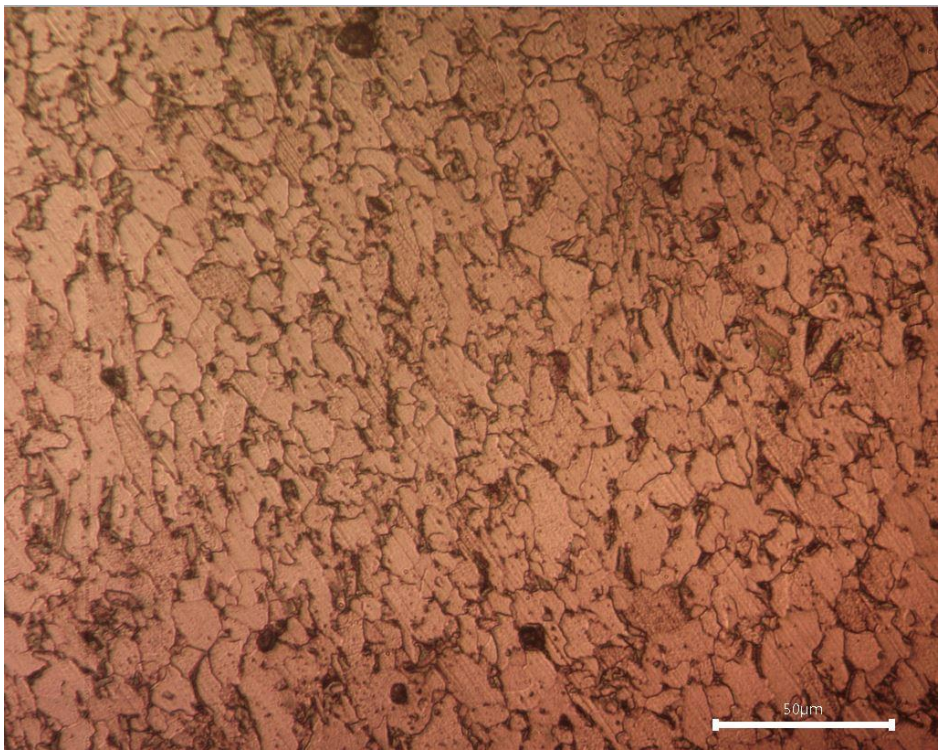


Figura 25. Microestructura metalográfica del material analizado

5.5 Protocolo de pruebas

El desarrollo del presente análisis se llevó a cabo siguiendo de manera secuencial el protocolo de pruebas diseñado previamente, el cual sirvió como guía fundamental para la planificación y ejecución del proceso experimental. Mediante este protocolo fue posible organizar de forma ordenada cada una de las etapas, garantizando un desarrollo coherente del estudio y permitiendo obtener con precisión el comportamiento estructural del chasis durante su funcionamiento bajo condiciones reales de carga.

A partir de las mediciones realizadas y del cumplimiento de las etapas establecidas, se obtuvieron los resultados que se presentan a continuación, los cuales corresponden a los valores de microdeformación registrados en cada galga extensiométrica y su posterior conversión en esfuerzos. Estos datos fueron posteriormente analizados mediante el método de conteo de ciclos Rainflow, con el fin de estimar la vida útil de la estructura considerando la falla por fatiga observada en la estructura del chasis.

5.6 Esfuerzos áreas críticas

Considerando la ubicación de las grietas y las posiciones previamente descritas de instalación de los strain gauges, se presentan los esfuerzos medidos en las posiciones 1, 2 y 3 (V*er Figura 18*). Estos valores corresponden a los esfuerzos registrados en la cosechadora bajo condiciones reales de operación.

Es importante destacar que la toma de datos se realizó de manera continua, la recolección comenzó desde el momento en que la cosechadora se posicionó al borde del surco y se mantuvo hasta completar el recorrido, sin diferenciar entre fases como el arranque, la compactación del suelo o las maniobras del conductor, tales como giros u otras acciones. Los cambios abruptos observados en las señales de los sensores serán analizados en cada una de las posiciones, incluyendo observaciones relevantes que permitan comprender las causas de dichas variaciones.

Teniendo en cuenta que los datos se obtuvieron para tres posiciones en dos surcos, se estimó la cantidad de surcos que la cosechadora podría cortar bajo un régimen continuo de trabajo (24/7), a partir del tiempo de operación medido en cada surco. Para el primer surco, el tiempo promedio de operación fue de 6 minutos y 20 segundos, con una proyección de 215 surcos cosechados por día, mientras que para el segundo surco el tiempo fue de 5 minutos y 2 segundos, lo que equivale a una estimación de 286 surcos diarios.

Para cada una de las señales se aplicó el procedimiento descrito en la Sección 4.4, eliminando la contribución de componentes considerados como ruido mediante el proceso de binned, utilizando un umbral de 0,1 - 1 MPa. Posteriormente, mediante un filtro por histéresis, se estableció un rango para definir la amplitud mínima de esfuerzos que interviene en el daño acumulado, descartando así de forma efectiva cualquier influencia de señales de ruido que pudieran alterar el daño acumulado. Con este filtro realizado, fue posible implementar la detección de amplitudes y el conteo de reversals a lo largo de toda la señal, a partir de la identificación de picos y valles.

5.6.1 Esfuerzos strain gauge en posición 1 - Primer surco

En este caso particular, se evidenció que la propagación de la grieta ocurre en la dirección tangencial, por esta razón, resultó adecuado ubicar el sensor en la dirección axial. La ausencia de una roseta extensométrica en esta posición no representa una limitación significativa para el análisis realizado.

Se observa una tendencia ascendente en los esfuerzos durante la primera posición, aunque este comportamiento no se asocia a variaciones de temperatura en la lámina, dado que esta se mantiene estable, además, no se supera un umbral donde se pudiera presentar fenómenos como alargamiento, reducciones transversales o descensos bruscos de la resistencia última y el límite de fluencia, como se observa en la Figura 26 (Avilés, 2015). En cambio, puede atribuirse al tiempo que requiere el conductor de la cosechadora para ajustar la máquina y

encontrar la configuración óptima de corte para el surco que está procesando. Durante este periodo inicial, el operador realiza ajustes en parámetros clave, como la altura del cortador base, la velocidad de avance y la posición de los divisores de cultivo (crop dividers), además de la regulación de las cuchillas (topper).

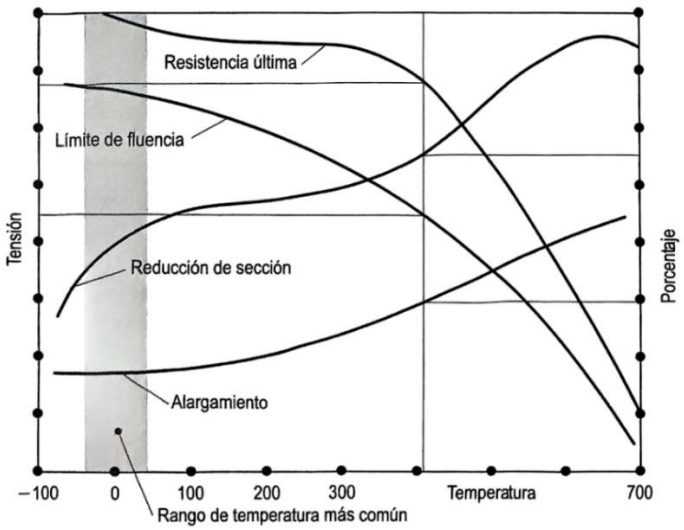


Figura 26. Variación de las propiedades mecánicas con la temperatura. [25]

Estas acciones generan un incremento temporal y notable en los esfuerzos hasta alcanzar una condición estable, la cual se evidencia aproximadamente a partir del segundo 50. Este comportamiento de adaptación se repite de manera similar en las tres posiciones instrumentadas, tanto en la dirección axial como en la tangencial.

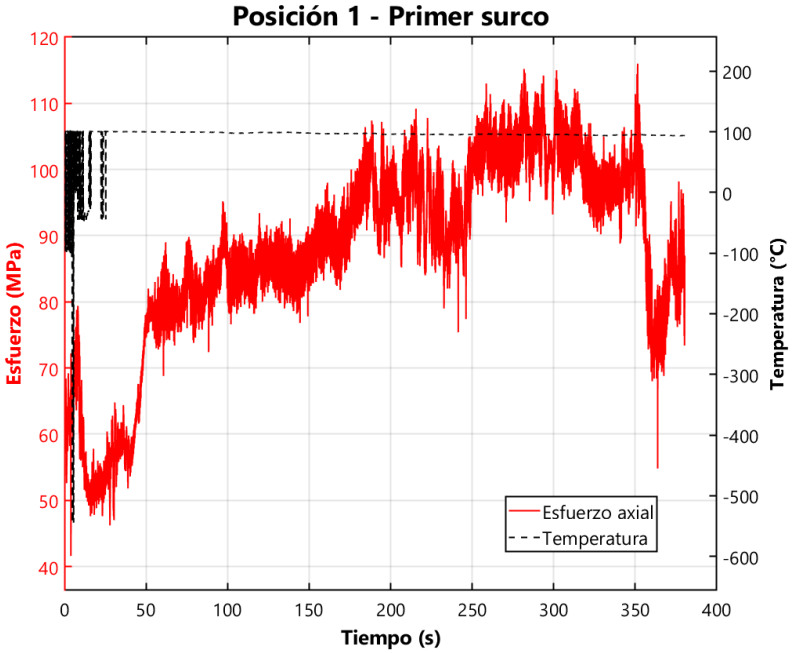


Figura 27 Evolución de esfuerzos medidos en la posición 1 (Esfuerzo en la dirección axial y temperatura) – Primer surco.

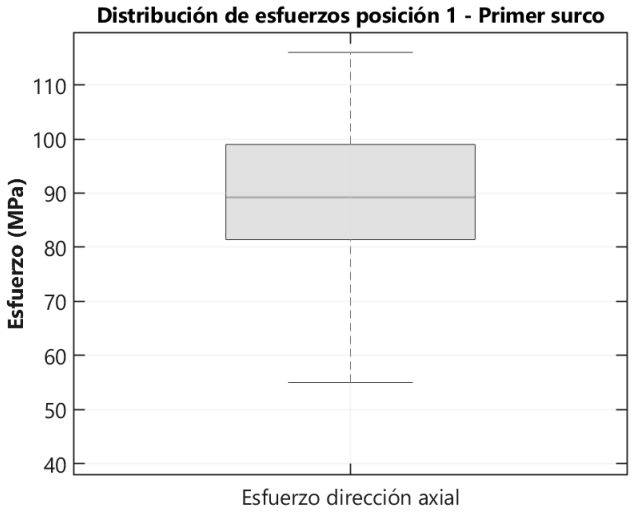


Figura 28. Diagrama de caja y bigotes del esfuerzo axial posición 1 – Primer surco.

5.6.2 Esfuerzos strain gauge en posición 1 - Segundo surco

Se observa nuevamente un comportamiento similar al registrado en el primer surco. Las caídas en la señal de temperatura se atribuyen a desconexiones intermitentes del sensor con la superficie de la lámina, ocasionadas por las condiciones extremas de operación, como la presencia de trozos de caña y las vibraciones continuas. En esta posición, los esfuerzos mínimos y máximos alcanzan valores de 55 MPa y 142 MPa, respectivamente. Sin tener influencia por en los esfuerzos por la temperatura, manteniendo una temperatura en promedio de 90°C

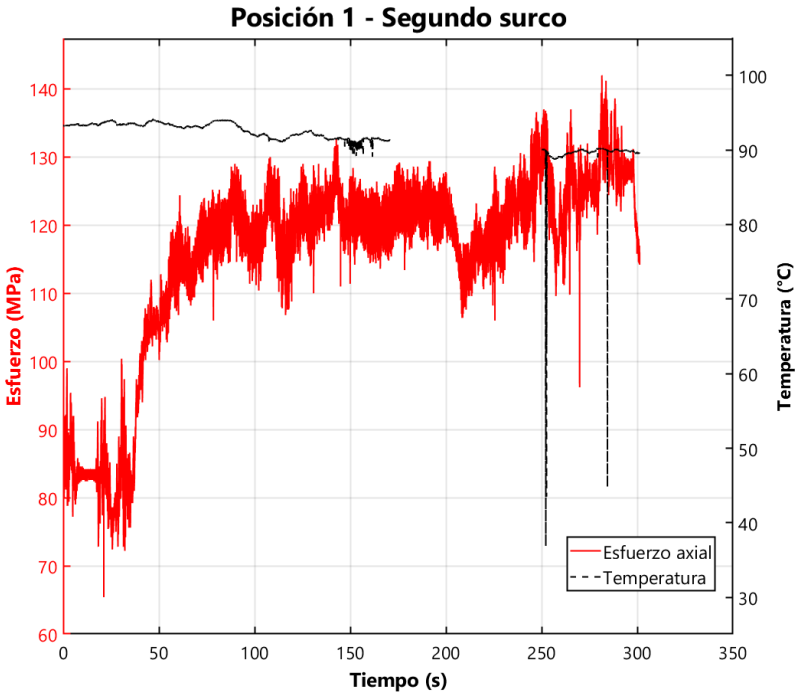


Figura 24. Evolución de esfuerzos medidos en la posición 1 (Esfuerzo en la dirección axial y temperatura)– Segundo surco.

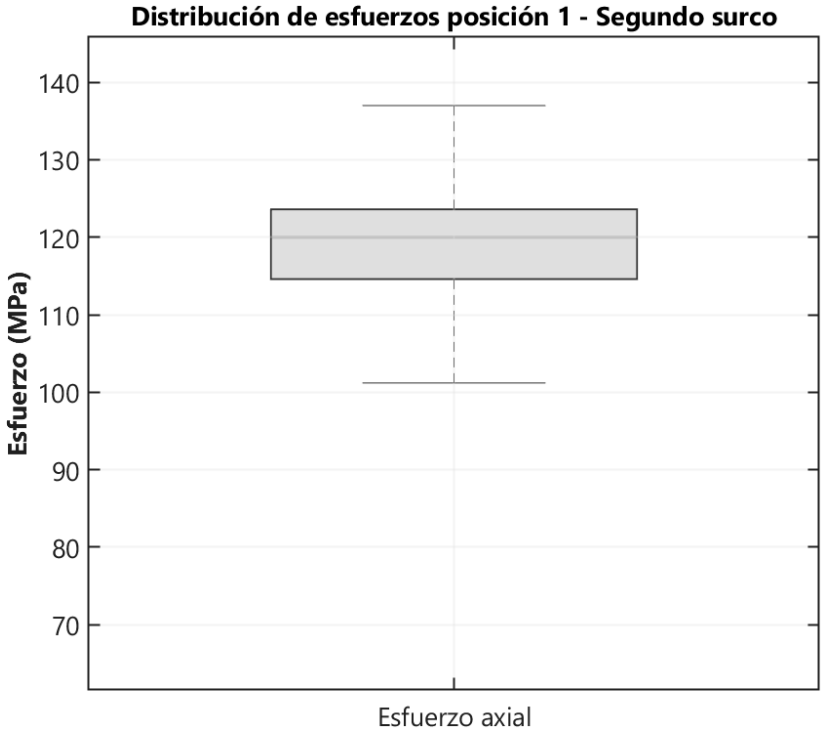


Figura 25. Diagrama de caja y bigotes de los esfuerzos en dirección axial posición 1 – Segundo surco.

5.6.3 Esfuerzos strain gauge en posición 2 - Primer surco

En la posición dos se registraron las microdeformaciones en las tres direcciones: axial (X), tangencial (Y) y cortante. Esta posición presenta una particularidad relevante desde el punto de vista estructural y de fabricación. En este sector, los fabricantes realizan una transición de espesor en la lámina, pues originalmente, la posición uno posee un espesor de 3/8 in, pero en las proximidades de la posición dos se incorpora un cordón de soldadura que actúa como unión entre láminas, finalizando con un espesor de 5/8 in. Este cambio de espesor tiene un impacto directo en la distribución de esfuerzos y en la rigidez local de la estructura, ya que introduce una zona de discontinuidad geométrica y metalúrgica que puede concentrar tensiones, afectando el comportamiento a fatiga del material como se menciona en posteriores secciones.

Se observa nuevamente una estabilización de los esfuerzos a partir del segundo 50, para una posterior tendencia ascendente.
En cuanto a los valores registrados, en la dirección axial se obtuvieron esfuerzos mínimos de -20 MPa (compresión) y máximos de 38 Mpa, en la dirección tangencial, los esfuerzos oscilaron entre 38 MPa y 62 MPa y en la dirección cortante, se alcanzaron valores entre 40MPa y 98 MPa. Durante todo el proceso de medición, la temperatura se mantuvo estable en todas las posiciones instrumentadas, sin evidenciar cambios térmicos que pudieran generar expansiones o alteraciones en el comportamiento mecánico de la lámina, por lo que su influencia puede considerarse despreciable en el análisis estructural.

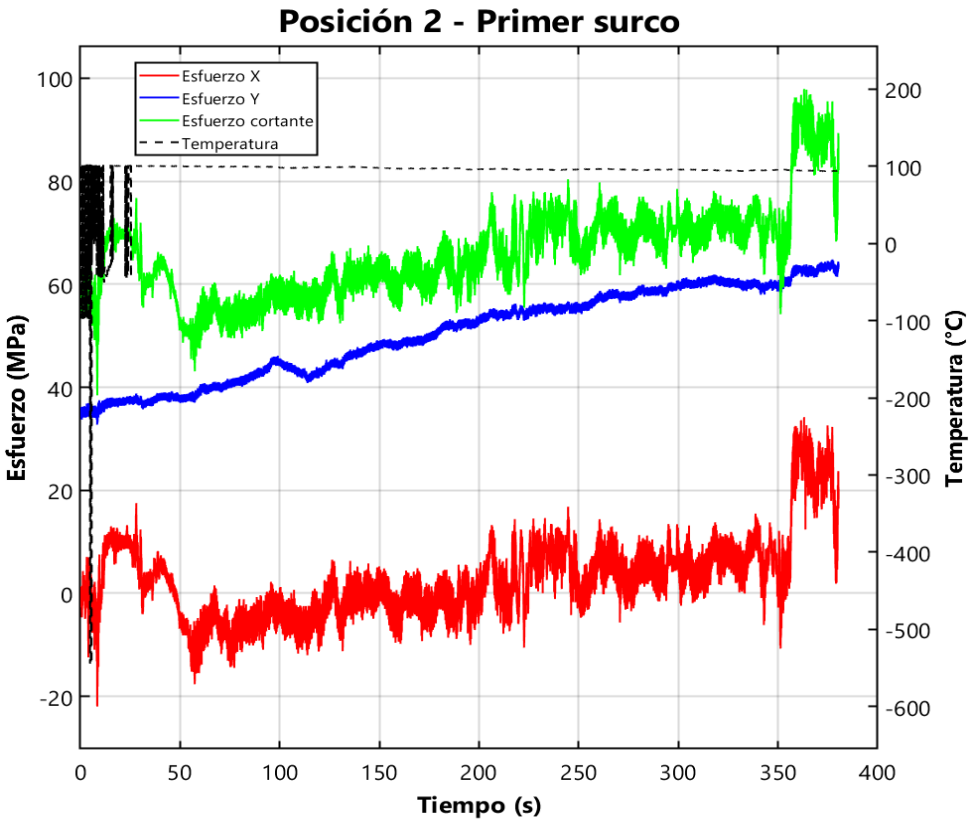


Figura 29. Evolución de esfuerzos medidos en la posición 2 (Esfuerzo en la dirección axial, tangencial, cortante y temperatura) – Primer surco.

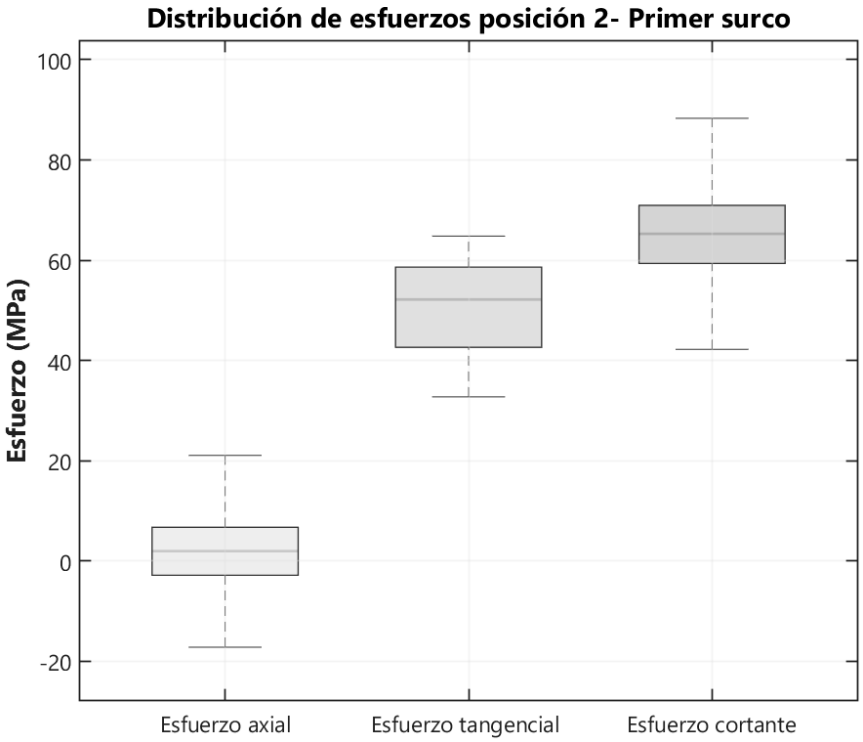


Figura 30. Diagrama de caja y bigotes del esfuerzo axial, tangencial y cortante posición 2 – Primer surco.

5.6.4 Esfuerzos strain gauge en posición 2 - Segundo surco

El comportamiento en cada dirección es la misma, inicia la estabilización a partir del segundo 40 aproximadamente, variando la amplitud de esfuerzos de la siguiente manera: Dirección axial con un esfuerzo mínimo de -5MPa y 35MPa; dirección tangencial con un esfuerzo mínimo de 60MPa y 82MPa; dirección de 45° con un esfuerzo mínimo de 64MPa y máximo de 102MPa.

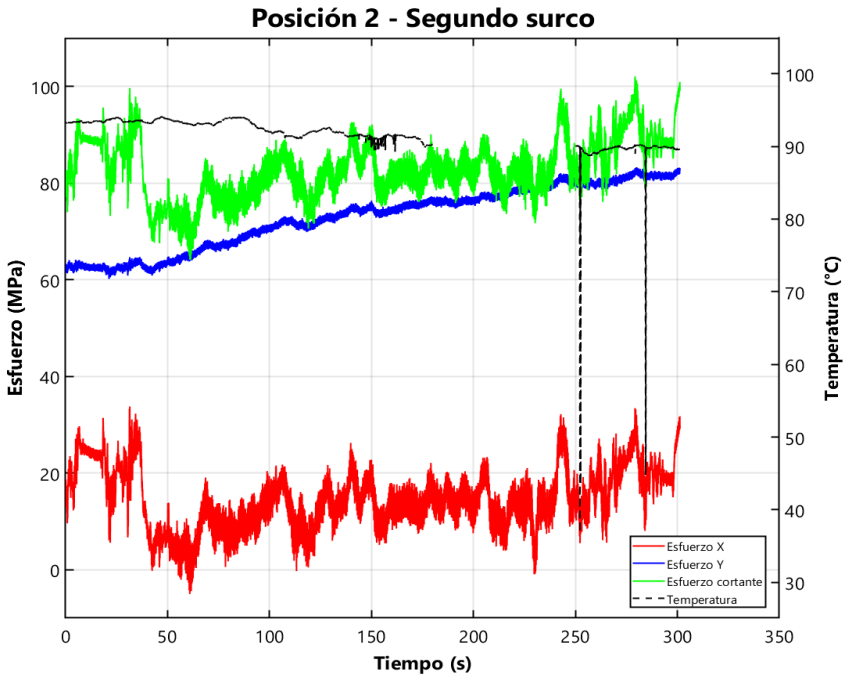


Figura 31. Evolución de esfuerzos medidos en la posición 2 (Esfuerzo en la dirección axial, tangencial, cortante y temperatura) – Segundo surco.

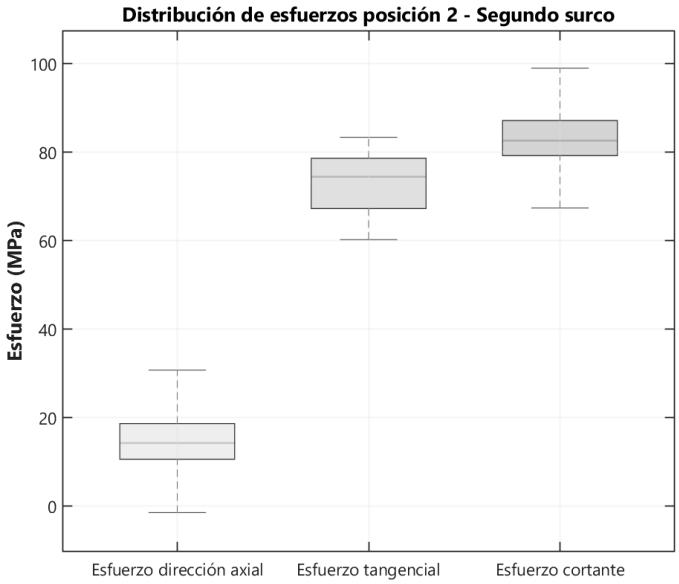


Figura 32. Diagrama de caja y bigotes del esfuerzo axial, tangencial y cortante posición 2 – Segundo surco.

5.6.5 Esfuerzos strain gauge en posición 3 - Primer surco

En esta posición, la proximidad del cordón de soldadura adquiere gran relevancia, ya que resulta fundamental conocer el rango de esfuerzos que soporta la lámina en esta zona. La cosechadora alcanza una condición estable de operación alrededor del segundo 50, momento a partir del cual el proceso de corte mantiene un comportamiento uniforme. Es importante recordar que el corte se realiza siguiendo un trayecto lineal y que el aumento de los esfuerzos en los últimos segundos corresponde al ajuste de la máquina durante el giro hacia el siguiente borde del surco.

En cuanto a los valores registrados, la dirección axial presentó esfuerzos entre -10 MPa y 50 MPa; la dirección tangencial, entre 48 MPa y 100 MPa; y la dirección cortante, entre 32 MPa y 85 MPa.

Para la posición tres se presenta uno de los casos más interesantes para el enfoque de fatiga solo se reportará si se identifican particularidades que aporten información significativa para la interpretación de los resultado que se analizó en el documento, pues se presenta en la dirección axial la mayor cantidad de veces en que varío en mayor magnitud la amplitud de cada reversal, este comportamiento tiene repercusiones que se explican en secciones posteriores.

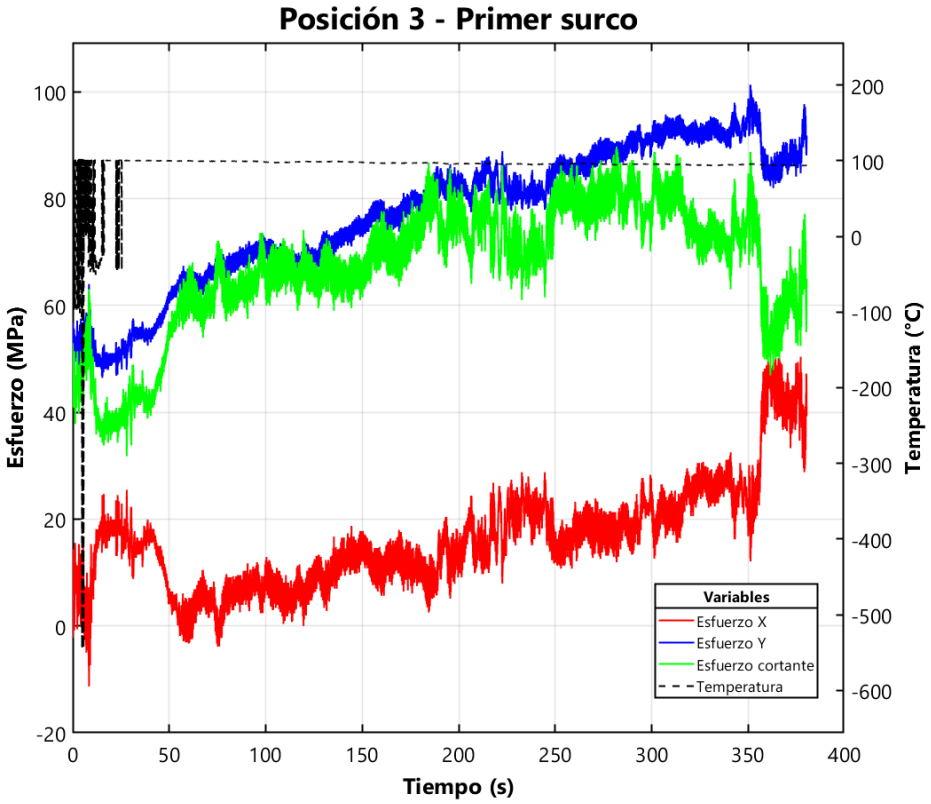


Figura 33. Evolución de esfuerzos medidos en la posición 3 (Esfuerzo en la dirección axial, tangencial, cortante y temperatura) – Primer surco.

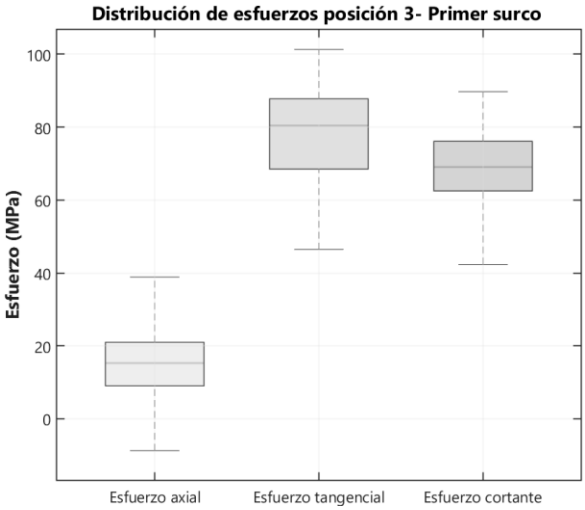


Figura 34. Diagrama de caja y bigotes del esfuerzo axial, tangencial y cortante posición 3 – Primer surco.

5.6.6 Esfuerzos strain gauge en posición 3 - Segundo surco

Se observa nuevamente un comportamiento similar al registrado en el primer surco. No obstante, durante la toma de datos correspondiente al segundo surco, el registro presenta un tiempo de cosecha menor, esto se debe a que la cosechadora ya tenía el ajuste óptimo para las condiciones del suelo, altura de corte, velocidad de avance (aproximadamente 300 s), lo que generó una ligera diferencia en el espectro de esfuerzos. Sin embargo, no se evidencia el incremento de esfuerzos asociado al giro y ajuste de la máquina al iniciar el siguiente surco, el cual suele contribuir de manera significativa al daño acumulado. Los rangos de esfuerzo registrados fueron los siguientes: En la dirección axial, entre -10 MPa y 50 MPa; en la dirección tangencial, entre 82 MPa y 122 MPa; y en la dirección a 45°, entre 51 MPa y 103 MPa.

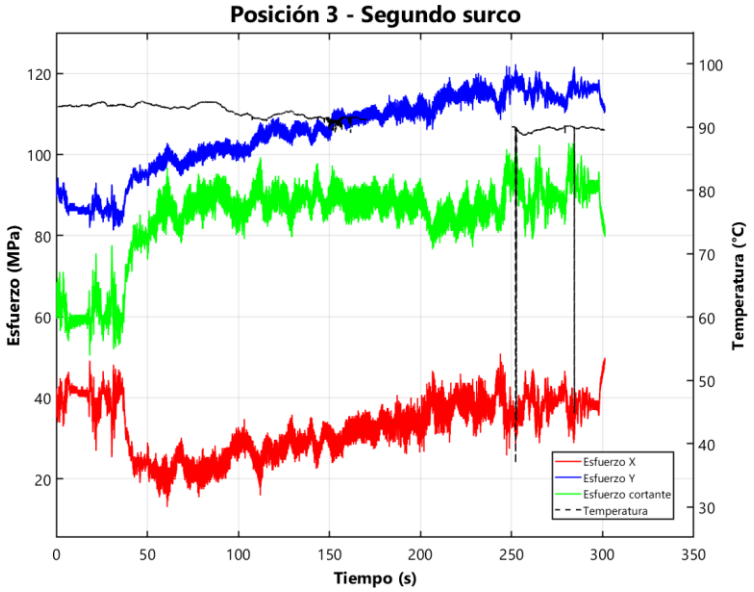


Figura 35. Evolución de esfuerzos medidos en la posición 3 (Esfuerzo en la dirección axial, tangencial, cortante y temperatura) – Segundo surco.

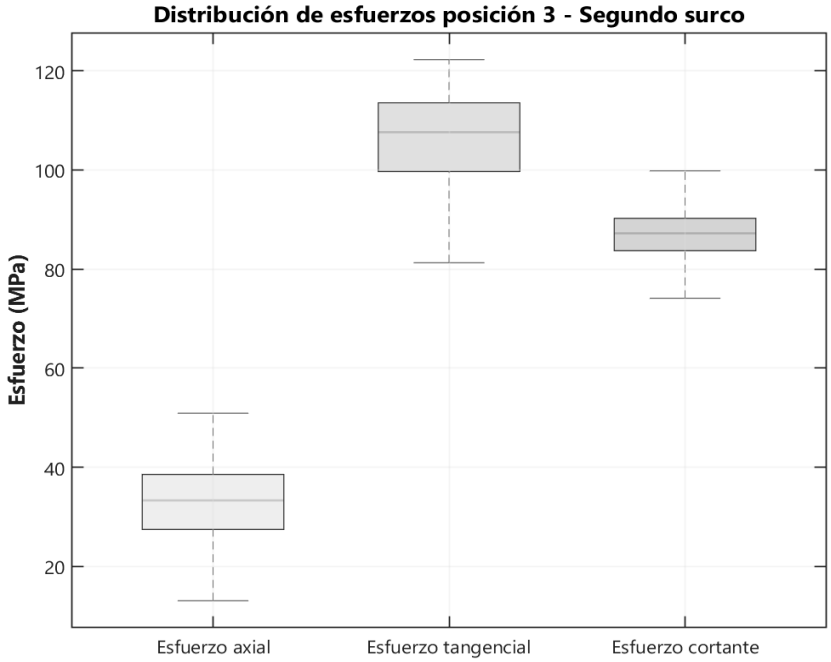


Figura 36. Diagrama de caja y bigotes del esfuerzo axial, tangencial y cortante posición 3– Segundo surco.

5.6.7 Consideraciones en modelo de fatiga uniaxial

Se evidencia que los espectros de esfuerzos obtenidos en los surcos uno y dos presentan comportamientos muy similares. La principal diferencia radica en el tiempo total de medición: el primer surco tiene una duración un minuto y dieciocho segundos mayor que el segundo. Sin embargo, esta variación temporal no produce diferencias significativas en la vida útil estimada con base en el daño acumulado.

Por tal motivo, en este estudio se presenta únicamente el análisis del surco que registra la menor vida útil, ya que refleja las condiciones más exigentes que experimentan las zonas críticas durante el tiempo de operación. La selección de este surco permite enfocar el análisis en el escenario mayor exigencia mecánica, asegurando que los resultados reflejen los efectos más relevantes del daño acumulado. La información del segundo surco se mantiene en los registros del estudio y solo se incluye si se identifican particularidades que aporten información significativa para la interpretación de los resultados.

5.6.8 Análisis modelo de fatiga uniaxial - Posición uno

- *Primer surco - Dirección axial, normal en dirección X*

Resulta particularmente interesante la evolución de los esfuerzos en este punto. La lámina alcanza valores entre 45 y 116 MPa; sin embargo, en el modelo de fatiga empleado, la variable que se utiliza para estimar la vida útil no corresponde al valor máximo de esfuerzo, sino a la variación entre los picos y valles ($\Delta\sigma$) del espectro de esfuerzos, con la cual se evalúa el daño acumulado conforme al método de Palmgren-Miner.

Este comportamiento se evidencia en el diagrama de bloques y en el histograma Rainflow mostrados en las Figuras 37 y 38.
Bajo este criterio, este punto se identifica como el más crítico entre todas las posiciones analizadas, lo que se corrobora en la *Tabla 5*, donde se aprecia el menor número de cortes de surcos y el menor tiempo de operación previo a la falla, con una duración de 1 año, 2 meses y 14 días.

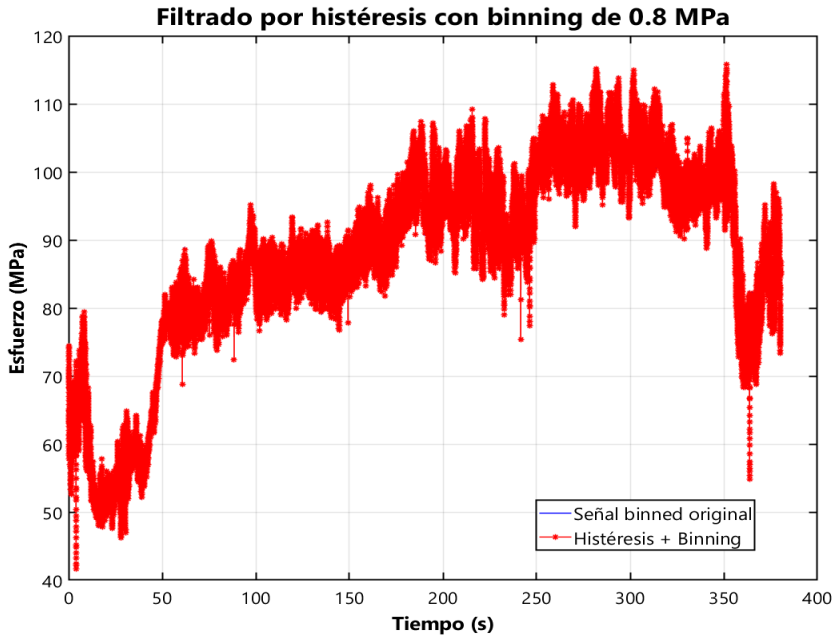


Figura 37. Esfuerzos primer posición uno en dirección axial con filtrado de picos y valle

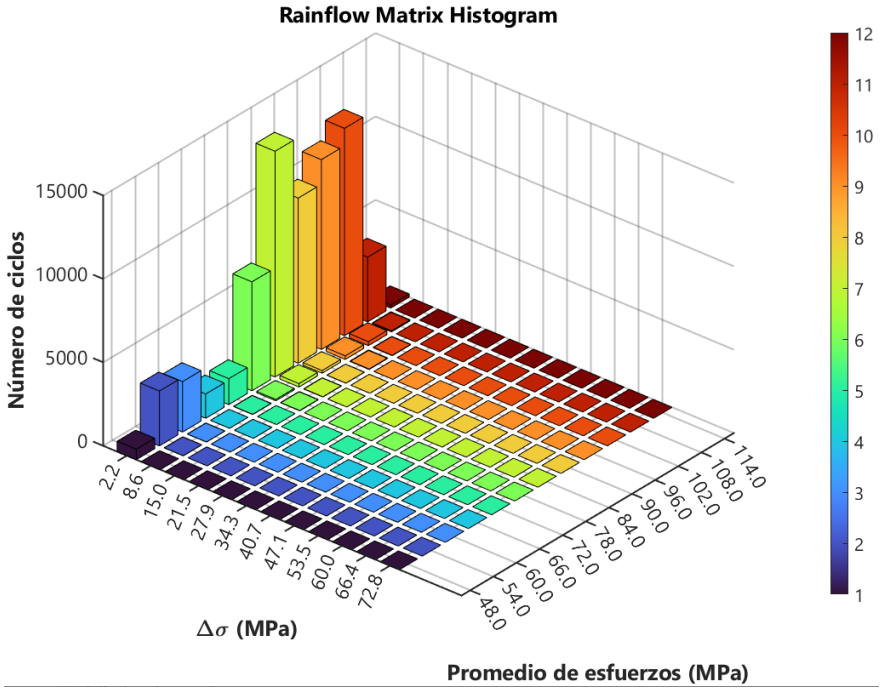


Figura 38.–Histograma de rainflow posición uno, dirección axial – Primer surco.

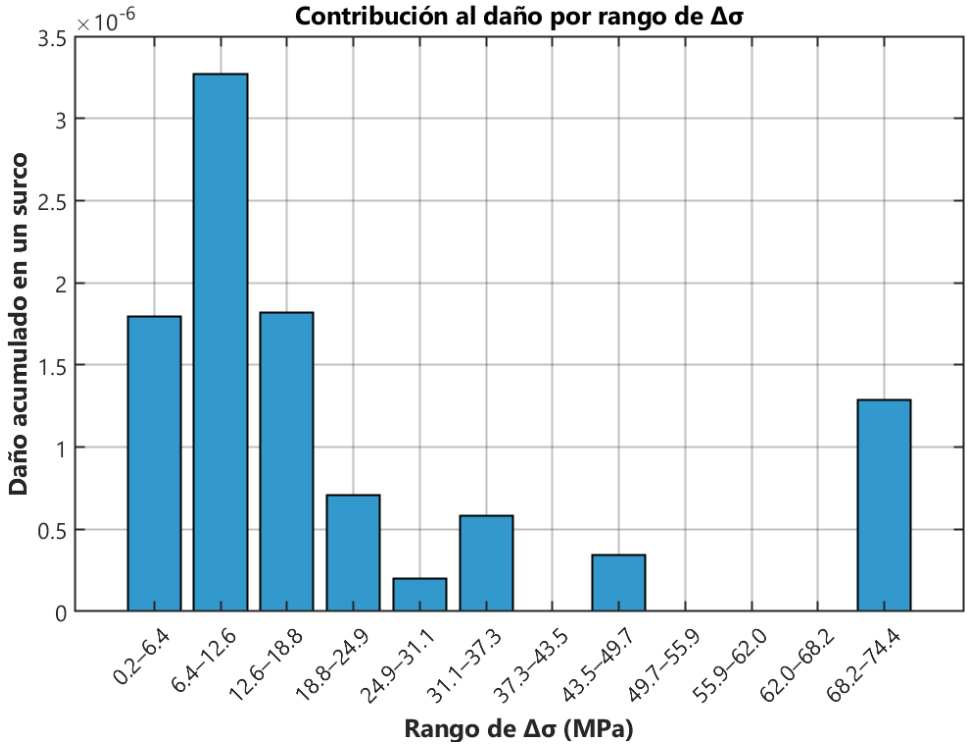


Figura 39. Distribución rango de esfuerzos axiales posición uno - Primer surco

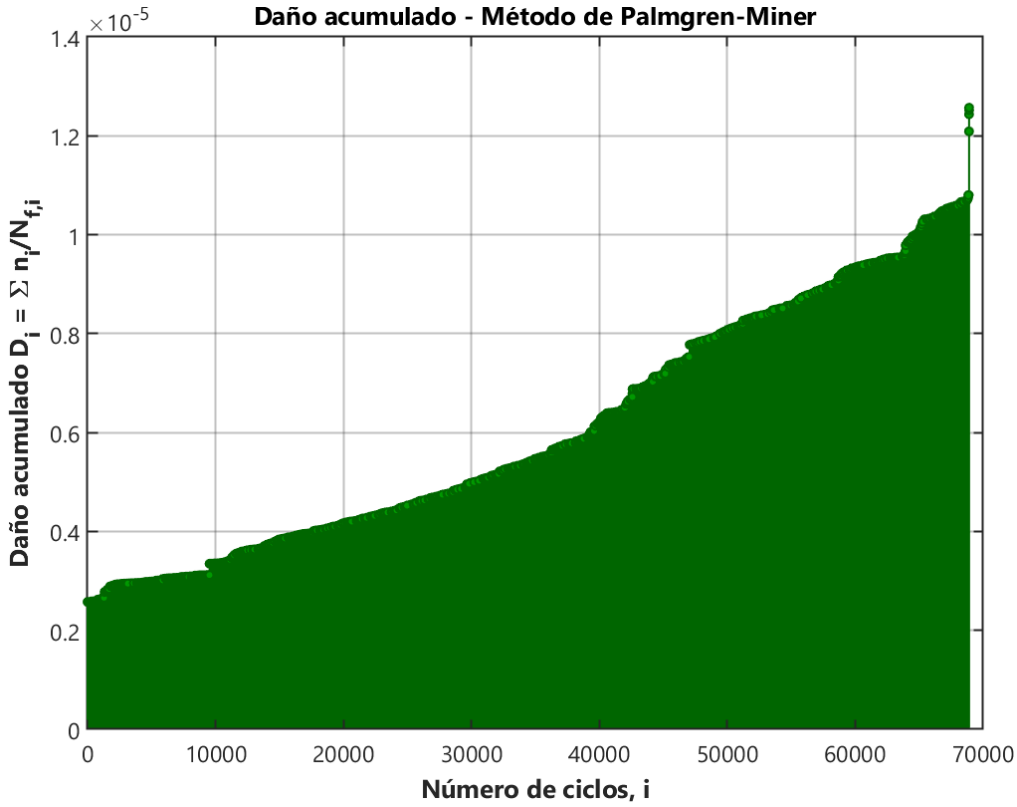


Figura 40. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco - Esfuerzos axiales, posición uno - Primer surco

Tabla 5. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo fatiga en soldadura, dirección axial, posición uno – Primer surco

	Posición uno - Primer surco
	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	2.272×10^{-3}
Daño acumulado por año	8.293×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	99971
Tiempo hasta la falla	1 año, 2 meses y 14 días

5.6.9 Análisis modelo de fatiga uniaxial - Posición 2

- *Primer surco - Dirección axial, normal en dirección X*

Resulta particularmente interesante analizar los esfuerzos en la dirección axial, ya que, si bien las mayores magnitudes de esfuerzo para las tres posiciones se concentran en la dirección tangencial (normal en dirección Y), esto no implica que sean las que más inciden en la acumulación de daño por fatiga en las zonas soldadas.

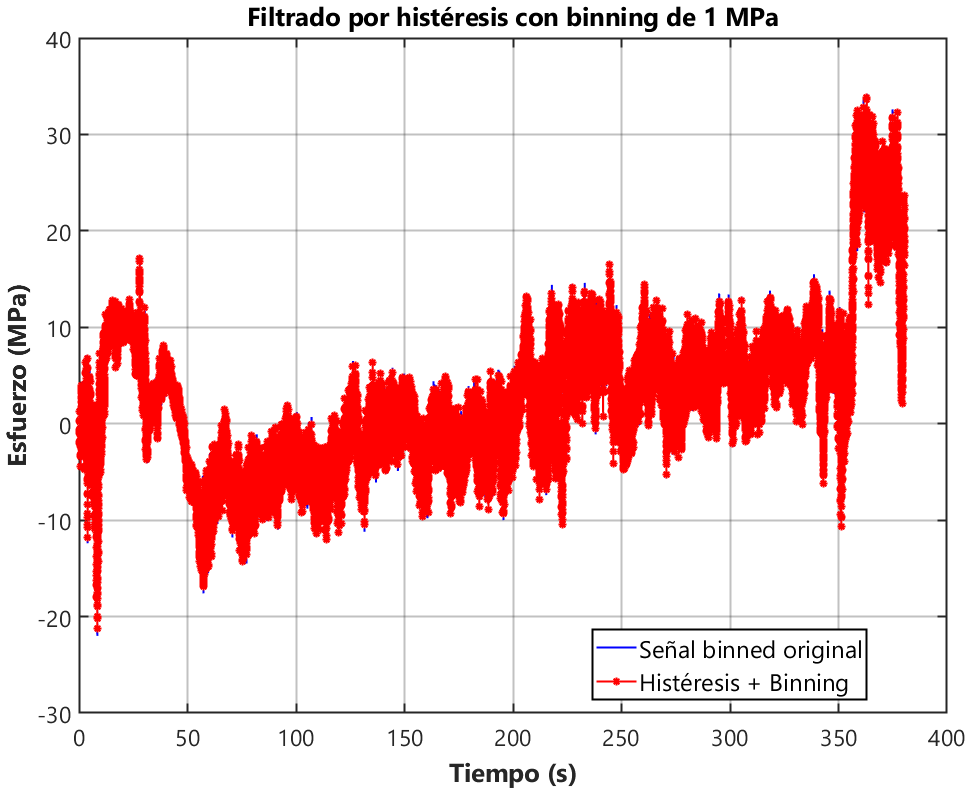


Figura 41. Esfuerzos dirección axial, primer surco posición dos con filtrado de picos y valle.

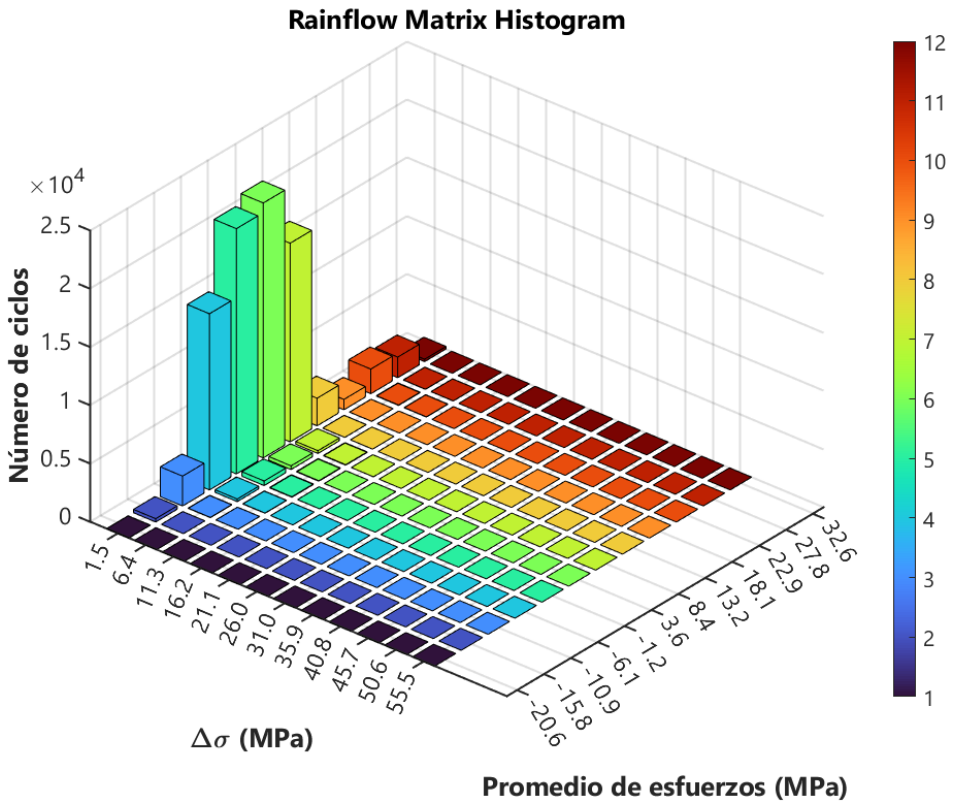


Figura 42. Histograma de rainflow, esfuerzos en dirección axial, posición dos – Primer surco.

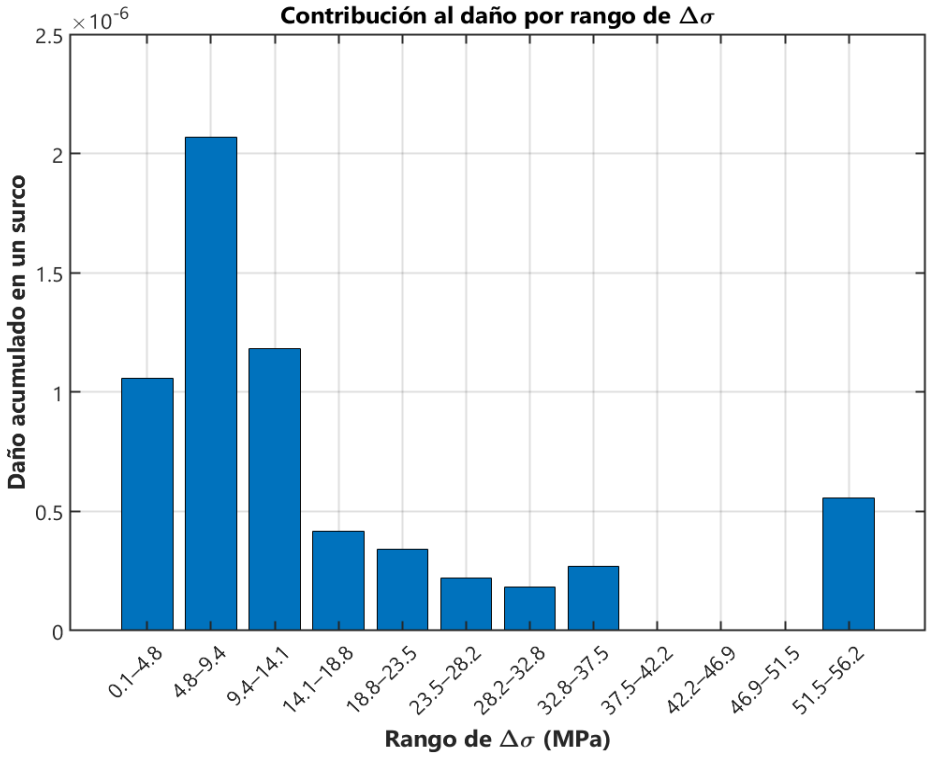


Figura 43. Distribución rango de esfuerzos axiales posición dos - Primer surco

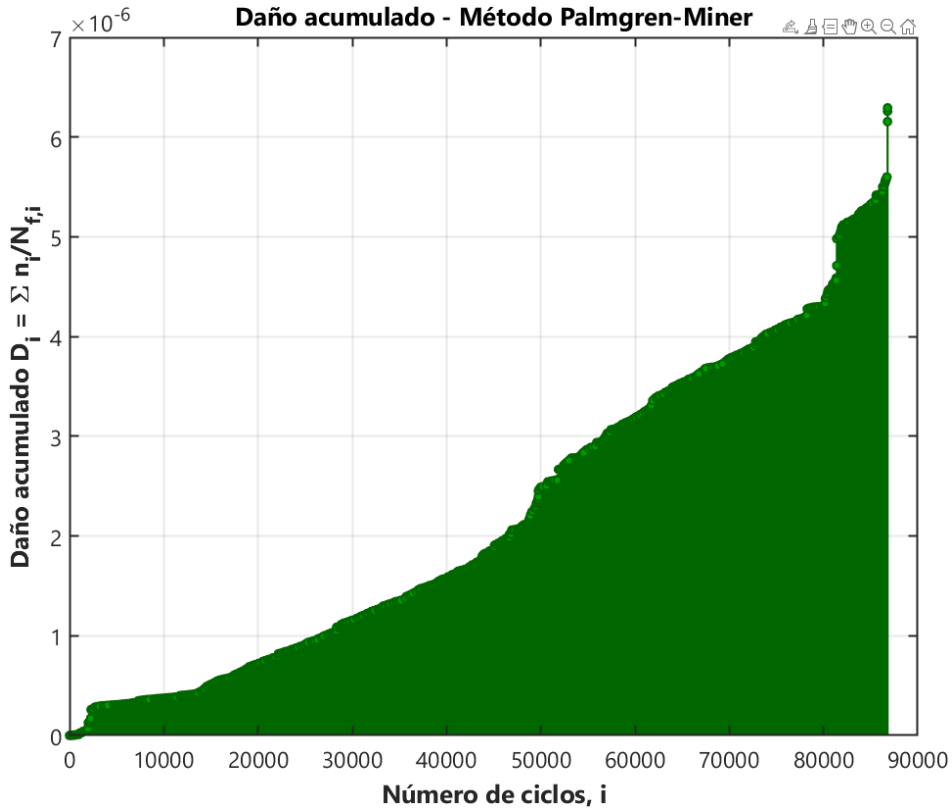


Figura 44. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco - Esfuerzos axiales, posición dos - primer surco

Tabla 6. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo fatiga en soldadura, dirección axial, posición dos – Primer surco.

	Posición dos - Primer surco
	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	1.429×10^{-3}
Daño acumulado por año	5.218×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	158876
Tiempo hasta la falla	1 año, 10 meses y 30 días

De hecho, en este caso, la dirección con mayor variación de esfuerzos (Δσ) corresponde nuevamente a la dirección axial. Este comportamiento puede asociarse a que en dicha dirección se presentan con mayor intensidad las vibraciones transversales y las flexiones locales en la lámina, lo que produce una amplitud de esfuerzos más abrupta, aunque su magnitud de esfuerzos promedio sea inferior al de las otras direcciones.

La relevancia de este hallazgo radica en que, a pesar de la menor magnitud absoluta, las variaciones más pronunciadas de esfuerzo en la dirección axial se traducen en un incremento significativo del daño por fatiga. Además, el patrón de aparición de grietas, observado en todos los puntos críticos con orientación transversal al eje de la pieza son en dirección

tangencial (Transversal a la dirección normal en X), reforzando la hipótesis de que la componente axial es la principal responsable del inicio y propagación del daño.

Como consecuencia de este comportamiento, la vida útil estimada de la pieza alcanza un tiempo de operación hasta antes del fallo de 1 año, 10 meses y 30 días, tal como se detalla en la *Tabla 6*.

- *Primer surco - Dirección tangencial, normal en dirección Y*

Esta posición resulta interesante, pues es una posición cercana al cordón de la soldadura donde se produce el cambio de espesor en la lámina, se toma como referencia este punto debido a que es uno de los puntos donde nuevamente se debe registrar el daño y la responsabilidad que toma la soldadura para la aparición de grietas mediante el modelo de fatiga usado en los demás puntos, evidenciando el aumento acelerado disminución en la vida útil.

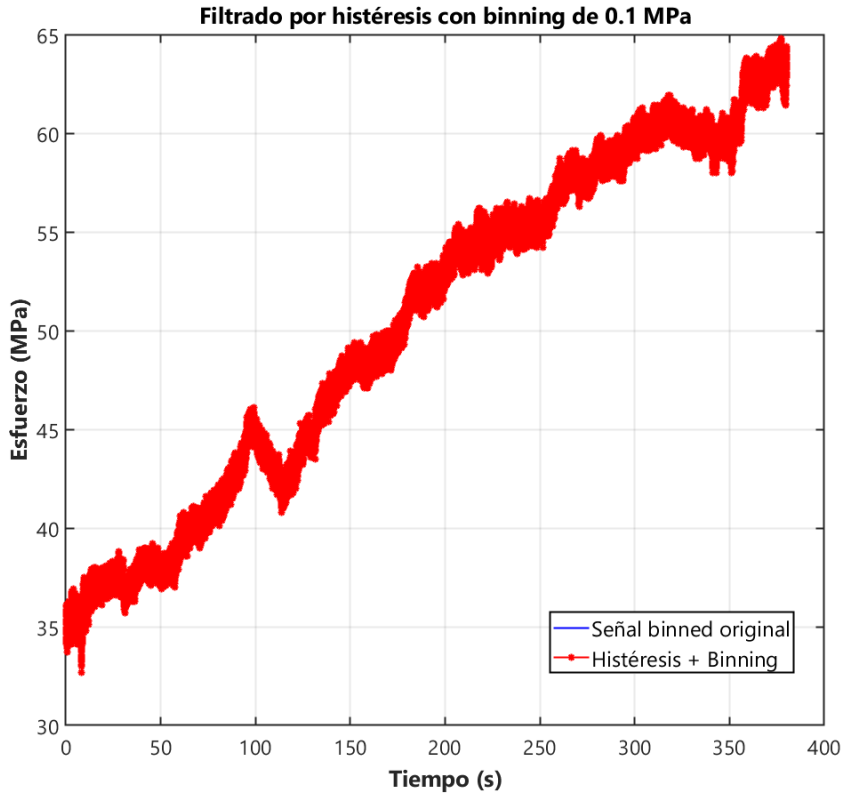


Figura 45. Esfuerzos dirección tangencial, primer surco posición dos con filtrado de picos y valle.

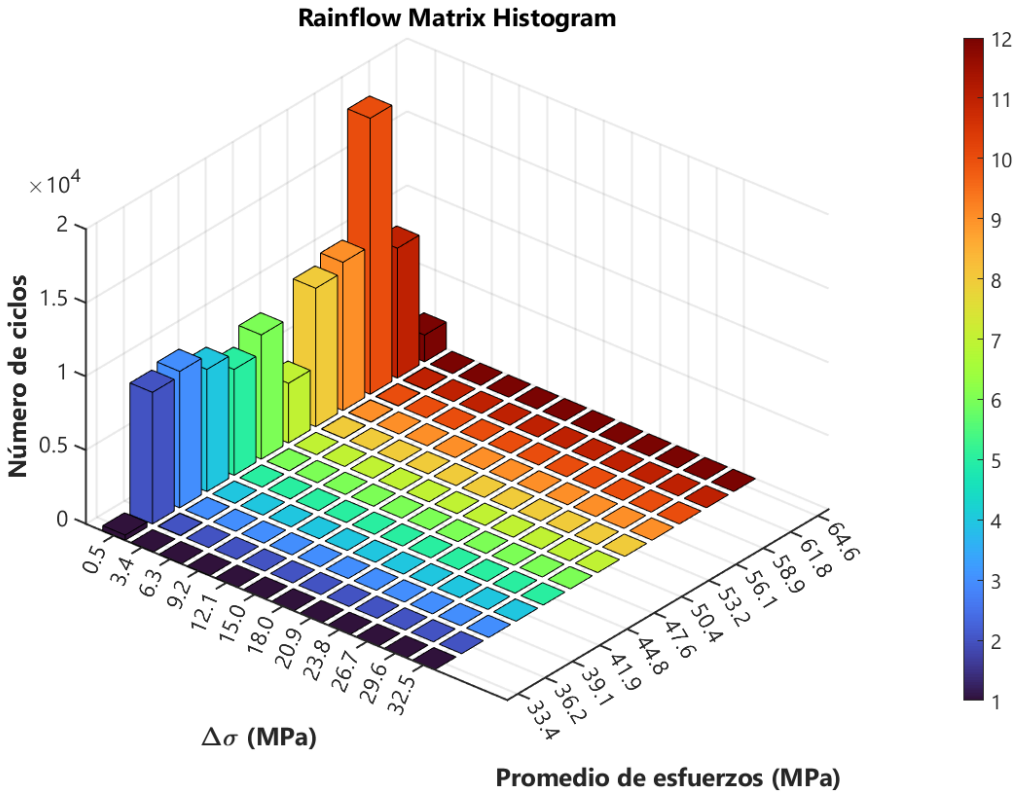


Figura 46. Histograma de rainflow, esfuerzos en dirección tamgemcial, posición dos - Primer surco.

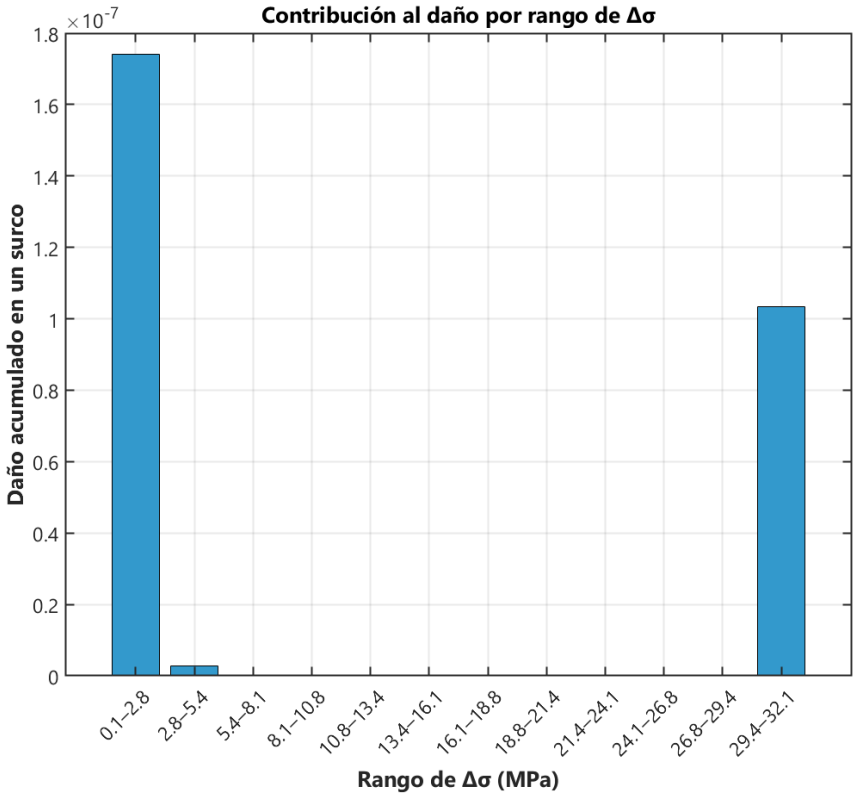


Figura 47. Distribución rango de esfuerzos tangenciales posición dos - Primer surco

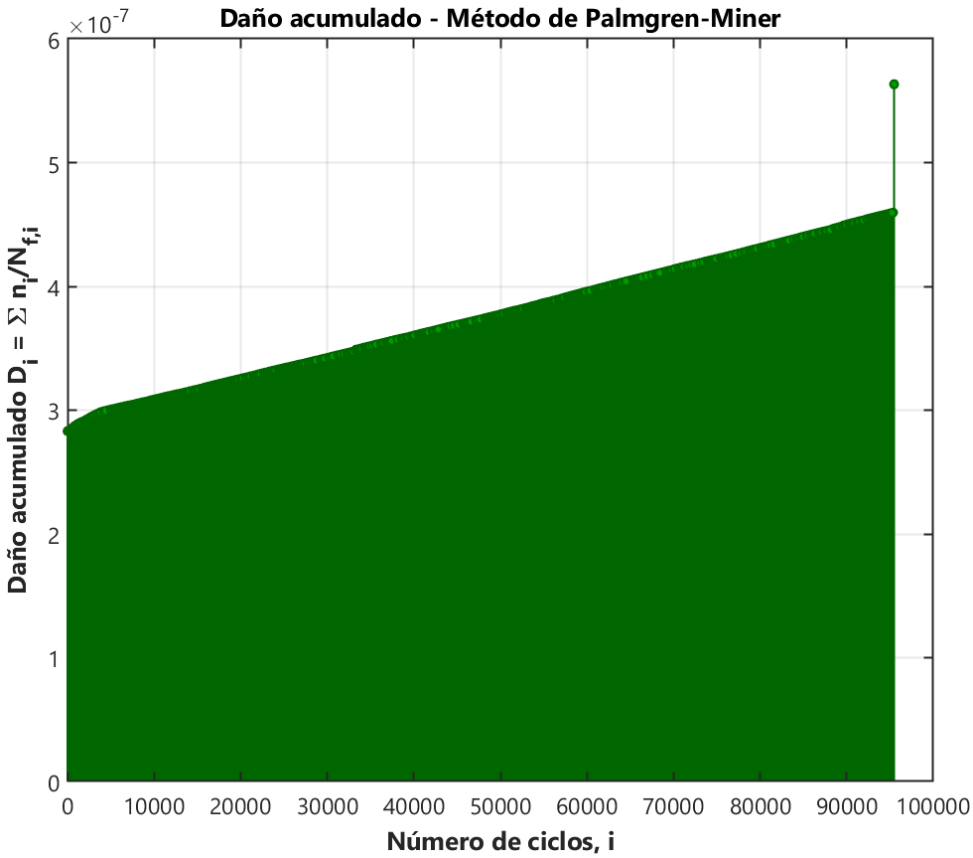


Figura 48. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco – Esfuerzos tangenciales, posición dos - Primer surco

El rango de esfuerzos que resiste la lámina presenta valores equivalentes a los observados en las posiciones dos y tres, sin embargo, la vida útil estimada resulta significativamente superior respecto a la otra dirección (axial). Este comportamiento, puede explicarse a partir de dos factores principales.

El primero corresponde a la baja variación de amplitud entre picos y valles ($\Delta\sigma$), parámetro que, como se establece en la ecuación 13, tiene la mayor influencia en el cálculo del daño acumulado por fatiga. El segundo factor está asociado a la ubicación geométrica de este punto, más alejado del cordón de soldadura y, por tanto, menos afectado por las concentraciones de esfuerzo locales.

Aunque este resultado pueda parecer atípico, es completamente coherente con los registros de fallas reportados por el ingenio, en los cuales no se evidenció la aparición de grietas en dirección axial (transversal a la tangencial). Esto confirma que las mayores magnitudes de esfuerzo no necesariamente tienen un aporte determinante en la propagación del daño, siendo la variación de esfuerzos el factor decisivo.

Bajo estos criterios, la posición dos en dirección tangencial presenta una vida útil estimada antes del fallo de 43 años y 8 días, tal como se detalla en la *Tabla 7.*

Tabla 7. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo fatiga en soldadura, dirección tangencial, posición dos – Primer surco.

	Posición dos - Primer surco
	Esfuerzo en dirección tangencial
Daño acumulado por día	6.368×10^{-5}
Daño acumulado por año	2.324×10^{-2}
Surcos totales hasta la falla	3566870
Tiempo hasta la falla	43 años y 8 días

- *Segundo surco - Dirección tangencial, normal en dirección Y*

Para el segundo surco, se mantiene el mismo comportamiento observado en el primero, con una tendencia estable y una amplitud de esfuerzos (Δσ) igualmente baja. Esto confirma que la distancia respecto al cordón de soldadura continúa siendo el factor determinante para la mínima afectación por fatiga en esta zona. En consecuencia, la vida útil calculada presenta una ligera variación, alcanzando un tiempo de operación antes del fallo aún mayor de 54 años 1 mes 11 días, como se muestra en la *Tabla 8.*

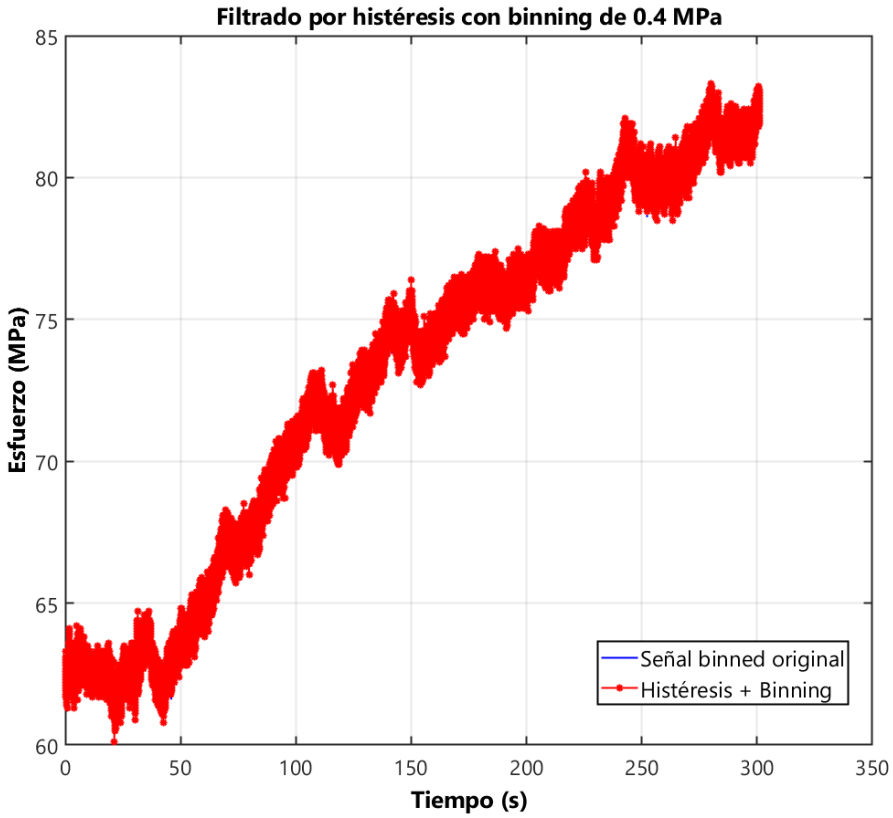


Figura 49. Esfuerzos dirección tangencial, segundo surco posición dos con filtrado de picos y valle.

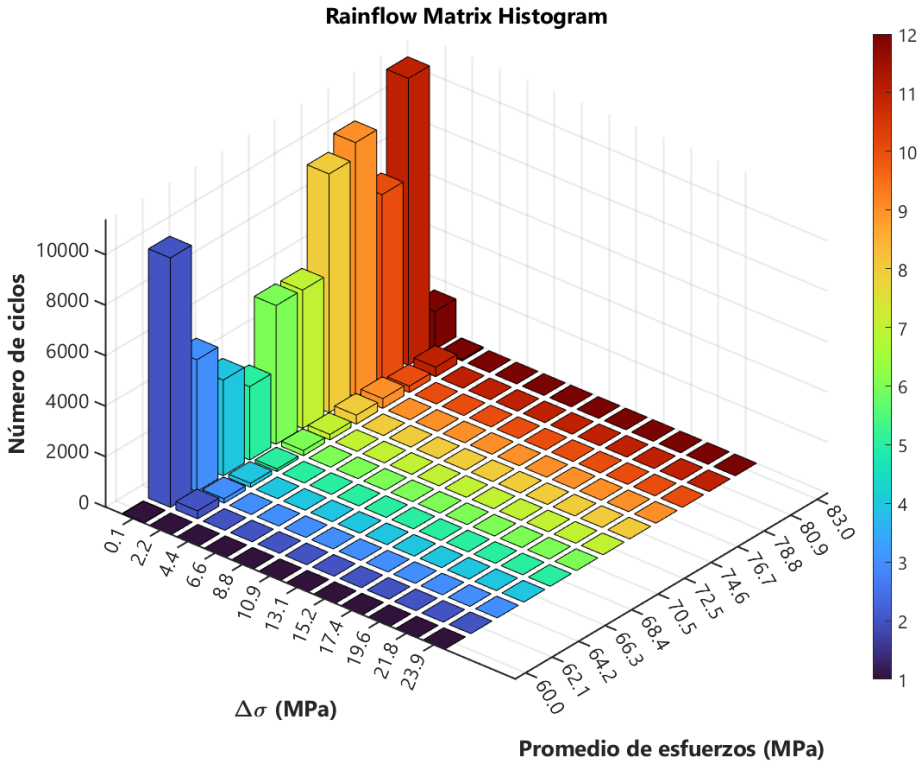


Figura 50. Histograma de rainflow, esfuerzos en dirección tamgemcial, posición dos – Segundo surco.

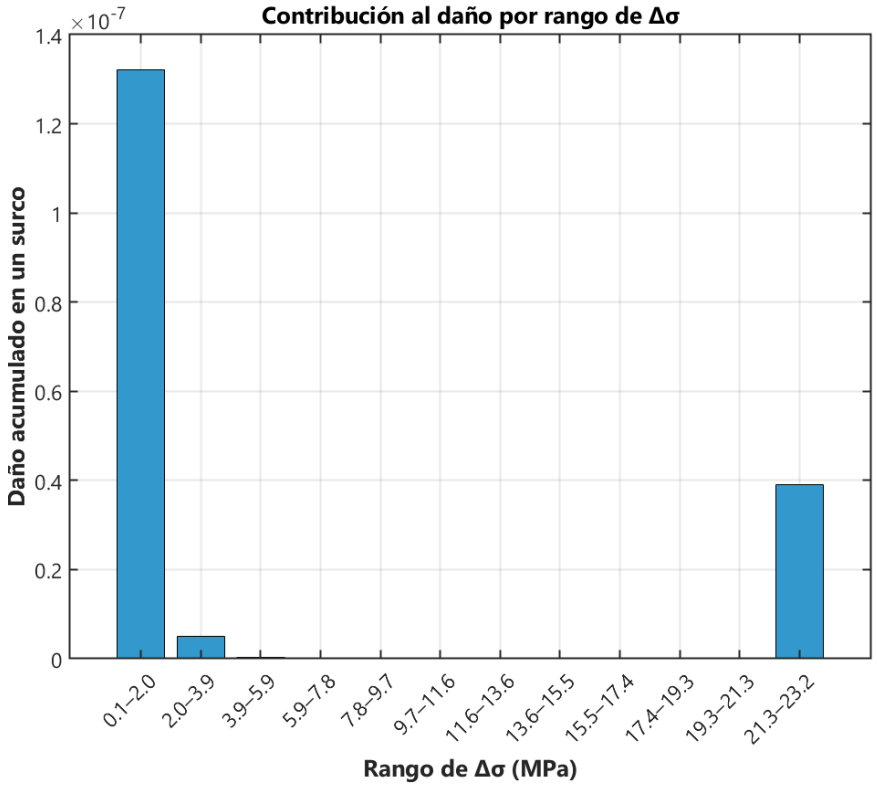


Figura 51. Distribución rango de esfuerzos tangenciales posición dos - Segundo surco

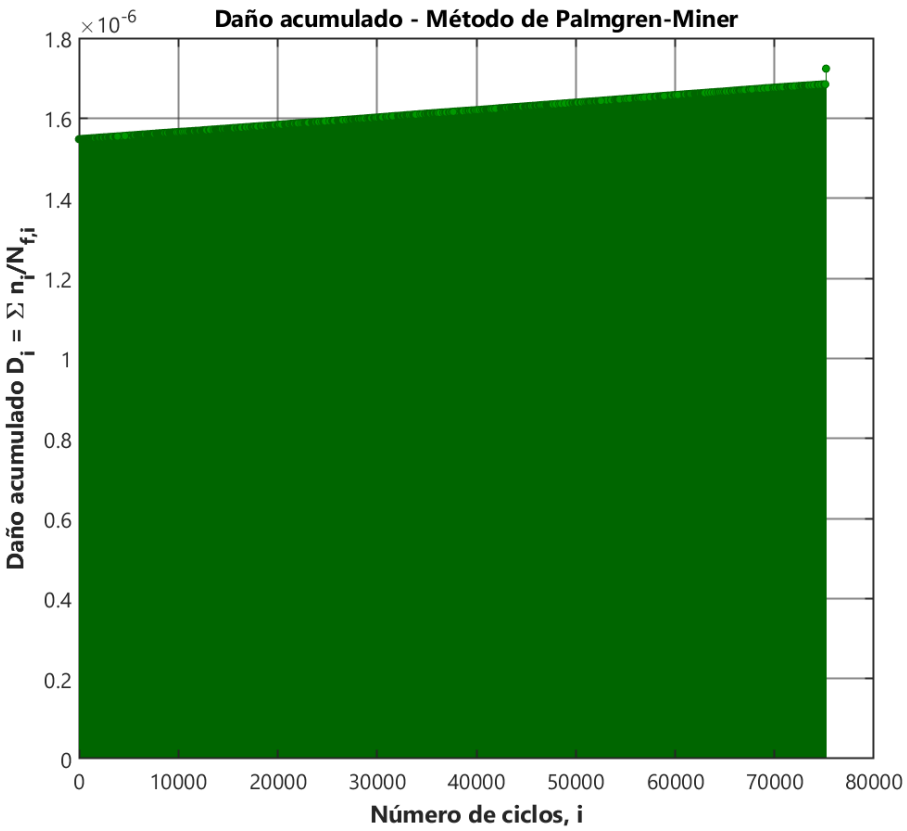


Figura 52. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco – Esfuerzos tangenciales, posición dos - Segundo surco

Tabla 8. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo fatiga en soldadura, dirección tangencial, posición dos – Segundo surco.

	Posición dos - Segundo surco
	Esfuerzo en dirección tangencial
Daño acumulado por día	5.063×10^{-5}
Daño acumulado por año	1.848×10^{-2}
Surcos totales hasta la falla	5664250
Tiempo hasta la falla	54 años, 1 mes y 11 días

5.6.8 Análisis modelo de fatiga uniaxial - Posición 3

- *Primer surco - Dirección axial, normal en dirección X*

En la posición tres se observa un comportamiento muy similar al registrado en la primera posición, lo cual era de esperarse dado que ambas se encuentran próximas al empotramiento de la estructura. En esta zona, las condiciones de restricción generan una mayor rigidez local, lo que produce incrementos significativos en la amplitud de esfuerzos, especialmente en la dirección axial.

El diagrama de bloque (*Ver Figura 33*) muestra una concentración notable de ciclos en el rango de Δσ comprendido entre esfuerzos mayores a 28,2 hasta 62,6, lo que indica que la lámina experimenta variaciones de esfuerzo considerables en el modelo de fatiga en soldaduras. Esta condición se refleja en la gráfica de daño acumulado (*Ver Figura 55*), donde se aprecia un alto número de ciclos para que falle a estos altos niveles de carga, representando un aporte sustancial al daño por fatiga. De acuerdo con el modelo de Palmgren-Miner, la vida estimada antes del fallo es de 2 años 9 meses y 16 días, tal como se detalla en la *Tabla 13*.

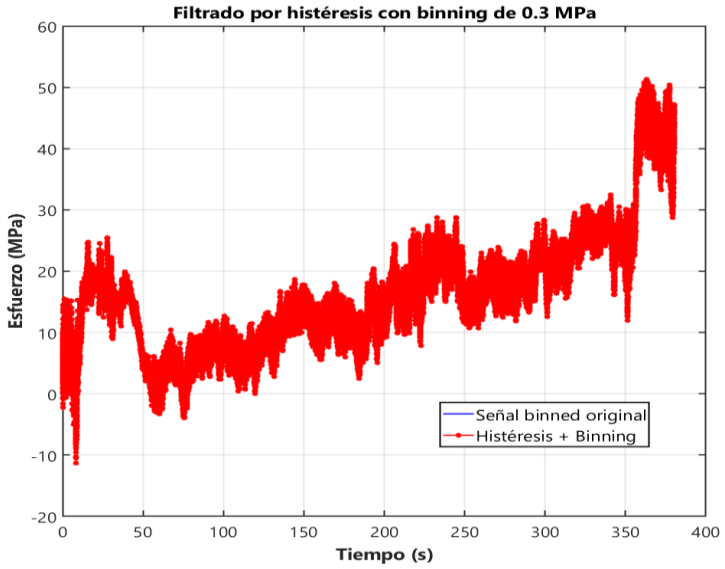


Figura 53. Esfuerzos dirección axial, primer surco posición tres con filtrado de picos y valle.

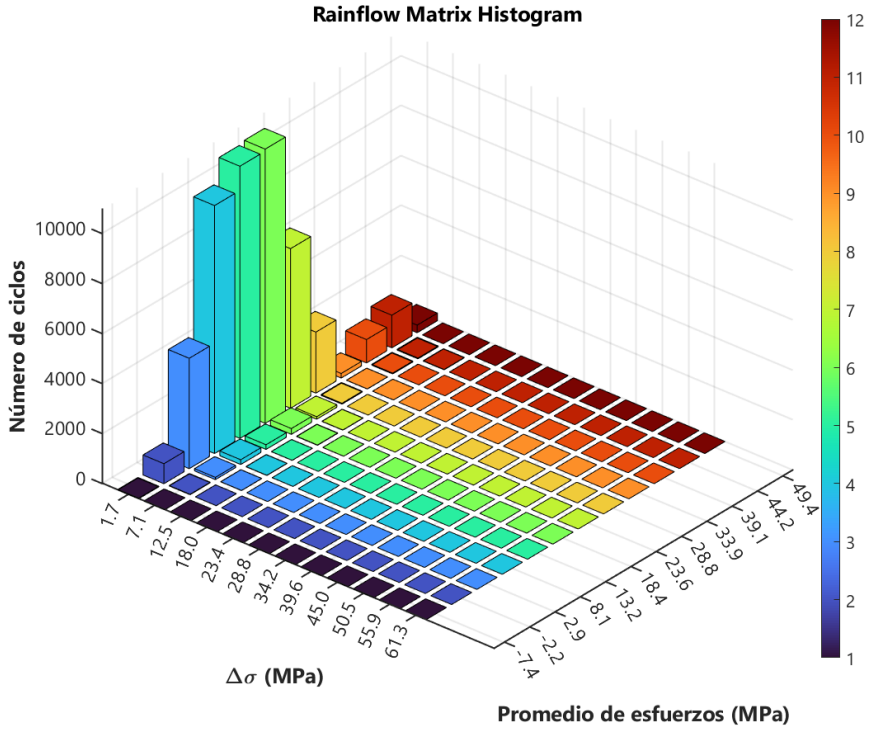


Figura 54. Histograma de rainflow, esfuerzos en dirección axial, posición tres – Primer surco.

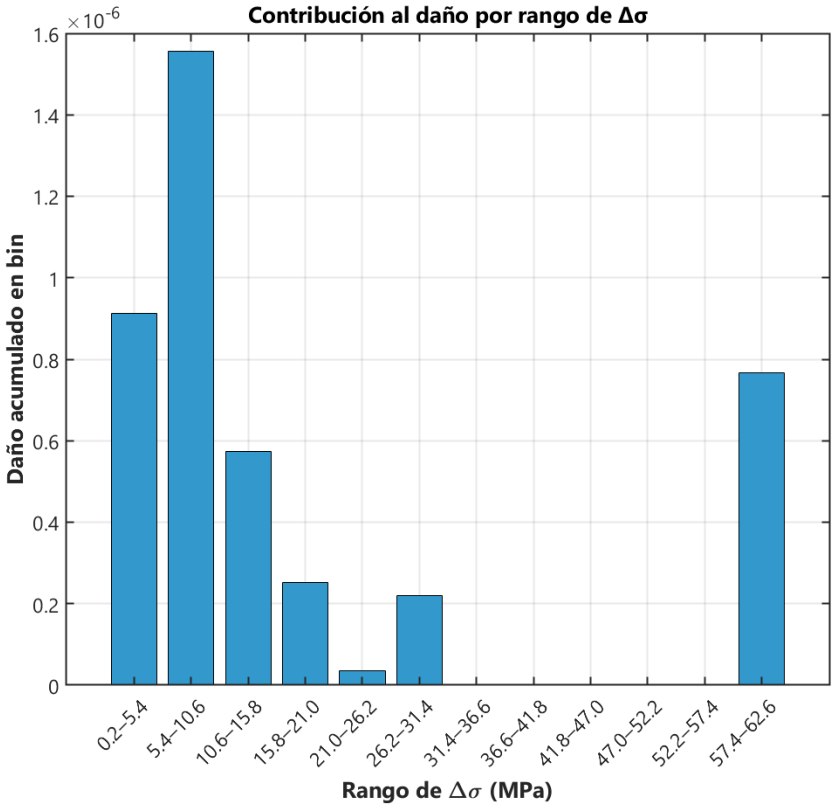


Figura 55. Distribución rango de esfuerzos axiales posición tres - Primer surco

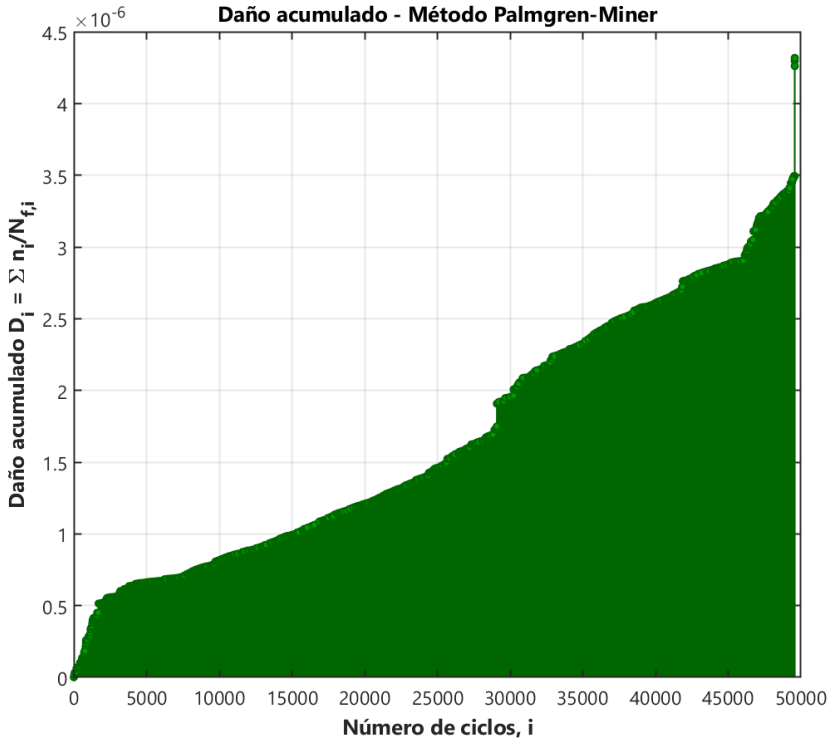


Figura 56. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco – Esfuerzos axiales, posición tres - Primer surco

Tabla 9. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo fatiga en soldadura, dirección axial, posición tres – Primer surco.

	Posición tres - Primer surco
	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	9.806×10^{-4}
Daño acumulado por año	3.579×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	231637
Tiempo hasta la falla	2 años, 9 meses y 16 días

- *Segundo surco - Dirección axial, normal en dirección X*

Para el segundo surco, se mantiene el mismo comportamiento identificado en el primero, observándose mayores variaciones de esfuerzo (Δσ) en la dirección axial. Sin embargo, esta condición puede estar influenciada por la geometría de la lámina, ya que en la zona inferior presenta un radio de curvatura que actúa como concentrador de esfuerzos. Esta característica, genera gradientes de tensión más pronunciados y explica la alta densidad de ciclos en el rango de 30–63 MPa observada en el histograma Rainflow.

En consecuencia, la vida útil estimada antes del fallo para este segundo surco alcanza 2 años 9 meses y 25 días, como se observa con más detalle en la *Tabla 10.*

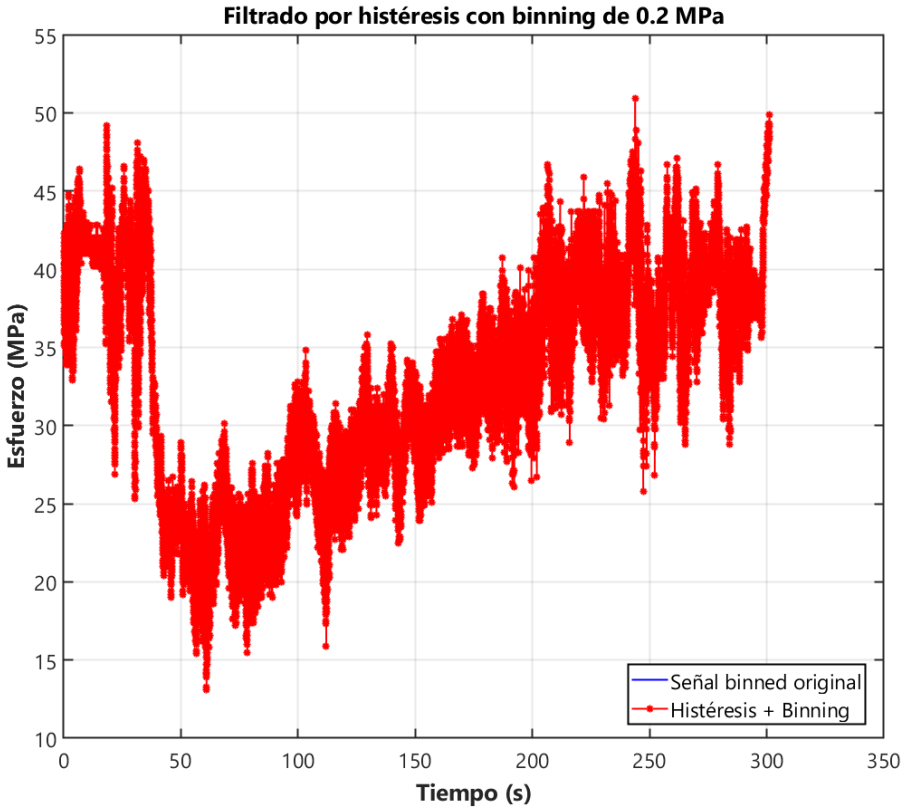


Figura 57. Esfuerzos dirección axial, segundo surco posición tres con filtrado de picos y valle.

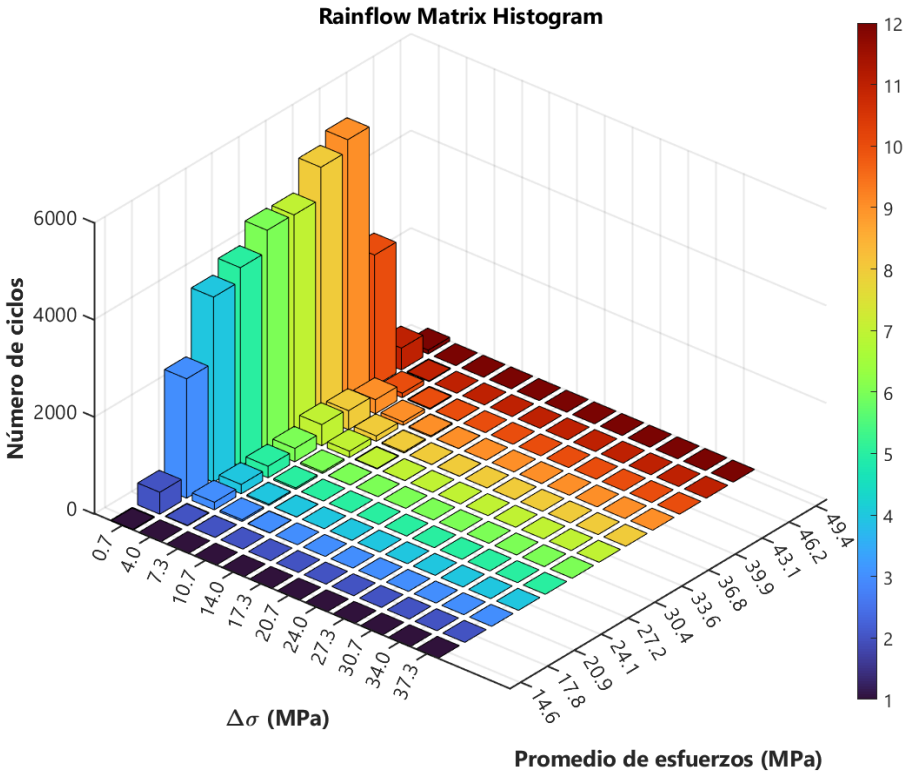


Figura 58. Histograma de rainflow, esfuerzos en dirección axial, posición tres – Segundo surco.

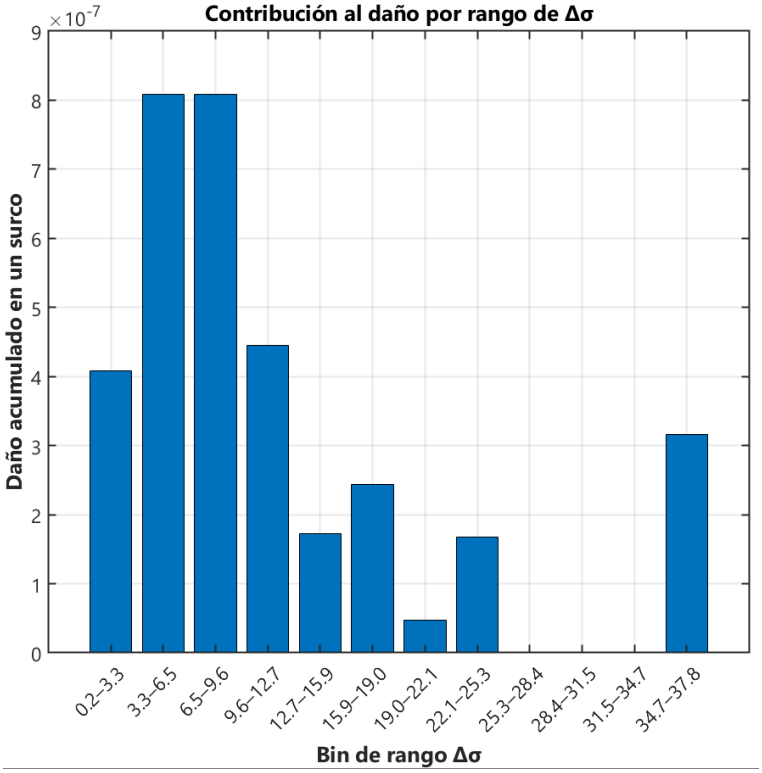


Figura 59. Distribución rango de esfuerzos axiales posición tres – Segundo surco

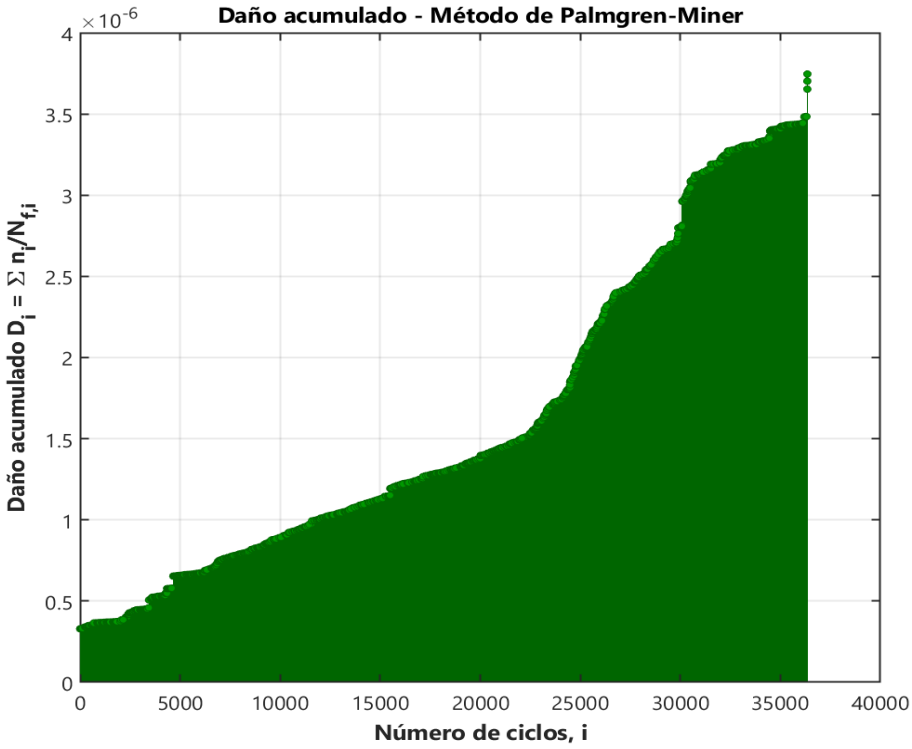


Figura 60. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco – Esfuerzos tangenciales, posición tres - Segundo surco

Tabla 10. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo fatiga en soldadura, dirección axial, posición tres – Segundo surco.

	Posición tres - Segundo surco
	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	9.798×10^{-4}
Daño acumulado por año	3.575×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	292689
Tiempo hasta la falla	2 años, 9 meses y 17 días

- *Primer surco - Dirección tangencial, normal en dirección Y*

En esta posición se registra el menor tiempo de vida antes de la falla por fatiga en la dirección tangencial. Este resultado se asocia a que la lámina experimenta los mayores valores de Δσ en comparación con las demás posiciones analizadas en la misma dirección. Aunque la mayoría de los ciclos de esfuerzo se concentran en el rango bajo, entre 0,1 MPa y 4,7 MPa, una proporción significativa de ellos corresponde a amplitudes entre 50,3 MPa y 54,9 MPa, siendo este último rango el que contribuye de forma predominante al daño acumulado.

De acuerdo con el modelo de Palmgren-Miner, la vida útil estimada para este punto antes de la falla por fatiga en soldadura es de 9 años, 1 mes y 1 día, lo que representa menos del 80% de la vida útil obtenida en la posición dos para la misma dirección. Este resultado evidencia la alta sensibilidad del material ante pequeñas variaciones geométricas o de carga,

ya que en una distancia longitudinal menor a 50 cm se observan diferencias notables en los esfuerzos actuantes. Cabe destacar que esta zona, próxima a los rodillos de alimentación, está sujeta a la gestión de maniobras manuales de giro, regulación y carga del motor, humedad y la compactación del suelo, incrementando el desgaste mecánico. Todo ello fuerza los sistemas de tracción de la cosechadora y aumenta el riesgo de daños estructurales, lo que induce mayores niveles de vibración y contribuye al incremento de los esfuerzos cíclicos y por ende, a una reducción de la vida a fatiga.

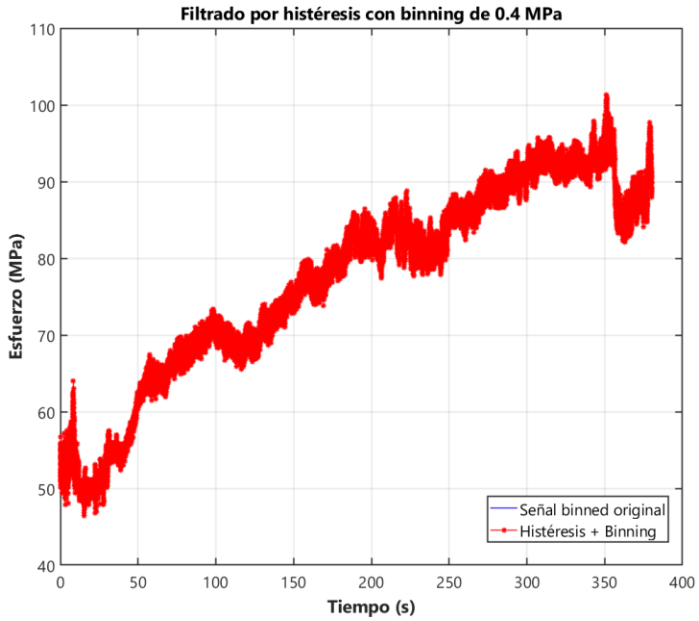


Figura 61. Esfuerzos dirección tangencial primer surco posición tres con filtrado de picos y valle.

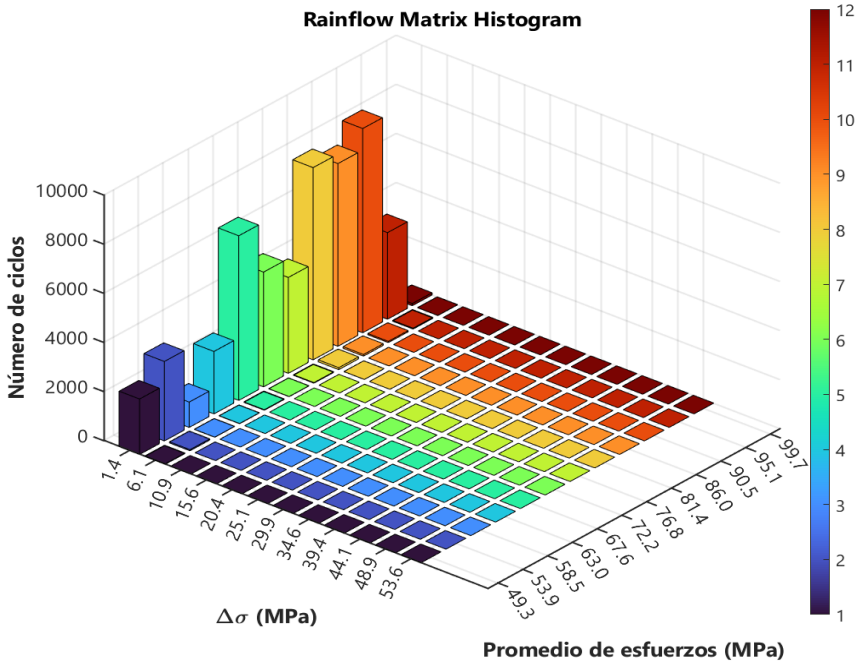


Figura 62. Histograma de rainflow, esfuerzos en dirección tamgemcial, posición tres – Primer surco.

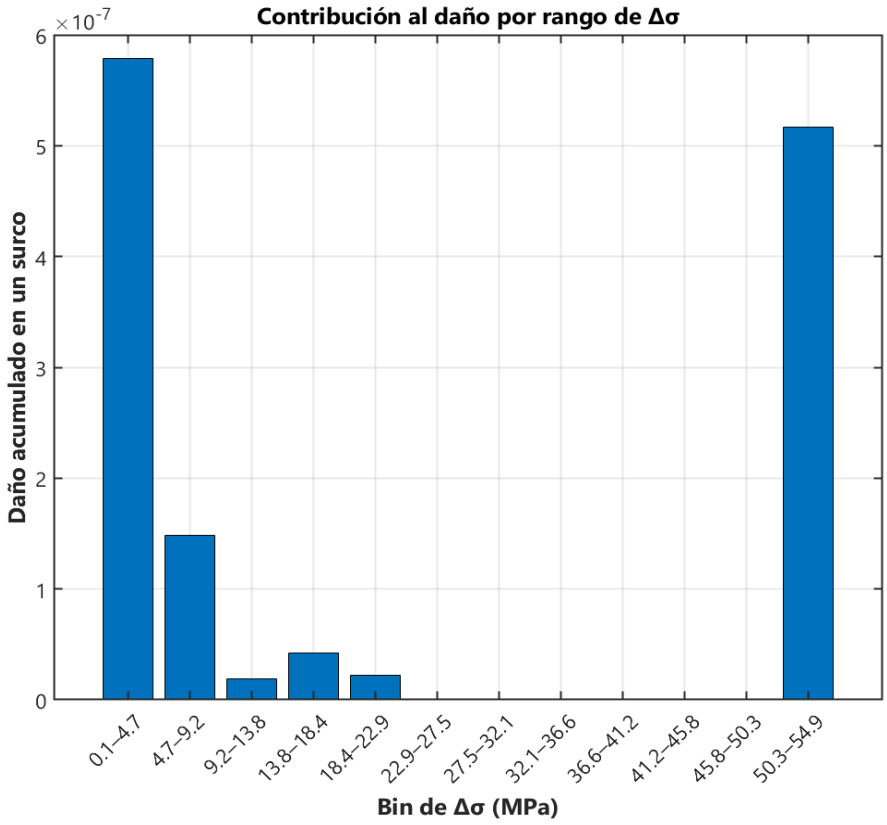


Figura 63. Distribución rango de esfuerzos tangenciales posición tres - Primer surco

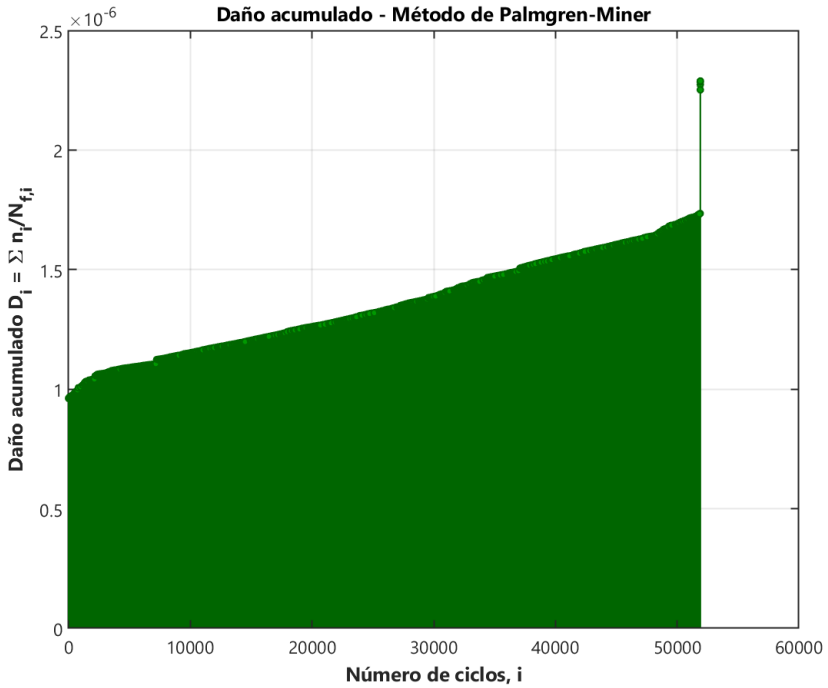


Figura 64. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco – Esfuerzos tangenciales, posición tres – Primer surco

Tabla 11. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo fatiga en soldadura, dirección tangencial, posición tres – Primer surco.

	Posición tres - Primer surco
	Esfuerzo en dirección tangencial
Daño acumulado por día	3.014×10^{-4}
Daño acumulado por año	1.100×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	753391
Tiempo hasta la falla	9 años, 1 mes y 1 día

5.6.9 Análisis de fatiga multiaxial en uniones soldadas - Posición 3

Para el análisis de vida a fatiga en la posición 3, se consideró el estado tensional, caracterizado por la presencia de cargas multiaxiales no proporcionales y la proximidad al cordon de la soldadura. Por este motivo, se optó por aplicar el modelo de fatiga multiaxial basado en el criterio DNVGL [37].

El procedimiento se basó en el tratamiento sincronizado de las historias temporales de esfuerzo normal en X ($\Delta\sigma_x$) y cortante ($\Delta\tau_{xy}$) gracias a la adquisición de datos de la roseta triaxial. A partir de estos valores, se calculó en cada instante la tensión equivalente efectiva en el dominio del tiempo empleando el criterio DNV-GL, el cual combina el esfuerzo normal y el esfuerzo cortante, penalizando los efectos de no proporcionalidad mediante el factor γ.

Finalmente, la estimación de la vida útil se realizó despejando el número de ciclos (Nf) definida en la ecuación 13, empleando las constantes de fatiga y parámetros del material listados en la Tabla 2. Esta metodología permitió correlacionar el daño acumulado por los rangos de tensión equivalente $\Delta\sigma_{eq,DNVGL}$ con la durabilidad estructural de la unión soldada.

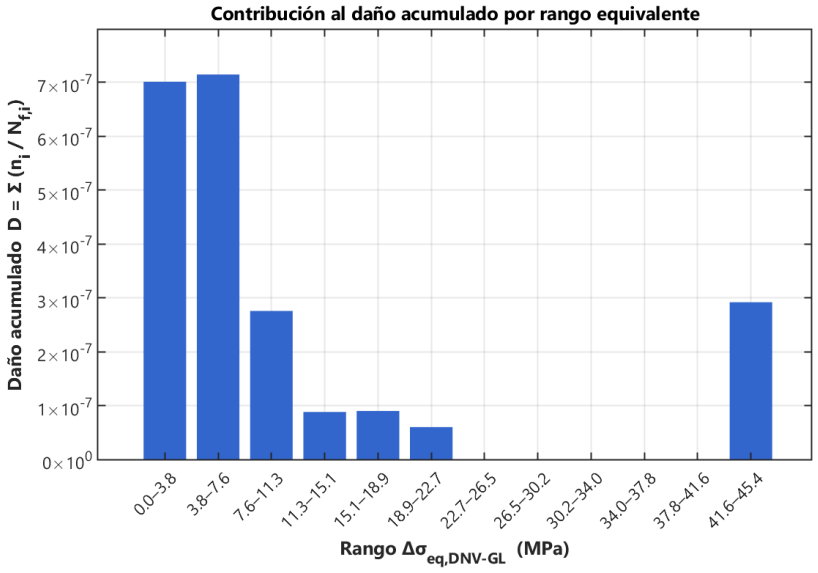


Figura 65. Distribución rango de esfuerzos equivalente mediante criterio DNV, posición tres - Primer surco

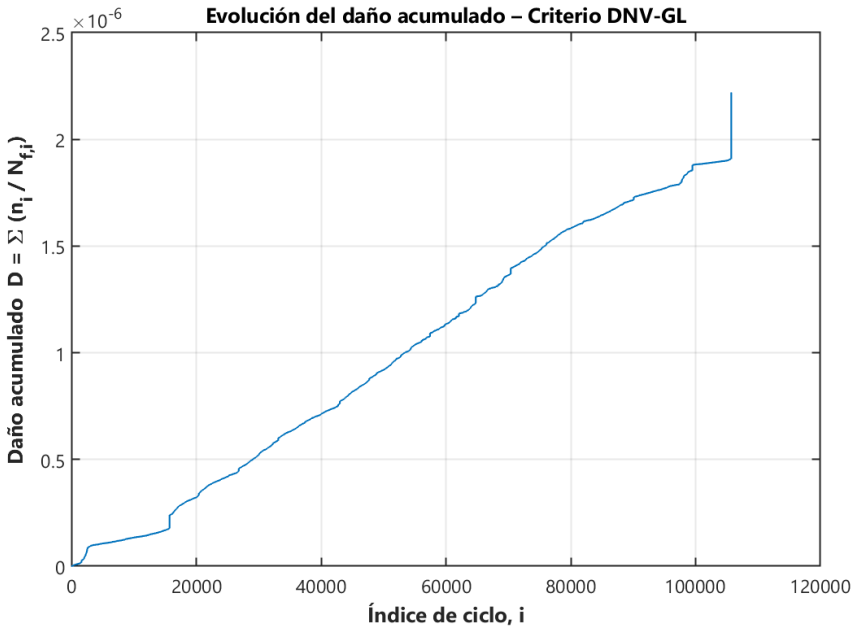


Figura 66. Evolución del daño acumulado por fatiga basado en el criterio DNV, posición tres – Primer surco

Tabla 12. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de fatiga multial de Larsen, posición tres – Primer surco.

Fatiga multiaxial Larsen	Posición tres - Primer surco Esfuerzo normal en X y cortante
Daño acumulado por surco	2.220×10^{-6}
Daño acumulado por año	1.840×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	450448
Tiempo hasta la falla	5 años, 5 meses y 6 días

Los resultados muestran que los rangos de esfuerzo dominantes en la dirección normal en X, analizándose de manera independiente, alcanzan magnitudes de 57 a 62.2 MPa, mientras que el esfuerzo equivalente ($\Delta\sigma_{eq,DNVGL}$) incluso considerando el caso más drástico con un factor γ igual a 1, reporta rangos máximos inferiores, entre 41.6 y 45.4 MPa.

Esto sugiere que, para este cordón de soldadura específico, el esfuerzo normal en la dirección X es el mecanismo gobernante de la falla. El criterio DNVGL, al integrar la componente cortante, tiende a redistribuir la magnitud del esfuerzo resultante, obteniendo un cálculo de vida útil más extendido. Sin embargo, desde una perspectiva de diseño seguro, no se debe desestimar el resultado uniaxial, ya que representa el escenario más conservador y probable de iniciación de grieta ante la predominancia de las cargas normales sobre las cortantes.

.

6 PROPUESTA DE MEJORA

Las cosechadoras y otras máquinas agrícolas están sometidas a esfuerzos cíclicos intensos y a entornos altamente agresivos, lo que exige estructuras con elevada resistencia y durabilidad. Tradicionalmente, los chasis se fabrican a partir de vigas de acero unidas mediante procesos de soldadura. Sin embargo, las uniones soldadas presentan concentraciones de tensiones, deformaciones térmicas y reducción significativa de la vida útil, especialmente cuando no se aplican tratamientos térmicos posteriores ni se garantiza un control estricto de la calidad del cordón de soldadura [15]. Estas condiciones incrementan la probabilidad de fallos por fatiga.

En este contexto, la presente propuesta de mejora en el diseño de la estructura de la cosechadora se fundamenta en la incorporación de tecnologías de corte por troquelado, específicamente la formación de pestañas y ranura, como alternativa a la soldadura en determinadas uniones.

6.1 Formación de pestañas y ranuras por conformado (bending) y corte (troquelado)

El conformado permite la generación de geometrías complejas como pestañas, ranuras, nervaduras y perfiles estructurales sin necesidad de aporte térmico, lo que elimina la zona HAZ y sus efectos negativos. Estas geometrías pueden integrarse directamente en el diseño de la lámina, facilitando el ensamble mecánico mediante pernos, remaches o encajes guiados, y reduciendo la dependencia de procesos de soldadura. también se resalta el acabado superficiales y tolerancias dimensionales competitivas con procesos de rectificado, lo que permite prescindir de operaciones secundarias costosas [32].

En la práctica industrial de prensas plegadoras se distinguen tres modos básicos de operación para producir un pliegue [32]:

- Air bending: El punzón empuja la chapa contra la matriz, pero no la asienta totalmente; el ángulo final depende del recorrido del punzón y del springback. Es el método más versátil y económico.
- Bottoming: El material es forzado hasta asentar contra la matriz; menor springback y mayor precisión geométrica, pero exige mayor tonaje.
- Coining: Se aplica una presión muy alta para plastificar todo el espesor en la zona del pliegue; proporciona mínimos springback y tolerancias ajustadas, pero con alto desgaste de herramental y mayor carga en la máquina.

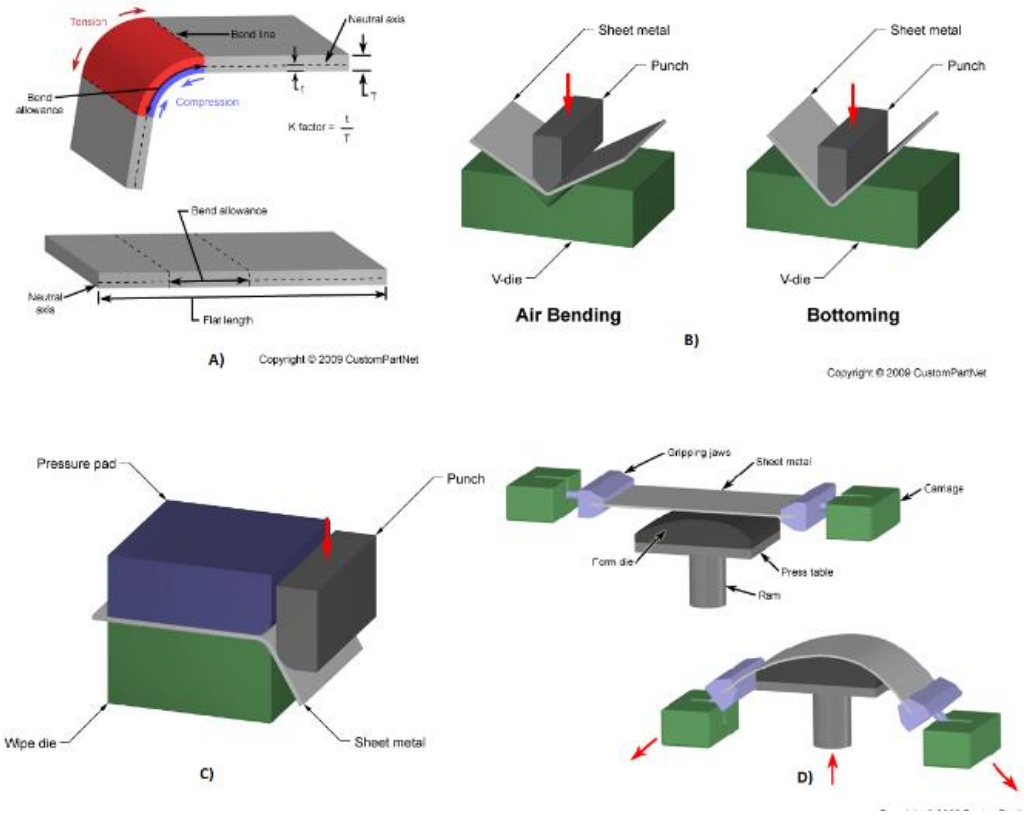


Figura 67. Procesos de conformado en lámina metálica, A) Bending, B) V Bending, C) Deep Drawing, D) Stretch forming. [32]

Durante el doblado, varias consideraciones mecánicas controlan el comportamiento geométrico y la precisión dimensional de la pieza. En primer lugar, el desplazamiento del eje neutro implica que la línea neutra se desplaza hacia la fibra de compresión, lo que modifica la longitud efectiva del material en la curvatura y condiciona el cálculo de la bend allowance y la bend deduction. En segundo lugar, la recuperación elástica (Springback) parcial tras la descarga, la cual depende directamente de la relación módulo/límite elástico del material, del radio interior formado y del método de plegado empleado, por ello el ángulo final debe compensarse en la programación de la prensa o mediante secuencias de plegado controladas. Finalmente, variables como el K-factor (que relaciona la posición de la línea neutra con el espesor) son esenciales para estimar la bend allowance, dichas variables se mencionan y aclaran en la sección 6.4

6.2 Ventajas frente a la soldadura

En la estructura del chasis de la cosechadora se evidencia un uso excesivo de uniones soldadas para acoplar perfiles y láminas en distintos segmentos. Sin embargo, las soldaduras tienden a generar defectos y concentraciones de tensión severas que actúan como puntos de inicio de grietas por fatiga. Diversas investigaciones han demostrado que las uniones

soldadas presentan una reducción significativa en la vida útil frente a otros métodos de unión, como se describe en la sección 3.7.1 de fatiga en soldadura.

Esta tendencia se confirma en estudios experimentales realizados sobre el acero Q345, de naturaleza dulce y con propiedades mecánicas similares a las del material base del chasis (resistencia última de 480 MPa y límite elástico de 335 MPa). En dichas investigaciones, se realizaron ocho ensayos en juntas de solape doble, se analizó la influencia de las tensiones residuales sobre la durabilidad de las soldaduras. Los resultados evidenciaron una reducción de hasta un 40 % en la vida a fatiga en comparación con juntas sometidas a tratamientos térmicos posteriores, lo que resalta el impacto negativo de las tensiones residuales [33].

De igual forma, el instituto Americano de construcción en acero (AISC) señala que las soldaduras suelen introducir concentraciones de tensión críticas y defectos más severos que las uniones remachadas o atornilladas. En la práctica, esto se traduce en uniones soldadas más frágiles y con menor resistencia a la fatiga, incluso cuando se cumplen estrictamente las normas de soldadura, situación que no siempre ocurre en el caso del ingenio analizado. Además, las tensiones térmicas residuales generadas en la zona afectada por el calor (HAZ) contribuyen a disminuir aún más la vida útil bajo cargas cíclicas.

Por otro lado, Marciniak plantea que el análisis preciso del doblado requiere la consideración de factores empíricos como K_{ba} (factor de corrección del desarrollo) y K_{bf} (factor de flexión en el cálculo de fuerza), que permiten ajustar el modelo teórico a las condiciones reales de fabricación, garantizando la exactitud en el cálculo de longitud de desarrollo y la fuerza aplicada. De igual manera, la comprensión del fenómeno de springback, asociado a la recuperación elástica del material tras retirar la carga, resulta fundamental para definir radios y ángulos óptimos que minimicen la distorsión y maximicen la repetibilidad geométrica. Estos parámetros, junto con la relación R/t (radio de curvatura sobre espesor), son determinantes en la vida útil del componente, ya que controlan la distribución de esfuerzos y la magnitud de las tensiones residuales de compresión, altamente favorables para el comportamiento a fatiga. En suma, el conformado mediante doblado con pestañas no solo ofrece una mayor durabilidad estructural y precisión dimensional, sino que permite el diseño de geometrías optimizadas a partir de criterios cuantificables de ingeniería, consolidándose como una alternativa más confiable y técnicamente justificable que la soldadura para el rediseño del chasis de la cosechadora.

6.3 Empresas y disponibilidad para tecnologías de unión de troquelado en América Latina

El aumento de las exigencias en la industria hacia diseños estructurales más resistentes y confiables ha impulsado una evolución significativa en los procesos de manufactura, especialmente en las tecnologías de conformado. La necesidad de reducir costos operativos, mejorar los tiempos de ensamblaje, cumplir con los requisitos de resistencia mecánica y facilitar el mantenimiento ha promovido la búsqueda de soluciones capaces de fabricar geometrías complejas sin comprometer la integridad estructural [38]. En este contexto, se ha

consolidado en América Latina una creciente red de empresas especializadas en conformado de lámina y troquelado, capaces de producir componentes con alta precisión y optimas propiedades mecánicas. Estas compañías ofrecen servicios que incluyen el diseño y fabricación de dados, troqueles progresivos, matrices y sistemas de unión mecánica, lo que permite sustituir procesos como la soldadura, especialmente cuando esta se realiza sin tratamiento térmico posterior o sin seguimiento a estándares de calidad, condiciones que pueden comprometer la vida útil de las estructuras por fenómenos de fatiga.

A pesar de la percepción en algunos sectores agrícolas e industriales de que los procesos de conformado requieren equipamientos complejos o poco accesibles, la realidad del entorno colombiano demuestra lo contrario. En el país existe una amplia oferta de empresas especializadas en troquelado y doblado, incluyendo dados, punzones y matrices progresivas, con capacidad para atender proyectos de distinta escala y precisión. Estas compañías disponen de prensas hidráulicas capaces de trabajar espesores considerables, como los empleados en estructuras de maquinaria agrícola, permitiendo generar pestañas, ranuras y pliegues en perfiles y láminas ofreciendo piezas con buenas tolerancias y repetibilidad en la fabricación.

En Colombia, la disponibilidad de talleres especializados (troquelado, prensas hidráulicas, plegado CNC y fabricación de herramental) está confirmada por la oferta local en empresas como Pramec, Cripack, MC Troqueles, Metalmind, IAC y LaserSteel ofrecen dichos servicios de manufactura, lo que demuestra que no es una limitación estructural innovar en nuevas tecnologías de ensamble que pueden generar un aumento en la vida útil del material. Estas entidades demuestran que, para dimensiones y espesores como los empleados en la viga estructural analizada (aproximadamente 3/8″ y 540 mm de longitud), la fabricación de dados y la ejecución de procesos de conformado son totalmente viables y económicamente accesibles dentro del contexto colombiano.

6.4 Modelamiento analítico y consideraciones en la mejora del diseño

Los agujeros fueron distribuidos considerando una relación mínima de 3·d entre el borde libre y el centro del agujero, y una separación entre centros superior a 3·d, de acuerdo con las recomendaciones del y los criterios de diseño a fatiga establecidos por la European Convención for Constructional Steelwork (ECCS). Estas distancias permiten mitigar el riesgo de entalladura del material y los esfuerzos pico que se generan en la línea de acción cercana a los agujeros (concentradores de esfuerzo).

El proceso implica la transferencia de momentos flectores por acción de herramientas como punzón y matriz, quienes inducen una deformación plástica sobre la lámina, logrando que la pieza conserve el doblez de manera permanente al retirar la carga (modelo elástico-perfectamente plástico, *Ver Figura* 68, caso b) [32]. Para que esto ocurra, la magnitud del momento aplicado debe exceder el límite elástico del material, permitiendo la aparición de una zona plástica significativa en la sección transversal de la lámina. Además, el doblado permite predecir y compensar fenómenos como el springback, resultado de la recuperación elástica tras la carga, mediante modelos constitutivos y cálculos previos.

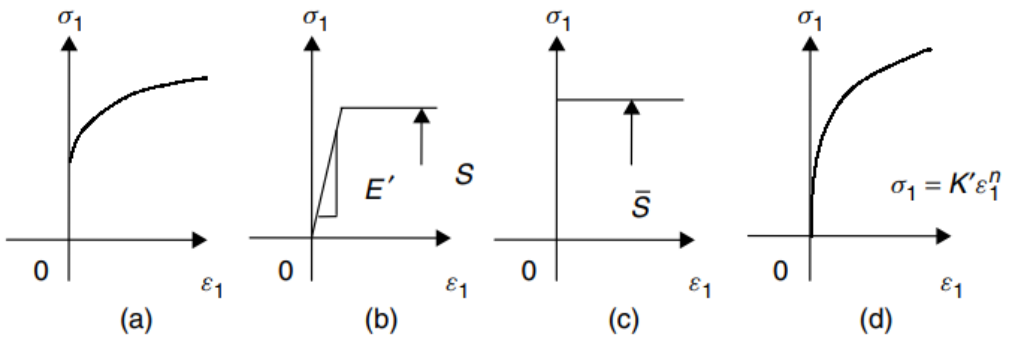


Figura 68. Modelos de material para el bending. (a) Curva tensión-deformación real. (b) Modelo elástico-perfectamente plástico. (c) Modelo rígido-perfectamente plástico. (d) Modelo plástico endurecido por deformación. [32]

Por otra parte, para el desarrollo del estudio analítico de los elementos de unión, se seleccionaron pernos de alta resistencia tipo M12 con cabeza hexagonal grande, grado 10.9S, fabricados en acero aleado 20MnTiB conforme a la norma GB/T 1228–2006, utilizados habitualmente en uniones de brida sometidas a esfuerzos variables asociados a ciclos de fatiga.

6.4.1 Cálculo de bending bajo modelo elástico-perfectamente plástico.

Marciniak establece que el esfuerzo de fluencia en deformación plana se obtiene a partir del esfuerzo de fluencia uniaxial σ_y. Esto significa que, aunque el material fluya a $\sigma_y$en un ensayo de tracción, en el doblado real la condición de fluencia se alcanza a un nivel mayor de esfuerzo debido a la restricción de deformación en el ancho de la lámina [32].

$$S = \frac{2}{3}\sigma_y \tag{33}$$

Considerando solamente una mejora en el diseño y basado en cambio de geometría y no en el cambio del material (urgentemente necesario), se toman valores estándar del acero A36, con $\sigma_y = 250$ MPa, se obtiene $S = 288.7$ MPa.

Para el cálculo de los momentos característicos (limite elástico y plástico) donde se determina la resistencia de la sección frente al bending, el momento elástico $M_e$corresponde al inicio de la fluencia en las fibras externas, mientras que el momento plástico M_p representa el estado en el que toda la sección ha fluido. Estos valores son fundamentales para dimensionar la carga de doblado y entender el rango de comportamiento del material. Las ecuaciones para cuantificar los valore son los siguientes.

$$M_e = \frac{St^2}{6} \tag{34}$$

$$M_p = \frac{St^2}{4} \tag{35}$$

Con el valor del esfuerzo de fluencia en deformación plana (S) y el valor del espesor, manteniendo la medida del original (3/8in), se reemplaza en ambas ecuaciones de momentos, teniendo un valor de $4{,}37\times10^3$ N para el momento elástico y $6{,}56\times10^3$ N para el momento plástico. La unidad se debe a que son los momentos flectores por unidad de ancho de lámina.

El fenómeno de springback se explica por la recuperación elástica que ocurre al descargar la pieza. Aunque bajo carga la lámina alcanza una cierta curvatura, al retirar la fuerza parte de esa curvatura se pierde, y el ángulo final es menor al impuesto. La ecuación 37 cuantifica esta variación relativa de curvatura, mostrando que depende directamente del esfuerzo de fluencia y del espesor, e inversamente del módulo elástico.

$$E' = \frac{E}{1-\gamma^2} \tag{36}$$

$$\frac{\Delta(\frac{1}{\rho})}{(\frac{1}{\rho})_0} = \frac{3S}{2E't} \tag{37}$$

Considerando las propiedades del acero A36, con un módulo elástico de 210GPa y un coeficiente de 0.3, el valor del módulo en deformación plana, reemplazando en la ecuación 36 es de 230,769GPa. Se procede a calcular el valor de la recuperación elástica, con todas las variables ya determinadas, se reemplaza y se obtiene un valor de 0.1969.

Este valor permite calcular el ángulo bajo carga necesario para obtener 90° permanentes tras la descarga, esto mediante la ecuación 38.

$$A_{carga} = \frac{A_{final}}{1-\frac{\Delta(\frac{1}{\rho})}{(\frac{1}{\rho})_0}} \tag{38}$$

Finalmente, asumiendo proporcionalidad entre ángulo y curvatura durante descarga elástica se obtiene un valor de 112° como angulo bajo carga necesario para obtener 90°, la recuperación elástica bajo este material y condiciones de bending es aproximadamente del 19,7%

Los parámetros necesarios para la fabricación del dado, la selección del herramental (V-die, radio de punzón, fuerza de doblado y demás) no se consideran en este trabajo, pues la empresa especializada, ya que las empresas del sector tienen estandarizado este tipo de operaciones. Con la información básica del componente, longitud efectiva, espesor de la lámina, radio interior de pliegue y ángulo de doblado (90°) es posible determinar con precisión el flat pattern, la bend table, las especificaciones del herramental y el cálculo del tonelaje requerido para el proceso de conformado

6.4.2 Selección diseño del sujetador

La elección de este modelo se fundamenta en tres consideraciones principales: Su amplio uso en uniones estructurales de carga media y alta, lo que facilita la comparación con resultados experimentales reportados en la literatura, su alta capacidad de precarga, que permite garantizar la integridad de la unión bajo condiciones de servicio fluctuantes sin pérdida de apriete y la disponibilidad de datos experimentales de comportamiento a fatiga en este mismo tipo de pernos, lo cual aporta una base de validación directa para los cálculos de resistencia en el presente estudio.

Basado en la norma estandarizada de pernos de cabeza hexagonal para estructuras de acero GB/T 1228-2006 [35], se establece una longitud total de 55mm teniendo en cuenta la longitud de la lámina y elemento estructural a la cual se va a sujetar (1”)

La geometría del perno, su clase de resistencia y el material seleccionado ofrecen una relación adecuada entre rigidez, límite elástico y resistencia a fatiga, siendo características esenciales en uniones atornilladas sometidas a esfuerzos cíclicos. Asimismo, las dimensiones moderadas (M12) representan una configuración realista dentro de la escala estructural del ensamblaje analizado.

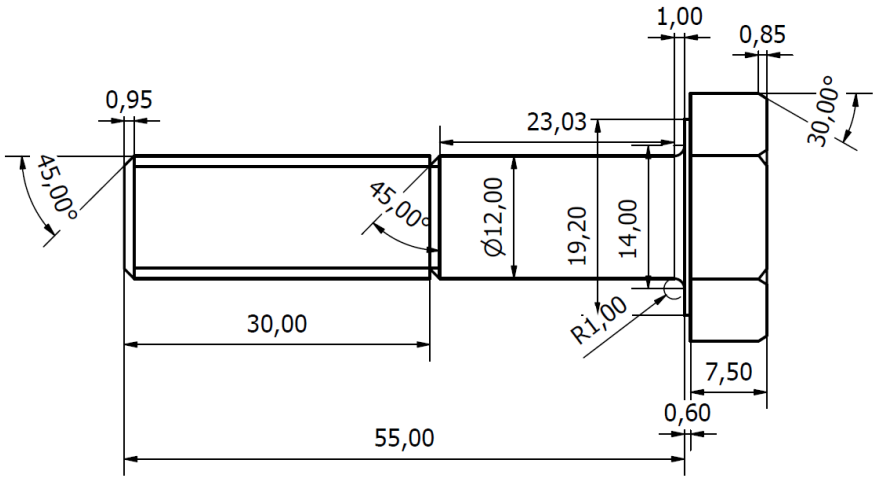


Figura 69. Geometría de perno hexagonal basado en la norma GB/T 1228-2006.

6.4.3 Factores de entalla para la nueva geometría.

Gracias al diseño de la mejora geometría definida previamente, fue posible estimar dos parámetros fundamentales, el factor teórico de concentración de esfuerzos (K_t) y el factor efectivo de concentración de esfuerzos en fatiga (K_f). El primero, K_t, depende únicamente de la geometría y del tipo de carga aplicada. Mientras que el segundo, K_f, está influenciado además por características propias del material, como el tamaño de grano, las dimensiones de la pieza y los gradientes de esfuerzo que se desarrollan en la zona afectada

por la concentración [39], todo esto queda condensado cuantitativamente mediante la ecuación 19.

Debido a lo anterior, la determinación experimental del factor de concentración de esfuerzos efectivo, K_t, resulta más compleja, ya que requiere la realización de ensayos específicos para obtener valores precisos. Además, la obtención de este factor mediante simulaciones estructurales presenta limitaciones importantes. En una estructura compleja como el chasis de una cosechadora, las condiciones de frontera, los puntos de aplicación de carga y la forma en que se transmiten las fuerzas pueden variar significativamente según el escenario analizado. Por esta razón, el valor de K_t obtenido por simulación puede no representar el comportamiento real del material en la zona de concentración de esfuerzos en las cercanías de los pernos.

A partir de la parametrización de las curvas de factores de concentración de esfuerzos elaboradas por Peterson [36], la relación entre el factor de concentración de esfuerzos teórico K_t y el factor K_{tn}se establece a partir de la definición común del esfuerzo nominal en la sección neta. El factor teórico de concentración de esfuerzos K_t, se determina como la razón entre el esfuerzo máximo en el borde de la entalla y el esfuerzo nominal calculado sobre el área efectiva que transmite la carga. De manera análoga, el K_{tn} emplea la misma base de referencia, la sección neta para definir el esfuerzo nominal, reflejando únicamente el gradiente local de tensiones en el contorno del agujero. Por esta razón, K_{tn} resulta directamente comparable con los valores tabulados de K_t. En el presente trabajo se adopta esta consideración ($K_{tn} \approx K_t$) debido a la ausencia de resultados experimentales específicos y a la similitud geométrica con el caso reportado en la literatura para una placa con cuatro orificios de diámetro $d = 12$ mm, separados a una distancia entre centros equivalente a tres veces dicho diámetro ($l = 3d$). Bajo esta configuración, el valor de K_{tn} puede estimarse mediante la expresión empírica:

$$K_{tn} = 2{,}000 - 2{,}119\left(\frac{d}{l}\right) + 2{,}493\left(\frac{d}{l}\right)^2 - 1{,}1124\left(\frac{d}{l}\right)^3 \quad (39)$$

Reemplazando d y l por 12 y 36 respectivamente, se obtiene un valor de $K_{tn} \approx K_t$ =1,43.

Por otra parte, con base en el esfuerzo último del material y aplicando la ecuación (20), se obtuvo un valor intermedio de 0.248. Sustituyendo este resultado en la ecuación (19), y considerando un diámetro del orificio de 12 mm (incluyendo un ajuste adicional de 1 mm para el perno) y un radio de entalla de 6 mm, se calculó finalmente un factor de concentración de esfuerzos en fatiga $K_f = 1{,}41$.

6.5 Cálculo de vida útil mediante daño acumulado de Palmgren-Miner considerando efectos de entalladura

El cálculo de la vida útil del componente se fundamentó en la aplicación de la regla de daño acumulado propuesta por Palmgren y Miner, considerando la degradación del

comportamiento a fatiga provocada por la presencia de entalladuras. Este método permite evaluar el número de ciclos hasta la falla cuando el componente está sometido a los esfuerzos de operación reales en un surco, incorporando las correcciones necesarias para el efecto del esfuerzo medio y el incremento de los esfuerzos locales asociados al factor de entalla.

6.5.1 Extracción de esfuerzos alternantes y medios

A partir del historial experimental de esfuerzos medidos en la galga extensiométrica, se identificaron los pares de pico-valle mediante el conteo de ciclos de rainflow.
De esta manera, cada ciclo queda caracterizado por su esfuerzo alternante σ_a y su esfuerzo medio σ_m.

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \tag{40}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} \tag{41}$$

6.5.2 Corrección por esfuerzo

El material presenta una reducción en la resistencia a fatiga cuando el esfuerzo medio (σ_m) es distinto de cero. Para considerar este efecto, los esfuerzos alternantes se corrigen a un valor equivalente de esfuerzo totalmente reversado (S_{NF}) mediante modelos empíricos.
Los dos criterios considerados fueron Goodman modificado y Gerber:

$$S_{NF,i}{}^{God} = \frac{\sigma_a}{1-\frac{S_{m,i}}{\sigma_u}} \tag{42}$$

$$S_{NF,i}{}^{Ger} = \frac{\sigma_a}{1-(\frac{S_{m,i}}{\sigma_u})^2} \tag{43}$$

6.5.3 Ecuación de Basquin y cálculo de la vida a fatiga

La relación entre el esfuerzo y la vida a fatiga del material se describe mediante la ecuación de Basquin, expresada en términos de reversiones (2N)

$$S_{NF} = \sigma'(2N_f)^b \tag{44}$$

Donde:

- S_{NF} es el esfuerzo completamente reversado que produce falla a N_f ciclos,
- σ_f' es el coeficiente de resistencia a la fatiga

Para este coeficiente de resistencia a la fatiga, se emplea la aproximación SAE para aceros con HB < 500.

$$\sigma_f' = S_u + 345\ MPa \quad con\ HB < 500 \tag{45}$$

- b es el exponente de la ley de Basquin (pendiente en la zona de bajo esfuerzo).

El exponente b se determina experimentalmente a partir del límite de resistencia corregido S_e, correspondiente a $N_e = 10^6$ciclos, mediante:

$$b = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_F}{S_e}\right)}{\log\left(2N_e\right)} \tag{46}$$

Esta forma asegura el uso coherente de reversiones (2N) en la estimación de vida a fatiga.

Despejando N_f de la ecuación de Basquin, se obtiene el número de ciclos hasta la falla para cada valor de esfuerzo corregido S_{NF}.

$$N_f = \frac{1}{2}\left(\frac{S_{NF}}{\sigma'_f}\right)^{\frac{1}{b}} \tag{47}$$

6.5.4 Consideraciones del efecto entalladura

Cuando existe una concentración geométrica de esfuerzos (entalla), la resistencia a fatiga del material se reduce. Este efecto se modela mediante el factor de fatiga por entalla K_f, que relaciona el esfuerzo real en la raíz de la entalla con el esfuerzo nominal aplicado. De esta forma, la resistencia a la fatiga del material sin entalla S_f se calcula de la siguiente manera.

$$S_{entalladura} = \frac{S_f}{K_f} \tag{48}$$

Donde $S_f$corresponde al valor de resistencia a fatiga en 2×10^6reversiones, calculado como.

$$S_{NF} = \sigma'(2N_f)^b \tag{49}$$

Al incorporar el efecto de entalla, la pendiente de la curva S–N se modifica, obteniéndose un nuevo exponente b_{ent}, calculado de manera análoga

$$b_{enta} = -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_F}{S_{enta}}\right)}{\log\left(2N_e\right)} \tag{50}$$

Este nuevo exponente refleja la mayor sensibilidad del material al daño por fatiga cuando existen concentraciones de esfuerzo. Por tanto, la ecuación de Basquin con entalla queda de la siguiente manera.

$$S_{NF} = \sigma'(2N_f)^{b_{enta}} \tag{51}$$

lo cual permite determinar para cada ciclo un número de ciclos a falla $N_{f,\text{ent}}$ajustado al comportamiento real del componente.

$$N_{f,enta} = \frac{1}{2}\left(\frac{S_{NF}}{\sigma'_f}\right)^{\frac{1}{b_{enta}}} \quad (52)$$

Luego, se hace lo mismo que para el modelo de fatiga en soldadura, se hace una proyección de la vida útil con la regla de daño acumulado de Palmgren-Miner con los valores obtenidos de N_f y $N_{f,entalla}$. Finalmente, conociendo el daño total asociado a un surco de operación real (D_{surco}) y la duración temporal del mismo, se estima el daño diario o anual suponiendo una operación continua 24/7.

$$D_{total} = \sum_i \frac{n_i}{N_{f,i}} \quad (53)$$

$$D_{día} = D_{surco} \cdot N_{surcos,día} \quad (54)$$

$$D_{año} = D_{surco} \cdot N_{surcos,año} \quad (55)$$

Es importante recalcar que para la simulación en Matlab el valor de límite de fluencia corregida tiene un cambio grande, pues el factor de soldadura desaparece, siendo esto un cambio significante, pues este factor tenía una disminución de la vida a fatiga del material de casi un 40%, teniendo finalmente un valor de 60,28MPa el límite de fatiga corregido, aumentando en manera significativa el tiempo de vida útil.

6.5 Geometría propuesta

Teniendo en cuenta todas las consideraciones necesarias para reemplazar la unión soldada por un sistema más confiable bajo las condiciones reales de operación de la cosechadora, se desarrolló una geometría de lámina con doble curvatura en sus extremos (bending), incorporando cuatro orificios destinados a la sujeción mediante pernos normalizados bajo la norma GB/T 1228-2006. El diseño conserva las dimensiones requeridas para garantizar un correcto acople con el perfil de soporte ubicado en la zona de los rodillos de alimentación, asegurando así el cumplimiento de su función estructural sin comprometer la integridad del conjunto.

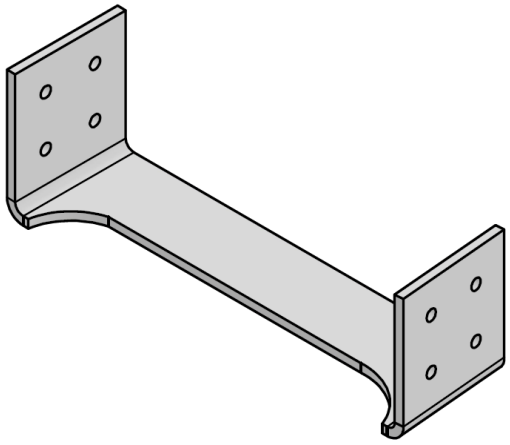


Figura 70. Vista frontal geometría propuesta.

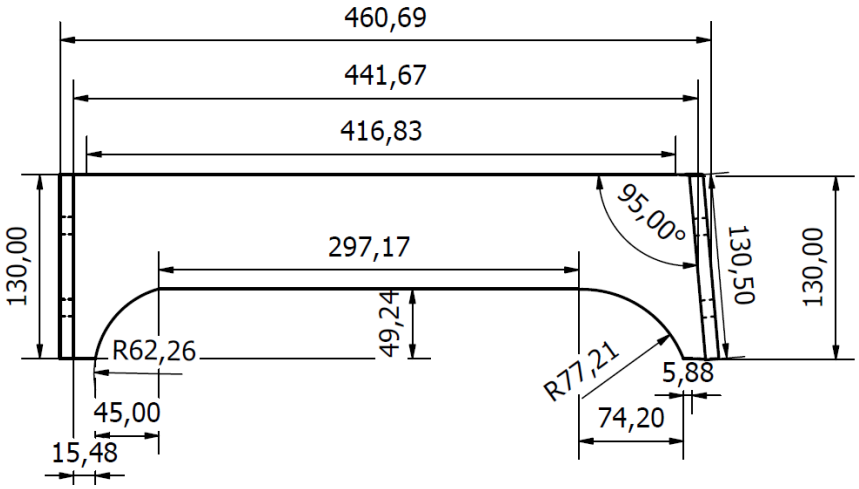


Figura 71. Vista lateral geometría propuesta.

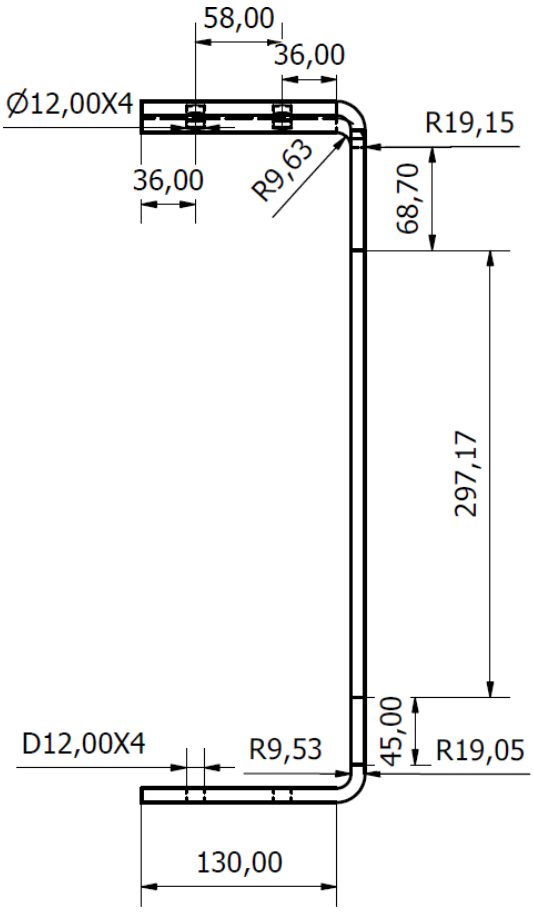


Figura 72. Vista superior geometría propuesta.

6.6 Resultados estimación vida útil con el daño acumulado de Palmer-Miner con los factores y consideraciones de entalla

Dado que las grietas se originan predominantemente en la dirección normal en Y y que su aparición está asociada a los esfuerzos normales en X, el cálculo de la vida útil mediante el método de daño acumulado se realizó considerando únicamente los esfuerzos en esta dirección. Este escenario presenta los tiempos de vida más bajos, por lo que gobierna el proceso de iniciación de grietas.

Además, se consideraron solo los datos obtenidos en el primer surco, el cual presentó una duración de operación de 6 min y 20s, es decir, un minuto más que el segundo. Este selección de surco puede interpretarse como una mayor capacidad de soporte por ciclo, siendo el caso menos conservador entre las dos mediciones realizadas.

Cabe resaltar que, para la evaluación mediante los criterios de Goodman y Gerber, los esfuerzos calculados a partir de las deformaciones fueron descompuestos en sus componentes medio y alternante. Posteriormente, se realizó la corrección a condición de carga completamente alternante ($\sigma_m = 0$), con el fin de emplear el límite de fatiga del material, definido para esfuerzos totalmente reversibles.

Para el diagrama de Goodman modificado se emplearon un esfuerzo último de 583,05 MPa y un límite de fluencia corregido de 40,38 MPa.

- *Posición uno - Dirección axial normal en X – Primer surco*

En la posición uno, los esfuerzos en dirección axial se obtuvieron a partir de un modelo uniaxial. Esto se debe a que, por limitaciones en la disponibilidad de sensores capaces de registrar deformaciones en las tres direcciones, solo se instaló una galga uniaxial. En consecuencia, bastó con las deformaciones axiales medidas y el módulo de elasticidad del acero para determinar los esfuerzos correspondientes.

En esta posición se registró el menor tiempo de vida útil con base en la nueva geometría, considerando los efectos de entalladura. Este resultado es particularmente relevante, ya que no fue posible aplicar las ecuaciones del estado plano de esfuerzos (Ecuaciones. 29 y 30) al no contar con deformaciones en las demás direcciones, lo cual introduce cierto grado de incertidumbre en la estimación de los esfuerzos axiales (al solo considerar el módulo de elasticidad y deformaciones unitarias). Aun así, los valores obtenidos, aunque menos representativos, resultaron ser los más críticos.

Incluso bajo esta condición desfavorable, el tiempo de vida estimado antes de la falla fue de 2 años, 1 mes y 11 días. Este resultado fue obtenido aplicando los criterios de corrección por esfuerzo medio de Goodman y Gerber en conjunto con la relación de Basquin para vida a fatiga.

Aunque ambos modelos consideran el efecto perjudicial del esfuerzo medio de tracción, el criterio de Goodman es más conservador que el de Gerber, lo cual se refleja en una vida estimada menor.

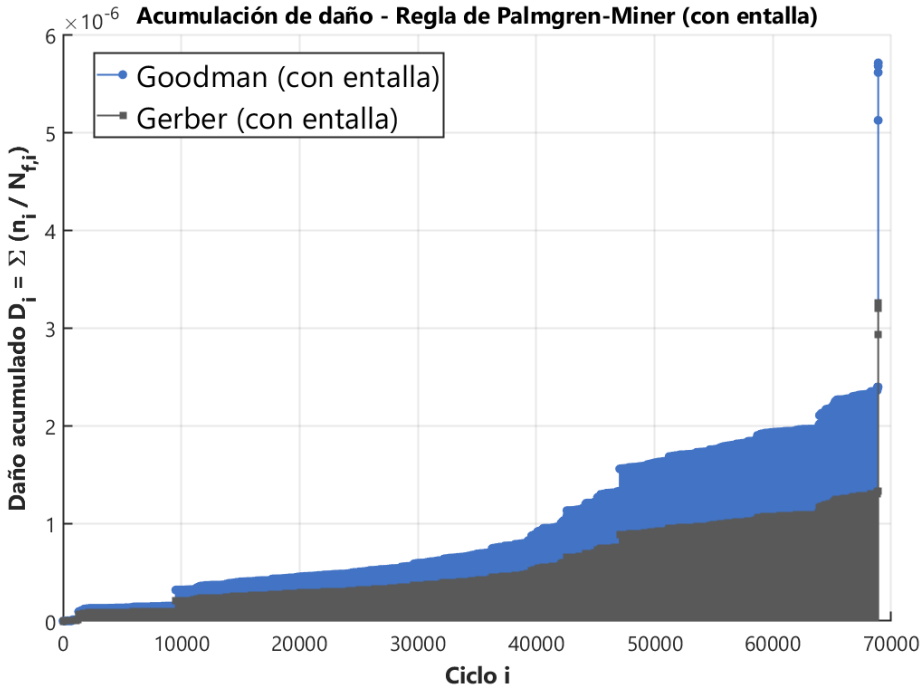


Figura 73. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco usando el criterio de Goodman y Gerber considerando efectos de entalladura. Posición uno, dirección axial - Primer surco.

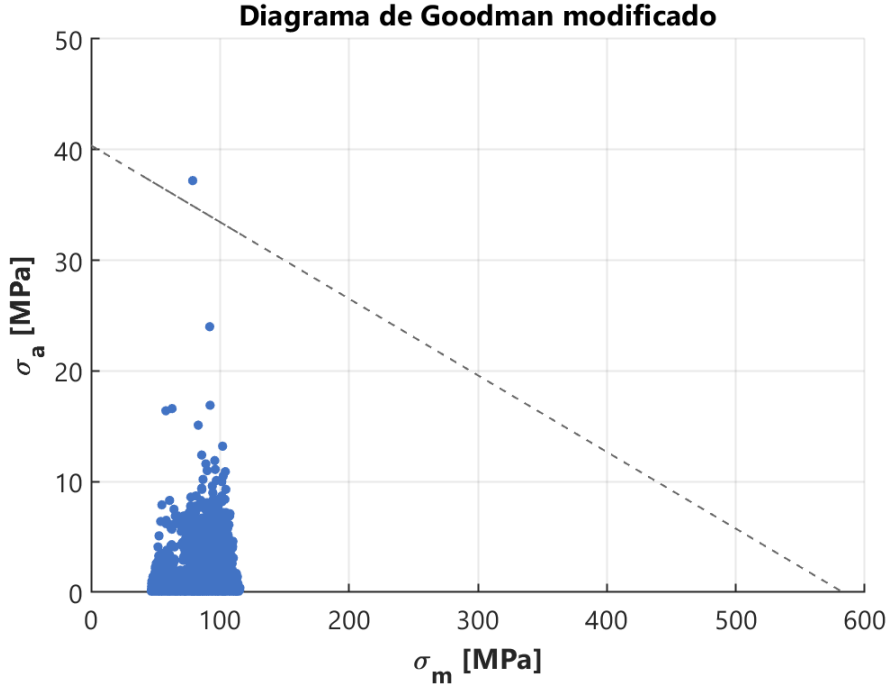


Figura 74. Distribución de los esfuerzos medios y alternantes en la posición uno, dirección axial del primer surco, en comparación con la línea de rango del criterio de falla de Goodman modificado.

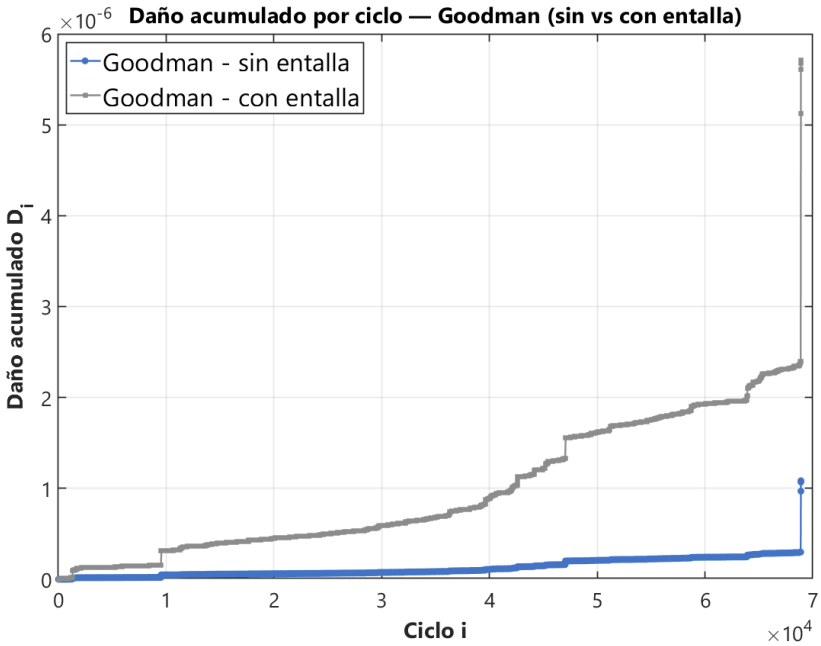


Figura 75. Daño acumulado esfuerzos axiales posición uno, primer surco. Para dos casos: Goodman con y sin entalla

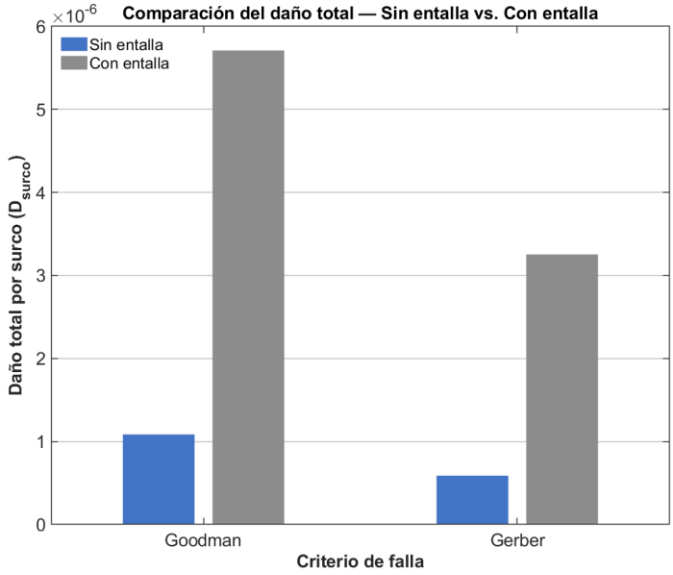


Figura 76. Distribución del daño acumulado según los criterios de falla de Goodman y Gerber, considerando los casos con y sin efecto de entalladura. Posición uno, dirección axial – Primer surco

Tabla 13. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado con los factores y consideración de entalladura usando criterío de Goodman, dirección axial, posición uno - Primer surco.

Modelo Googman	Posición uno - Primer surco
Usando entalla para la proyección	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	1.296×10^{-3}
Daño acumulado por año	4.733×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	175147
Tiempo hasta la falla	2 años, 1 mes y 11 días

Tabla 14. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado con los factores y consideración de entalladura usando criterio de Gerber, dirección axial, posición uno - Primer surco.

Modelo Gerber Usando entalla para la proyección	Posición uno - Primer surco Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	7.389×10^{-4}
Daño acumulado por año	2.697×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	307376
Tiempo hasta la falla	3 años, 8 meses y 15 días

- *Posición dos - Dirección axial normal en X - Primer surco*

En la posición dos, el tiempo de vida obtenido resulta particularmente relevante, ya que en este punto se empleó una galga triaxial. Esto permitió calcular los esfuerzos mediante las ecuaciones correspondientes al estado plano de esfuerzos, otorgando una mayor confiabilidad a los valores de esfuerzo axial registrados en esta zona.

Los resultados muestran que, bajo el criterio de falla de Goodman, la vida útil estimada supera los nueve años, en contraste con el tiempo de falla observado en la configuración original con cordón de soldadura, donde la grieta aparece aproximadamente tras un año y diez meses de operación. Esta diferencia evidencia una mejora sustancial de 388,7% en la vida útil, atribuida directamente al rediseño de la unión mediante pernos, la cual ofrece un comportamiento estructural más favorable ante cargas cíclicas y reduce significativamente la concentración de esfuerzos en la zona crítica.

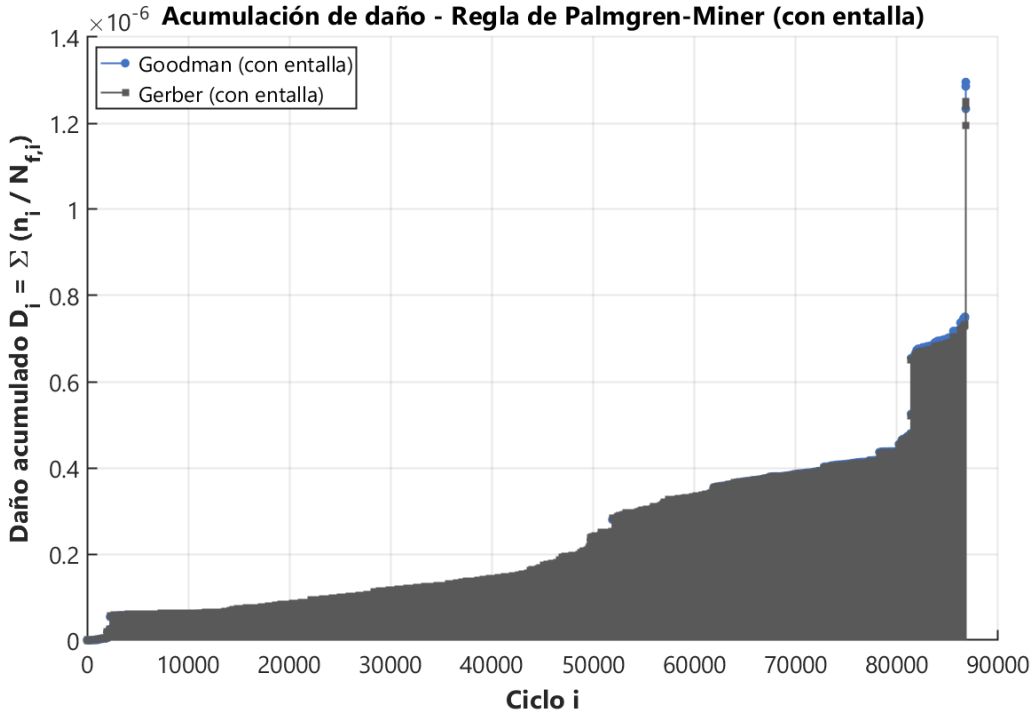


Figura 77. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco usando el criterio de Goodman y Gerber considerando efectos de entalladura. Posición dos, dirección axial - Primer surco.

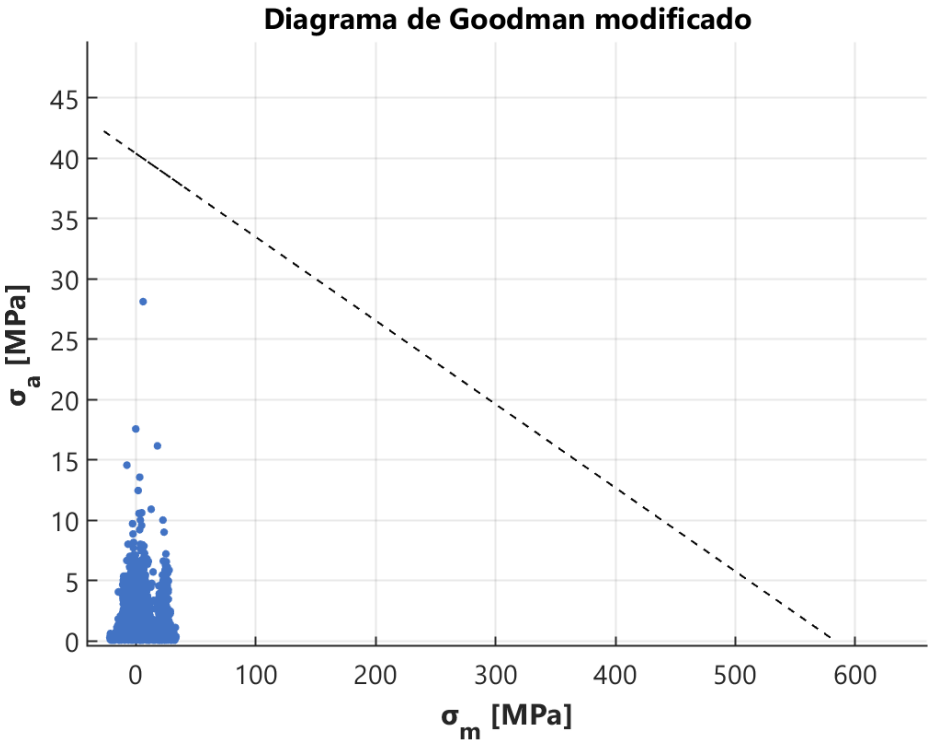


Figura 78. Distribución de los esfuerzos medios y alternantes en la posición dos, dirección axial del primer surco, en comparación con la línea de rango del criterio de falla de Goodman modificado.

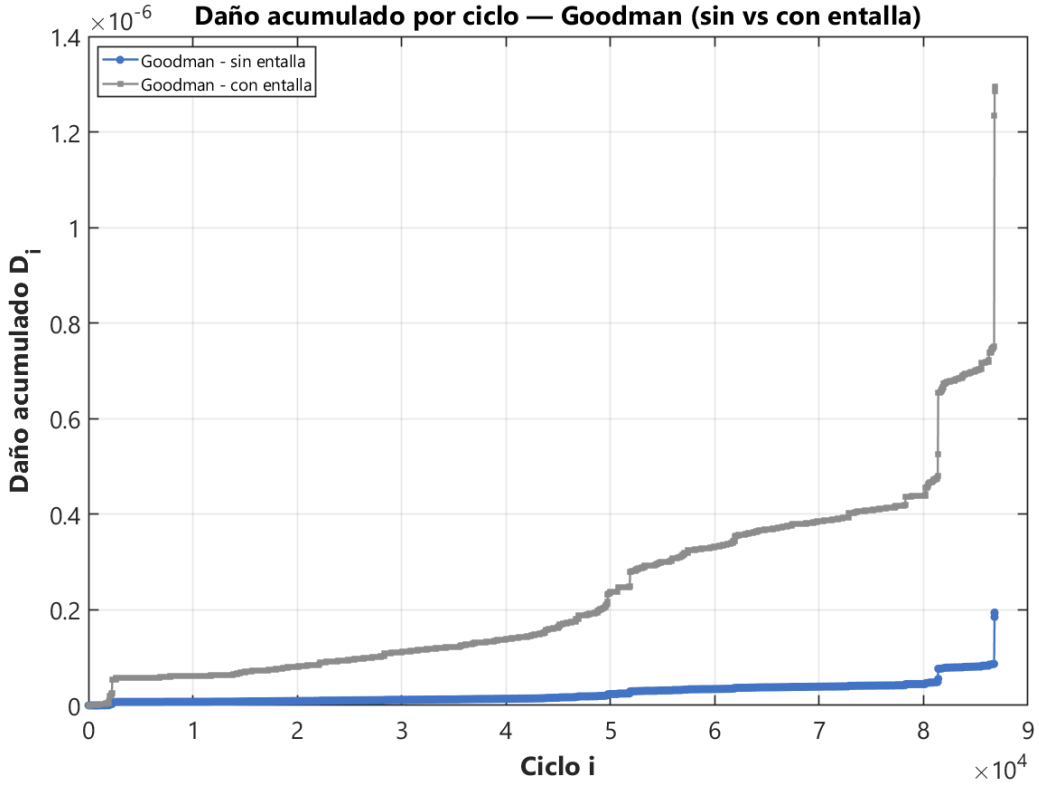


Figura 79. Daño acumulado esfuerzos axiales posición dos, primer surco. Para dos casos: Goodman con y sin entalla.

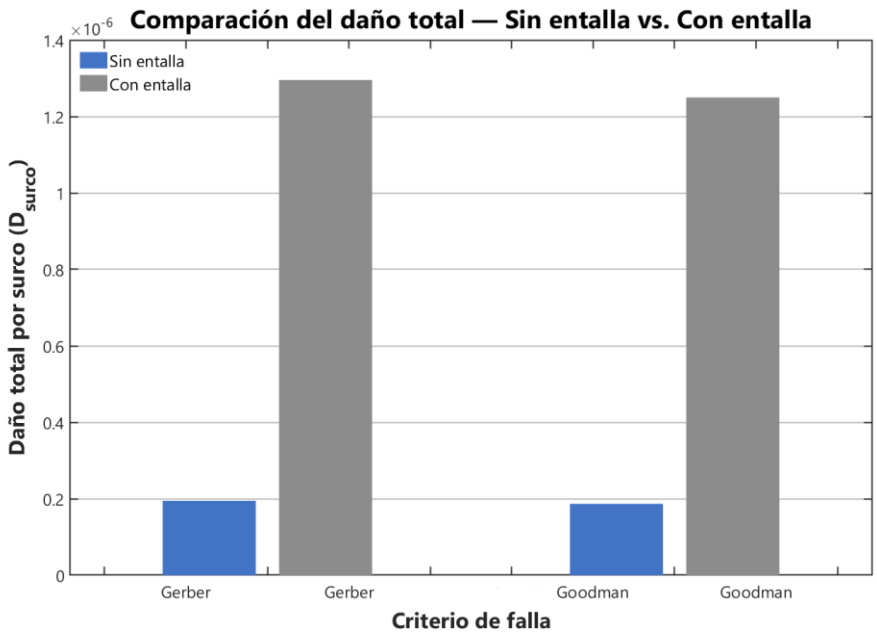


Figura 80. Distribución del daño acumulado según los criterios de falla de Goodman y Gerber, considerando los casos con y sin efecto de entalladura. Posición dos, dirección axial - Primer surco

Tabla 15. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado con los factores y consideración de entalladura usando criterío de Goodman, dirección axial, posición dos - Primer surco.

Modelo Googman	**Posición dos - Primer surco**
Usando entalla para la proyección	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	2.942×10^{-4}
Daño acumulado por año	1.074×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	771895
Tiempo hasta la falla	9 años, 3 meses y 22 días

Tabla 16. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado con los factores y consideración de entalladura usando criterío de Gerber, dirección axial, posición dos - Primer surco.

Modelo Gerber	**Posición dos - Primer surco**
Usando entalla para la proyección	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	2.838×10^{-4}
Daño acumulado por año	1.036×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	800167
Tiempo hasta la falla	9 años, 7 meses y 24 días

- *Posición tres - Dirección axial normal en X - Primer surco*

Finalmente, en la posición tres se observa un comportamiento similar al de la posición dos, dado que ambas fueron instrumentadas bajo las mismas condiciones. A partir del cálculo de daño acumulado, considerando los esfuerzos alternos y medios medidos en el punto de interés, se determinó que al incorporar los factores de entalladura asociados a los agujeros destinados a los sujetadores, la vida útil estimada antes del fallo alcanza aproximadamente nueve años y cinco meses. Este resultado representa un incremento superior al 300 % en la vida útil respecto a la unión soldada original, lo que refuerza la evidencia sobre el impacto negativo que tiene la soldadura en las uniones estructurales sometidas a cargas cíclicas, y la notable mejora que ofrece la unión pernada en términos de durabilidad y confiabilidad estructural.

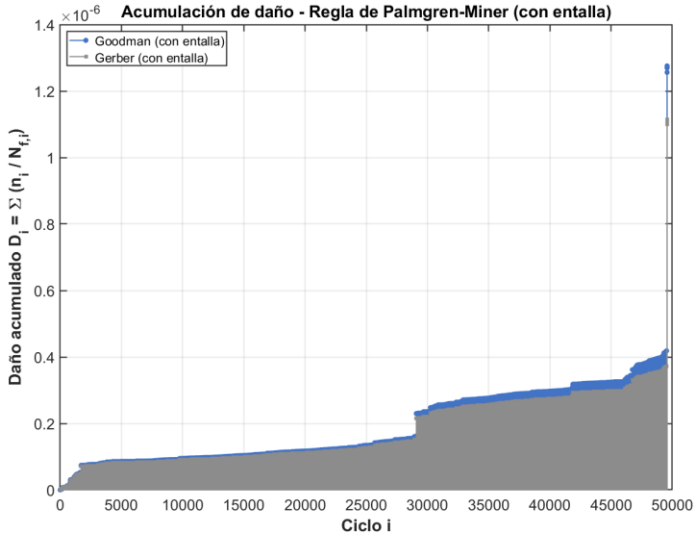


Figura 81. Evolución del daño acumulado por fatiga ciclo a ciclo en cada surco usando el criterio de Goodman y Gerber considerando efectos de entalladura. Posición tres, dirección axial – Primer surco.

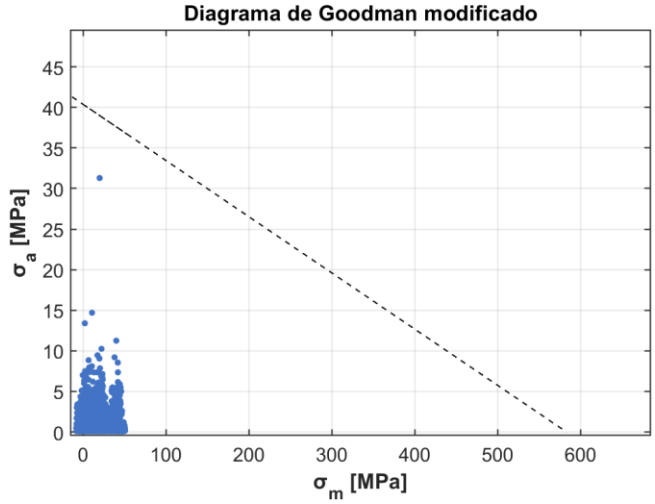


Figura 82. Distribución de los esfuerzos medios y alternantes en la posición tres, dirección axial del primer surco, en comparación con la línea de rango del criterio de falla de Goodman modificado.

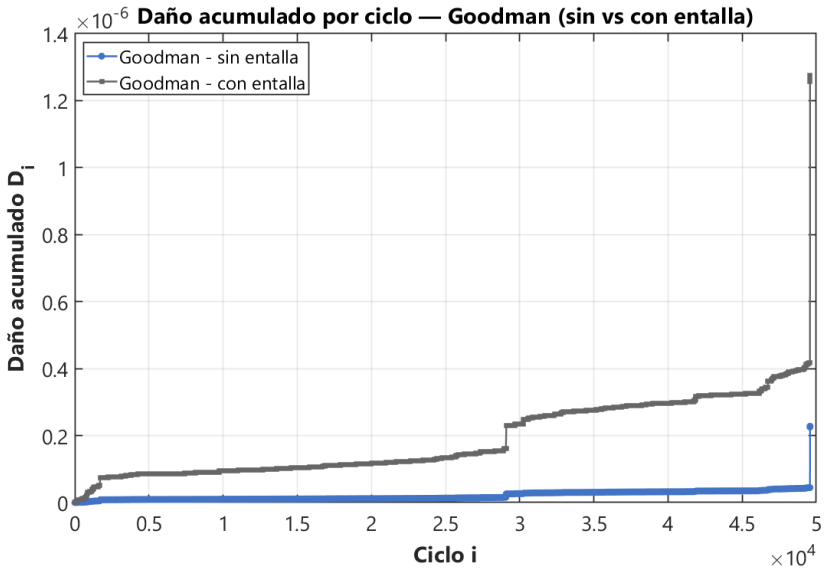


Figura 83. Daño acumulado esfuerzos axiales posición tres, primer surco. Para dos casos: Goodman con y sin entalla

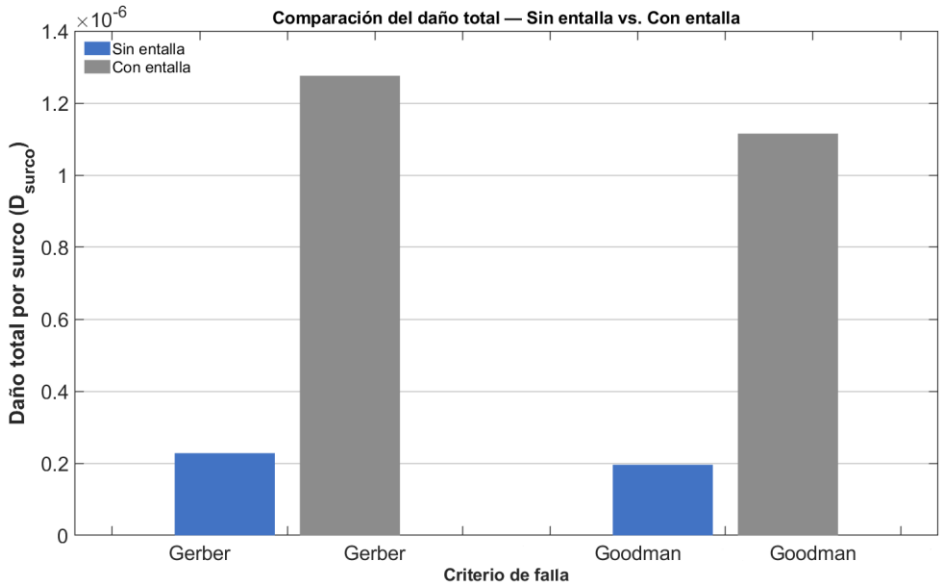


Figura 84. Distribución del daño acumulado según los criterios de falla de Goodman y Gerber, considerando los casos con y sin efecto de entalladura. Posición tres, dirección axial – Primer surco

Tabla 17. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado con los factores y consideración de entalladura usando criterío de Goodman, dirección axial, posición tres - Primer surco.

Modelo Googman Usando entalla para la proyección	**Posición tres - Primer surco** Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	2.897×10^{-4}
Daño acumulado por año	1.057×10^{-1}
Surcos totales hasta la falla	783842
Tiempo hasta la falla	9 años, 5 meses y 13 días

Tabla 18. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado con los factores y consideración de entalladura usando criterío de Gerber, dirección axial, posición tres - Primer surco.

Modelo Gerber	Posición tres - Primer surco
Usando entalla para la proyección	Esfuerzo en dirección axial
Daño acumulado por día	2.532×10^{-4}
Daño acumulado por año	9.245×10^{-2}
Surcos totales hasta la falla	896759
Tiempo hasta la falla	10 años, 9 meses y 24 días

6.7 Resultados estimación vida útil con el daño acumulado de Palmer-Miner sin considerar efectos entalla

En esta sección se presenta la estimación de la vida útil empleando la regla de daño acumulado de Palmgren-Miner sin aplicar factores de concentración por entalla, sin amplificación por efectos geométricos locales (referente al escenario de la propuesta de mejora), con el propósito de representar el comportamiento estructural del material base.

Este enfoque permite separar el estado de esfuerzos nominal del efecto local asociado a discontinuidades geométricas, como perforaciones o detalles de unión y comparar directamente estos resultados con el análisis previo en el que sí se incluyeron factores de entalla. La metodología mantiene los mismos criterios de corrección por esfuerzo medio y la misma formulación de vida a fatiga descritos en la sección *6.5.2* y *6.5.3*, de modo que cualquier variación en la vida estimada se atribuye exclusivamente a la ausencia de concentradores locales de esfuerzo.

Es importante señalar que, aunque las mediciones de deformación se realizaron en zonas cercanas a la unión soldada, la instrumentación se encuentra a una distancia longitudinal aproximada a 100 mm respecto a las perforaciones destinadas a los pasadores del nuevo diseño (tomando como referencia la posición 1 y 3 de los sensores). A esa distancia, las deformaciones que registran los sensores representan el comportamiento general de la pieza y no el efecto localizado que se genera justo en una entalla o perforación. Es decir, el punto medido no está dentro de la zona donde los esfuerzos se amplifican por la geometría. Por esta razón, aplicar factores de concentración de esfuerzos sobre esas mediciones no es coherente para la estimación de la vida a fatiga.

- *Posición uno - Dirección axial normal en X (uniaxial) - Primer surco*

Como se evidencia en la Figura 74, el análisis de vida útil mediante el criterio de Goodman Modificado demuestra que la integridad estructural del componente se mantiene durante un periodo extenso (más de 10 años). Esto se debe a que los valores de los ciclos de carga se concentran mayoritariamente dentro de la envolvente de vida infinita.

Específicamente, los esfuerzos alternantes y medios operativos se mantienen, en su gran mayoría, por debajo de los umbrales críticos definidos por el esfuerzo último a la tensión (S_{ult} = 583,05 MPa) y el límite de resistencia a la fatiga corregido (S_e = 40,38 MPa).

Aunque existen eventos puntuales de alta carga, la baja frecuencia de ocurrencia de estos picos implica que el daño acumulado (según la regla de Palmgren-Miner) progrese lentamente, permitiendo una vida útil prolongada.

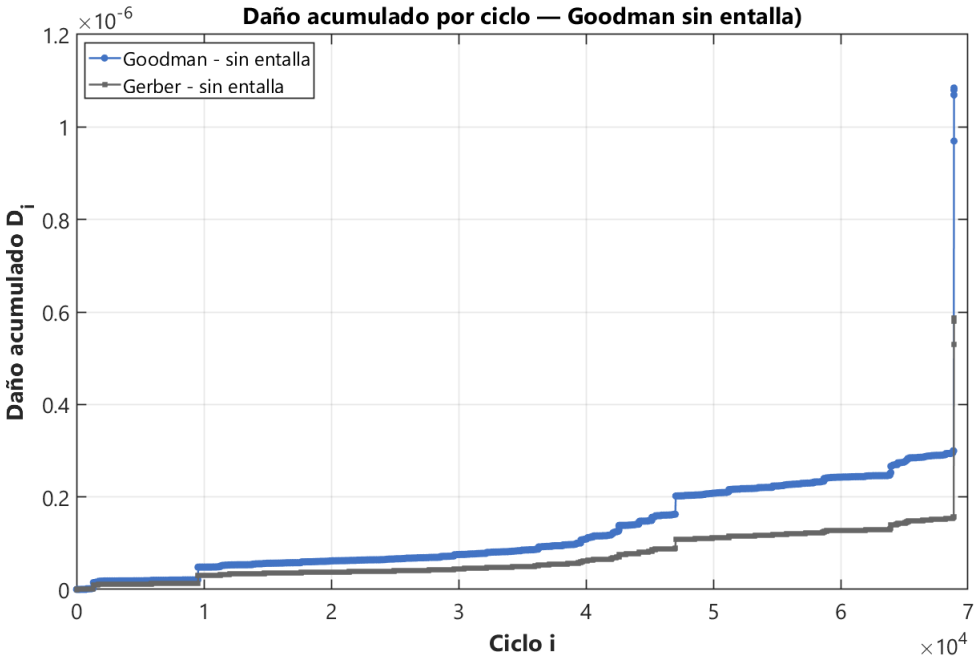


Fig 85. Daño acumulado esfuerzos axiales posición uno, primer surco. Para dos casos: Goodman y Gerber sin considerar efectos de entalladura.

Tabla 19. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado sin consideración de entalladura usando criterío de Goodman, dirección axial, posición uno - Primer surco.

Modelo Goodman	**Posición uno - Primer surco**
Sin consideración de entalla	Esfuerzo normal en X
Daño acumulado por surco	1.084×10^{-6}
Daño acumulado por año	8.992×10^{-2}
Tiempo hasta la falla	11 años, 1 meses y 14 días

Tabla 20. Estimación del tiempo hasta la falla mediante modelo de daño acumulado sin consideración de entalladura usando criterío de Gerber, dirección axial, posición uno - Primer surco.

Modelo Gerber	**Posición uno - Primer surco**
Sin consideración de entalla	Esfuerzo normal en X
Daño acumulado por surco	5.877×10^{-7}
Daño acumulado por año	4.873×10^{-2}
Tiempo hasta la falla	20 años, 6 meses y 10 días

6.8 Estimación vida útil de modelo de fatiga multiaxial de Wang & Brown con el daño acumulado de Palmer-Miner para el diseño de mejora propuesto.

Las constantes que se utilizaron para el cálculo de la vida a fatiga multiaxial en el material base (considerando que el nuevo diseño no tiene ensamble por soldadura), fueron las siguientes [38]:

$S = 1$

v': 0,3

E: 209GPa

b: -0,087

c: -0,58

σ_f': 583,05MPa

ε_f': 0,59

- *Posición dos - Primer surco*

Para esta posición se calculó la vida a fatiga del material base mediante el modelo de fatiga multiaxial de Wang y Brown considerando nuevamente las deformaciones extraídas en la operación del primer surco de la cosechadora de caña.

Tras identificar la orientación asociada a la máxima acumulación de daño en la *Figura 86* basado en el criterio de Wang–Brown ($\sigma_{critico}$ = 69°), se evaluó el comportamiento de esfuerzos y deformaciones sobre dicho plano crítico. Esta proyección se realizó mediante las relaciones de transformación tensorial, obteniendo las componentes normal y cortante en función del tiempo.

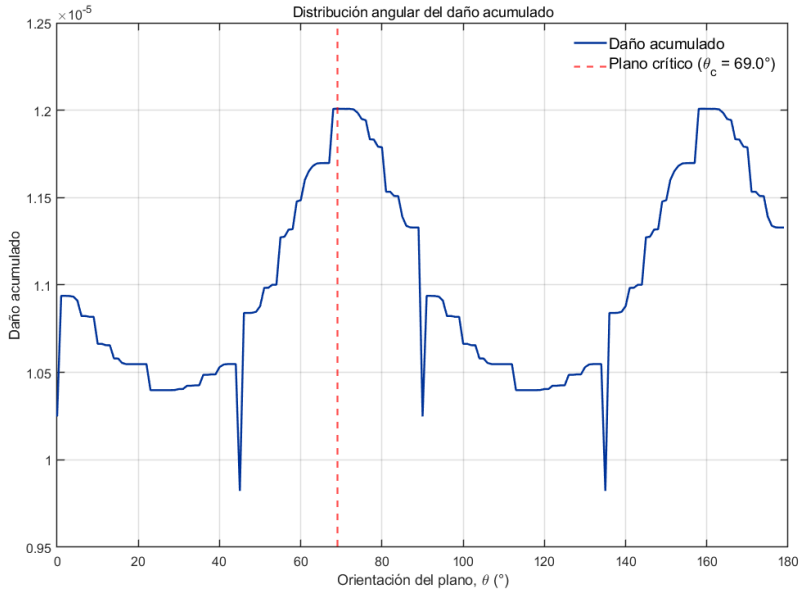


Fig 86. Distribución del daño acumulado según la orientación del plano de análisis empleando el modelo de fatiga multiaxial de Wang–Brown, posición dos - Primer surco

La Figura 87 presenta la evolución simultánea de las deformaciones normales y cortantes ($\varepsilon_n \; y \; \gamma$), así como de los esfuerzos normales y cortantes ($\sigma_n \; y \; \tau_n$) asociados a esta orientación (plano critico). Dado que la historia de carga es de amplitud variable y no proporcional, las componentes normal y cortante no evolucionan de manera sincronizada y presentan variaciones de magnitud distintas a lo largo del ciclo de carga empleado.

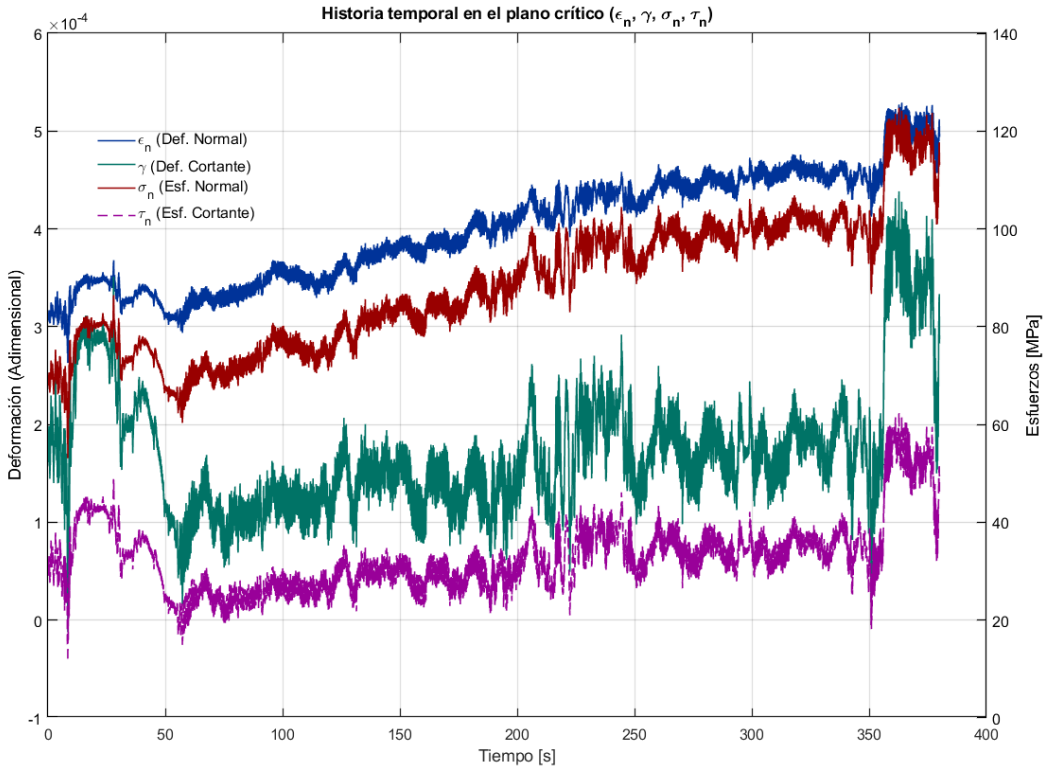


Fig 87. Evolución temporal de las deformaciones y esfuerzos proyectados sobre el plano crítico, posición dos - Primer surco

Una vez identificado el plano asociado a la máxima acumulación de daño, se estimó el tiempo de vida a falla suponiendo que la historia de carga registrada se repite de la misma manera en el tiempo. Bajo esta hipótesis, el daño acumulado durante el surco de medición se calculó mediante la regla lineal de Miner para obtener el número total de repeticiones necesarias hasta alcanzar la condición de falla (D = 1). El tiempo total de vida se calculó multiplicando dicho número de repeticiones por la duración del bloque analizado. Se obtuvieron los siguientes resultados

Tabla 21. Estimación del tiempo hasta la falla en el plano critico según modelo de fatiga mutiaxial de Wang y Brown, posición dos - Primer surco.

Modelo Wang y Brown	**Posición dos - Primer surco**
Fatiga multiaxial	Plano critico
Daño acumulado por surco	1.2009×10^{-5}
Cantidad de surcos hasta la falla	83275.04
Tiempo hasta la falla	1 año, 0 meses y 1 día

Tabla 22. Estimación del tiempo hasta la falla en el plano menos critico según modelo de fatiga mutiaxial de Wang y Brown, posición dos - Primer surco.

Modelo Wang y Brown	**Posición dos - Primer surco**
Fatiga multiaxial	Plano menos critico
Daño acumulado por surco	9.8223×10^{-6}
Cantidad de surcos hasta la falla	101809.67
Tiempo hasta la falla	1 año, 2 meses y 23 día

Se realizó el mismo procedimiento considerando la orientación asociada a la mínima acumulación de daño dentro del barrido angular evaluado. Este enfoque permitió establecer un intervalo teórico de tiempo a falla entre los escenarios de máxima y mínima severidad angular.

- *Posición tres - Primer surco*

Para la posición 3, se aplicó el mismo marco metodológico descrito anteriormente. El análisis angular permitió identificar la orientación correspondiente al mayor nivel de acumulación de daño dentro del rango evaluado, definiendo así el plano crítico para esta condición particular ($\sigma_{critico} = 77°$).

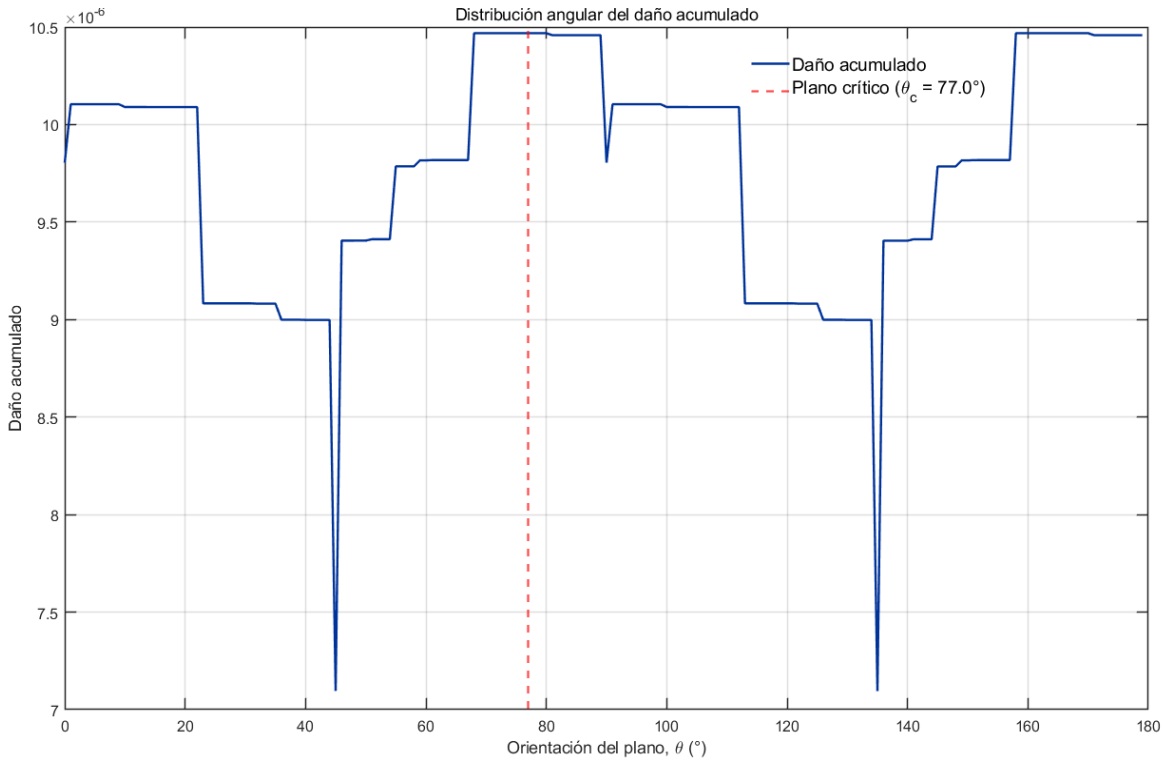


Figura 88. Distribución del daño acumulado según la orientación del plano de análisis empleando el modelo de fatiga multiaxial de Wang–Brown, posición tres - Primer surco

Una vez determinada dicha orientación, las historias completas de esfuerzos y deformaciones fueron proyectadas sobre el plano crítico mediante las relaciones de transformación tensorial, obteniendo las componentes normales y cortantes en función del tiempo.

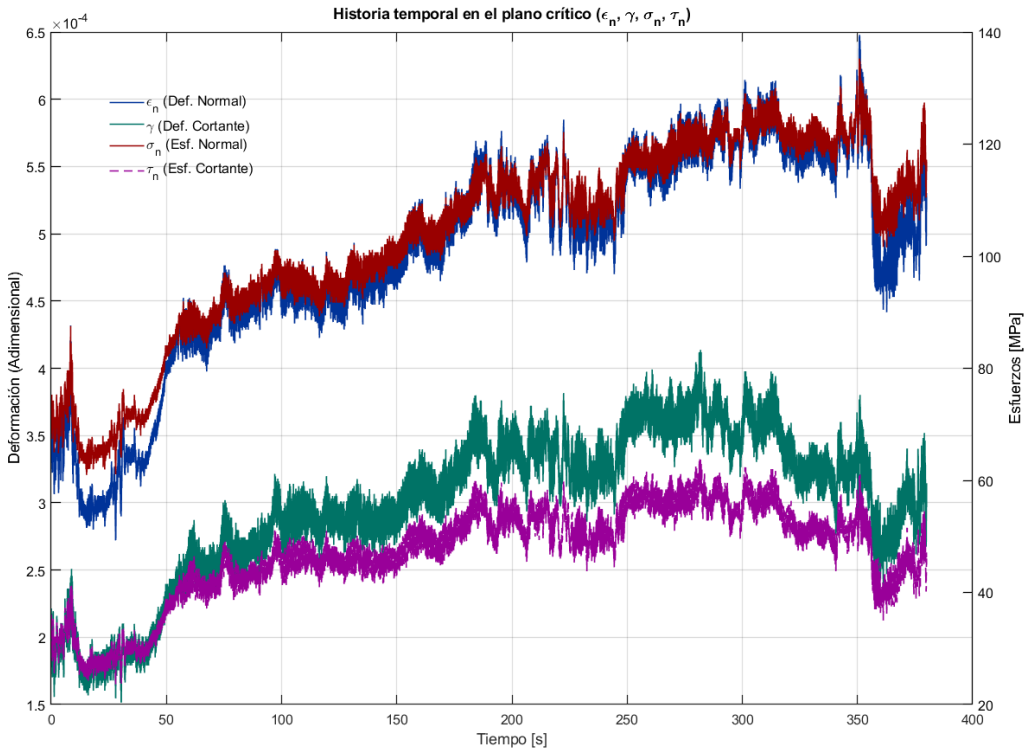


Figura 89. Distribución del daño acumulado según la orientación del plano de análisis empleando el modelo de fatiga multiaxial de Wang–Brown, posición tres - Primer surco

Con base en el daño acumulado durante el bloque de carga correspondiente a un surco, se estimó la vida a fatiga asumiendo la repetición periódica de esta historia temporal. El número de repeticiones necesarias para alcanzar la condición de falla (D = 1) se determinó mediante la aplicación de la regla lineal de Miner, y el tiempo total de vida se obtuvo multiplicando dicho número por la duración del surco analizado. De manera análoga a lo observado en la posición anterior, la evaluación de las orientaciones asociadas a la máxima y mínima acumulación de daño permite establecer un intervalo teórico de vida útil que acota el comportamiento esperado del material bajo las condiciones de servicio analizadas.

Tabla 23. Estimación del tiempo hasta la falla en el plan critico según modelo de fatiga mutiaxial de Wang y Brown, posición tres - Primer surco.

Modelo Wang y Brown	**Posición tres - Primer surco**
Fatiga multiaxial	Plano critico
Daño acumulado por surco	1.0469×10^{-5}
Cantidad de surcos hasta la falla	95522.39
Tiempo hasta la falla	1 año, 1 meses y 25 día

Tabla 24. Estimación del tiempo hasta la falla en el plan menos critico según modelo de fatiga mutiaxial de Wang y Brown, posición tres - Primer surco

Modelo Wang y Brown	**Posición tres - Primer surco**
Fatiga multiaxial	Plano menos critico
Daño acumulado por surco	7.0956×10^{-6}
Cantidad de surcos hasta la falla	140938.37
Tiempo hasta la falla	1 año, 8 meses y 15 día

6.8.1 Análisis datos fatiga multiaxial posición 2

Se identificó que los esfuerzos normales en la pieza varían entre 55 MPa y 125 MPa, mostrando un comportamiento directamente proporcional con las deformaciones normales registradas. De manera similar, los esfuerzos cortantes oscilan entre 15 MPa y 62 MPa, también en relación directa con la deformación cortante correspondiente.

Por otro lado, resulta llamativo que en la posición 2 no se reporten fallas por fatiga en el ingenio Incauca, mientras que las grietas observadas en servicio se concentran en las posiciones 1 y 3. Esto quiere decir que, aunque el modelo multiaxial incorpora de manera integral la interacción entre esfuerzos normales y cortantes lo que en principio debería ofrecer una estimación más representativa del tiempo hasta la falla, la predicción obtenida para esta ubicación específica no refleja con precisión el comportamiento real del componente en operación.

6.8.2 Análisis datos fatiga multiaxial posición 3

En la Figura 89, se observa el rango de esfuerzos normales de 60MPa hasta 135MPa con una relación directamente proporcional a las deformaciones normales. Por otra parte, los esfuerzos cortantes a las que está sometida la pieza tienen valores entre 25MPa y 62Mpa directamente proporcional a la deformación cortante

El comportamiento del modelo de fatiga multiaxial en este punto resulta particularmente interesante, ya que corresponde a una zona con alta probabilidad de falla por fatiga en operación real. En el ingenio, la aparición de grietas en esta posición se reporta típicamente entre 8000 h (aproximadamente 11 meses) y 9000 h (cerca de un año) de servicio.

Bajo estas mismas condiciones, el modelo multiaxial estima un tiempo hasta la falla comprendido entre 1 año y 1 mes y 1 año y 8 meses, mostrando una aproximación del 85% a lo observado en campo. En contraste, el modelo de fatiga uniaxial evaluado en la dirección normal en X proyecta una vida útil del orden de 2 años y 9 meses, lo que representa una subestimación del daño real.

6.8.3 Comparación de la estimación de vida útil según diferentes modelos de fatiga.

Finalmente, en las *Tablas 24 y 25* se presentan los tiempos de vida útil estimados en los puntos críticos 1, 2 y 3 (*Ver Figura 18*). Los resultados comparan las predicciones obtenidas mediante enfoques basados en fatiga uniaxial para soldaduras y criterios convencionales (BS 7608 y Goodman) frente a modelos que incorporan efectos multiaxiales, como el criterio de DNVGL-RP-C203 y el modelo de Wang y Brown. Esta comparación permite evidenciar la variabilidad en la estimación de vida en función del enfoque de cada modelo.

Tabla 24. Tiempo de vida útil basado en fatiga uniaxial y criterio de falla de Goodman para los puntos críticos 1, 2 y 3.

Tiempo de vida útil en zonas críticas 1, 2 y 3				
	Fatiga en soldaduras (B7608)		Criterio de falla convencional (Goodman)	
Punto	Uniaxial en X	Uniaxial en Y	Con entalla	Sin entalla (Solo dirección normal en X)
1	1A, 2M y 14D	-	2A, 1M y 11D	11A, 1M y 14D
2	1A, 10M y 30D	43A y 8D	9A, 3M y 22D	-
3	2A, 9M y 16D	9A, 1M 1D	9A, 5M 13D	-

Tabla 25. Tiempo de vida útil basado en criterio DNV y modelo de fatiga multiaxial de Wang & Brown para los puntos críticos 2 y 3.

Tiempo de vida útil en zonas críticas 2 y 3			
	Criterio DNV	Wang y Brown	
Punto	Deformación equivalente	Plano crítico	Plano menos crítico
1	-	-	-
2	-	1A y 1D	1A, 2M y 23D
3	5A, 5M y 6D	1A, 1M y 25D	1A, 8M y 15D

6.9 Propuesta de solución para el caso actual, sin modificar geometría o cambiando método de unión

Finalmente, la solución más sencilla se basa en aumentar la resistencia a la fatiga mediante la aplicación de sobrecargas estáticas o compresión directa (coining) en la zona soldada. Weber [15] investigó el efecto de distintos métodos de compresión orientados a inducir esfuerzos residuales compresivos en soldaduras de aleación de aluminio 7005. Los

resultados, presentados en la Figura 90, muestran que los procesos de inducción de esfuerzos compresivos mediante martillado y la aplicación de múltiples sobrecargas de tracción resultaron ser significativamente más efectivos que la aplicación de una única sobrecarga.

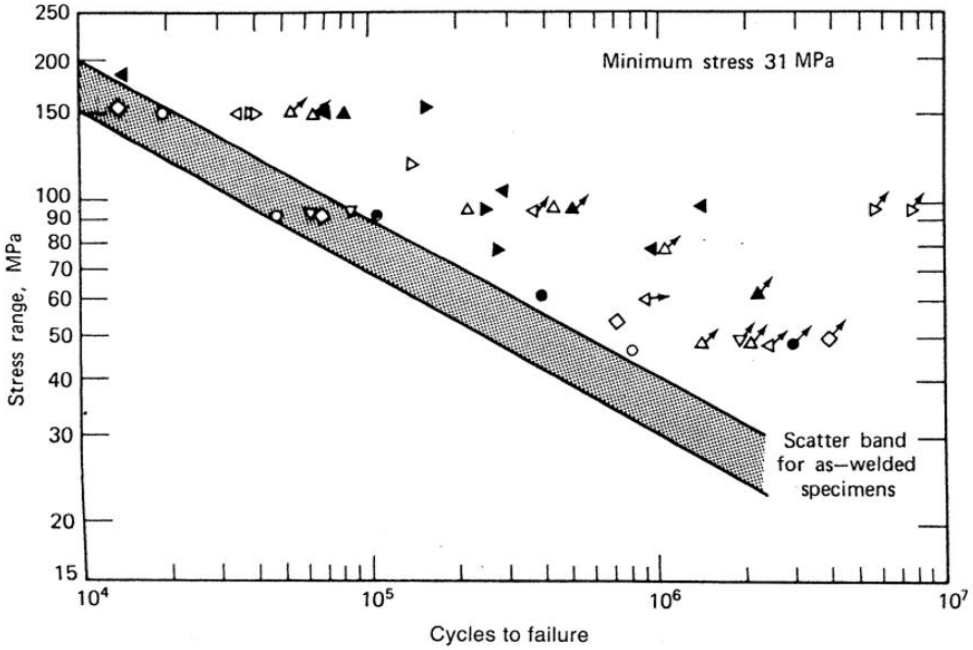


Figura 90. Efecto de los métodos potenciales de mejora de vida en cordones de soldadura en filete de aleación Al–Zn–Mg (7005) que no transmiten carga. (▲) granallado (shot-peened) (▽) esmerilado (ground), (●) esmerilado y granallado, (■) martillado (hammer-peened), (▲) esmerilado y martillado, (◁) una precarga, (▷) diez precargas, (◀) una sobrecarga cada 1000 ciclos, (▶) diez sobrecargas cada 1000 ciclos, (◊) arenado y pintado (grit blast and paint), (▼) sin falla o falla alejada del pie de soldadura transversal

6 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

- Se evidencia una marcada dependencia de la vida útil ante pequeñas variaciones en la localización del surco. Para una misma posición y dirección, ligeros cambios en el espectro de esfuerzos entre surcos generan desviaciones notables en la vida a fatiga que, en casos extremos, pueden superar una década (por ejemplo, una diferencia de más de 11 años en la posición 2, dirección tangencial, pasando de 43 a 54 años). Por este motivo, con el fin de reducir la incertidumbre en análisis posteriores, se recomienda enfocar los estudios en la dirección transversal zona donde se inicia la grieta, ya que allí las variaciones en el tiempo hasta el fallo resultan menos significativas.

- En la posición 3, dirección axial, se observa que la diferencia en el tiempo de medición de esfuerzos entre surcos no genera cambios significativos en la vida útil, pues únicamente se registra una diferencia de un día. Esto permite concluir que ciertos esfuerzos pueden considerarse equivalentes entre surcos, incluso con variaciones de un minuto en la duración de la medición, lo que indica que cada posición presenta comportamientos de esfuerzo particulares.

- El límite de fluencia corregido utilizado (40,38 MPa) queda muy próximo a los esfuerzos medios y alternantes completamente revertidos (axiales: 20 - 30 MPa). Esta cercanía explica la rápida degradación del material, pues cuando los esfuerzos medios están próximos al límite corregido, la pieza opera en una zona donde la respuesta inelástica y los efectos de daño local (procesos de plastificación, relajación de esfuerzos residuales, interacción con defectos de soldadura) se vuelven determinantes.

- En enfoques esfuerzo-vida (S–N) es crucial considerar eventos singulares. Un único ciclo que supere el umbral de fatiga puede inducir daño irreversible (inicio de grietas) y permitir propagación con cargas menores. Bajo esta condición el concepto clásico de “límite de fatiga” pierde validez práctica.

- Se puede considerar un tiempo de vida útil para las uniones un poco más bajo, esto debido a la consideración del uso de $K_{tn} \approx K_t$, donde puede aumentar el factor de entalladura y con esto, bajar porcentualmente el tiempo de vida útil respecto a la mejora en la geometría con unión pernada.

- El análisis del material base mediante criterios de falla convencionales, como Goodman y Gerber, predice una condición de operación prácticamente sin falla dentro del horizonte de servicio esperado. En particular, la estimación cercana a 20 años obtenida con el criterio de Gerber supera la vida útil real de las cosechadoras bajo condiciones normales de operación, por lo que puede considerarse, en términos prácticos, como vida infinita para este componente.

- Considerar el modelo de fatiga multiaxial en sitios donde no hay unión mediante soldadura o zonas afectadas térmicamente puede generar valores de daño sobreestimados respecto al tiempo de falla real

7 CONCLUSIONES

- Se empleó un modelo de fatiga para soldaduras (curvas S–N, norma BS7608 y método de Palmgren–Miner) utilizando los esfuerzos medidos directamente bajo condiciones reales de operación, se observa una muy buena concordancia entre la vida hasta fallo estimada por el modelo y la observada en servicio. En el caso real, la grieta aparece aproximadamente tras 8–9 meses de operación continua, mientras que el modelo predice el fallo más rápido en cerca de 1 año y 2 meses, lo que representa una diferencia del 25–30 %, razonable dentro del rango esperado para modelos de fatiga en componentes soldados.
  Esta ligera diferencia puede explicarse en parte, por efectos de secuencia e interacción de carga no registrados durante la instrumentación ni en históricos de operación (debido a que el ingenio no había realizado previamente mediciones de esfuerzo mediante instrumentación), los cuales, según Stephens et al. [15], pueden influir de manera secundaria en la propagación de grietas dependiendo del orden y magnitud de los ciclos de carga. Aun así, el modelo reproduce correctamente el modo de falla observado, con grietas perpendiculares a los esfuerzos en dirección normal X donde se registran las mayores amplitudes de esfuerzo ($\Delta\sigma$),

- La concordancia observada entre la vida útil estimada por el modelo de fatiga uniaxial en soldaduras y la reportada en servicio valida su utilidad como herramienta predictiva para los componentes críticos bajo condiciones reales de operación. Esto indica que, si se instrumentaran todos los puntos críticos asociados a fallas por fatiga en soldadura, sería posible diseñar planes de mantenimiento predictivo y preventivo más precisos para toda la cosechadora, optimizando la producción y reduciendo los tiempos de falla, reparación y los costos asociados al mantenimiento correctivo.

- El código desarrollado permitió detectar con precisión los picos y valles de esfuerzo en las áreas críticas instrumentadas, lo que facilitó la identificación de las zonas con mayor probabilidad de aparición de grietas (orientación tangencial en las posiciones 1 y 3), concordando con la evidencia observada en campo.

- La probabilidad de aparición de grietas en dirección axial es baja en el caso estudiado, ya que el daño por fatiga está determinado por la amplitud cíclica ($\Delta\sigma$), la cual es muy baja en la dirección normal en Y. En la dirección tangencial se registran esfuerzos de mayor magnitud absoluta, sin embargo, su amplitud de ciclo es menor, lo que resulta en un daño acumulado menor. Por esta razón, los tiempos de vida útil estimados en la posición dos del primer surco son muy largos, alcanzando 9, 10, 43 y hasta 54 años según el componente de esfuerzo considerado.

- Se evidencia un aumento significativo de la vida útil en las tres posiciones frente a la aparición de grietas en dirección normal en Y, debido a los altos valores de amplitud en los ciclos de esfuerzo que se presentan en los reversal en dirección axial, la cual

representa la dirección más crítica en el modelo de fatiga. La geometría alternativa con unión pernada (lámina con cuatro orificios) muestra incrementos de vida útil, respecto a la unión soldada, considerando los datos menos conservadores (menor tiempo hasta la falla) del primer surco en dirección axial: 75,6 % en la posición 1, 388,7 % en la posición 2 y 239,4% en la posición 3, incluso al considerar los factores de entalladura.

- Se verificó la disponibilidad de fabricantes en América Latina capaces de producir dados/punzones para conformar la geometría propuesta, lo que facilita la producción repetible de la pieza y evita la dependencia de uniones por soldadura.

- La aceleración del daño observada, asociada al bajo límite de fluencia corregido, no se corrige automáticamente sustituyendo el material por otro de mayor resistencia, pues los efectos propios de la soldadura (retribuciones microestructurales en la HAZ, defectos, y esfuerzos residuales) pueden anular la ganancia mecánica del material base, si no se controlan simultáneamente los procesos y la calidad de la unión. La propuesta de mejora se basa en la geometría (ausencia de soldadura). En este caso una simple multiplicación del factor de corrección por soldadura (0,67 usado en el documento) reduce la resistencia a fatiga en aproximadamente un 33 %, por lo que la calidad del cordón es crítica, donde se evidencia la sensibilidad de afectación por procedimientos deficientes, las cuales pueden anular la ventaja de un material más resistente.

- La aplicación del criterio DNVGL evidenció una tendencia a estimar una vida útil más prolongada en comparación con el enfoque uniaxial. Esto se debe a que, al incorporar la contribución de la componente cortante en la evaluación del estado tensional equivalente, el modelo redistribuye la magnitud del esfuerzo resultante, reduciendo el peso relativo de la componente normal dominante en la causante de la falla.

- Al contrastar el modelo de fatiga uniaxial y el criterio DNVGL en la posición 3, se evidencia que el análisis de fatiga uniaxial presenta una mayor severidad en la predicción del daño, prediciendo un tiempo hasta la falla mucho más cercano al real .

- La implementación del nuevo diseño puede incrementar significativamente los tiempos entre fallas y reducir la frecuencia de mantenimiento correctivo en la zonas criticas. En el caso de la geometría con soldadura, se estimó un aumento conservador de un año en la vida útil, mientras que con la unión pernada se predice un tiempo mínimo de dos años en las direcciones axiales en las posiciones críticas 1 y 3, donde se origina la grieta. Esto se traduce en mayor tiempo de operación, reducción de interrupciones y menores costos de mantenimiento.

- Cabe mencionar que, en la posición uno, los esfuerzos en dirección axial se calcularon únicamente a partir del módulo de elasticidad y las deformaciones medidas, representando el caso menos realista de los tres. En contraste, para las posiciones dos y tres se emplearon las ecuaciones de esfuerzo plano (Ecuaciones 23, 24 y 25), lo que permitió obtener valores más precisos y confiables. A pesar de esto, los esfuerzos

axiales en la posición uno constituye el escenario más crítico para la estimación de vida útil con la geometría mejorada, y aun así se observa un incremento en la durabilidad al aplicar la regla de daño acumulado bajo efectos de entalladura con la geometría propuesta.

- El modelo de fatiga implementado utiliza como entrada la amplitud del ciclo (Δσ, pico menos valle) y cuantifica el daño acumulado mediante la regla de Palmgren–Miner. El modelo predice una vida útil mayor para la dirección tangencial (normal en Y) que para la axial (normal en X), y esto se mantiene en todas las posiciones y en ambos surcos analizados. Cabe destacar que esta predicción se basa en Δσ la variable que efectivamente se sustituye en las ecuaciones de fatiga y no en el valor máximo de esfuerzo, de modo que magnitudes absolutas elevadas en dirección normal en Y no implican directamente en menor vida.

  En el trabajo experimental se observa además que las grietas se manifiestan en la dirección asociada a la dirección transversal respecto a los esfuerzos axiales (normales en dirección X), lo cual concuerda con la menor vida útil calculada para esta dirección. Por tanto, y sin sobreinterpretar, los resultados sugieren que la criticidad estructural del chasis está ligada a la respuesta en la dirección axial.

- La decisión de no aplicar la unión pernada a toda la estructura se fundamenta en el análisis de criticidad de las zonas del chasis. Los puntos que presentan fatiga y grietas se reducen a dos: la lámina analizada y el perfil que soporta la cabina del conductor (para el cual se planea también implementar la unión pernada). Las demás partes del chasis están unidas mediante soldadura y no muestran signos de fatiga, por lo que no constituyen zonas críticas que requieran optimización geométrica. Esta decisión se sustenta en estudios previos sobre el comportamiento de materiales bajo uniones soldadas y pernadas, donde se observa que la fatiga se concentra únicamente en los puntos críticos identificados, confirmando que la modificación de la geometría solo en estas zonas es suficiente.

- El modelo de fatiga multiaxial no reproduce adecuadamente la vida en la posición 2, ya que en operación real no se reportan fallas en este punto tras 1-2 años de servicio. Esto indica una sobreestimación del daño bajo las condiciones analizadas para esta ubicación específica.

- En la posición 2, correspondiente al material base sin presencia de soldadura, la estimación del tiempo hasta la falla obtenida con el modelo multiaxial de Wang y Brown se aleja considerablemente del comportamiento real observado en operación, lo que indica que, para esta condición específica, la interacción entre deformaciones normales y cortantes no gobierna de forma dominante el proceso de daño.

- En contraste, en la posición 3, ubicada en la vecindad de un cordón de soldadura, la predicción mostró una concordancia del orden del 85 % con el tiempo de falla observado

en operación, lo que sugiere que, aunque el modelo está formulado para material base y no para detalles soldados, en esta condición logra estimar de manera adecuada la vida hasta la falla cuando se encuentra próximo al cordón de soldadura.

- Finalmente, la solución más sencilla se basa en aumentar la resistencia a la fatiga mediante la aplicación de sobrecargas estáticas o compresión directa (coining) en la zona soldada.

8 REFERENCIAS

[1] Lange, A., & Wuestefeld, E. (2013). Sugar cane harvester automatic cutter height control. US Patent 8 452 501.

[2] Centro de Investigación de la Caña de Azúcar de Colombia - Cenicaña. (2024). *Informe anual 2024*. https://www.cenicana.org/informe-anual-2024/

[3] A. E. Ahmed y A. O. M. Alam-Eldin, "An assessment of mechanical vs manual harvesting of the sugarcane in Sudan – The case of Sennar Sugar Factory," *Agricultural Systems*, vol. 160, pp. 24–34, 2018.

[4] John Deere. (s. f.). *Manual del operador: Cosechadoras de caña de azúcar CH570 y CH670 (OMCXT20743, Edición D7)* [Manual del operador]. John Deere.

[5] P. Najafi, M. A. Asoodar, A. Marzban, and M. A. Hormozi, "Reliability analysis of agricultural machinery: A case study of sugarcane chopper harvester," *International Journal of Agricultural and Biosystems Engineering*, vol. 17, N°1. 2015, Year.

[6] Ma, S., Karkee, M., Scharf, & P., Zhang, Q. (2014). Sugarcane Harvester Technology: A Critical Overview. Applied Engineering In Agriculture.

[7] Centro de Investigación de la Caña de Azúcar de Colombia - CENICAÑA, 2024.

[8] Momin, M., Wempe, P., Grift, T., & Hansen, A. (2017). Effects of four base cutter blade designs on sugarcane stem cut quality. Transactions of the ASABE 60 (5): 1551–1560.

[9] T. Liu, Q. Wang, J. He, D. Xie, Z. Liu, L. Liu, and L. Chen, "Analysis of the mechanical transfer characterization between lodged sugarcane and the cutter by simulation modeling with UMAT subroutine," *College of Engineering, Anhui Agricultural University*, Hefei, China; *Anhui Intelligent Agricultural Machinery Equipment Engineering Laboratory*, *Anhui Science and Technology University*, Chuzhou, China, 2024.

[10] Paixão, C., Voltarelli, M., Da Silva, R., Borba, M., & Torres, L. (2020). Statistical process control applied to monitor losses in the mechanized sugarcane harvesting. Eng. Agrícola 40, 473–480.

[11] Qiu, M., Meng, Y., Li, Y., & Shen, X. (2021) Sugarcane Stem Cut Quality Investigated by Finite Element Simulation and Experiment. Biosyst.

[12] Wang, W., Li, C., Wang, K., Tang, L., Ndiluau, P., & Cao, Y. (2022) Sugarcane Stem Node Detection and Localization for Cutting Using Deep Learning. Front. Plant Sci. 13, 1089961.

[13] P. Najafi, A. Marzban, y M. A. Hormozi, "Major causes of failure during harvesting in sugarcane chopper harvester machine," *[CIGR]*, vol. 17, no. 04, pp. 20-15, Año de publicación.

[14] Askeland, D. R., & Wright, W. J. (2015). *The Science and Engineering of Materials* (7th ed.). Boston: Cengage Learning.

[15] Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., & Fuchs, H. O. (2001). *Metal fatigue in engineering* (2nd ed.). Hoboken, NJ: John Wiley & Sons.

[16] Figliola R, Beasley D. Mediciones mecánicas. Teoría y Diseño 4ª ed. Alfaomega Editor S.A.de C.V., Mexico 2009.

[17] WANG, C. H. AND BROWN, M. W. Life prediction techniques for variable amplitude multiaxial fatigue-part 1: Theories. ASME, Journal of Engineering Materials and Technology, 118(3) (1996) 367-370

[18] CRISTOFORI A, SASMEL L, TOVO R. A stress invariant based criterion to estimate fatigue damage under multiaxial loading, International Journal of Fatigue, 30 (2008) 1646-1658.

[19] CARPINTERI A, SPAGNOLI A, VANTADORI S. Critical plane approach for fatigue life Estimation under multiaxial Random Loading. Department of civil Engineering, University of Parma, Parco Area delle Scienze 181/A, 43100 Parma, Italy.

[20] RANGEL R. Evaluación de modelos de fatiga multiaxial. Universidad del Valle, Ingeniería Mecánica, 2016.

[21] QUICENO Y. Análisis de vida a fatiga de la tapa de turbina del grupo generador tres de la central hidroeléctrica Salvajina. Universidad del Valle, Ingeniería Mecánica, 2022.

[22] Chen, H., Shang, D.-G., Tian, Y.-J., & Liu, J.-Z. (2012). Comparison of multiaxial fatigue damage models under variable amplitude loading. Springer.

[23] Suresh, S. (1998). *Fatigue of materials* (2nd ed.). Cambridge, UK: Cambridge University Press.

[24] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (9ª ed.). México: McGraw-Hill.

[25] Avilés, R. (2015). *Métodos de cálculo de fatiga para ingeniería*. Madrid, España: Parainfo SA.

[26] Zhang, X., Zhou, W., & Zhang, L. (2024). A fatigue life approach model of automotive parts based on stress equivalence relation. *Journal of Highway and Transportation Research and Development*, 18(3), 76–83.

[27] "*Code of Practice for Fatigue Design and Assessment of Steel Structures,*" BS 7608:1993, British Standards Institution, London, 1993.

[28] Grönlund, K., Ahola, A., Lipiäinen, K., Pesonen, T., Björk, T., & Moshtaghi, M. (2025). *Fatigue performance of welded joints made of high-strength steel under variable amplitude loading conditions and varying mean stress*. International Journal of Fatigue.

[29] ASTM International. (2023). *ASTM E140-22: Standard Hardness Conversion Tables for Metals Relationship Among Brinell Hardness, Vickers Hardness, Rockwell Hardness, Superficial Hardness, Knoop Hardness, and Scleroscope Hardness*. West Conshohocken, PA: ASTM International

[30] Datsko, J. (1966). *Material properties and manufacturing processes*. London: John Wiley and Sons.

[31] Mantilla-Viveros, C., Aponte, R. & Casanova-Garcia, F. Fatigue Analysis of the Head Cover of a 100-MW Hydroelectric Power Plant. J Fail. Anal. and Preven. 25,1850–1858 (2025). https://doi.org/10.1007/s11668-025-02217-4

[32] Marciniak, Z., Duncan, J. L., & Hu, S. J. (2002). *Mechanics of sheet metal forming* (2nd ed.). Oxford, England: Butterworth-Heinemann.

[33] Liu, X., Jiang, L., Cheng, G., Liu, J., Xu, B., & Jin, R. (2025). Residual stress distribution and fatigue behavior of combined bolted–welded joints. *Buildings, 15*(6), 910.

[34] Karthikeyan, R., Richard, R. R., Pradeep, V. P., & Palaniappan, A. K. (2025). *Optimized polymer-based sheet metal forming dies: Leveraging generative design and fused deposition modeling 3D printing for cost-effective manufacturing.*

[35] GB/T 1228-2006; High Strength Bolts with Large Hexagon Head for Steel Structures. Standardization Administration of China (SAC): Beijing, China, 2006.

[36] Pilkey, W. D., & Pilkey, D. F. (2008). *Peterson's stress concentration factors* (3rd ed.). John Wiley & Sons.

[37] Larsen, M. L., Baumgartner, J., Clausen, H. B., & Arora, V. (2022). Multiaxial fatigue assessment of welded joints using a principal component-based measure for non-proportionality. *International Journal of Fatigue, 158*, 106731.

[38] Lihavainen, V.-M., & Marquis, G. (Año). *Estimation of fatigue life improvement for ultrasonic impact treated welded joints*. Lappeenranta University of Technology.