

Static and fatigue evaluation of the VOLVO EC460 excavator bucket using the finite element method

José L. Serna-Landivar, Eng¹, Norma Raquel Saldivar Montalvo, Msc², Daniela M. Anticona-Valderrama, Ph.D³
, Maria Ysabel Garcia-Alvarez, Dr¹, Manuel López Miranda, Msc⁴, Carlos Oliva Guevara, Msc¹, Leslie Serna
Landivar, Msc⁵

¹Universidad Tecnológica del Perú, Perú, U18101283@utp.edu.pe, c19447@utp.edu.pe, coliva@utp.edu.pe

²Universidad Autónoma del Perú, Perú, nsaldivarm@autonoma.edu.pe

³Universidad Privada del Norte, Perú, daniela.anticona@upn.pe

⁴Universidad Ricardo Palma, Perú, mlopez@urp.edu.pe

⁵Universidad César Vallejo, Perú, leslicuenta2000@gmail.com

Abstract: The excavator is heavy machinery used in different sectors such as mining, construction, infrastructure and agriculture. That is why the present study focused on the static and fatigue analysis of a Volvo EC460 excavator bucket using ANSYS Workbench software. In the static regime, the maximum stresses, deformations and safety factors were determined, while in the fatigue analysis the fatigue life, safety factor and fatigue sensitivity were explored. The results obtained reveal that the excavator bucket exhibits outstanding structural robustness, with a safety factor of 4.98 and 2.18 under static and fatigue conditions, respectively. These findings suggest that the bucket is designed to resist both creep and fatigue failures.

Keywords-- Excavator, static analysis, fatigue analysis, bucket, ASTM A514.

Digital Object Identifier: (only for full papers, inserted by LACCEI).
ISSN, ISBN: (to be inserted by LACCEI).
DO NOT REMOVE

Evaluación estática y de fatiga del cucharón de excavadora VOLVO EC460 mediante el método de elementos finitos

José L. Serna-Landivar, Eng¹, Norma Raquel Saldivar Montalvo, M², Daniela M. Anticono-Valderrama, Ph.D³,
Maria Ysabel Garcia-Alvarez, Dr¹, Manuel López Miranda, M⁴, Carlos Oliva Guevara, M¹, Leslie Serna
Landivar, M⁵

¹Universidad Tecnológica del Perú, Perú, U18101283@utp.edu.pe, c19447@utp.edu.pe, coliva@utp.edu.pe

²Universidad Autónoma del Perú, Perú, nsaldivarm@autonoma.edu.pe

³Universidad Privada del Norte, Perú, daniela.anticono@upn.pe

⁴Universidad Ricardo Palma, Perú, mlopez@urp.edu.pe

⁵Universidad César Vallejo, Perú, leslicuenta2000@gmail.com

Resumen– La excavadora es una maquinaria pesada que se emplea en diferentes sectores como la minería, la construcción, la infraestructura y la agricultura. Es por ello que el presente estudio se enfocó en el análisis estático y de fatiga de un cucharón de excavadora Volvo EC460 mediante el uso del software ANSYS Workbench. En el régimen estático, se determinaron los esfuerzos máximos, deformaciones y factor de seguridad, mientras que en el análisis de fatiga se exploraron la vida a la fatiga, el factor de seguridad y la sensibilidad a la fatiga. Los resultados obtenidos revelan que el cucharón de la excavadora exhibe una robustez estructural destacada, con un factor de seguridad de 4.98 y 2.18 en condiciones estáticas y de fatiga, respectivamente. Estos hallazgos sugieren que el cucharón está diseñado para resistir tanto fallas por fluencia como por fatiga.

Keywords: Excavadora, análisis estático, análisis transitorio, cucharón, ASTM A514.

I. INTRODUCCIÓN

La excavadora es un equipo de construcción pesado; se emplea en diferentes sectores como la minería, la construcción, la infraestructura y la agricultura. Y tienen diversas operaciones para realizar excavación de zanjas, hoyos, nivelación del suelo, transporte de cargas, demolición, minería, dragado de ríos, etc. Debido a estos tipos de operaciones, los componentes de la excavadora como el cucharón tiene fricción con los materiales a excavar [1], [2], para mitigar el desgaste, se emplean refuerzos de acero de alta dureza como el Hardox 450 [3]. Además, la interacción entre los materiales y el cucharón tiene un gran impacto en el rendimiento de la excavadora [4]–[6].

En el proceso de excavación, los complejos componentes de trabajo producen fuerzas aleatorias, lo que causa impacto y vibración en el cucharón de la excavadora, lo que resulta en daños prematuros a las partes importantes del cucharón [7]. En consecuencia, el cucharón puede fallar por resistencia o por fatiga, siendo este último muy frecuente en los cucharones de excavadoras hidráulicas, siendo las averías de los cucharones y sus componentes representan entre el 34% y el 36% de las averías de los equipos mecánicos [8].

Digital Object Identifier: (only for full papers, inserted by LACCEI).
ISSN, ISBN: (to be inserted by LACCEI).
DO NOT REMOVE

Los estudios sobre los cucharones de excavadora tenemos investigaciones [9] que analizaron el comportamiento dinámico del cucharón numérico y experimental, como el análisis modal, armónico, para variar la frecuencia natural con la frecuencia de trabajo. Implementaron tiras de caucho para variar la frecuencia natural y disminuir las amplitudes, se compararon los resultados del cucharón con refuerzo y son refuerzo, concluyeron que con el reforzamiento lograron disminuir las vibraciones y amplitudes. De manera similar [10], investigó el comportamiento dinámico del cucharón obtuvo tensiones máximas y deformaciones relevantes en el cucharón de estudio.

Con referencia al diseño y optimización de cucharones, [11], presentaron un modelo de optimización multiobjetivo destinado a disminuir la tensión máxima y reducir el peso del cucharón sobre los fundamentos de la carga incierta y el modelo de geometría paramétrica, lograron optimizar y mejorar el cucharón. Similarmente, [12] realizaron optimización paramétrica de la estructura del cucharón, obtuvieron que la tensión y la masa del cucharón se redujeron en un 4,59% y un 5,84% respectivamente después de la optimización.

El análisis por elementos de cucharón de excavadoras [13] utilizó el software CREO para realizar obtener esfuerzos y deformaciones del cucharón. Por otro lado, [14] evaluó el cucharón de excavadora con diferentes materiales AISI 4140, AISI 4150 y AISI 4340 y variando el número de dientes, con el software ANSYS. Análogamente, [15] analizaron el cucharón con el software ANSYS a nivel estático, considerando las cargas de trabajo, determinaron los puntos críticos y concluyeron que el valor de tensión equivalente de Von Mises es menor que el límite elástico del material.

Las investigaciones mencionadas del análisis por elementos finitos no consideran fatiga en este componente importante de la excavadora, por lo que este artículo pretende validar el diseño del cucharón de excavadora Volvo mediante análisis por elementos finitos. Se verifica la eficacia del diseño a través de resultados obtenidos en el análisis estático (deformaciones, esfuerzos y factor de seguridad) y análisis de fatiga (ciclo de vida y factor de seguridad). La validación integral de estos aspectos es crucial para garantizar la robustez y durabilidad del cucharón, contribuyendo al avance del

conocimiento en el diseño de componentes esenciales de maquinaria pesada.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

Excavadora Volvo EC460

La excavadora Volvo EC460 es una máquina destacada en el sector de la construcción y una herramienta imprescindible para proyectos de gran escala. El equipo ofrece destacada potencia y eficiencia, caracterizándose por sus motores de última generación que entregan un desempeño óptimo en términos de potencia y economía de combustible. Su diseño robusto y su avanzado sistema hidráulico permiten un funcionamiento preciso y eficiente, adaptándose a una variedad de condiciones de trabajo. La máquina tiene capacidades de excavación, respaldadas por una construcción duradera y tecnología innovadora para aumentar la productividad y la seguridad en el lugar de trabajo. Equipada con funciones avanzadas, como sistemas de control intuitivos y funciones ergonómicas para la comodidad del operador, la excavadora Volvo EC460 demuestra ser una opción de vanguardia para proyectos de construcción exigentes [16].

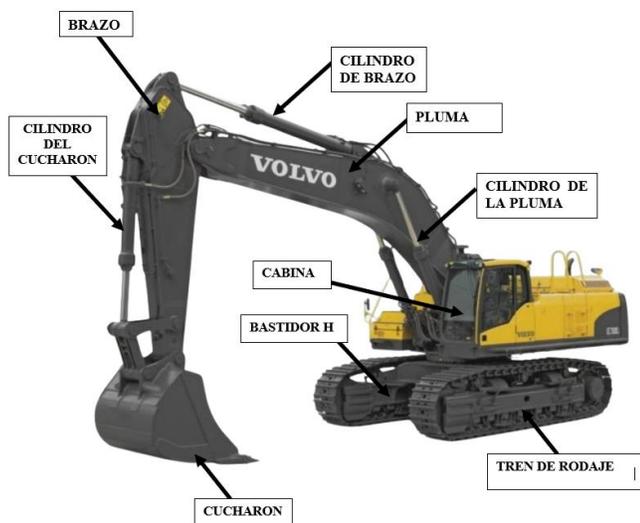


Fig. 1. Excavadora Volvo EC460.

Las partes de una excavadora consiste en una pluma, un brazo (o balancín), cucharón, cabina, pistón de brazo, del cucharón, tren de rodaje, bastidor H y una cabina que están sujetos a una plataforma giratoria [17]–[19].

Modelo 3D del cucharón de excavadora Volvo EC460

El cucharón de la excavadora Volvo EC460 es el objeto del estudio está conformada por placas laterales, dientes, cuchilla base, oreja de cucharón, plancha de desgaste lateral, (ver Fig.2).

Este elemento es parte principal de la excavadora, el que permite la remoción del material excavado, el cual soporta fuerzas y desgaste en su conjunto.

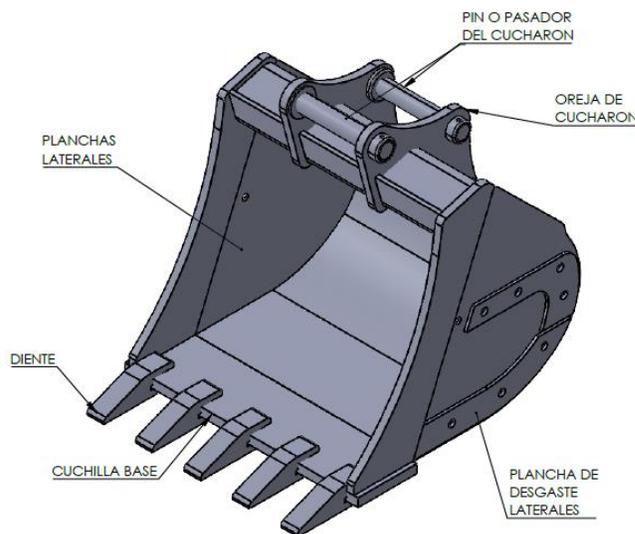


Fig. 2. Cucharón de excavadora.

Las vistas de detalle y dimensiones del cucharón de la excavadora se observan en la Figura. 3, el modelado se realizó en el software CAD SolidWorks. El material base empleado en la estructura del cucharón fue el acero ASTM A514, porque es un material que destaca por sus propiedades mecánicas superiores y es reconocido por su extraordinaria resistencia a la tracción, tenacidad, alto límite elástico, soldable y resistencia al desgaste. Este acero se caracteriza por su capacidad para soportar cargas pesadas en entornos hostiles. Su composición química contiene elementos como manganeso, fósforo y silicio, que contribuyen a la formación de una estructura microcristalina que imparte una dureza superior [20]. Además, el tratamiento térmico especial del acero le permite alcanzar una alta resistencia al impacto a bajas temperaturas; las propiedades mecánicas del acero se pueden observar en la tabla I.

TABLA I
PROPIEDADES MECÁNICAS DEL CUCHARON DE EXCAVADORA VOLVO EC460 [21].

Materia Acero	Resistenci a última a la tracción (Mpa)	Resistenci a a la fluencia (Mpa)	Módulo de elasticida d (Gpa)	Módul o de corte (Gpa)	Ratio de Poisso n	Densida d (kg/m3)
ASTM A514	828	690	210	80	0.29	7850

La construcción de la curva S-N para el material ASTM A514 se llevó a cabo considerando datos de referencia, como se detalla en la bibliografía [22]. Esta curva, que representa la relación entre el esfuerzo máximo cíclico (S) y el número de ciclos hasta la fractura (N), se funda como un componente

crucial en la evaluación de la resistencia a la fatiga del material en condiciones de carga cíclica.

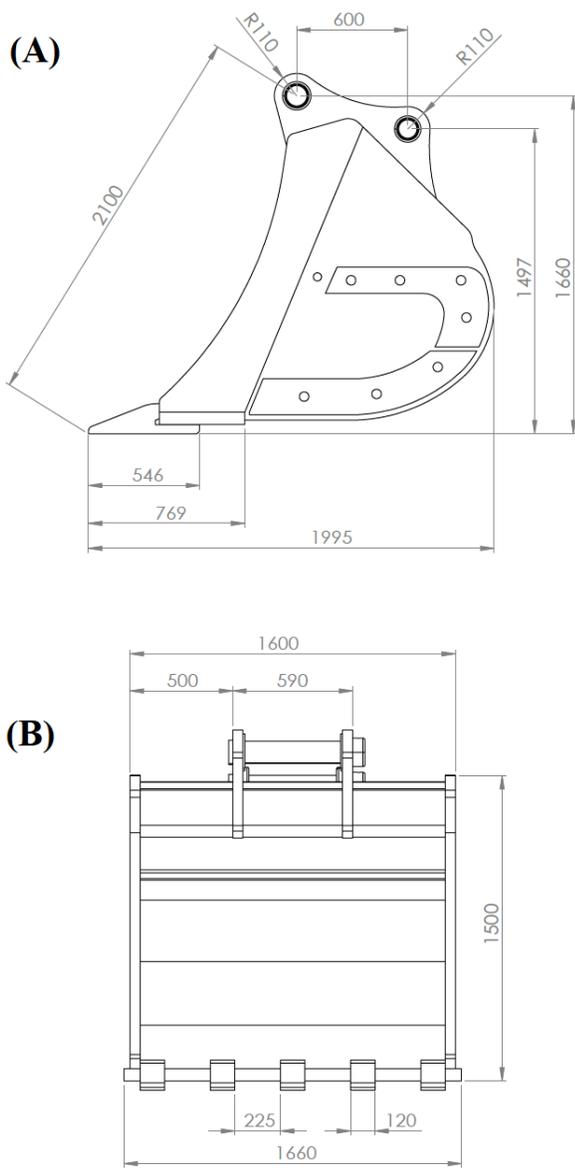


Fig. 3. Dimensiones del cucharón de excavadora.

Modelo FEM del cucharón de excavadora Volvo EC460

El modelo del cucharón se exportó desde el software CAD SolidWorks, luego se importó al software ANSYS, en esta última herramienta computacional utiliza el método de los elementos finitos para resolver los problemas estáticos y dinámicos de nuestro objeto de estudio, de esta manera se resuelve de manera rápida y confiable.

Se utilizó el material acero ASTM A 514 para el cucharón que se muestra en la tabla I, la cual también muestra sus propiedades mecánicas del cucharón.

Para obtener resultados cercanos a la realidad se realizó una convergencia de malla, en la cual se evaluó el esfuerzo vs el número de nodos, con el objetivo de obtener el valor del esfuerzo máximo constante y el número de nodos intermedio, de esta manera se evitó el aumento excesivo del esfuerzo y tiempo computacional que ocasiona el refinamiento excesivo de la malla. En consecuencia, se obtuvieron 143231 nodos y 24026 elementos (Fig.4).

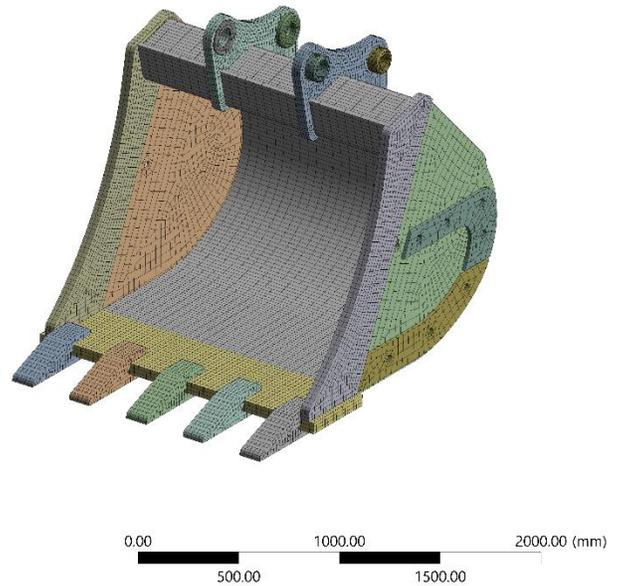


Fig. 4. Mallado del cucharón de excavadora.

La fuerza necesaria para excavar en el suelo se llama fuerza de excavación, estas fuerzas se ejercen sobre la punta del cucharón. Según la normativa SAE J1116 [23] “Fuerzas de excavación de excavadoras hidráulicas y retroexcavadoras” en inglés “Hydraulic Excavator and Backhoe Digging Forces”, nos indican que la fuerza del volteo del cucharón (F_S) esta fuerza es ejercida por el cilindro del cucharón y la fuerza de avance del brazo (F_B) es ejercida por el pistón del brazo, esas son dos tipos de fuerzas de excavación. De manera similar [13], [24] investigaron casos de estudios de cucharones de excavadoras mediante el análisis por elementos finitos empleando la metodología de la norma SAE J1116. A continuación, se detalla las fórmulas de las dos fuerzas que actúa sobre el cucharón:

$$(1) F_B = \left(\frac{P * \left(\frac{\pi}{4} \right) * D_B^2}{d_D} \right) * \left(\frac{d_A * d_C}{d_B} \right)$$

Donde:

P : Presión de trabajo de la excavadora.

D_B : Diámetro del pistón del brazo.

d_D : Distancia entre el diente y oreja del cucharón.

d_A : Distancia entre ejes del pistón del cucharón y pluma.

d_C : Distancia entre centros de la oreja del cucharón.

d_B : Distancia entre centros del eslabón del brazo.

$$(2) F_S = \left(\frac{P * \left(\frac{\pi}{4} \right) * D_A^2 * d_E}{d_F} \right)$$

Donde:

P : Presión de trabajo de la excavadora.

D_A : Diámetro del pistón del brazo.

d_E : Distancia entre ejes del pistón del cucharón y brazo.

d_F : Distancia entre el diente del cucharón y el eje de la unión del brazo y pluma.

Los parámetros mencionados en la ecuación 1 y 2, se observan en la figura 5, las cuales se detallan a continuación.

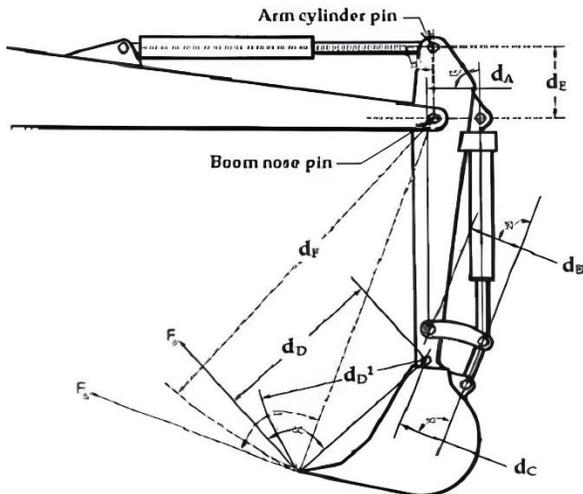


Fig. 5. Parámetros de excavadora según [23] [24].

Las condiciones de borde para el cucharón de la excavadora Volvo EC460, se consideran la fuerza F_S con un valor de 183.6 KN ubicado en la parte frontal de los dientes, F_B con un valor de 34.2.6 KN ubicado en las orejas del

cucharón que se une con un pin el pistón, la constante de la gravedad, además de dos “displacement” que representa la unión del brazo con el cucharón.

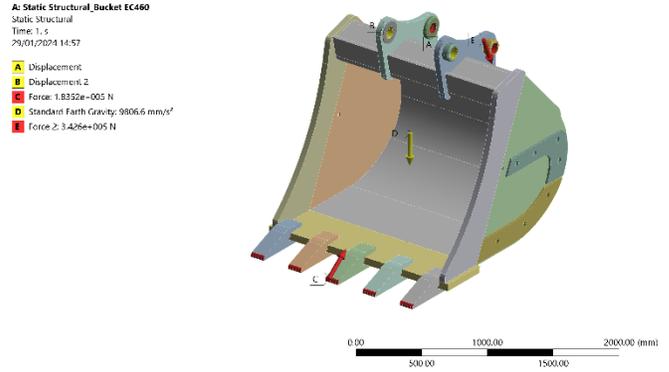


Fig. 6. Condiciones de borde del cucharón de excavadora Volvo EC460.

Para el análisis estático se emplea la teoría de la energía de deformación máxima, que se basa en la teoría de falla dúctil y se simula mediante el software ANSYS. Al hacer esto, podemos alcanzar el mayor grado de deformación, tensión máxima y factor de seguridad. Además, el software crea una matriz de rigidez global para cada elemento para establecer la correlación entre el desplazamiento y las fuerzas aplicadas. Luego, estas matrices se utilizan para generar rigidez elemental. A continuación, se presenta la fórmula 3 que resuelve la rigidez [25][26].

$$[F] = [K] [U] \quad (3)$$

En donde, [F] es la matriz fuerza, [K] matriz de rigidez y [U] es el vector desplazamientos.

Para el análisis de fatiga se utilizó el método de vida útil para evaluar el cucharón, que se basa en los niveles de tensión y en el objeto sometido a múltiples fuerzas de magnitud variable. Además, se usó de este método en el análisis de elementos finitos. Esta técnica de vida bajo tensión ha ganado una amplia aceptación en el campo del diseño y es muy adecuada para aplicaciones de ciclos elevados.

La relación entre el número de ciclos y las tensiones se representa mediante una curva de fatiga del material, también conocida como curva S-N. La tensión límite de fatiga es un factor crucial para prevenir fallas del material debido a la tensión máxima después de múltiples ciclos. Normalmente, el gráfico de la curva se puede dividir en dos secciones: la región de vida finita y el área de vida infinita. La región finita indica que el nivel de tensión de los componentes es mayor que el límite de fatiga, lo que indica una región de vida infinita [27][28][29].

La resistencia a la fatiga o el límite de resistencia de los aceros se pueden aproximar a partir de los datos de resistencia

a la tracción, $S'_e = 0.50 S_{ut}$, siempre y cuando se cumpla $S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa})$, es decir que el material base tenga una resistencia última a la tracción máxima de 1400MPa [30].

III. RESULTADOS

Análisis estático

En la figura 7 se observan los resultados que se obtuvieron en el análisis estático, donde se destacan las deformaciones totales registradas con un valor de 3.578mm. Este fenómeno se manifiesta de manera específica en la región del diente central del cucharón, evidenciando la influencia directa de la fuerza aplicada en dicha área. La observación detallada de estas deformaciones proporciona valiosa información sobre la respuesta estructural del cucharón ante las cargas externas, señalando claramente que la interacción entre la fuerza aplicada y la configuración del diente es un factor determinante en la deformación total observada.

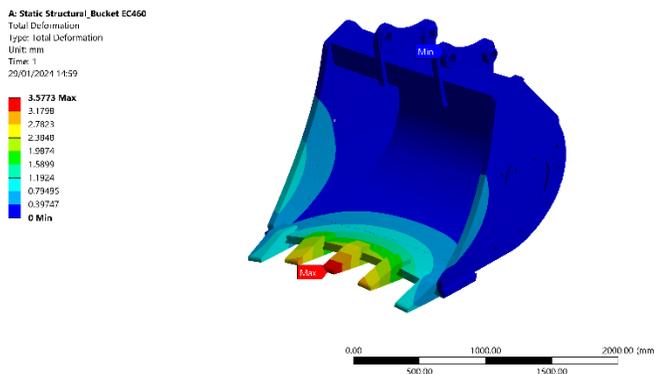


Fig. 7. Análisis estático: Deformación total del cucharón

De acuerdo con la información representada en la figura 8, se evidencia el esfuerzo máximo tuvo un valor d de 138.38 MPa. Estos niveles de esfuerzo se concentran específicamente en la unión entre el diente y la plancha lateral del cucharón, destacando la relevancia de esta región en la distribución de cargas. Asimismo, se aprecia que, aunque en menor medida, también se observa la presencia significativa de esfuerzos en las orejas del cucharón. Este análisis sugiere que la concentración de tensiones en la unión mencionada y en las orejas del cucharón podría ser un factor crítico que considerar en la evaluación y diseño estructural de la excavadora, señalando áreas específicas que podrían requerir atención y posible reforzamiento para mejorar la resistencia y durabilidad del componente.

Concordamos con las investigaciones [7], [11], [15] la distribución de esfuerzos y deformaciones, siendo la parte más deformada son los dientes del cucharón y los esfuerzos máximos cercanos a los dientes del cucharón de la excavadora.

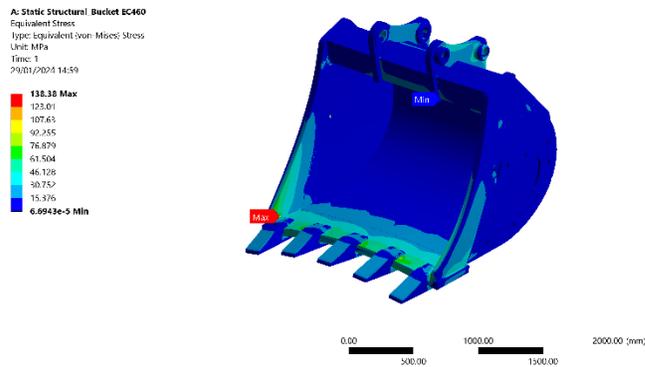


Fig. 8. Análisis estático: Esfuerzos máximos del cucharón.

En consecuencia, el factor de seguridad del cucharón en el análisis estático está dado por la relación del esfuerzo límite a la fluencia con el esfuerzo de trabajo, nos dio un valor de 4.98, siendo un valor aceptable para este tipo de componente de maquinaria pesada.

Análisis fatiga

En la evaluación de fatiga en el software ANSYS, se empleó el método de esfuerzo-vida, adecuado para elementos de máquina de este tipo. La figura 9 ilustra la vida estimada del cucharón, revelando un valor uniformemente distribuido en todo el objeto de estudio. Este resultado indica que ningún esfuerzo sobrepasa el límite establecido para la fatiga, proporcionando una garantía significativa de que el elemento no experimentará fallos debido a este fenómeno. La homogeneidad en la distribución de vida a lo largo del componente refleja una resistencia consistente en todas las áreas evaluadas, reforzando la confianza en la durabilidad y rendimiento sostenible del cucharón bajo las condiciones de carga cíclica previstas. Este análisis respalda la fiabilidad del diseño en términos de resistencia a la fatiga, crucial para componentes sujetos a ciclos repetitivos de excavación en operaciones de maquinaria pesada.

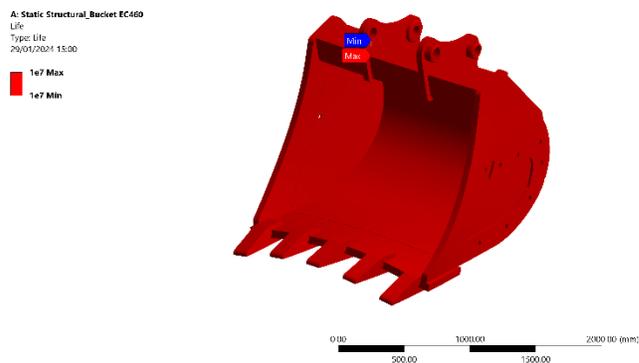


Fig. 9. Análisis de fatiga: vida del cucharón.

En relación con el factor de seguridad en el análisis de fatiga, se obtuvo un valor de 2.185, como se observa en la figura 10. Es importante destacar que este análisis incorpora consideraciones específicas, ya que el límite de resistencia a la fatiga difiere de la resistencia a la fluencia en el régimen estático, debido a la inclusión de los factores de Marin en el análisis de fatiga [31]. No obstante, es importante señalar que tanto en el análisis estático como en el análisis de fatiga persisten concentraciones de esfuerzos en la unión del diente y la plancha lateral del cucharón.

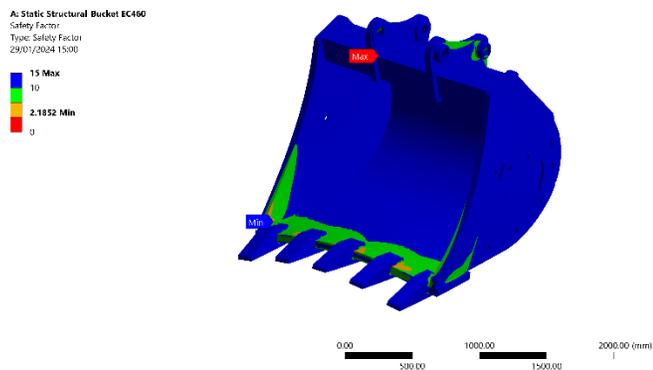


Fig. 10. Análisis de fatiga: factor de seguridad del cucharón.

En la figura 11, se observa la evaluación de la sensibilidad a la fatiga del cucharón al considerar un incremento de carga de hasta el 400 % con respecto a la carga establecida. Para este incremento del 400 %, se registra un número de ciclos de 28197, el cual se sitúa por debajo del umbral mínimo recomendado de ciclos de fatiga es de 10^6 . No obstante, resulta importante señalar que al adoptar un incremento del 220 % como la aceptación máxima para evitar fallos del componente, se establece un límite de tolerancia que garantiza un mínimo de ciclos de 10^6 .

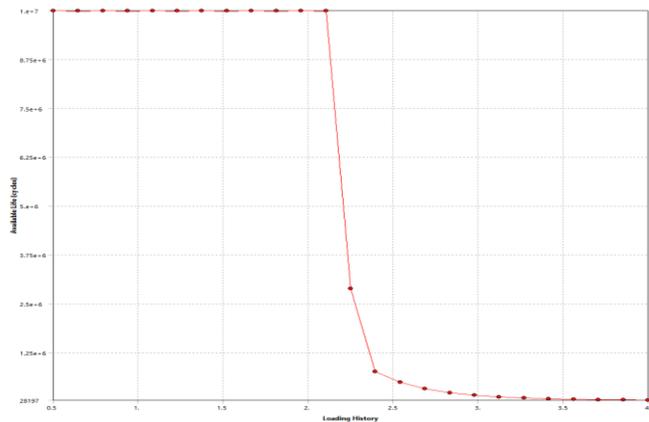


Fig. 11. Análisis de fatiga: Sensibilidad a la fatiga del cucharón.

IV. CONCLUSIONES

Se realizó el análisis estático y de fatiga para un cucharón de excavadora Volvo EC460, en este estudio se utilizó el software ANSYS Workbench, para validar el diseño propuesto. Durante la operación de excavación el cucharón está sometido a cargas cíclicas que varían en el tiempo. Mediante el análisis por elementos finitos se identificó que la parte más crítica del cucharón es la unión entre el diente y la plancha lateral, en el régimen estático se obtuvo un valor de 138.38 MPa, la deformación máxima fue de 3.578mm y un factor de seguridad de 4.98. Sin embargo, en el análisis de fatiga se obtuvo un factor de seguridad de 2.185 y su sensibilidad a la fatiga se determinó que un incremento del 220 % de las fuerzas están dentro del número de ciclos permitidos del 10^6 como mínimo, evidenciando una resistencia a fatiga adecuada bajo condiciones de carga cíclica. Este estudio integral proporciona información valiosa para optimizar el diseño y la durabilidad del cucharón, asegurando su desempeño robusto durante operaciones repetitivas de excavación.

Para futuras investigaciones se recomienda centrarse en la optimización del diseño, explorando configuraciones geométricas y materiales para reducir concentraciones de esfuerzos y mejorar la eficiencia estructural. Además, investigar la validación experimental complementaria y el estudio del impacto de variables operativas, como la velocidad de excavación y el tipo de suelo, son esenciales para comprender mejor el rendimiento bajo condiciones reales.

Referencias

- [1] A. Mahesh, "Static Force Analysis of Mini Hydraulic Backhoe Excavator And Evaluation Of Bucket Capacity , Digging Force Calculations," no. January, pp. 25–32, 2015.
- [2] M. DZULFIKAR, H. PURWANTO, A. P. BAYUSENO, AND R. ISMAIL, "SURFACE HARDENING PARAMETER OPTIMIZATION OF WEAR RESISTANT BUCKET TEETH EXCAVATOR," IN AIP CONFERENCE PROCEEDINGS, 2023, VOL. 2706, DOI: 10.1063/5.0120395.
- [3] V. E. GROMOV, S. V RAYKOV, V. E. KORMYSHEV, D. A. KOSINOV, O. A. KONDRATOVA, AND D. A. ROMANOV, "PHYSICAL AND TECHNICAL FUNDAMENTALS OF TECHNOLOGY USED TO INCREASE THE WEAR RESISTANCE OF WORKING SURFACES OF LARGE VOLUME EXCAVATOR BUCKETS," IN IOP CONFERENCE SERIES: EARTH AND ENVIRONMENTAL SCIENCE, 2018, VOL. 206, NO. 1, DOI: 10.1088/1755-1315/206/1/012029.
- [4] Z. CHEN, D. XUE, G. WANG, D. CUI, Y. FANG, AND S. WANG, "SIMULATION AND OPTIMIZATION OF THE TRACKED CHASSIS PERFORMANCE OF ELECTRIC SHOVEL BASED ON DEM-MBD," POWDER TECHNOL., VOL. 390, PP. 428–441, 2021, DOI: [HTTPS://DOI.ORG/10.1016/J.POWTEC.2021.05.085](https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.05.085).
- [5] J. CHEN, D. HUO, C. LIU, H. ZHANG, AND Y. WANG, "DESIGN AND MODELING OF HARDWARE-IN-LOOP TEST

- BENCH FOR HYDRAULIC EXCAVATOR BASED ON DYNAMIC LOAD EMULATION,” *AUTOM. CONSTR.*, VOL. 137, 2022, DOI: 10.1016/J.AUTCON.2022.104196.
- [6] J. GAN, Z. ZHOU, A. YU, D. ELLIS, R. ATTWOOD, AND W. CHEN, “CO-SIMULATION OF MULTIBODY DYNAMICS AND DISCRETE ELEMENT METHOD FOR HYDRAULIC EXCAVATORS,” *POWDER TECHNOL.*, VOL. 414, 2023, DOI: 10.1016/J.POWTEC.2022.118001.
- [7] Z. REN, H. SUN, Y. LIANG, Y. HE, AND M. FENG, “STRENGTH ANALYSIS OF EXCAVATOR BUCKET BASED ON NORMAL DIGGING TRAJECTORY AND LIMITING DIGGING FORCE,” *J. VIBROENGINEERING*, VOL. 23, NO. 1, PP. 217–226, 2021, DOI: 10.21595/JVE.2020.21596.
- [8] A. A. KHORESHOK, E. Y. PUDOV, AND A. B. EFREMEKOV, “TO THE QUESTION OF ORGANIZATION OF REPAIR WORKS OF EXCAVATOR BUCKETS,” *AIP CONF. PROC.*, VOL. 2486, NO. 1, P. 40027, 2022, DOI: 10.1063/5.0106470.
- [9] M. S. ISLAM, F. M. KHAN, AND M. Z. HOSSAIN, “VIBRATION REDUCTION OF AN EXCAVATOR BUCKET USING ATTACHMENT TECHNIQUE,” *INT. REV. MECH. ENG.*, VOL. 14, NO. 7, PP. 414–423, 2020, DOI: 10.15866/IREME.V14I7.19168.
- [10] W. CHUN-HUA, G. YANG, Z. YING-YING, AND L. CHENG-LONG, “DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE BACKHOE EXCAVATOR BUCKET BASED ON PRO/E AND ANSYS,” IN *ADVANCED MATERIALS RESEARCH*, 2013, VOL. 619, PP. 26–33, DOI: 10.4028/WWW.SCIENTIFIC.NET/AMR.619.30.
- [11] X. YU ET AL., “LIGHTWEIGHT AND HIGH-STRENGTH DESIGN OF AN EXCAVATOR BUCKET UNDER UNCERTAIN LOADING,” *MATH. PROBL. ENG.*, VOL. 2019, 2019, DOI: 10.1155/2019/3190819.
- [12] H. SUN, Z. REN, J. LI, G. LI, AND W. LIU, “BUCKET STRUCTURE OPTIMIZATION OF BACKHOE HYDRAULIC EXCAVATOR BASED ON COMPOUND DIGGING TRAJECTORY AND LIMIT DIGGING FORCE,” *ADV. MECH. ENG.*, VOL. 14, NO. 4, P. 16878132221092988, APR. 2022, DOI: 10.1177/16878132221092988.
- [13] M. KUMAR AND N. RAJASEKHAR, “PARAMETRIC TOOL TO DESIGN EXCAVATOR DIGGING BUCKET,” 2022, DOI: 10.4271/2022-01-0772.
- [14] N. S. VISWANATH IRUKU, K. M. DHARMARAJULA, V. K. RAJU NAGULLA, AND S. KOSARAJU, “ANALYSIS OF EXCAVATOR BUCKET WITH DIFFERENT MATERIALS,” IN *AIP CONFERENCE PROCEEDINGS*, 2023, VOL. 2754, NO. 1, DOI: 10.1063/5.0161212.
- [15] M. SARKAR, R. K. SHAW, AND S. K. GHOSH, “NUMERICAL ANALYSIS OF STRESSES IN MINE EXCAVATOR BUCKET,” *J. MIN. SCI.*, VOL. 51, NO. 2, PP. 309–313, 2015, DOI: 10.1134/S1062739115020131.
- [16] VOLVO, “EXACAVADORA VOLVO EC 460,” VOLVO, 2001. [HTTPS://WWW.VOLVOCE.COM/GLOBAL/EN/PRODUCTS-AND-SERVICES/PAST-PRODUCTS/CRAWLER-EXCAVATORS/VOLVO-B-PRIME-SERIES/EC460/](https://www.volvoce.com/global/en/products-and-services/past-products/crawler-excavators/volvo-b-prime-series/ec460/).
- [17] C. YU, Y. BAO, AND Q. LI, “FINITE ELEMENT ANALYSIS OF EXCAVATOR MECHANICAL BEHAVIOR AND BOOM STRUCTURE OPTIMIZATION,” *MEAS. J. INT. MEAS. CONFED.*, VOL. 173, 2021, DOI: 10.1016/J.MEASUREMENT.2020.108637.
- [18] G. ZHAO, J. XIAO, AND Q. ZHOU, “FATIGUE MODELS BASED ON REAL LOAD SPECTRA AND CORRECTED S-N CURVE FOR ESTIMATING THE RESIDUAL SERVICE LIFE OF THE REMANUFACTURED EXCAVATOR BEAM,” *METALS (BASEL)*, VOL. 11, NO. 2, PP. 1–23, 2021, DOI: 10.3390/MET11020365.
- [19] J. KIM, M. JIN, W. CHOI, AND J. LEE, “DISCRETE TIME DELAY CONTROL FOR HYDRAULIC EXCAVATOR MOTION CONTROL WITH TERMINAL SLIDING MODE CONTROL,” *MECHATRONICS*, VOL. 60, PP. 15–25, 2019, DOI: 10.1016/J.MECHATRONICS.2019.04.008.
- [20] R. RANJAN, K. GHAREMANI, S. WALBRIDGE, AND A. INCE, “TESTING AND FRACTURE MECHANICS ANALYSIS OF STRENGTH EFFECTS ON THE FATIGUE BEHAVIOR OF HFMI-TREATED WELDS,” *WELD. WORLD*, VOL. 60, NO. 5, PP. 987–999, 2016, DOI: 10.1007/s40194-016-0354-4.
- [21] O. ARAQUE, N. ARZOLA, AND O. VARÓN, “COMPUTATIONAL MODELING OF FATIGUE CRACK PROPAGATION IN BUTT WELDED JOINTS SUBJECTED TO AXIAL LOAD,” *PLOS ONE*, VOL. 14, NO. 6, 2019, DOI: 10.1371/JOURNAL.PONE.0218973.
- [22] Y. HIGASHIDA, J. D. BURK, AND F. V LAWRENCE JR., “STRAIN-CONTROLLED FATIGUE BEHAVIOR OF ASTM A36 AND A514 GRADE F STEELS AND 5083-0 ALUMINUM WELD MATERIALS,” *WELD. J. (MIAMI, FLA)*, VOL. 57, NO. 11, 1978, [ONLINE]. AVAILABLE: [HTTPS://WWW.SCOPUS.COM/INWARD/RECORD.URI?EID=2-S2.0-0018039561&PARTNERID=40&MD5=0E77EF5E54F240FC9B4BAB3A49ED61D9](https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0018039561&partnerid=40&md5=0e77ef5e54f240fc9b4bab3a49ed61d9).
- [23] E. MTC C5, “HYDRAULIC EXCAVATOR AND BACKHOE DIGGING FORCES.” 2002, DOI: [HTTPS://DOI.ORG/10.4271/J1179_200212](https://doi.org/10.4271/J1179_200212).
- [24] Y. KHEDKAR, H. NAGPURE, P. DENDAGE, P. SHINDE, S. NAIKAVADE, AND T. DEY, “THE EVALUATION OF FORCES ACTING ON EXCAVATOR BUCKET AND ITS CAPACITY,” *MATER. TODAY PROC.*, VOL. 68, PP. 2591–2596, 2022, DOI:

- [25] D. P. SINGH, J. JOSHI, N. GARIYA, R. P. VERMA, AND C. KISHORE, “ADVANCE FATIGUE ANALYSIS OF AN AUTO RICKSHAW REAR AXLE SHAFT,” IN LECTURE NOTES IN MECHANICAL ENGINEERING, 2021, PP. 337–344, DOI: 10.1007/978-981-33-4684-0_34.
- [26] B. W. LENGANA ET AL., “EFFECTS OF MECHANICAL VIBRATION ON DESIGNED STEEL-BASED PLATE GEOMETRIES: BEHAVIORAL ESTIMATION SUBJECTED TO APPLIED MATERIAL CLASSES USING FINITE-ELEMENT METHOD,” CURVED LAYER. STRUCT., VOL. 8, NO. 1, PP. 225–240, 2021, DOI: 10.1515/CLS-2021-0021.
- [27] M. WU, J. MU, L. ZHUANG, Y. KONG, AND X. ZHOU, “FATIGUE ANALYSIS OF INJECTOR BODY BASED ON ANSYS WORKBENCH,” IN VIBROENGINEERING PROCEDIA, 2020, VOL. 30, PP. 193–198, DOI: 10.21595/vp.2019.21183.
- [28] A. VASU, J. MEI, J. CHUNG, AND Y. MEHTA, “USING WEIBULL DISTRIBUTION FUNCTION TO DETERMINE THE DESIGN BOUNDS FOR CARBURIZED 4320 STEEL SHAFTS SUBJECTED TO BENDING DOMINATED FATIGUE LOADING,” INT. J. FATIGUE, VOL. 168, 2023, DOI: 10.1016/J.IJFATIGUE.2022.107447.
- [29] O. BOKŮVKA, M. JAMBOR, S. HRČEK, J. ŠTEININGER, F. NOVÝ, AND L. TRŠKO, “DESIGN OF SHAFT RESPECTING THE FATIGUE LIMIT FOR ULTRA-HIGH NUMBER OF CYCLES,” PERIOD. POLYTECH. TRANSP. ENG., VOL. 47, NO. 1, PP. 6–12, 2019, DOI: 10.3311/PPTR.11562.
- [30] K. J. NISBETT AND R. G. BUDYNAS, SHIGLEY’S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN. MCGRAW-HILL EDUCATION, 2014.
- [31] J. MARIN, MECHANICAL BEHAVIOR OF ENGINEERING MATERIALS. PRENTICE-HALL, 1962.