



## Diseño y análisis numérico de herramienta tipo grúa de tornillo de potencia para el desmontaje de motores de combustión interna con un peso máximo de 250Kg

***Juan Carlos Pérez Partida<sup>1</sup>, Miguel Martínez Mondragon<sup>2</sup>, Itzel Montserrat Cruz Olivares<sup>3</sup>, Beatriz Romero Ángeles<sup>4</sup>, Guillermo Urriolagoitia Sosa<sup>5</sup>***

### RESUMEN

El diseño mecánico tiene un papel protagónico en las diferentes áreas de ingeniería, el cual cada día demanda mayores conocimientos en el desarrollo de estructuras, maquinaria y herramientas, requiriendo tener criterios de diseño mediante métodos analíticos y de evaluación numérica. El objetivo de este proyecto es evaluar analítica y numéricamente una estructura tipo grúa puente de viga con tornillo de potencia, que sea capaz de soportar una carga de 500Kg. Para el diseño se consideraron parámetros geométricos, dimensionales y propiedades mecánicas de los materiales. Para la evaluación numérica se utilizaron teorías para resolver vigas isostáticas realizando diagramas de cuerpo libre de los elementos de la grúa puente y el tornillo de potencia. El análisis numérico se realizó mediante el método de elemento finito (FEM), considerando propiedades mecánicas de los materiales como el módulo de elasticidad, densidad, coeficiente de poisson y límite elástico. Los resultados obtenidos en el diseño del puente viga son satisfactorios por el método analítico trabajando al 27% del límite elástico en comparación del 112% obtenido en el método numérico lo cual indica que bajo estas condiciones de carga el diseño de la grúa fallara, en caso contrario los resultados obtenidos por el método analítico y numérico del esparrago son satisfactorios trabajando al 3.8% y 4.1% respectivamente lo cual indica que este elemento soportara las condiciones de carga actuales.

### ABSTRACT

Mechanical design plays a leading role in different areas of engineering, which every day demands greater knowledge in the development of structures, machinery, and tools, requiring design criteria through analytical and numerical evaluation methods. The objective of this project is to evaluate a structure type beam bridge crane analytically and numerically with power screw, that is capable of supporting a load of 500Kg. For the design were considered geometric parameters, dimensional and mechanical properties of materials. For the numerical evaluation, theories were used to solve isostatic beams by making free body diagrams of the elements of the bridge crane and the power screw. Numerical analysis was performed using the finite element method (FEM), Considering

mechanical properties of materials such as modulus of elasticity, density, Poisson coefficient and elastic limit. The results obtained in the design of the girder bridge are satisfactory by the analytical method working at 27% of the yield strength compared to the 112% obtained in the numerical method which indicates that under these load conditions the crane design will fail, Otherwise the results obtained by the analytical and numerical method of El screw are satisfactory working at 3.8% and 4.1% respectively, this indicates that this element will withstand the current load conditions.

**Palabras claves:** Diseño, Grúa, Análisis, MEF, Herramienta.

### INTRODUCCIÓN

Una herramienta es un objeto fabricado que se convierte o usa como una extensión del cuerpo humano la cual permite realizar una tarea mecánica con mayor facilidad, tarea la cual sería de mayor complejidad o imposible de realizar por falta de fuerza o por los riesgos hacia el que realizara el trabajo. El diseño de máquinas y herramientas es una de las aplicaciones en las que la Ingeniería Mecánica es participe y aunque se piensa que solo es requerida en las grandes empresas la realidad es que tiene muchas aplicaciones en la vida cotidiana es por esto que este proyecto pretende apoyar a un negocio pequeño el cual para ampliar sus servicios requiere obtener nuevas herramientas que faciliten su trabajo sin dejar de lado encontrar las mejores opciones de manera económica pero sin perder de vista la seguridad; en este sentido como ingenieros debemos de adaptarnos a las necesidades y gracias al creciente desarrollo de las tecnologías que nos permiten realizar análisis numéricos mediante programas de dibujo y su posterior análisis gracias al método de elemento finito (FEM) comparado con los métodos analíticos tradicionales nos permite reducir costos en el diseño de cualquier maquina o herramienta lo cual permite a pequeñas y medianas empresas comenzar a disponer de servicios de ingeniería.

### ANTECEDENTES

Se puede decir que el origen de las herramientas comienza desde la prehistoria en la edad de piedra comenzaban a usar las mismas como

\* Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, Unidad Profesional Adolfo López Mateos, "Zacatenco". Av. Othón de Mendizábal S/N, Edificio 5, 2do Piso, Col. La Escalera. Alcaldía Gustavo A. Madero, C.P. 07320, Ciudad de México, México.

[jperezp1002@alumno.ipn.mx](mailto:jperezp1002@alumno.ipn.mx)  
[itzelco29@gmail.com](mailto:itzelco29@gmail.com)  
[mmartinezm1315@egresado.ipn.mx](mailto:mmartinezm1315@egresado.ipn.mx)  
[bromero@ipn.mx](mailto:bromero@ipn.mx)  
[guiurri@hotmail.com](mailto:guiurri@hotmail.com)





armas o herramientas, Schvab (2011), de corte así como el uso de palos o una combinación de estas y así podemos seguir viendo la evolución de las herramientas sin embarco en el siglo V a.C., siglo donde se atribuye al matemático, astrónomo y filósofo Arquitas de Tarento como inventor del tornillo, posteriormente en el siglo III a.C. el físico, inventor, astrónomo, filósofo y matemático griego Aristóteles de Siracusa es quien perfecciona este revolucionario invento y encuentra aplicaciones en la elevación de agua presentando su invento el tornillo de Arquímedes además se le atribuye el título del inventor del tornillo sin fin el cual también forma parte importante en los mecanismos de la industria moderna, Calderón (2012).

En el siglo XVI d.C. se presentaban en las armas los giratornillos que eran pequeñas herramientas para ajustar los mecanismos de las armas lo que permite ver una incongruencia que en ocasiones sucede pues en este tiempo existía una herramienta para atornillar sin que aun hubiera una definición definitiva de los tornillos pues en este siglo aun los tornillos eran solamente un clavo al que se le hacía dar dos vueltas al final para que este no se desclavara.

Es hasta el siglo XIX que un genio anónimo logra mejorar la producción de tornillos mediante el uso de máquinas dando paso al creciente uso de los tornillos como elementos de fijación y es hasta 1841 que las ingles Joseph Whitworth normaliza los pasos de rosca, Whitworth (1841).

## DESARROLLO

El proyecto para diseñar y analizar una grúa tipo tornillo se desarrollara en etapas, la primer etapa consta en delimitaron las necesidades tanto del taller como de cargas que deberán considerarse, como segunda etapa se realizaron los diagramas de cuerpo libre de los elementos críticos a analizar siguiendo con el cálculo analítico de los esfuerzos debidos a las cargas así como deformaciones, en la tercer etapa se realizó el modelado de los elementos en un programa CAD, como cuarta etapa se pasaron los elementos modelados a un programa CAE para realizar su análisis mediante el método de elemento finito MEF para obtener los esfuerzos y deformaciones de manera más aproximada a las deformaciones esperadas reales para determinar si los materiales y formas de los elementos cumplen los requerimientos.

## PRIMERA ETAPA

Se definió una carga de diseño de 500Kg por razones de seguridad ya que los pesos máximos que se llegan a ocupar en esta herramienta son aproximadamente de 250Kg además de que se trabajaran con materiales disponibles en el taller automotriz los cuales se componen de un PTR 3x3 cal.11 de acero A36 con una longitud  $L_P=1.2m$  además de un esparrago de 1 in de diámetro de acero A36 con acabado galvanizado y una longitud  $L_E=1m$  con una tuerca grado 8 de 1 in de diámetro con cuerda standard 8-24 UNC para ambos, cuyas propiedades mecánicas se encuentran en la (Tabla 1).

Tabla 1.- Propiedades Mecánicas.

Elemento	Material	Modulo Elástico (MPa)	Coficiente de Poisson	Limite Elástico (MPa)
Puente	Acero A36	200000	0.26	250
Esparrago	Acero A36	200000	0.26	250
Tuerca	AISI 4140	205000	0.29	200

## SEGUNDA ETAPA

Se realizaron los diagramas de cuerpo libre de los elementos además de realizar el cálculo analítico de cada uno para determinar los esfuerzos y deformaciones, comenzando por el puente considerándolo como una viga simplemente apoyada, Beer (2021) y Peniche (2018), con una carga puntual al centro (Figura 1).

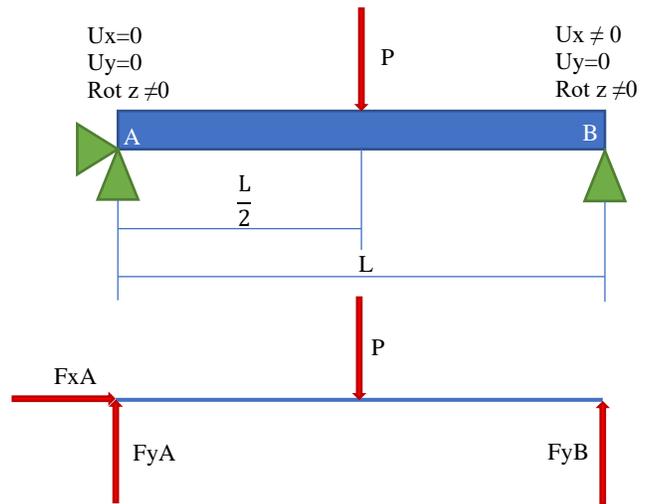


Figura 1.- Representación de carga, apoyos y condiciones de frontera de una viga simplemente apoyada.

Antes de entrar en la solución de este sistema enlistaremos datos carga y geométricos del puente que serán necesarios para la solución (Tabla 2).

Tabla 2.- Datos de Carga y Geométricos del puente.

CARGA		
P	500 kg	4905 N
PTR 3x3 cal.11		
L	1.2 m	1200 mm
$b_1=h_1$	3 in	76.2 mm
$b_2=h_2$	2.75 in	69.85 mm
I	1.984 in <sup>4</sup>	825823.7432 mm



De fórmulas para vigas isostáticas [4] se tiene:

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2)$$

$$M_{MAX} = \frac{PL}{4} \quad (3)$$

$$y_{MAX} = \frac{PL^3}{48EI} \quad (4)$$

Y de Flechas máximas permisibles considerando una aplicación como Grúa colgada o monorriel, clase A, B o C, con carga vertical sin impacto:

$$y_{PER} = \frac{L}{450} \quad (5)$$

Los diagramas de cortante, momento flexionante y flecha del puente de PTR 3x3 cal.11 se presentan en la (Figura 2).

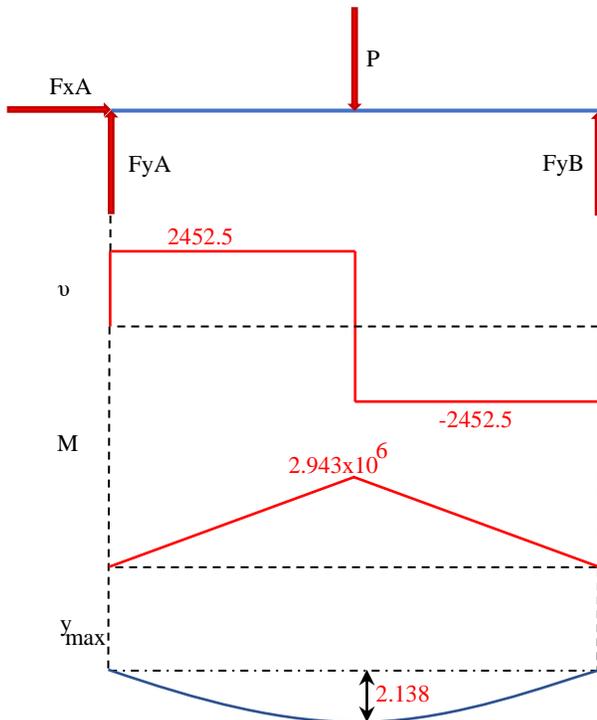


Figura 2.- Diagramas de cortante, momento flexionante y flecha.

Para el cálculo de los esfuerzos y deformaciones en el esparrago este se considerará la misma carga P (Tabla 2) y este elemento se trabajará como una barra sometida a tensión axial [4], a continuación, se presentan las características geométricas del esparrago (Tabla 3) su correspondiente diagrama de cuerpo libre (Figura 3) y las ecuaciones que se utilizarán para este elemento.

Tabla 3.- Datos Geométricos del esparrago.

Esparrago		
L	1 m	1000 mm
Ø	1 in	25.4 mm
A	0.785 in <sup>2</sup>	506.707 mm <sup>2</sup>

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (6)$$

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (7)$$

La representación del esparrago como viga a tensión axial y diagrama de cuerpo libre se presentan en la (Figura 3).

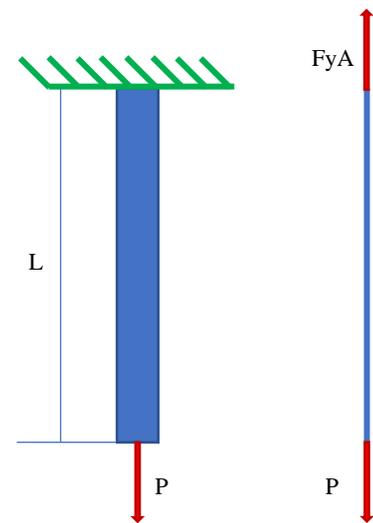


Figura 3.- Representación de carga y diagrama de cuerpo libre de columna con carga a tensión axial.

### TERCER ETAPA

El modelado de las piezas y ensamblado se realizó en el programa CAD SolidWorks® considerando todas las medidas además de las roscas tanto de la tuerca como del esparrago (Figura 4).

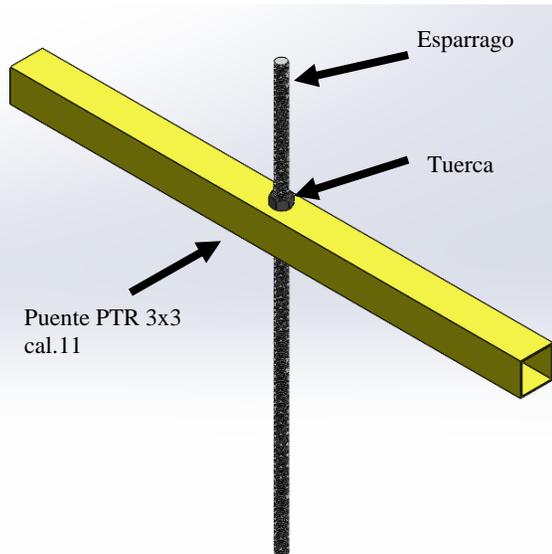


Figura 4.- Ensamblaje de piezas modeladas en SolidWorks®.

A continuación, se sometió a análisis el puente de PTR y el esparrago en un programa CAE, para este proyecto ANSYS® Workbench.

Para el caso del puente se restringirán en el punto A (Figura 1) el desplazamiento en  $U_x$ ,  $U_y$  y  $U_z$  además de las rotaciones en  $RotX$  y  $RotZ$ , en el punto B se restringirán los desplazamientos en  $U_y$  y  $U_z$  y rotaciones en  $RotX$  y  $RotY$  seleccionando en cada punto un área de contacto del ancho del perfil por 10 cm como bases de apoyo del puente y para la condición de carga se usará el área de contacto de  $A_{CON}=281.257 \text{ mm}^2$  existente entre la perforación circular al centro del puente y la tuerca (Figura 5) ya que la tuerca será la que transmita al puente la carga que soporta el esparrago.

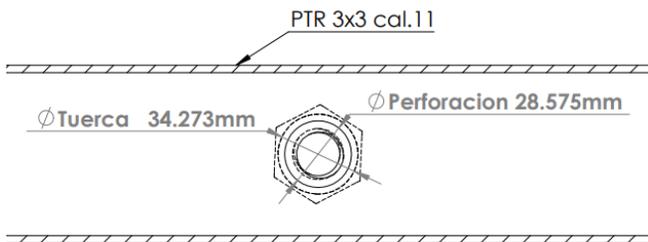


Figura 5.- Corte de pieza para determinar área de contacto entre puente y tuerca.

Los análisis numéricos realizados del puente de PTR 3x3 cal.11 fueron de deformación axial en el eje Y (Figura 6) y de esfuerzo de teoría de falla de Von Mises (Figura 7).

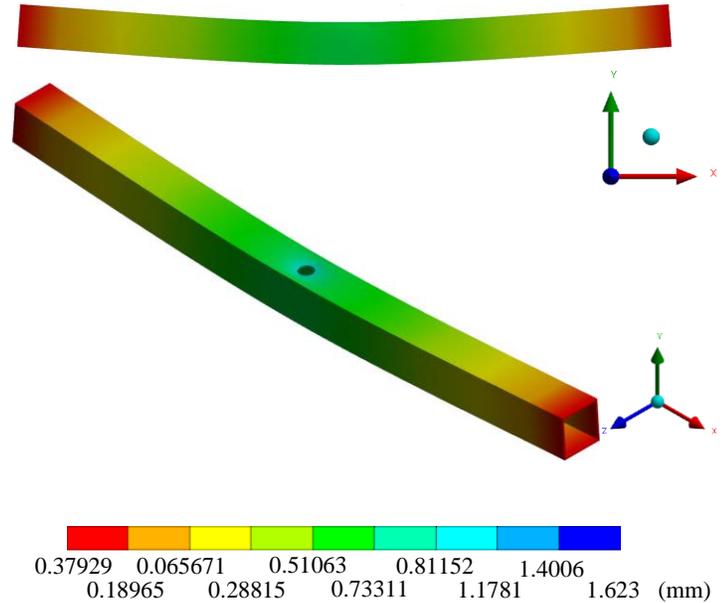


Figura 6.- Análisis de deformación axial en el eje Y de viga puente.

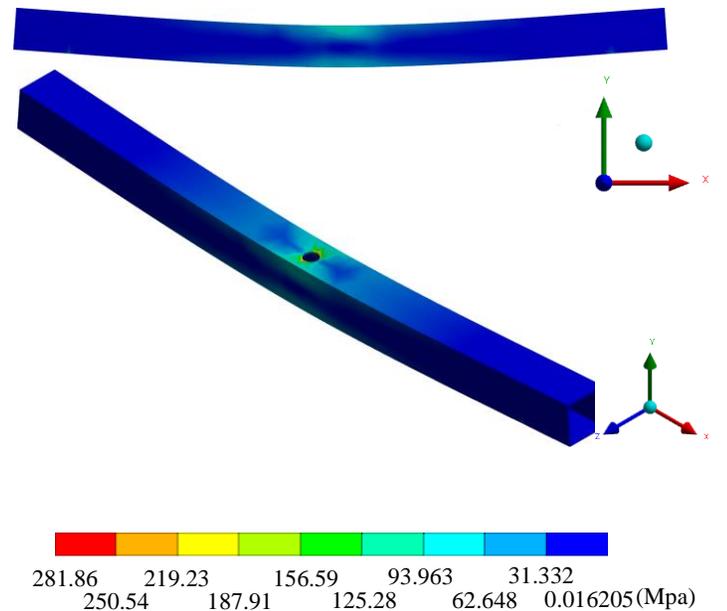


Figura 7.- Análisis de esfuerzo de teoría de falla de Von Mises de viga puente.



Los análisis numéricos realizados a el esparrago en forma simplificada de barra fueron de deformación axial en el eje Y (Figura 8) y de esfuerzo de teoría de falla de Von Mises (Figura 9).

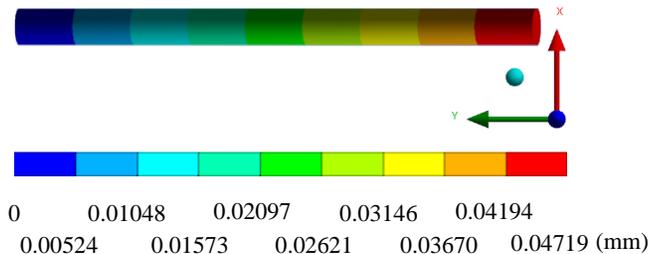


Figura 8.- Análisis de deformación axial en el eje Y de esparrago.

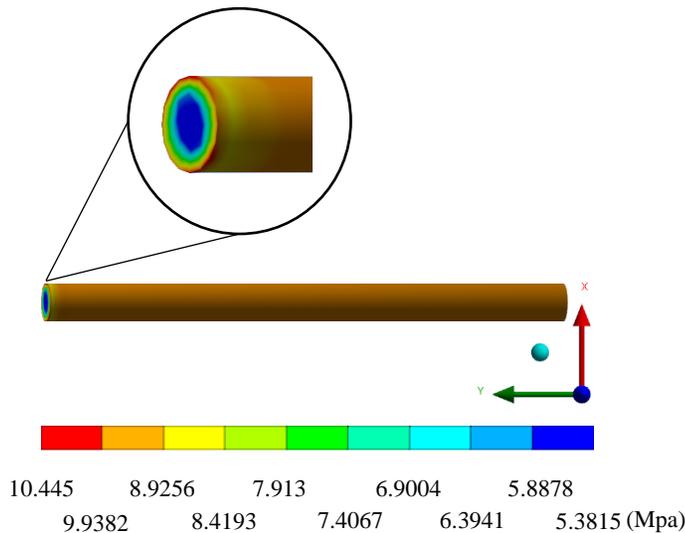


Figura 9.- Análisis de esfuerzo de teoría de falla de Von Mises de esparrago.

## RESULTADOS

Se presentan los resultados de los métodos analíticos y numérico del puente viga (Tabla 4) y los resultados de los métodos analítico y numérico del esparrago (Tabla 5).

Tabla 4.- Resultados de cálculos y análisis de viga simplemente apoyada.

	Método analítico	Método numérico
$R_A=R_B$	2452.5 N	
$\sigma$	67.888 MPa	281.86 MPa
$M_{MAX}$	$1.471 \times 10^6$ N-mm	
$y_{MAX}$	1.069 mm	1.623 mm
$y_{PER}$	2.666 mm	

Tabla 5.- Resultados de cálculos y análisis de esparrago a tensión axial.

	Método analítico	Método numérico
$\sigma$	9.680 MPa	10.445 MPa
$\delta$	0.056 mm	0.04719 mm

## CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos por medio del método analítico en el cálculo de la viga puente muestra que este elemento soportara la carga de 250Kg ya que está trabajando a un 27.15% del límite elástico y tiene una flecha de deflexión por debajo de la flecha permisible por lo que este cálculo es satisfactorio sin embargo los resultados del método numérico arroja zonas que se encuentran trabajando al 112.74% del límite elástico lo que indica que este elemento fallara en la zona donde pasa el esparrago en este rango de carga aunque la flecha de deflexión se encuentre por debajo de la flecha permisible, cabe mencionar que no podemos hacer una comparación completamente satisfactoria ya que el método analítico trabaja con un elemento en 2D y el método numérico se realizó en un elemento 3D.

Los resultados obtenidos tanto por el método analítico y numérico en el esparrago son muy similares, observamos que este está trabajando a un 3.87% y 4.17% del límite elástico respectivamente y en ambos casos la elongación es menor al decimo de milímetro, demostrando que este elemento trabajara de manera correcta bajo estas condiciones de carga sin embargo se deberían hacer más análisis respecto a condiciones de desgaste por rozamiento de las cuerdas.

En general el diseño de esta herramienta es satisfactorio puesto que las zonas que se encuentran trabajando sobre el límite elástico son muy pequeñas y la carga a la cual fue sometido el análisis fue una carga con un factor de seguridad de 1.5 puesto que la grúa puente está diseñada para ayudar a la labor de desmontar motores o transmisiones de un peso aproximado de 150Kg.

## DISCUSION

El presente trabajo se realizó para un pequeño taller automotriz el cual por crecimiento necesita realizar trabajos fuera de su zona en áreas con superficies desniveladas en las que no puede hacer uso de grúas tipo pluma, además para reducir los costos en compra de materiales el taller puso a disposición el material que tenía como desperdicios o chatarra lo cual condiciono las características geométricas del proyecto.

Con los resultados obtenidos se proponen mejoras en el diseño siguiendo con las condicionantes económicas se planteó el uso de refuerzos en la parte central del puente viga ya sea internamente con un tubo del mismo diámetro de la perforación que una ambos extremos o de forma exterior con el uso de una placa perforada que aumente el espesor del perfil en la zona con mayores esfuerzos.



## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Instituto Politécnico Nacional y al Consejo Nacional de Humanidades Ciencias y Tecnologías por su apoyo a esta investigación

## NOMENCLATURA

A = Área  
E = Modulo elástico  
I = Momento de inercia  
 $L_E$  = Longitud de esparrago  
 $L_p$  = Longitud de viga puente  
 $M_{MAX}$  = Momento máximo  
P = Carga  
 $R_A$  = Reacción en el punto A  
 $R_B$  = Reacción en el punto B  
 $y_{MAX}$  = Flecha o deflexión máxima  
 $y_{PER}$  = Flecha o deflexión permisible  
 $\delta$  = deformación axial  
 $\emptyset$  = Diámetro  
 $\sigma$  = Esfuerzo

## REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

Beer, F. P., Johnston, E. R., Dewolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2021). Mecánica de materiales. McGraw-Hill Interamericana, Sexta edición, pp.264-312 y pp.42-8.

Calderón, W. F. (2012). Entre la mentira y la verdad pitagórica: el caso de Arquitas de Tarento. Hybris: revista de filosofía, 3(2), 46-74.

Peniche Reynoso, J. R., & PENICHE REYNOSO, J. R. (2018). Análisis y diseño de estructuras de acero para el soporte de grúas viajeras (Master's thesis).

Schvab, L. (2011). Máquinas y herramientas. Ministerio de educación Instituto Nacional de Educación Tecnológica: Argentina.

Whitworth, J. (1841). ON AN UNIFORM SYSTEM OF SCREW THREADS. In Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers (Vol. 1, No. 1841, pp. 157-160). Thomas Telford-ICE Virtual Library.

## INFORMACIÓN ACADÉMICA

**Pérez Partida Juan Carlos:** Estudiante de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” en el Instituto Politécnico Nacional.

Pasante de Ingeniería Mecánica egresado de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Azcapotzalco del Instituto Politécnico Nacional.

**Martínez Mondragon Miguel:** Estudiante de Doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” en el Instituto Politécnico Nacional.

Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” en el Instituto Politécnico Nacional.

Ingeniero Mecánica egresado de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Azcapotzalco del Instituto Politécnico Nacional.

**Itzel Montserrat Cruz Olivares:** Estudiante de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” en el Instituto Politécnico Nacional.

Pasante de Ingeniería Mecánica egresada de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Azcapotzalco del Instituto Politécnico Nacional.

**Beatriz Romero Ángeles:** Doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” en el Instituto Politécnico Nacional.

Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” en el Instituto Politécnico Nacional.

Ingeniero Mecánico egresada de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” del Instituto Politécnico Nacional.

Actualmente Profesor Investigador de la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” en el Instituto Politécnico Nacional.

**Guillermo Urriolagoitia Sosa:** Doctorado en Filosofía Egresado de la Universidad de Oxford Inglaterra.

Maestría en Ciencias Egresado de la Universidad de Oxford Inglaterra.

Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica con especialidad en Diseño Mecánico en la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica del Instituto Politécnico Nacional.

Ingeniero Mecánico egresado de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Unidad Adolfo López Mateos “Zacatenco” del Instituto Politécnico Nacional.

Actualmente Profesor Investigador de la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica del Instituto Politécnico Nacional.

