



Comparación de resultados entre el método numérico y cálculo analítico en propuesta de sección transversal para un eje de rueda delantera de kart

Cortes Quero Sergio Eduardo*, **Guillermo Urriolagoitia Sosa****, **Beatriz Romero Ángeles*****,
Jacobo Martínez Reyes****, **Juan Eduardo Lopez Carrillo*******

RESUMEN

Un eje, es un elemento mecánico que soporta uno o varios elementos transmisores de movimiento rotatorio y/o potencia desde la fuente de poder o en su caso a elementos de giro libre como poleas, baleros o engranes. El análisis y diseño de un eje dependen de la forma de aplicarle la carga y de soportarlo. El eje se ve sometido a fuerzas en dirección transversal o perpendicular debido a la carga que ejercen los elementos montados en él, como resultado se generan momentos de flexión dentro de él y si a esta flecha se le aplica un par de giro, se puede decir que este elemento está sometido a esfuerzos combinados. Por esta razón, se realiza el análisis de la adecuada selección de una geometría que resista los esfuerzos a los que se ve sometido un eje que soporta una rueda de karting. Se llevará a cabo un análisis numérico mediante un software de análisis de Elemento Finito y se realizarán los cálculos de manera analítica para analizar, comparar y exponer los resultados obtenidos en cada uno.

ABSTRACT

A shaft is a mechanical element that supports one or several elements that transmit rotary motion and/or power from the power source or, where appropriate, free-rotating elements such as pulleys, bearings, or gears. The analysis and design of a shaft depend on the way to apply the load and to support it. The shaft is subjected to forces in the transverse or perpendicular direction due to the load exerted by the elements mounted on it, as a result bending moments are generated within it and if a torque is applied to this shaft, it can be said that this element is subjected to combined forces. For this reason, the analysis of the adequate selection of a geometry that resists the efforts to which an axle that supports a karting wheel is subjected is carried. A numerical

analysis will be carried out using Finite Element analysis software and the calculations will be carried out analytically to analyze, compare and present the results obtained in each one.

Palabras claves: Eje, Viga, Elemento finito, Diseño, Esfuerzos, Karting.

INTRODUCCIÓN

La importancia de un análisis adecuado sobre un elemento mecánico que va a ser diseñado, se enfoca en garantizar que sea seguro, que cumpla con su propósito en el sistema y que sea estable al momento de recibir las cargas externas que serán ejercidas en él (Mott, 2009). La falla del elemento puede presentarse desde la deformación hasta la fractura y un diseño adecuado busca evitar que esto se presente (Beer, 2009). Para este caso de estudio, se ha elegido un eje delantero que monta la rueda de un vehículo kart, que es un monoplaza utilizado principalmente en circuitos de aficionados y profesionales (Pesántez, 2012).

ANTECEDENTES

Un go kart es un pequeño vehículo de 4 ruedas montadas en un chasis sin suspensión y puede ser propulsado por un motor de combustión interna; se usa principalmente en circuitos de competición. En 1956 Art Ingels construyó lo que hoy conocemos como el primer kart de la historia, aunque su creador no podía imaginar lo que llegaría a ser (Villacreses, 2010). Lo armó, colocando a un chasis tubular, el motor de dos tiempos de una cortadora de césped y además colocó cuatro llantas, lo que hizo de este simple vehículo algo muy llamativo en su época, pues 3 hombres llamados: Duffy Livingstone, Desbrow Roy y Bill Rowels crearon sus propios karts y fundaron una empresa llamada Go-Kart Manufacturing Company, vendiendo sus creaciones a bajo costo. Se organizaron competencias con estos vehículos a nivel nacional y poco a poco se fueron extendiendo en popularidad y en 1962 se creó la Comisión Internacional del Karting que está regulada por la Federación Internacional del Automovilismo (FIA). El karting da origen a los jóvenes para que aprendan a conducir y no solo eso, es una disciplina que permite dar el siguiente paso en la competición o simplemente se puede ser un aficionado donde lo único que importa es la diversión y el placer por conducir (Ruipérez, 2021).

Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Sección de Estudios de Posgrados e Investigación unidad Zacatenco.

* scortesq2300@alumno.ipn.mx

**guiurri@hotmail.com

***bromeroa@ipn.mx

****jmartinezzr0617@ipn.mx

*****ing.juan046@gmail.com





DESARROLLO

El análisis va enfocado a obtener una sección transversal del eje delantero donde se monta la rueda que soporte las cargas implicadas. El eje delantero de un kart interactúa con las bieletas de la dirección, rótulas que permiten el giro por ser ruedas directrices además de los baleros de la rueda que es el medio por el que se conectan con el conjunto rueda-neumático. Es importante mencionar que el eje delantero de este kart no recibe la potencia del motor, ya que el eje trasero es quien recibe y transmite esa fuerza que hace desplazar el vehículo. Por tal razón este elemento mecánico no se encuentra sometido a esfuerzos de torsión, simplemente a los esfuerzos de flexión provocados por las cargas aplicadas. En la figura 1 se pueden observar los principales componentes que interactúan con el eje delantero del kart.

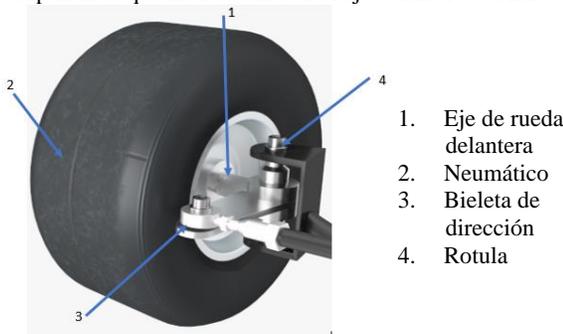


Figura 1.- Principales componentes en eje delantero (Fuente: Autoría propia)

Existe una diferencia sobresaliente entre rines delanteros y traseros, por el hecho de que los traseros tienen que conectarse al eje que transmite par motor mientras que los delanteros solo poseen el espacio interno para los rodamientos que permiten el libre giro y acoplamiento en el eje delantero (Carrión, 2019). La figura 2 muestra un rin de uso común para el eje delantero donde pueden apreciarse al centro los rodamientos, que varían en diámetro interno de manera comercial y por tal motivo se analiza esta problemática, para encontrar el diámetro mínimo que debe poseer la sección transversal del eje.



Figura 2.- Rin delantero para kart (Fuente: Autoría propia)

CÁLCULO ANALÍTICO.

Se considera una masa de 100 kg para el piloto y una masa de 20 kg para el kart, se tiene un peso total (WT):

$$WT = (\text{masa piloto} + \text{masa kart}) (\text{gravedad}) \quad (1)$$

$$WT = (100 \text{ Kg} + 20 \text{ Kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) = 1,177.20 \text{ N}$$

El peso total (WT) actúa en el centro de gravedad del vehículo y para determinar el valor de la reacción en el eje delantero (RD) y en el eje trasero (RT) se hace una sumatoria de fuerzas y sumatoria de momentos según las dimensiones del kart. El diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) se muestra en la Figura 3.

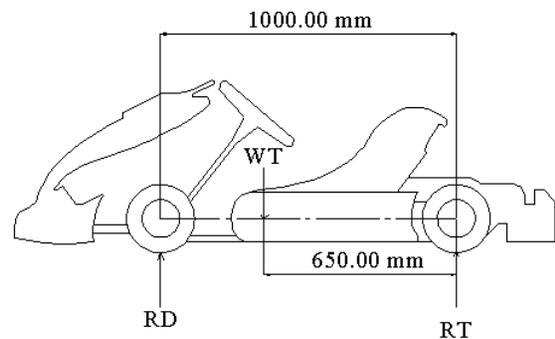


Figura 3.- D.C.L. Kart (Fuente: Autoría propia)

$$\Sigma F_y = RD - WT + RT = 0 \quad (2)$$

$$\Sigma M_T = WT (0.65 \text{ m}) - RD (1 \text{ m}) = 0 \quad (3)$$

$$\Sigma M_T = (1,177.20 \text{ N}) (0.65 \text{ m}) - RD (1 \text{ m}) = 0$$

$$RD = 765.18 \text{ N}$$

Ahora se despeja el valor de RT , de la fórmula de sumatoria de fuerzas en y:

$$RT = WT - RD \quad (4)$$

$$RT = 1177.20 \text{ N} - 765.18 \text{ N}$$

$$RT = 412.02 \text{ N}$$

Para realizar el análisis del eje, conviene aislar únicamente los componentes de interés, ya que se simplifica el elemento de estudio si se analiza como una viga en voladizo, donde el eje se encuentra empotrado al chasis y las reacciones RB y RC están soportadas en los baleros de rueda, realizar un diagrama (Figura 4) permite identificar componentes que deben ser considerados.

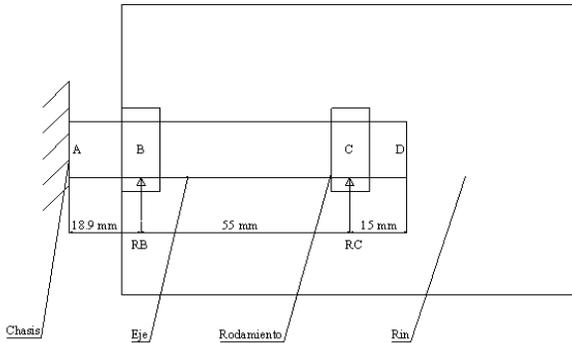


Figura 4.- Componentes de interes (Fuente: Autoría propia)

Cada rin delantero del kart, posee dos apoyos donde se instalan rodamiento para la flecha y dado que monta dos ruedas por eje, el valor calculado de la reacción en el eje delantero que es $RD = 765.18 \text{ N}$ se divide entre cuatro para obtener el valor de la reacción en cada apoyo, las que se denominan RB y RC respectivamente.

$$RB = RC = RD/4 \quad (5)$$

$$RB = RC = 765.18 \text{ N} / 4 = 191.29 \text{ N}$$

En la figura 5 se muestra el diagrama de cuerpo libre (D.C.L.) de manera aislada para el componente que interesa estudiar, se aprecia que es una viga en voladizo afectada por dos reacciones (RB y RC) aplicadas en el contacto del eje y del rin, mientras que el empotramiento se da en el lado izquierdo debido a que en este lugar se fija al chasis, las distancias se tomaron directamente del rin.

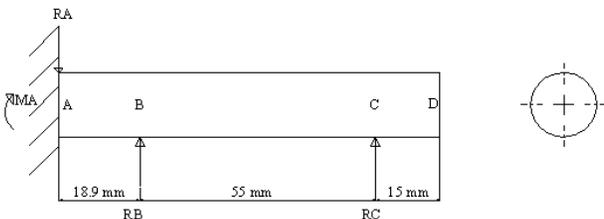


Figura 5.- D.C.L. (Fuente: Autoría propia)

Se hace uso de estática con sumatoria de fuerzas y sumatoria de momentos para determinar el valor de la reacción y del momento flector en el apoyo pues, en el caso de vigas en voladizo, las reacciones en el empotramiento se componen de una fuerza dirigida hacia arriba que equilibra las fuerzas que actúan hacia abajo o viceversa.

Cabe mencionar que las fuerzas aplicadas hacia arriba se van a considerar positivas y los momentos en sentido horario son positivos.

$$\sum Fy = -RA + RB + RC \quad (6)$$

Despejando RA :

$$RA = RB + RC \quad (7)$$

$$RA = 191.295 \text{ N} + 191.295 \text{ N} = 382.59 \text{ N}$$

Haciendo sumatoria de momentos igual a cero:

$$\sum M = -RB(18.9 \text{ mm}) - RC(55 \text{ mm} + 18 \text{ mm}) + MA = 0 \quad (8)$$

Despejando MA :

$$MA = 191.295 \text{ N}(18.9 \text{ mm}) + 191.295 \text{ N}(73.9 \text{ mm}) \quad (9)$$

$$MA = 17,752.17 \text{ Nmm}$$

Se procede a calcular las fuerzas cortantes (V) que son generadas al interior del material de la viga y sirven para equilibrar todas sus secciones, además la magnitud de la fuerza cortante es la suma algebraica de todas las fuerzas externas que actúan a la izquierda de la sección de interés. También se calcula el momento flexionante interno que se genera en el material para equilibrar la tendencia de las fuerzas externas que hacen girar cualquier parte de ella. Se utiliza el método de secciones para encontrar los valores de fuerzas cortantes.

En la figura 6 se muestra la sección "A" para determinar fuerzas cortantes (V) y momento flector.

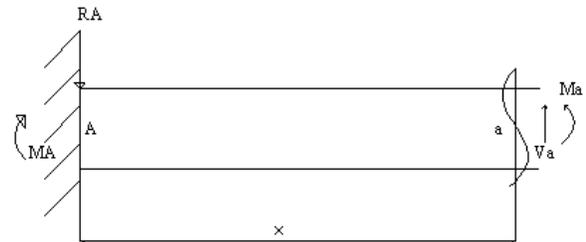


Figura 6.- Sección A (Fuente: Autoría propia)

$$\sum Fy = -RA - Va = 0 \quad (10)$$

$$Va = -RA = -382.59 \text{ N}$$

$$\sum M = MA - Ma - RA(x) = 0 \quad (11)$$

Despejando:

$$Ma = MA - RA(x) \quad (12)$$

Esta ecuación es válida en $0 < x < 18.9 \text{ mm}$

Si $x = 0$

$$Ma = MA - RA(0) = 17,752.17 \text{ Nmm}$$

Si $x = 18.9 \text{ mm}$

$$Ma = MA - RA(18.9 \text{ mm}) =$$

$$Ma = 17,752.176 \text{ Nmm} - 382.59 \text{ N}(18.9 \text{ mm}) =$$

$$Ma = 10,521.22 \text{ Nmm}$$

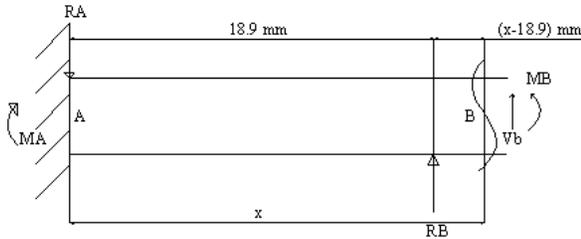


Figura 7.- Sección B (Fuente: Autoría propia)

$$\sum Fy = - RA + RB - Vb = 0 \quad (13)$$

$$Vb = - 382.59 N + 191.29 N = - 191.30 N$$

$$Mb = MA - RA(x) + RB(x-18.9 \text{ mm}) \quad (14)$$

Esta ecuación es válida en $18.9 \text{ mm} < x < 73.9 \text{ mm}$

Si $x = 18.9 \text{ mm}$

$$Mb = 17,752.176 \text{ Nmm} - 382.59 N(18.9 \text{ mm}) + 191.295 N(0) =$$

$$Mb = 10,521.22 \text{ Nmm} \quad (15)$$

Si $x = 73.9 \text{ mm}$

$$Mb = 17,752.176 \text{ Nmm} - 382.59 N(73.9 \text{ mm}) + 191.295 N(73.9 \text{ mm} - 18.9 \text{ mm}) = 0$$

$$Mb = 0 \quad (16)$$

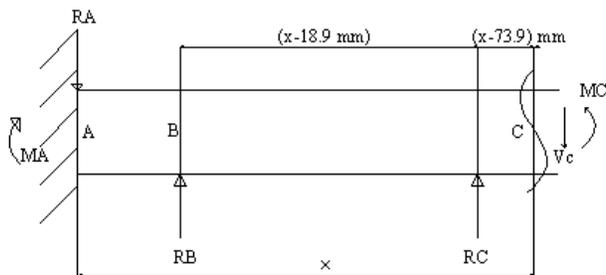


Figura 8.- Sección C (Fuente: Autoría propia)

$$\sum Fy = - RA + RB + RC + Vc = 0 \quad (17)$$

$$Vc = RA - RB - RC = 382.59 N - 191.295 N - 191.295 N = 0$$

$$Mc = MA - RA(x) + RB(x-18.9 \text{ mm}) + RC(x-73.9 \text{ mm}) \quad (18)$$

Esta ecuación es válida en $73.9 \text{ mm} < x < 88.9 \text{ mm}$

Si $x = 73.9 \text{ mm}$

$$Mc = 17,752.176 \text{ Nmm} - 382.59 N(73.9 \text{ mm}) + 191.295 N(73.9 \text{ mm} - 18.9 \text{ mm}) + 191.295 N(73.9 \text{ mm} - 73.9 \text{ mm}) = 0$$

$$Mc = 0 \quad (19)$$

Si $x = 88.9 \text{ mm}$

$$Mc = 17,752.176 \text{ Nmm} - 382.59 N(88.9 \text{ mm}) + 191.295 N(88.9 \text{ mm} - 18.9 \text{ mm}) + 191.295 N(88.9 \text{ mm} - 73.9 \text{ mm}) = 0$$

$$Mc = 0 \quad (20)$$

Es necesario graficar los valores obtenidos de fuerzas cortantes internas y momentos flectores pues existen zonas de gran importancia con respecto al eje "x" que es la distancia de la viga donde se aplican fuerzas o cargas con respecto al empotramiento, mediante estas imágenes se puede apreciar el comportamiento en cada región de interés.

En las siguientes figuras se muestran los diagramas de fuerza cortante (Figura 9) y momento flector (Figura 10)

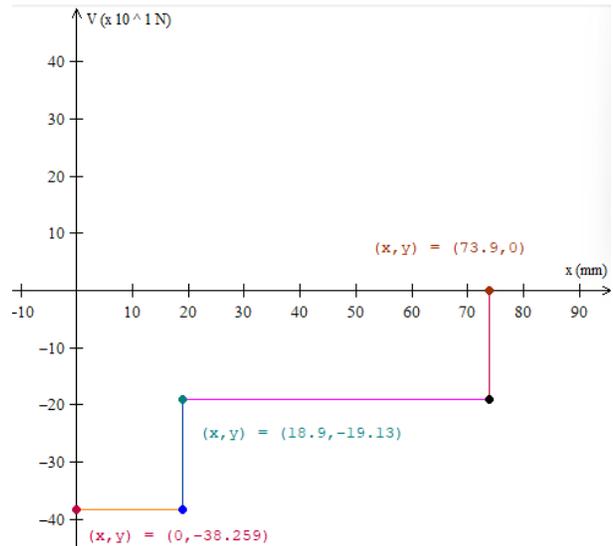


Figura 9. Diagrama de fuerza cortante (Fuente: Autoría propia)

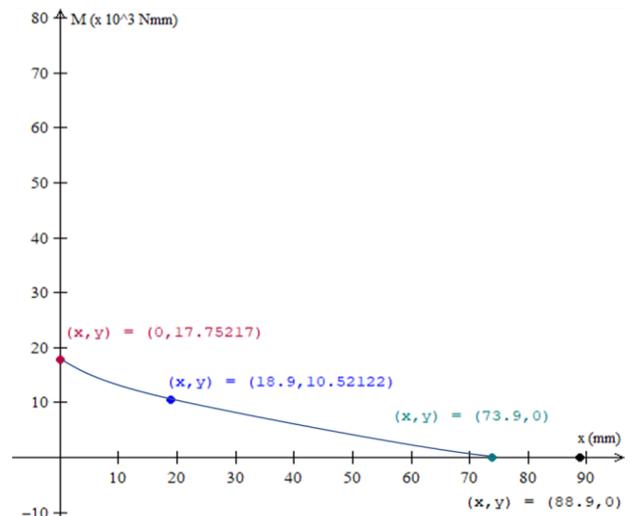


Figura 10. Diagrama de momento flector (Fuente: Autoría propia)



Se sabe que para obtener el valor del esfuerzo se puede utilizar la fórmula de flexión:

$$\sigma_{\text{máx.}} = (Mc) / I \quad (21)$$

Donde:

$\sigma_{\text{máx.}}$ = es el esfuerzo máximo

M = Momento flector máximo

I = momento de inercia

c = distancia del eje neutro a la fibra más alejada de la sección.

Sin embargo, se puede definir el módulo de sección como:

$$S = I / c \quad (22)$$

Por lo tanto, la formula del esfuerzo máximo se puede expresar:

$$\sigma_{\text{máx.}} = M / S \quad (23)$$

Para proceder a calcular el diámetro de la sección transversal se propone un material acero ASTM A36 con una resistencia a la cedencia “ S_y ” de 248 MPa y una resistencia máxima “ S_u ” de 400 N/mm²

Para elegir un esfuerzo de diseño se han utilizado especificaciones propuestas por el *American Institute of Steel Construction* (AISC) tabla 1.

Tabla 1.- Tabla de instrucciones para determinar el esfuerzo de diseño-esfuerzos flexionantes. (Fuente: Mott, 2009)

Patron de carga	Material dúctil	Material frágil
Estática	$\sigma_d = S_y / 2$	$\sigma_d = S_u / 6$
Repetida	$\sigma_d = S_u / 8$	$\sigma_d = S_u / 10$
Impacto o choque	$\sigma_d = S_u / 12$	$\sigma_d = S_u / 15$

Según la tabla anterior se propone un patrón de carga “Repetida” en un material dúctil para proponer un esfuerzo de diseño:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{diseño}} &= S_u / 8 \\ \sigma_{\text{diseño}} &= 400 \text{ N/mm}^2 / 8 = 50 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (24)$$

El factor de seguridad (FS) utilizado es igual a:

$$\begin{aligned} FS &= \text{Esfuerzo máximo} / \text{Esfuerzo de diseño} \\ FS &= 400 \text{ N/mm}^2 / 50 \text{ N/mm}^2 = 8 \end{aligned} \quad (25)$$

Haciendo del esfuerzo de diseño el esfuerzo máximo y se toma el valor del momento máximo previamente calculado, se procede a despejar el módulo de sección:

$$\begin{aligned} S &= M / \sigma_{\text{máx.}} = M / \sigma_{\text{diseño}} \\ S &= 17,752.176 \text{ Nmm} / (50 \text{ N/mm}^2) = 355.04 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (26)$$

El momento de inercia (I) se calcula de la siguiente manera para una sección circular:

$$I = (\pi D^4) / 64 \quad (27)$$

El valor de:

$$c = D / 2 \quad (28)$$

Así que el módulo de sección se puede expresar en los siguientes términos:

$$S = I / c = ((\pi D^4) / 64) / (D / 2) \quad (29)$$

Para encontrar el valor del diámetro:

$$\begin{aligned} 355.04 \text{ mm}^3 (D / 2) &= (\pi D^4) / 64 \\ (177.52 \text{ mm}^3) (64) (D) &= \pi D^4 \\ ((177.52 \text{ mm}^3) (64)) / \pi &= D^4 / D = D^3 \end{aligned} \quad (30)$$

Así que:

$$D = \sqrt[3]{(3,616.40 \text{ mm}^3)} = 15.34 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo que debe utilizarse para la flecha, es de 15.34 mm para soportar los esfuerzos de manera segura y ya que el valor comercial más próximo es de 5/8” o 15.875 mm y es el que se considera para los cálculos de aquí en adelante.

Considerando este diámetro se puede hallar el valor de área (A), el momento de inercia (I) y la distancia a la fibra mas alejada de la viga (c):

$$A = (\pi D^2) / 4 = (\pi (15.875 \text{ mm})^2) / 4 = 197.93 \text{ mm}^2 \quad (31)$$

$$I = (\pi D^4) / 64 = (\pi (15.875 \text{ mm})^4) / 64 = 3,117.63 \text{ mm}^4 \quad (32)$$

$$c = D / 2 = 15.875 / 2 = 7.94 \text{ mm} \quad (33)$$

El esfuerzo se calcula de la formula (21) con los valores que ya se tienen:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{máx.}} &= (Mc) / I = ((17,752.17 \text{ Nmm}) (7.94 \text{ mm})) / 3,117.63 \text{ mm}^4 \\ \sigma_{\text{máx.}} &= 45.21 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

PENDIENTE Y CURVA ELÁSTICA

Se calcula el valor de la pendiente y de la curva elástica mediante funciones de singularidad, sin embargo, se puede utilizar otro método para hallar estos valores.

Se considera la ecuación de la fuerza cortante:

$$V(x) = -382.59(x-0)^0 + 191.295(x-18.9)^0 + 191.295(x-73.9)^0 \quad (34)$$

Mediante este método se utilizan los paréntesis y los valores dentro se omiten si su valor es cero o menor a cero y solo si es positivo ese valor se utiliza. Si se integra la ecuación $V(x)$ se obtiene la ecuación de momento, pero se debe agregar el valor del momento que existe en el empotramiento para que quede completa:



$$\int V(x) = M(x) = 17,752.176 (x-0)^0 - 382.59 (x-0) + 191.295 (x-18.9) + 191.295 (x-73.9) \quad (35)$$

Ahora se integra esta ecuación para obtener el valor del ángulo de inclinación que es:

$$\int M(x) = EI (dy/dx) = 17,752.176x - (382.59/2)(x-0)^2 + (191.295/2)(x-18.9)^2 + (191.295/2)(x-73.9)^2 + C1 \quad (36)$$

Para encontrar el valor de flecha (y) se integra la ecuación anterior:

$$\int EI (dy/dx) = EIy = (17,752.176 / 2) x^2 - (382.59 / 6)(x-0)^3 + (191.295 / 6)(x-18.9)^3 + (191.295 / 6)(x-73.9)^3 + C1x + C2 \quad (37)$$

Se aplican las condiciones de frontera para conocer el valor de las constantes de integración C1 y C2. Pues se sabe que cuando x=0; dy/dx=0; por ser viga en voladizo pues en el empotramiento el valor debe ser cero.

Se sustituye en la ecuación (35) y se obtiene:

$$\int M(x) = EI (d(0)/dx) = (17,752.176 (0) - (382.59 / 2) (0-0)^2 + (191.295/2) (0-18.9)^2 + (191.295/2) (0-73.9)^2 + C1 \quad (38)$$

Cabe señalar que en este método el valor cero o menor a cero dentro de los paréntesis se omite y por lo tanto el valor de la constante C1=0.

Para conocer el valor de C2 se aplica la condición de frontera donde si x=0 el valor de y o de la flecha es cero debido al empotramiento así que sustituyendo en (36):

$$\int EI (dy/dx) = EI(0) = (17,752.176 / 2) (0)^2 - (382.59 / 6)(0-0)^3 + (191.295 / 6)(0-18.9)^3 + (191.295 / 6)(0-73.9)^3 + C1(0) + C2 \quad (39)$$

Por lo tanto, el valor de C2 = 0.

Ahora que ya se conoce el valor de las constantes de integración se puede calcular el valor de la flecha máxima si se considera que esta se tiene en el extremo en voladizo, es decir cuando x=88.9 mm.

Sustituyendo en (36):

$$\int EI (dy/dx) = EIy = (17,752.176 / 2) (88.9)^2 - (382.59 / 6)(88.9-0)^3 + (191.295 / 6)(88.9-18.9)^3 + (191.295 / 6)(88.9-73.9)^3 + (0)(88.9) + 0 \quad (40)$$

$$EIy = 36,391,894.68 \text{ Nmm}^3 \quad (41)$$

Considere el módulo de elasticidad (E):

$$E = 200,000 \text{ N/mm}^2 \text{ para el acero ASTM A36}$$

Despejando y considerando el valor de I (32):

$$y = (36,391,894.68 \text{ Nmm}^3) / ((200,000 \text{ N/mm}^2) (3,117.63 \text{ mm}^4)) \quad (42)$$

$$y = y_{\text{máx}} = 0.0583 \text{ mm} \quad (43)$$

ANÁLISIS NUMÉRICO.

Ahora que se han obtenido los valores de fuerza cortante, momento flector y flecha máxima de manera analítica se procede a verificar mediante software de Elemento Finito. Para el análisis se utiliza el programa ANSYS® APDL versión Student, es una herramienta que permite una aproximación matemática a la solución, en el apartado estructural hay un interés particular en obtener los diagramas de fuerza cortante, momento flector, flecha máxima, así como el valor de la reacción de la viga y el valor del esfuerzo para llevar a cabo la comparación de resultados.

Se selecciona un análisis de tipo “estructural”. Se selecciona el apartado “vigas”. Se definen las propiedades del material como son el módulo de elasticidad de 200,000 N/mm² y la relación de Poisson de 0.28. Dentro del apartado vigas el software nos permite elegir entre diversos perfiles, para el caso de este análisis se selecciona un perfil circular sólido con el diámetro de 15.34 mm que fue encontrado en la sección analítica como se muestra en la figura 11.

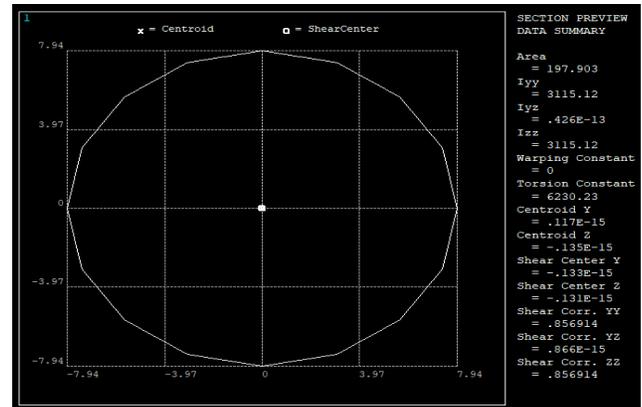


Figura 11. Sección transversal del eje (Fuente: ANSYS® APDL)

Se debe discretizar nuestro elemento y aplicar los agentes externos, tanto de restricción como las reacciones perpendiculares RB y RC.

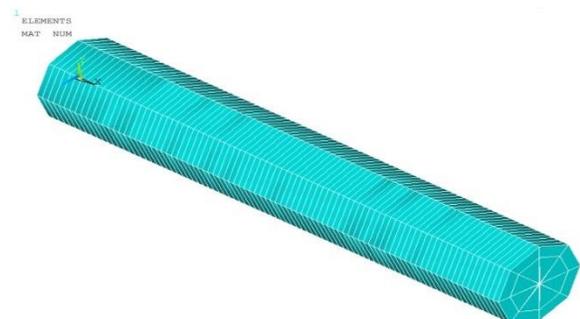


Figura 12. Discretizado de eje (Fuente: ANSYS® APDL)

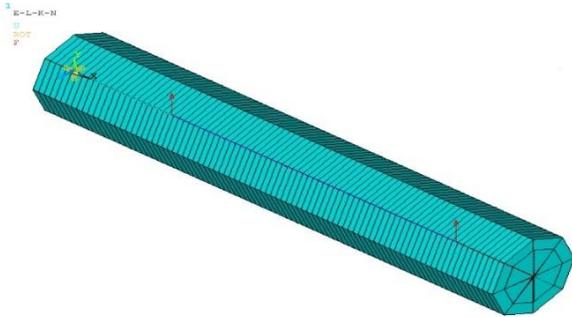


Figura 13. Definición de cargas y restricciones
(Fuente: ANSYS® APDL)

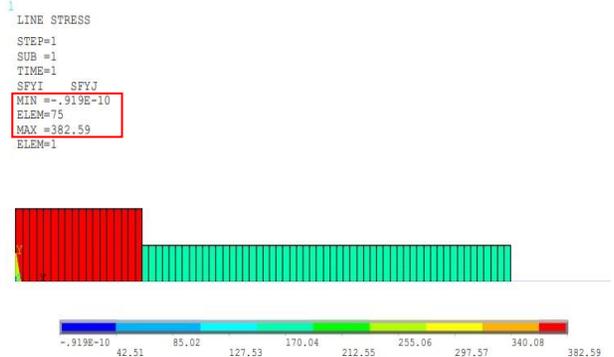


Figura 16. Diagrama de fuerza cortante
(Fuente: ANSYS® APDL)

Una vez hecho lo anterior se manda a resolver el modelo y se consulta el valor de la reacción RA, del esfuerzo, de la fuerza cortante, momento flector y flecha máxima:

```
PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

**** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING ****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN THE GLOBAL COORDINATE SYSTEM

NODE   FX   FY   FZ   MX   MY   MZ
1     0.0000 -382.58  0.0000 -0.97427E-015  0.46027E-013 -17752.

TOTAL VALUES
VALUE  0.0000 -382.58  0.0000 -0.97427E-015  0.46027E-013 -17752.
```

Figura 14. Valor de la reacción en punto A
(Fuente: ANSYS® APDL)

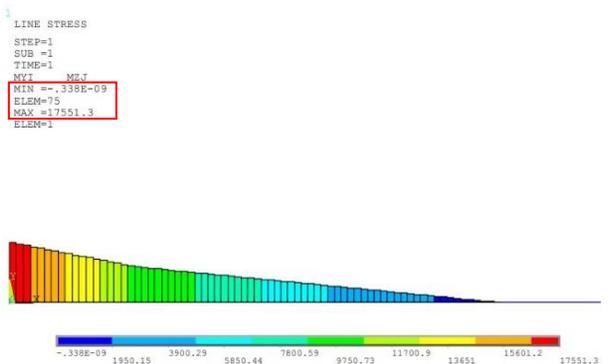


Figura 17. Diagrama de momento flector
(Fuente: ANSYS® APDL)

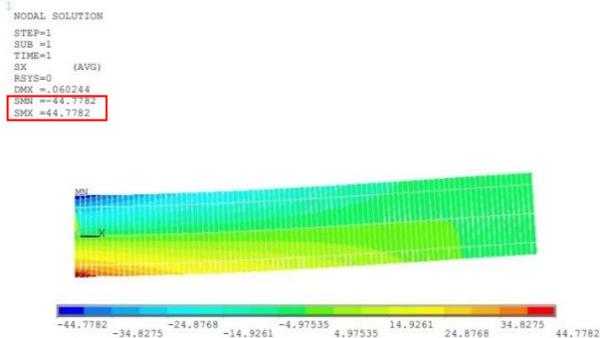


Figura 15. Valor del esfuerzo (Fuente: ANSYS® APDL)

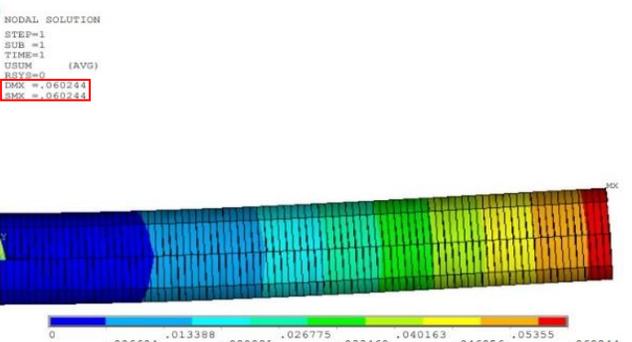


Figura 18. Diagrama de flecha máxima
(Fuente: ANSYS® APDL)

RESULTADOS

A continuación, se muestra una tabla donde se simplifican y comparan los resultados obtenidos en el análisis del eje delantero.



Tabla 2.- Valores obtenidos analítica y numéricamente.
(Fuente: Autoría propia)

	Analítico	ANSYS® APDL
Reacción en A	382.59 N	382.58 N
Momento flexionante máximo	17,752.17 Nmm	17,551.3 Nm
Cortante máximo	382.59 N	382.58 N
Cortante mínimo	0 N	0 N
Flecha máxima	0.0583 mm	0.0602 mm
Esfuerzo	45.21 N/mm ²	44.731 N/mm ²

CONCLUSIÓN

En conclusión, este estudio de investigación ha demostrado la importancia del análisis y diseño adecuado del eje delantero en un kart para garantizar la seguridad, funcionalidad y estabilidad del sistema. A lo largo de la investigación, se ha enfatizado la necesidad de considerar la forma de aplicar la carga y cómo se soporta el eje, centrándose en seleccionar una forma geométrica adecuada que pueda resistir los esfuerzos a los que estará sometido. El uso de software de análisis por el Método de Elementos Finitos ha permitido comparar y exponer los resultados obtenidos, proporcionando una herramienta valiosa para evaluar el comportamiento del eje bajo la aplicación de cargas perpendiculares. Además, se ha destacado la importancia de un análisis cuidadoso del componente, ya que un diseño deficiente puede provocar deformaciones o fracturas en el mismo. En este estudio, se ha simplificado el análisis considerando el eje como una viga en voladizo, anclado en el chasis y soportando cargas en los rodamientos de la rueda. Al aplicar los principios de estática, se han determinado las fuerzas en los elementos del eje, buscando una aproximación realista tanto en el software de análisis como en los cálculos previos. En síntesis, los datos obtenidos han sido muy aproximados por ambos métodos, lo que indica que el tener acceso a un software de Elementos Finitos como ANSYS® APDL resulta de gran utilidad en el ahorro de recursos como tiempo y experimentación en el análisis y diseño del eje delantero, lo que permite asegurar el rendimiento óptimo del kart y la seguridad de sus ocupantes.

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

1. Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales*, México Pearson/Prentice Hall.
2. Beer F. P. y Johnston E. R. (2009) *Mecánica de Materiales*, México, Editorial McGraw Hill Education.
3. Pesántez Angulo, V. F. (2012). Proyecto de factibilidad para la creación de una empresa de entretenimiento con vehículos monoplaza (Karting) en el cantón Rumiñahui (Bachelor's thesis).

4. Villacreses González, D. A. (2010). Estudio del proceso de ensamble de un Go-Kart de circuito cerrado y la factibilidad de realizar el intercambio de partes en su estructura fibral (Bachelor's thesis, Pontificia Universidad Católica del Ecuador Sede Ambato).
5. Ruipérez Benito, A. (2021). Guía para la construcción de: "instalaciones deportivas: pista de karting".
6. Carrión Salazar, M. A. (2019). Diseño y construcción de Go-kart para personas con discapacidad física en sus extremidades inferiores (Bachelor's thesis, Quito, 2019).

INFORMACIÓN ACADÉMICA

Sergio Eduardo Cortes Quero: Alumno de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica del Instituto Politécnico Nacional, ESIME, SEPI Zacatenco México.

Juan Eduardo Lopez Carrillo: Ingeniero Mecatrónico egresado de la Universidad Tecnológica de Durango. Actualmente Alumno de Maestría en Ciencias en Ingeniería mecánica en la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica del Instituto Politécnico Nacional en México.

Guillermo Urriolagoitia Sosa: Ingeniero Mecánico egresado de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Adolfo López Mateos "Zacatenco". Maestría En Ciencias en el área de Diseño Mecánico con tema en Mecánica de la Fractura en la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica del Instituto Politécnico Nacional. Maestría en Ingeniería Mecánica con tema en Fatiga por Frotamiento Egresado de la Universidad de Oxford Brookes. PhD Doctorado en filosofía con tema de Esfuerzos Residuales en la Universidad de Oxford Brookes. 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.

Beatriz Romero Ángeles: Ingeniero Mecánico egresada de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Unidad Adolfo López Mateos "Zacatenco". Maestría en Ciencias en Mecánica no Lineal en la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica del Instituto Politécnico Nacional. Doctorado en Arresto de Grietas en la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

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.

Jacobo Martínez Reyes: Doctor en física de los materiales por la Escuela Superior de Matemáticas.

AGRADECIMIENTOS

Al Instituto Politécnico Nacional por ser la escuela que me ha permitido adquirir nuevos conocimientos y motivarme a ser mejor. Al CONAHCYT por proporcionar el apoyo en mi formación profesional.