



CÁLCULO POR ELEMENTOS FINITOS DE LAS GUÍAS DE UN MINITORNO

YOAN MANUEL RAMOS BOTELLO, JORGE ALEXANDER BOSCH CABRERA,
ALEXIS ALVAREZ CABRALES, SANTIAGO AMAURY SANTANA REYES, RENÉ
MISAEAL ARIAS HIDALGO

Universidad de Granma
Departamento de Ing. Mecánica
Cuba

(Recibido 14 de junio de 2019, para publicación 15 de octubre de 2020)

Resumen – En un torno convencional las guías están unidas a la bancada, lo que garantiza rigidez y estabilidad. Esta investigación tiene como objetivo analizar una variante distinta desde el punto de vista estructural, la cual pertenece a un minitorno fabricado en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Granma, donde el conjunto bancada guías está formado por dos barras cilíndricas. Para determinar la funcionalidad de la variante propuesta se realizan estudios estáticos para comprobar si cumplen desde el punto de vista estructural con las condiciones de resistencia y rigidez. Para ello se utilizó un software de cálculo por elementos finitos donde se tuvieron en cuenta las condiciones de trabajo más desfavorables para las barras. Las principales variables evaluadas fueron las tensiones y los desplazamientos, las cuales dieron como resultados valores inferiores a los admisibles, por lo que no afectarán la funcionalidad de las guías. Basado en que los resultados del análisis de las tensiones y los desplazamientos dan valores inferiores a los admisibles, se concluye que las barras pueden ser utilizadas en el minitorno, ya que no afectarán significativamente la precisión y rigidez de este.

Palabras clave – Cálculo de guías, Elementos Finitos, minitorno.

1. INTRODUCCIÓN

El diseño de piezas, por simples que estas sean, es un proceso complejo que requiere del manejo y procesamiento de mucha información en todas las fases de su desarrollo, más aún si estas piezas forman parte de una máquina herramienta [1, 2]. La precisión es uno de los parámetros más importante a tener en cuenta, a la hora del diseño de este tipo de piezas en particular. Dicha precisión está influenciada por muchos factores incluyendo el error de la rigidez causada por la deformación estructural, el error de montaje de los componentes, las respuestas dinámicas del sistema bajo excitación de las fuerzas operacionales, entre otros [3].

En el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Granma, se llevó a cabo el rediseño y posterior fabricación de un torno de pequeñas dimensiones en el cual es posible realizar algunas de las operaciones que se realizan en un torno convencional, tales como cilindrado, roscado, perfilado de forma, refrentado y ranurado, Fig. 1.

En el diseño del minitorno no se concibió una bancada como la de los tornos convencionales. En su lugar se diseñaron dos barras de sección transversal cilíndrica que sirven de guías y a su vez de soporte a los carros longitudinal y transversal y al cabezal móvil. La principal limitación de este diseño es la flexión a las que pudieran estar sometidas las barras, principalmente durante el proceso de maquinado, ya que dicha flexión atenta contra la precisión de la máquina. Sin embargo, tiene como ventaja la sencillez de su diseño y posterior fabricación, la facilidad de montaje y mantenimiento, además de ser la variante más económica y factible. El minitorno no está concebido para obtener grandes exactitudes, ya que el mismo será empleado como un medio de enseñanza. No obstante, se debe garantizar que las deformaciones en las guías no afecten el funcionamiento del minitorno.

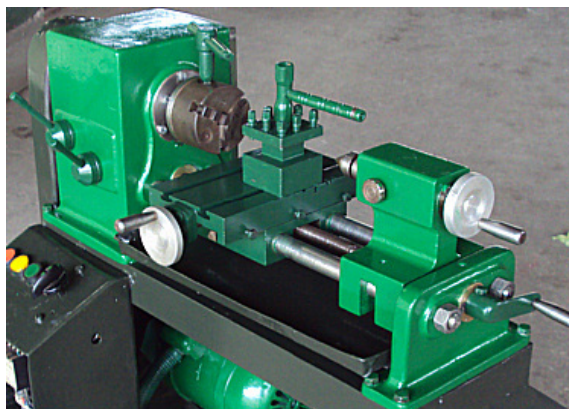


Fig. 1. Minitorno.

2. METODOLOGÍA

2.1. Características geométricas de las guías y propiedades mecánicas del material empleado

Las guías son de sección circular de 22 mm de diámetro y 486 mm de longitud cada una. Para el material de las mismas se escogió un acero AISI 5160, el cual tiene una aceptable resistencia al desgaste para garantizar la durabilidad de estos elementos, ya que durante el funcionamiento del minitorno, el carro longitudinal y el cabezal móvil se desplazarán con bastante frecuencia sobre ellas. Las propiedades mecánicas del material antes mencionado y que serán utilizadas en los cálculos se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Propiedades mecánicas del acero AISI 5160. [4, 5].

| Propiedad Mecánica | Valor |
|--------------------------|------------------------|
| Límite de fluencia. | 275 MPa |
| Límite de tracción. | 724 MPa |
| Módulo elástico. | 205 GPa |
| Coefficiente de Poisson. | 0,29 |
| Densidad. | 7850 kg/m ³ |

2.2. Cargas

Las guías objeto de estudio deben cumplir con dos condiciones fundamentales. La primera es lograr que los valores de tensiones no superen el límite de fluencia del material de las mismas. La otra condición es lograr desplazamientos nulos, pero ya que esto no es posible debido al diseño del minitorno, hay que lograr que dichos desplazamientos tengan una influencia significativa en los parámetros de corte.

Es una sollicitación compuesta a la que se verán sometidas las guías durante su vida útil, la cual será provocada por cuatro fuerzas que pudieran ocasionar el fallo de estas. Dichas fuerzas son:

- El peso del cabezal móvil.
- El peso de los carros longitudinal y transversal.
- El peso propio de las guías.
- La fuerza principal de corte.

El efecto de las tres primeras fuerzas antes mencionadas siempre estará presente, ya que estos elementos descansan sobre las guías. La fuerza principal de corte solo actuará cuando se maquine, ya que esta fuerza surge por el contacto de la herramienta de corte con la pieza a maquinar [6, 7]. Como el cabezal móvil y el carro longitudinal se desplazan a lo largo de las guías y de forma independiente, resulta complejo y tedioso considerar todas las combinaciones posibles a la hora de definir una posición para realizar el cálculo. Por ello, solo se realizarán los cálculos cuando dichos componentes se encuentren en la posición más desfavorable para las guías. Esta posición es cuando los centros de masas del cabezal móvil y los carros longitudinal y transversal, tienden a producir la mayor flexión, lo cual sucede en el punto ubicado lo más cercano posible a la mitad de la distancia entre los apoyos de las guías. Por otra parte, la fuerza principal de corte será ubicada en el punto de contacto entre la herramienta de corte y la pieza a maquinar, situado a una distancia del eje de la pieza igual al radio de la misma. Por la complejidad de los cálculos a realizar, estos se realizarán con la ayuda de un software de cálculo por elementos finitos, en el cual se simularán las condiciones antes descritas.

2.3. Peso del cabezal móvil, los carros longitudinal y transversal y de las guías

Para determinar el peso del cabezal móvil y los carros longitudinal y transversal, se modeló a escala real cada pieza perteneciente a dichos conjuntos, a las cuales se le asignaron las propiedades físico-mecánicas correspondientes, con la ayuda de un software de diseño asistido por computadora (CAD). Una vez ensamblado cada conjunto y ubicados en la posición considerada más desfavorable, se determinaron las coordenadas de los centros de masa de dichos conjuntos. Para simplificar el modelo de cálculo solo se consideró el peso de cada conjunto, el cual fue aplicado en el centro de masa correspondiente tal como se muestra en la Fig. 2. En la tabla 2 se muestran las coordenadas del punto de aplicación del peso de cada conjunto.

Las guías, no solo tienen que soportar el peso de los elementos que van acoplados sobre ellas y de la fuerza principal de corte, sino que también deben soportar su propio peso, el cual es de 13,056 N cada una.

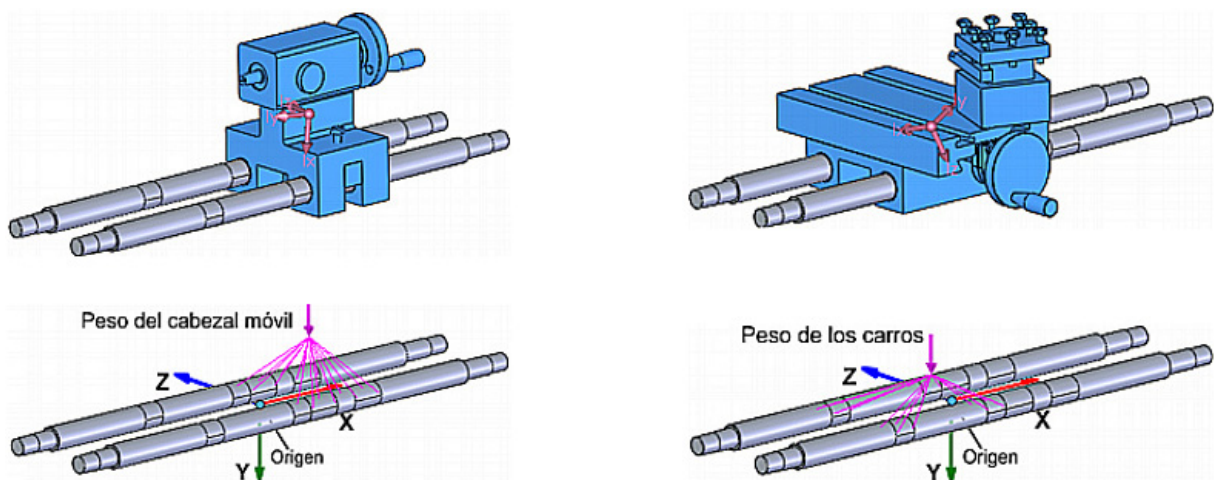


Fig. 2. Centros de masa. a) Cabezal móvil. b) Carros longitudinal y transversal.

Tabla 2. Coordenadas de los centros de masas del cabezal móvil y los carros longitudinal y transversal.

| Cabezal Móvil | | Carros longitudinal y transversal | |
|-------------------------------------|----------|-------------------------------------|----------|
| Coordenadas del centro de masa (mm) | Peso (N) | Coordenadas del centro de masa (mm) | Peso (N) |
| X 56,88 | 25,12 | X - 39,89 | 82,88 |
| Y - 51,02 | | Y - 34,46 | |
| Z - 0,817 | | Z - 34,46 | |

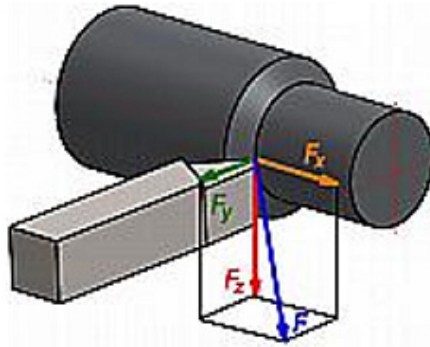


Fig. 3. Fuerzas de resistencia al corte.

2.4. Fuerza principal de corte

En el torneado, bajo las condiciones de corte, la fuerza resultante de resistencia al corte (F), se divide en tres componentes perpendiculares entre sí que actúan sobre la cuchilla (ver Fig. 3). Estos componentes son con los que mayormente se trabaja en estudios relacionados con el desgaste de las herramientas, rugosidad superficial y fuerzas de corte [8-10]. Dichos componentes son:

- F_x : Fuerza axial de avance.
- F_y : Fuerza radial.
- F_z : Fuerza principal de corte.

La dirección de estas resultantes coincide con el movimiento principal del torno y con los movimientos de avance de la herramienta. De estos tres componentes, es la fuerza principal de corte la que tiene un efecto mayor sobre las guías, ya que actúa de forma tangente a la superficie de corte, dirigida en el sentido de rotación de la pieza que se maquina [11, 12].

Esta fuerza depende de varios parámetros tales como la velocidad de corte, el avance, la maquinabilidad y dureza del material a elaborar, la profundidad de corte, las características de la herramienta y del espesor medio de la viruta. Varios de estos parámetros se engloban en un coeficiente denominado fuerza específica de corte (k_s) [8, 13, 14].

Para determinar la fuerza principal de corte se consideraron condiciones extremas a las que se puede ver sometido el minitorno. Los parámetros escogidos para esta condición son bastante discretos en comparación con una máquina convencional, pero están en función del destino de servicio para lo cual fue concebido dicho equipo. Los parámetros escogidos son los siguientes:

- Avance ($s = 1 \text{ mm/rev}$).
- Profundidad de corte ($t = 1 \text{ mm}$).
- Diámetro de la pieza a maquinar ($d = 50 \text{ mm}$).

Para los valores antes expuestos, se recomienda maquinar materiales que tengan límites de roturas inferiores a 180 MPa a los cuales les corresponden valores de $k_s = 190 \text{ kgf/mm}^2$ (1863 MPa) [14-16].

Con estos parámetros se puede determinar mediante la ecuación 1 la fuerza principal de corte.

$$F_z = k_s \cdot s \cdot t \quad (1)$$

Esta fuerza surge en el punto de contacto entre la herramienta de corte y la pieza a maquinar. Como el diámetro máximo que puede ser sujeto por el plato del torno es de 50 mm el punto antes mencionado se encuentra a una distancia de 25 mm del eje imaginario de la pieza a maquinar (ver Fig. 4).

La fuerza principal de corte se transmitirá directamente a los carros transversal y longitudinal. Dichos carros tienen contacto con las guías en cuatro puntos a los cuales se transferirá dicha fuerza. Como el punto de aplicación de esta fuerza se encuentra desplazado 25 mm del eje de la pieza a maquinar, el mayor porcentaje de esta se transmitirá a la guía delantera, tal como se muestra en la Fig. 4. En la Tabla 3 se muestran

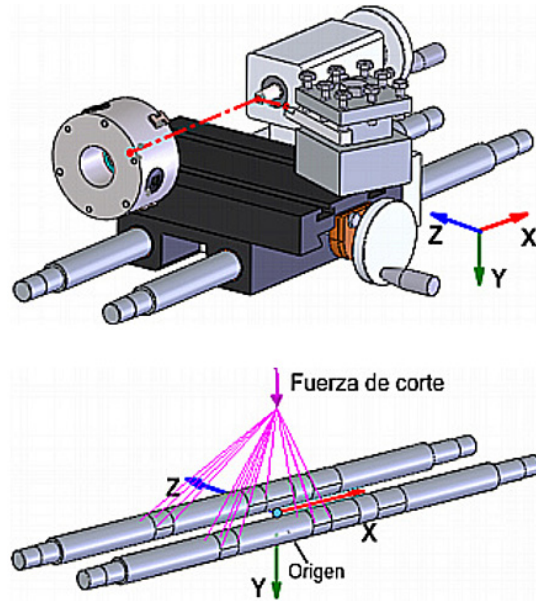


Fig. 4. Fuerzas de resistencia al corte.

Tabla 3. Coordenadas del punto de aplicación y magnitud de la fuerza principal de corte.

| Coordenadas (mm) | | Fuerza (N) |
|------------------|------|------------|
| X | - 20 | |
| Y | - 95 | 1863,26 |
| Z | - 25 | |

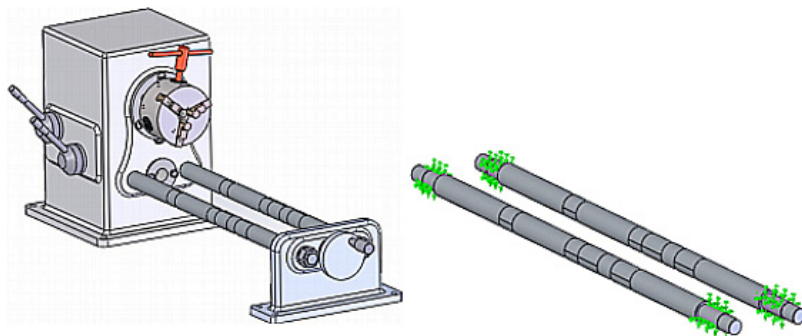


Fig. 5. Restricciones.

las coordenadas del punto de aplicación y la magnitud de dicha fuerza la cual fue obtenida a partir de la ecuación (1).

2.5. Restricciones

Como las guías, una vez colocadas en el minitorno no tendrán ningún grado de libertad, los cuales serán restringidos por el apriete de las tuercas y los elementos acoplados a ellas, el modelo de cálculo se consideró empotrado en las zonas mostradas en la Fig. 5.

Finalmente, las condiciones de contorno del modelo a calcular estarán definidas tal como se muestra en la Fig. 6.

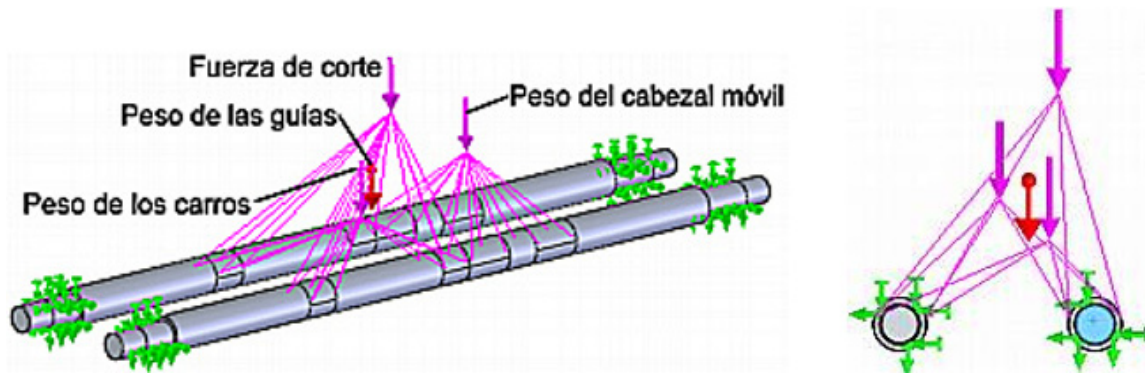


Fig. 6. Cargas y restricciones.

2.6. Mallado

Para comprobar la precisión del modelo y determinar un tamaño de elemento adecuado, se analizó la convergencia del mallado, o sea, la relación existente entre el tamaño de los elementos y el rango de error de los resultados [17]. Para ello la variable para comprobar lo antes expuesto fueron las deformaciones en Y, para lo cual se malló tres veces con un tamaño de elemento de 4 mm 3,5 mm y 3 mm utilizando un tipo de elemento finito sólido tetraédrico de alto orden, con tres grados de libertad por nodo. Para los tres casos se realizó un control del mallado en los cambios de secciones de las barras con un tamaño del elemento de 1 mm. Esto se realiza con el objetivo de escoger un tamaño de elemento para el cual no se obtengan diferencias significativas en los resultados del cálculo si se sigue disminuyendo el tamaño del elemento. Esto permite optimizar tiempo a la hora de realizar el mallado y el cálculo, además de lograr un mejor aprovechamiento del recurso informático. En la tabla 4 se muestran los valores de desplazamientos en (Y) correspondientes a cada tamaño de elementos, así como el error correspondiente.

Al analizar los resultados mostrados en la tabla 4 no se observaron diferencias significativas, por lo que se puede decir que los resultados obtenidos son válidos y razonables ya que no sufrieron cambios significativos al reducir el tamaño de los elementos.

Una vez realizada la convergencia, los resultados se tomaron para el mallado con un tamaño global del elemento de 3 mm y tolerancia de 0,1 mm con el control del mallado en los cambios de secciones de las barras, obteniéndose de esta forma un modelo con un total de 127 740 elementos y 191 096 nodos.

Tabla 4. Comprobación de la convergencia del mallado.

| Tamaño del Elemento (mm) | Desplazamientos UY (mm) | Error (%) |
|--------------------------|-------------------------|-----------|
| 3,0 | -4.134e-2 | 0,002 |
| 3,5 | -4.122e-2 | 0,004 |
| 4,0 | -4.104e-2 | - |

3. RESULTADOS

3.1. Análisis de las tensiones

Para el análisis de los valores de tensiones, se tuvieron en cuenta las tensiones de von Mises, ya que estas se adaptan perfectamente a las condiciones tratadas. Al analizar el estudio se observa que los máximos valores de tensiones de von Mises son de 106,1 MPa en la zona donde van acopladas las guías con la caja de avances, justo donde se encuentra un cambio de sección en la guía (ver Fig. 7 a). Dicho cambio de sección constituye un concentrador de tensiones, lo que favorece notablemente al aumento de los valores de tensiones en esta zona. No obstante, al comparar las máximas tensiones que se producen en las guías, con el límite de fluencia del material de las mismas (275 MPa), se puede observar que este es mayor que las tensiones máximas. Esto se puede corroborar al analizar el factor de seguridad, el cual da como resultado 2,7 el cual se considera adecuado para este tipo de modelos según plantea Burdekin (ver Fig. 7 b) [18]. Los aspectos antes descritos, permiten afirmar que las deformaciones sufridas por las guías no son permanentes.

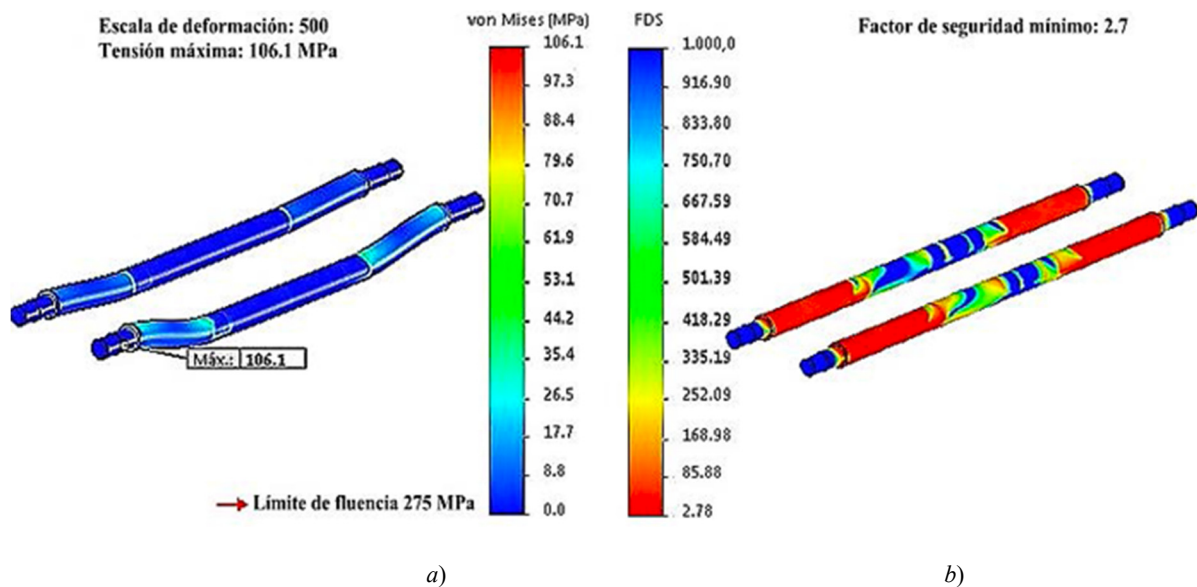


Fig. 7. Resultado del cálculo. a) Tensiones de von Mises. b) Factor de seguridad.

3.2. Análisis de los desplazamientos.

Además de la resistencia, las guías deben garantizar que los máximos desplazamientos no sobrepasen los 0,06 mm, valor admisible que está en correspondencia con el nivel de exactitud para el cual fue rediseñada la máquina. Al analizar los desplazamientos, el máximo valor observado fue de 0,0405 mm en el sentido de las fuerzas (ver Fig. 8), mientras que en las demás direcciones, no son significativos. Los máximos valores se producen en la primera guía, debido a que el mayor porcentaje de las fuerzas recae sobre ella. No obstante, el máximo valor de desplazamiento está por debajo del permisible, por lo que se puede considerar que las guías son adecuadas y no afectarán significativamente la exactitud del minitorno.

4. CONCLUSIONES

A partir del análisis del cálculo de las tensiones realizado a las guías objeto de estudio, se pudo determinar que dichas tensiones son 2,4 veces menores que el límite de fluencia del material, lo que significa que existen significativas reservas de resistencia en las guías.

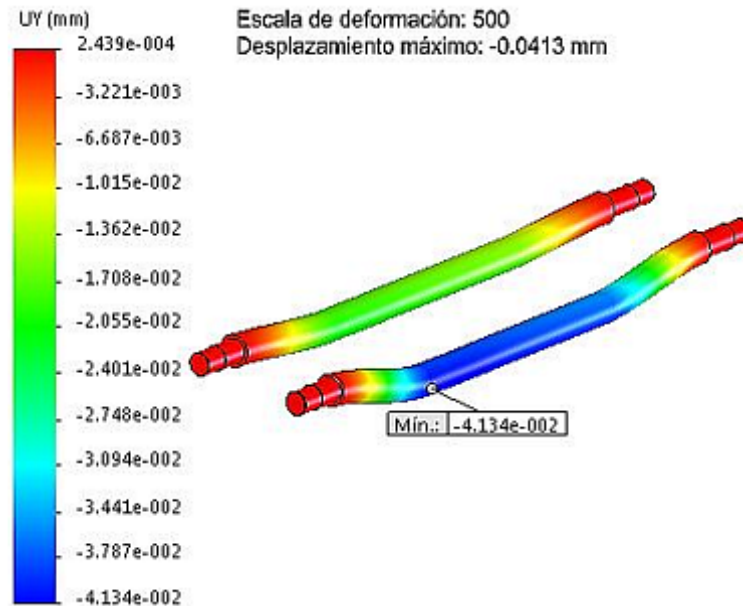


Fig. 8. Desplazamientos en la dirección de la fuerza.

Tal como se esperaba, los máximos desplazamientos se observaron en la primera guía, pero con valores por debajo del admisible, por lo que se puede decir que dichos desplazamientos no producirán alteraciones significativas en los niveles de precisión deseados de acuerdo con el destino de servicio del equipo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Westermeyer, J., Arellano, A., "Nuevos modelos para la innovación en el diseño conceptual de productos: Mapa del estado del arte de la propuesta conceptual", *Theoria*, 19, 31-39 (2010)
- [2] Gadalla, M., Xue, D., "Optimal Design of a Reconfigurable Machine Tool Considering Machine Configurations and Configuration Changes", *Procedia CIRP* 60, 446-451 (2017)
- [3] Li, B. *et al.*, "Optimal Design of Machine Tool Bed by Load Bearing Topology Identification with Weight Distribution Criterion", *Procedia CIRP* 3, 626-631 (2012)
- [4] Davis, J.R., *Metals Handbook Desk Edition*, ASM International (1998)
- [5] MatWeb. *Database of material properties. AISI 5160 Steel, annealed 815°C*. [consultado 8 de abril 2019]; Available from: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=ee4eda8c71504dd89f7ca26cc97898fb>.
- [6] Ma, L. *et al.*, "Prediction model and simulation of cutting force in turning hard-brittle materials", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 91, 165-174 (2017)
- [7] Shalaby, M.A. *et al.*, "An investigation into the behavior of the cutting forces in precision turning", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 90, 1605-1615 (2017)
- [8] Dorlin, T., Fromentin, G., Costes, J.-P., "Analysis and Modelling of the Contact Radius Effect on the Cutting Forces in Cylindrical and Face Turning of Ti6Al4 V Titanium Alloy", *Procedia CIRP* 31, 185-190 (2015)
- [9] Fulemova, J., Janda, Z., "Influence of the Cutting Edge Radius and the Cutting Edge Preparation on Tool Life and Cutting Forces at Inserts with Wiper Geometry", *Procedia Engineering*, 69, 565-573 (2014)
- [10] Chinchankar, S., Choudhury, S.K., "Cutting force modeling considering tool wear effect during turning of hardened AISI 4340 alloy steel using multi-layer TiCN/Al₂O₃/TiN-coated carbide tools", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 83, 1749-1762 (2016)
- [11] Sadílek, M. *et al.*, "Cutting forces during turning with variable depth of cut", *Perspectives in Science*, 7, 357-363 (2016)

- [12] Gao, Y., Sun, R., Leopold, J., "An analytical force model for modulation-assisted turning", *Journal of Manufacturing Processes*, 31, 712-730 (2018)
- [13] Cascón, I., Sarasua, J.A., "Mechanistic Model for Prediction of Cutting Forces in Turning of Non-axisymmetric Parts", *Procedia CIRP* 31, 435-440 (2015)
- [14] Trent, E.M., Wright, P.K., *Metal cutting*, Butterworth-Heinemann, United States of America, (2000)
- [15] Maria, J., Celades, J., *El corte en el torneado y fresado de los metales*, Ciencia y Técnica, La Habana, (1969)
- [16] Lingaiah, K., *Machine desing databook*, McGraw-Hill, (2004)
- [17] Ahmad, M., Ismail, K.A., Mat, F., "Convergence of Finite Element Model for Crushing of a Conical Thin-walled Tube", *Procedia Engineering*, 53, 586-593 (2013)
- [18] Burdekin, F.M., "General principles of the use of safety factors in design and assessment", *Engineering Failure Analysis*, 14, 420-433 (2007)

FINITE ELEMENT CALCULATION OF MINI-LATHE GUIDES

Abstract – In a conventional lathe the guides are attached to the bench, which guarantees rigidity and stability. This research aims to analyze a different variant from the structural point of view, which belongs to a mini-turn manufactured in the Department of Mechanical Engineering of the University of Granma, where the set bench guides is formed by two cylindrical bars. To determine the functionality of the proposed variant, static studies are carried out to verify if they comply with the conditions of resistance and rigidity from a structural point of view. For this, a finite element calculation software was used where the most unfavorable working conditions for the bars were taken into account. The main variables evaluated were the tensions and the displacements, which resulted in values lower than the admissible, so they will not affect the functionality of the guides. Based on the fact that the results of the analysis of stresses and displacements give values lower than the admissible ones, it is concluded that the bars can be used in the mini-turn, since they will not significantly affect the accuracy and rigidity of this.

Keywords – Calculation of guides, Finite Elements, Mini-turn.