

**ESTUDIO DE LA MECÁNICA DEL CORTE PARA EL DISEÑO DE UN
DINAMÓMETRO TRIDIMENSIONAL PARA ANÁLISIS DE FUERZAS EN
EL PROCESO DE TORNEADO**

**MAURICIO VARGAS JEREZ
JESÚS ALBERTO RODRÍGUEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD FÍSICO MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
POSGRADO EN INGENIERÍA MECATRÓNICA**

2008

**ESTUDIO DE LA MECÁNICA DEL CORTE PARA EL DISEÑO DE UN
DINAMÓMETRO TRIDIMENSIONAL PARA ANÁLISIS DE FUERZAS EN
EL PROCESO DE TORNEADO**

**MAURICIO VARGAS JEREZ
JESÚS ALBERTO RODRÍGUEZ**

**Documento Final para Optar al Título de Especialista en
Ingeniería Mecatrónica**

**Director
Ing. MSc HUMBERTO BALLESTAS MORENO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD FÍSICO MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
POSGRADO EN INGENIERÍA MECATRÓNICA**

2008

DEDICATORIA

*A Dios por permitirme cumplir con
Otra mas de mis metas,
A mis hijos, Silvia Juliana y
y Jesús Alberto,
A mis padres, Cenobia y Arturo,
A mi hermano Jorge Arturo y
A mis amigos*

Jesús Alberto

DEDICATORIA

*A Dios por permitirme cumplir con
Otra mas de mis metas,
A mi esposa, Jenny Johanna,
A mi hija, Jenny Alejandra,
A mi madre, Helena,
A mis hermanos Pascual, Adriana y Claudia,
A mis amigos*

Mauricio

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

Dr. Jorge Meneses, Coordinador del postgrado En Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Industrial de Santander, por sus sabios consejos y orientación profesional.

Ing. MSc HUMBERTO BALLESTAS MORENO por su valiosa colaboración y orientación.

Ing. ROMULO NIÑO, Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, por sus valiosas orientaciones y apoyo brindado.

Gracias.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. TEORÍAS DE FUERZAS DE CORTE EN TORNEADO	5
1.1 MECÁNICA DEL CORTE ORTOGANAL	7
1.2 TEORIA DE ERNST MERCHANT	10
1.3 TEORIA DE MERCHANT MODIFICADA	11
1.4 TEORIA DE LEE Y SHAFFER	14
1.5 TEORIA DE SATA Y MIZUNO	15
1.6 LA FUERZA RADIAL Y MODELOS EN TRE DIMENSIONES	16
1.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE CORTE	20
1.8 MODELOS EXPERIMENTALES	21
2. PARÁMETROS DE DISEÑO.	24
2.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL Y POSICIÓN DE LA HERRAMIENTA	24
2.2 ROBUSTEZ	29
2.3 ANÁLISIS DE ESFUERZOS TEÓRICOS Y EN ANSYS	30
2.4 ANÁLISIS FRECUENCIAL	36
2.5 GALGAS Y SISTEMAS DE AMPLIFICACIÓN	42
3. CONCLUSIONES	46

4. BIBLIOGRAFÍA	47
ANEXOS	48

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Fuerzas que actúan entre la herramienta y la pieza vistas en un modelo tridimensional.	5
Figura 2. Simplificación del modelo de corte tridimensional por un modelo en dos dimensiones ortogonal visto desde una perspectiva de tres dimensiones	6
Figura 3. Determinación de las fuerzas bidimensionales que actúan sobre el buril y la pieza, nótese que las fuerzas de corte FC y tangencial FT son las que pueden medir utilizando el dinamómetro. El plano determinado por f es por donde ocurren las fuerzas cortantes en el material que inducen el cizallamiento.	8
Figura 4. Modelo de distribución de esfuerzos alrededor del plano de cizallamiento de Lee y Shaffer	14
Figura 5. Elementos que definen la geometría de la herramienta de corte en tres dimensiones.	18
Figura 6. Configuración del dinamómetro de referencia [2].	24
Figura 7. Detalle de una herramienta de corte mal posicionada sobre el eje del torno nótese que la línea de cizallamiento y la dirección de	

las fuerzas de corte se distancian de los presentados en el modelo de corte ortogonal [6]	27
Figura 8. Modelo preliminar del dinamómetro con la herramienta de corte adaptada a uno de los lados [7]	28
Figura 9. Detalle de la pastilla de corte que se acoplaría al dinamómetro	30
Figura 10. Modelo dibujado en ANSYS para simular los esfuerzos en el dinamómetro. Las cargas se aplicaron en el punto demarcado con A [7]	31
Figura 11. Condiciones de frontera de la simulación por ANSYS, el área inferior de la tapa de abajo del dinamómetro se encuentra restringida en todos los grados de libertad. También se muestran las tres fuerzas aplicadas en el extremo de la herramienta [7]	33
Figura 12. Solución por nodos (promedio de cada uno de los elementos) para esfuerzos de Von Mises dentro de los octágonos. (Para las cargas dadas en la solución teórica) [7]	34
Figura 13. Solución por elementos (no promediando los resultados de cada nodo) para esfuerzos de Von Mises dentro de los octágonos. (Para las cargas dadas en la solución teórica) [7]	35
Figura 14. Simulación del dinamómetro con cargas de $FT=2600$ N, $FC=1040$ N, $FR=520$ N [7].	35

Figura 15. Resultados de la simulación frecuencial para los dos primeros modos de vibración, la primera figura corresponde al primer modo ($\omega=12.647$ rad/s) y la segunda al segundo modo ($\omega=13.166$ rad/s) 38

Figura 16. Modelo dinámico que simula el comportamiento de la celda de carga al reemplazar el sistema de octágonos por un sistema de masas y resortes [7]. 39

Figura 17. Configuración de los octágonos dentro del dinamómetro y galgas adheridas a los octágonos, Las galgas que estén alineadas verticalmente, en la misma dirección de la fuerza F_T , medirán las deformaciones inducidas por esta fuerza [7] 43

Figura 18. Configuración de las galgas dentro de un octágono y esquema del puente de wheatstone entre ellas para dar al final una variación en el voltaje [7]. 44

Figura 19. Detalle del modelo final seleccionado para el dinamómetro, los tornillos pasantes son los encargados de anclar el dinamómetro al cabezal del torno [7]. 45

Figura 20. Detalle en explosión del dinamómetro [7] 45

LISTA DE CUADROS

	Pág.
Cuadro 1. Valores de la constante C y del coeficiente de fricción, m para diferentes aceros obtenidos con una herramienta de carbono sinterizado, ángulo de ataque de 10°, remoción de 1 /32" de material, velocidad de corte de 0.03 in/rev y una velocidad de alimentación de la pieza de 400 rev/min.	13
Cuadro 2. Valores de AT, BT, AC, AC, BC, AR, AR y BR, para diferentes nomenclaturas de herramienta maquinando acero al carbono 1021	23
Cuadro 3. Especificaciones de las galgas a utilizar.	42

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo 1. Deducción de las fuerzas de corte	49
Anexo 2. Paper referencia análisis teórico de las fuerzas máximas sobre los octágonos	52
Anexo 3. Especificaciones de algunos dinamómetros comerciales	59
Anexo 4. Paper referencia Asociación Argentina de Mecánica Computacional	61

RESUMEN

TÍTULO:

ESTUDIO DE LA MECÁNICA DEL CORTE PARA EL DISEÑO DE UN DINAMÓMETRO TRIDIMENSIONAL PARA ANÁLISIS DE FUERZAS EN EL PROCESO DE TORNEADO.*

AUTORES:

Mauricio Vargas Jerez
Jesús Alberto Rodríguez**

PALABRAS CLAVES:

Straing, CNC, torneado, ortogonal, dinamómetro, parametrizar

DESCRIPCIÓN:

Los procesos de mecanizado son extensivamente utilizados en la industria manufacturera por lo que un mayor conocimiento y control del proceso producirán significativos beneficios. Particularmente el conocimiento de la fuerza de corte es de gran importancia tanto para el monitoreo del estado de la herramienta (desgaste, rotura del filo de corte, etc.) como para el diseño de máquinas y herramientas. Este trabajo presenta el diseño preliminar de una celda de carga que utiliza elementos deformables del tipo *strain gauges* en S para medir la fuerza presente en procesos de mecanizado. El diseño que se presenta permite medir fuerzas estáticas en tres direcciones principales. La celda de carga se diseñó para ser montada inicialmente en un torno CNC pero puede ser utilizado en otras aplicaciones como fresado, taladrado, etc. El diseño se realiza utilizando métodos de cálculo por elementos finitos que permiten arribar a un diseño final que cumple con especificaciones de rigidez apropiadas por este tipo de aplicación y logrando valores de sensibilidad cruzada y errores muy alentadores.

Por eso es importante estudiar la mecánica del corte para el diseño de un dinamómetro capaz de registrar las tres fuerzas de corte generadas durante el proceso de torneado. En este sentido, los objetivos específicos son determinar las ecuaciones de la mecánica del corte ortogonal que más se ajusten al caso de torneado, diseñar un procedimiento adecuado de calibración del dinamómetro, parametrizar los datos de diseño básicos del dinamómetro

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. MSc Humberto Ballestas Moreno

SUMMARY

TITLE:

STUDY OF THE MECHANICS OF CUTTING FOR THE DESIGN OF A DYNAMOMETER TRIDIMENSIONAL FOR ANALYSIS OF FORCES IN THE PROCESS OF TURNING .*

AUTHORS:

Mauricio Vargas Jerez
Jesús Alberto Rodríguez**

KEY WORDS:

Turning, CNC turning, orthogonal, dynamometer, parametrized

DESCRIPTION:

The machining processes are extensively used in manufacturing. Thus a greater understanding and control of the process will produce significant benefits. Particularly knowledge of the cutting force is of great importance both for the monitoring of the state of the tool (wear rupture of the cutting edge, etc.). As for the design of machines and tools. This paper presents the preliminary design of a load cell that uses deformable elements of the type strain gauges to measure S on the force present in machining processes. The design is presented for measuring static forces in three main directions. The load cell is designed to be mounted on a lathe CNC initially but can be used in other applications such as milling, drilling, etc.. The design is implemented using calculation methods for finite element allowing arrive at a final design that meets specifications rigidity appropriate for this type of application and achieving values of cross sensitivity and errors very encouraging.

Therefore it is important to study the mechanics of the cutting to design a dynamometer capable of recording all three cutting forces generated during the process of turning. In this regard, the specific objectives are to determine the equations of mechanics cutting orthogonal that best meet the case turning, designing an appropriate procedure calibration dynamometer, parameterize the basic design data Dynamometer

*Degree Work.

** Facultad de Ingeniería Physical-Mechanical, School of Mechanical Engineering Ing. MSc Humberto Ballesteros Moreno

INTRODUCCIÓN

La necesidad de registrar de una forma precisa y certera las fuerzas de corte generadas en un proceso de maquinado como lo es el torneado, ha generado el diseño y la utilización de diversos instrumentos que puedan registrar estas variables. Por tal razón se han desarrollado distintos tipos de dinamómetros, la mayoría de ellos basan su modo de operación en la deformación que sufre el soporte de la herramienta de corte. Para medir estas pequeñas deformaciones es deseable por ende que el soporte posea una muy buena rigidez y frecuencias naturales muy altas debido a las pequeñas frecuencias naturales de vibración de la herramienta de corte al hacer contacto con el metal. Para ello se utilizan pequeños sensores, tales como *strain gauges* o celdas de carga piezoeléctricas, las cuales ayudan a aumentar la resolución del valor medido y la rigidez del sistema.

A través de este trabajo se pueden ver los pasos que llevan al diseño del dinamómetro. Este proyecto está enmarcado en el diseño de un dinamómetro capaz de registrar las fuerzas de corte en el torneado.

Los dinamómetros para la medición y registro de las fuerzas de corte en procesos de mecanizado se pueden adaptar no sólo al torneado sino a otros procesos de taller tales como el taladrado y el fresado. En los últimos años se ha cambiado la tendencia de construir estos productos con piezas piezoeléctricas por *strain gauges* (o *strain gages*), los cuales ofrecen una mayor rigidez, alta estabilidad y un mayor comportamiento lineal, alta sensibilidad, operaciones de mantenimiento más sencillas y una mejor relación producción - costo, el mismo hecho de que el mantenimiento sea más sencillo significa un aumento efectivo en tiempo útil de la herramienta.

Asimismo los costos de elaborar un dinamómetro basado en Tecnología de *Strain Gauges* (*Strain Gauges Technology–SGT*), son más bajos que con un material piezoeléctrico, el cual oscila entre un 20% a 30% menos.

Estos productos ofrecen un amplio campo de aplicación entre los cuales se puede destacar su uso en laboratorios de tecnología de maquinado en universidades e industrias de mecanizado como formas de modelar experimentalmente las fuerzas resultantes de los procesos de corte; también ofrecen una amplia gama de aplicaciones en el modelaje y seguimiento de procesos en la industria aeroespacial, automotriz, electrónica, etc.

Pero surge una pregunta, ¿para qué sirve el conocer las fuerzas de corte en el torneado? El campo de aplicación convencional de los dinamómetros industriales se dio en la medición de una gran variedad de fuerzas estáticas o dinámicas en aeromodelos, automóviles (cigüeñales, resistencia en motores, etc.). En este punto surgieron los dinamómetros para medir las fuerzas ejercidas por la herramienta en operaciones de torneado y taladrado. Con la aplicación de los dinamómetros al proceso de torneado se pudieron determinar de forma más exacta entre otros factores los siguientes parámetros propios de los fundamentos de mecanizado y de la tecnología de resistencia y estructura de materiales:

Potencia requerida por las máquinas–herramientas para generar el estado de corte en la pieza, de esta forma se puede relacionar las pérdidas existentes entre factores tales como la transmisión mecánica entre el conjunto de engranajes del torno entre otros.

- Diseño más eficiente de las herramientas de corte y mecanismos de corte. Gracias al registro de fuerzas del dinamómetro es posible determinar relaciones óptimas del estado de corte entre la herramienta y el material

(mejor ángulo de ataque, velocidad de rotación del material, espesor de la viruta a remover, etc.). Asimismo el determinar las fuerzas que inciden directamente sobre la herramienta de corte ayuda a evitar sobre diseños en estos componentes racionalizando recursos y aumentando la eficiencia del proceso en general.

- Evaluación del comportamiento dinámico de la herramienta. Es posible determinar también el desarrollo de las cargas variables que operan sobre la herramienta de corte y por lo tanto inferir sobre el comportamiento de la herramienta transcurridos un determinado tiempo de trabajo.
- Desarrollo de sistemas de control y monitoreo en sistemas donde exista torneado en pro de la automatización del proceso. El conocimiento de variables dinámicas tales como el rango y el nivel de cambio de las fuerzas, así como las frecuencias básicas de operación del sistema, proporcionan los factores básicos sobre los cuales descansa el diseño de sistemas de control y automatización de procesos industriales.
- Evaluación, prueba y análisis de corte de nuevos modelos de máquinas–herramientas, incluyendo herramientas de corte con tratamientos térmicos, superficiales o recubrimientos especiales, así como nuevas herramientas abrasivas.
- Prueba y evaluación del desempeño en la maquinabilidad de nuevos materiales, tales como superaleaciones, materiales cerámicos, etc.
- Prueba y evaluación del rendimiento sobre los factores del corte en torneado de fluidos refrigerantes incluyendo gases y aire.

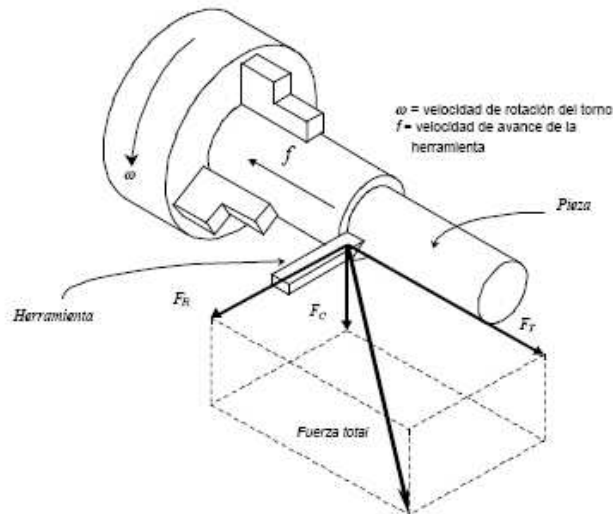
- Desarrollo de mayores velocidades de corte en el maquinado de piezas en verde, donde la velocidad de remoción del material es un factor clave de efectividad del proceso.
- Mayor precisión en el maquinado de diferentes materiales. Al encontrar las fuerzas óptimas de corte y la herramienta más indicada para ello se logran mejores tolerancias y acabados superficiales en la pieza final. En definitiva, los campos de aplicación de los dinamómetros como celdas de carga para medir fuerzas –bien sean estas estáticas o dinámicas– no se limitan tan sólo al determinar unas magnitudes físicas sino como un punto de comparación muy útil para plantear diversos procesos de manufactura y herramientas más duraderas y con mayor eficiencia tanto en tiempo como en racionalización de otros recursos físicos.

El presente trabajo tiene como objetivo general estudiar la mecánica del corte para el diseño de un dinamómetro capaz de registrar las tres fuerzas de corte generadas durante el proceso de torneado. En este sentido, los objetivos específicos son determinar las ecuaciones de la mecánica del corte ortogonal que más se ajusten al caso de torneado, diseñar un procedimiento adecuado de calibración del dinamómetro, parametrizar los datos de diseño básicos del dinamómetro (carga máxima permisible y altura de relación con el eje del torno) y calcular en forma analítica las fuerzas generadas bajo condiciones hipotéticas de los modelos teóricos sobre fuerzas de corte, conocer acerca de la inferencia de los modos de vibración del sistema - herramienta sobre el comportamiento de las fuerzas de corte y conocer el manejo e implementación de los *strain gauges* como mecanismos de registro de las micro-deformaciones, también conocer acerca de la interfaz de comunicación y forma de amplitud de la señal con el fin de que su lectura sea fácil y cómoda.

1. TEORÍAS DE FUERZAS DE CORTE EN TORNEADO

Las fuerzas que actúa sobre una pieza cuando esta se encuentra sometida a un proceso de torneado se puede mirar vectorialmente en tres componentes según un plano cartesiano, tal como se ilustra en la Figura 1. Estos tres componentes son identificados de acuerdo al sentido que poseen según la posición existente entre la herramienta y el torno. Es así como las tres fuerzas se distinguen de la siguiente manera: *Fuerza de corte* (F_C), la cual va en sentido tangente a la velocidad de giro del torno, *Fuerza Radia l* (F_R), la cual va en el sentido radial de la pieza, y la *Fuerza de empuje* (F_T), la cual va en el sentido de la velocidad de avance de la herramienta.

Figura 1. Fuerzas que actúan entre la herramienta y la pieza vistas en un modelo tridimensional.

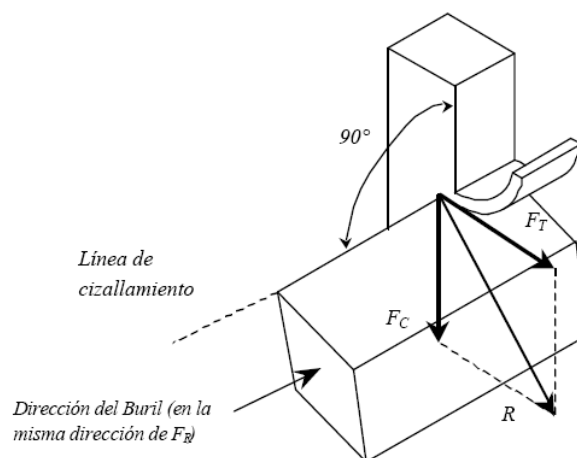


Fuente. MICHELETTI, Gian F. Mecanizado por arranque de viruta. Barcelona

La Figura 1 muestra además las direcciones de cada una de estas tres fuerzas, cabe denotar que como producto de la interacción pieza - herramienta, estas fuerzas serán de naturaleza normal o perpendicular al

punto de corte, es por ello que las direcciones de las tres fuerzas se dirigen hacia el exterior de la pieza, desde el punto de corte. Existen varias teorías que han ayudado a determinar de forma teórica los valores de estas fuerzas, siendo las más tradicionales las postuladas por Ernst y Merchant en la década de los cincuenta y algunos años más tarde las teorías de Lee y Shaffer y Sata y Mizuno entre otros. Todos estos postulados parten de un punto en común, la *mecánica del corte ortogonal*. Esta definición hace referencia, en primer lugar, a simplificar el modelo visto en la Figura 1 y tomarlo solamente en un caso de dos dimensiones, es decir, sin tener en cuenta la fuerza radial, y segundo, considerando que las fuerzas son puntuales y son perpendiculares entre sí, es decir asumiendo que la zona de cizallamiento es perpendicular al eje de la pieza de trabajo. El modelo de fuerzas que establece el modelo de corte ortogonal, es el que se explica a continuación y fue deducido conjuntamente por Ernst y Merchant en 1951. El modelo simplificado en dos dimensiones se encuentra en la Figura 2. Para la determinación de la fuerza radial se darán algunos postulados tanto teóricos como experimentales al final de este capítulo.

Figura 2. Simplificación del modelo de corte tridimensional por un modelo en dos dimensiones ortogonal visto desde una perspectiva de tres dimensiones



Fuente. MICHELETTI, Gian F. Mecanizado por arranque de viruta. Barcelona

1.1 MECÁNICA DEL CORTE ORTOGANAL

La mayoría de las teorías existentes sobre las fuerzas de corte en el proceso de torneado se basan en la determinación de la zona principal en donde ocurre el cizallamiento, esta línea, la cual esta demarcada en la figura 2, está determinada por el punto en donde se genera el esfuerzo cortante máximo que inducirá posteriormente el desprendimiento del material.

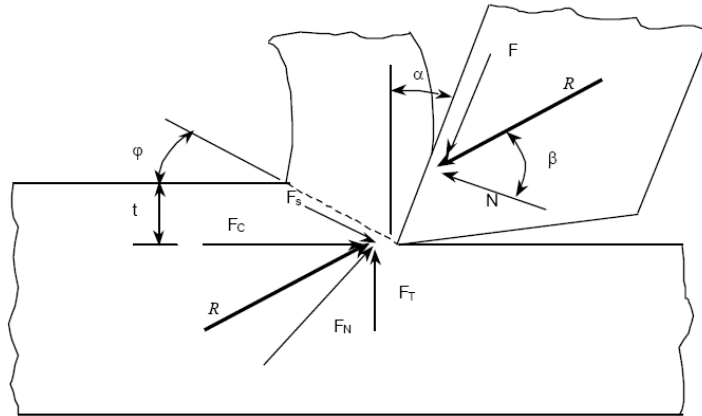
Así pues, partiendo de la línea de cizallamiento hasta el extremo posterior en donde se desprende la viruta, existe toda una serie de esfuerzos cortantes que inducen el desprendimiento de una porción de metal de la pieza principal.

Consideremos ahora el diagrama de fuerzas mostrado en la Figura 3, en donde se encuentran las distintas fuerzas que interactúan tanto en la herramienta (F y N) y en la viruta (F_S y F_N), también se pueden observar las fuerzas F_C y F_T que se encuentran sobre el sistema cartesiano anteriormente establecido.

De este diagrama se puede ver que la fuerza resultante R , producto de la suma de las fuerzas que actúan en la herramienta, debe tener la misma magnitud pero diferente dirección que la fuerza resultante de F_S y F_N . A la vez también se puede deducir que la suma vectorial de estas dos últimas fuerzas debe ser igual a la suma vectorial de F_C y F_T .

Ahora bien, si se tienen, los ángulos de aplicación de cada una de estas fuerzas, es posible conocer su magnitud como función también del esfuerzo cortante.

Figura 3. Determinación de las fuerzas bidimensionales que actúan sobre el buril y la pieza, nótese que las fuerzas de corte F_C y tangencial F_T son las que pueden medir utilizando el dinamómetro. El plano determinado por f es por donde ocurren las fuerzas cortantes en el material que inducen el cizallamiento.



Fuente. MICHELETTI, Gian F. Mecanizado por arranque de viruta.

Los ángulos a conocer son:

α =ángulo de ataque de la herramienta

β = ángulo de fricción

γ = ángulo del plano de corte.

El ángulo α se determina directamente midiendo de la herramienta pues es un valor que depende enteramente de la orientación de esta con respecto a la pieza. Los otros ángulos β y γ son obtenidos de acuerdo a las teorías que se verán a continuación.

Partiendo de los postulados anteriormente descritos, especialmente suponiendo que la fuerza del corte se concentra en la punta de la herramienta se pueden determinar los valores de las fuerzas F_C (fuerza de

corte) y F_T (fuerza de empuje) en función del esfuerzo cortante de cizallamiento y el área de corte que está sobre el ángulo de plano de corte φ :

$$F_C = \frac{\tau_s A_C \cos(\beta - \alpha)}{\text{sen } \varphi \cos(\varphi + \beta - \alpha)} \quad (1)$$

$$F_T = \frac{\tau_s A_C \text{sen}(\beta - \alpha)}{\text{sen } \varphi \cos(\varphi + \beta - \alpha)} \quad (2)$$

En donde: τ_s : esfuerzo cortante. β : Angulo de fricción.
 A_C : Área transversal de corte. α : Angulo de ataque.
 φ : Angulo del plano de corte.

La deducción completa de donde se obtienen estas fuerzas se encuentra en el anexo 1.

De estas ecuaciones se puede ver que la magnitud de la fuerza de corte siempre será mucho mayor que la fuerza de empuje. Esto se debe a que tanto la fuerza de corte como la de empuje se pueden colocar en función de un valor común para ambas fuerzas¹, hecho por el cual estas fuerzas sólo difieren por el factor $\cos(\beta - \alpha)$ para F_C y $\text{sen}(\beta - \alpha)$ para F_T respectivamente.

El valor del ángulo de ataque, α , está por lo general entre un rango de 0° a 20° , y el ángulo de fricción β , oscila aproximadamente entre un valor de 20° a 60° . Estos valores hacen que la diferencia de $\beta - \alpha$ de como resultado un ángulo agudo menor a 45° , en donde la función coseno siempre será mayor que el valor de la función seno. Esta conclusión teórica está además respaldada por resultados arrojados en mediciones experimentales [2].

¹ Estas fuerzas poseen un valor común dado por $\frac{\tau_s A_C}{\text{sen } \varphi \cos(\varphi + \beta - \alpha)}$

Debe tenerse en cuenta que todas estas operaciones y el modelo de corte ortogonal en general es válido sólo en torneado cuando la dirección de corte va en el sentido de la velocidad de avance de la herramienta. Para refrentado de superficies cilíndricas, es decir, cuando la velocidad de la herramienta va en el sentido radial, la velocidad radial toma un valor mucho más grande que la velocidad de corte o avance V_C .

1.2 TEORÍA DE ERNST MERCHANT

Como se mencionó anteriormente, para hallar los valores de F_C y F_T es necesario además de saber el esfuerzo de corte del material, conocer los valores de α , β y φ .

De la posición relativa de la herramienta de corte respecto a la pieza sólo se puede hallar el valor de α , por lo que es necesario buscar algunas relaciones que permitan hallar los valores de los otros dos ángulos. Es por ello que con base en las ecuaciones anteriores varios autores han determinado diversas teorías con el fin de determinar los valores óptimos de los ángulos φ y β respectivamente, ya que el ángulo de ataque, α , está dado como un valor conocido desde las condiciones iniciales del proceso de torneado.

Una de las teorías más importantes, ya que se ha probado su efectividad con pruebas experimentales, es la presentada por Ernst–Merchant. En ella los autores se basan en que en el plano delimitado por φ ocurre el esfuerzo cortante máximo, por ende, en los otros planos circundantes los esfuerzos serán menores. El plano determinado por φ será dado entonces por una sección en donde la energía de deformación es mínima, puesto que toda se va en el proceso de corte. Partiendo de este hecho Merchant derivó la ecuación (1) con respecto a φ e igualando a cero encontró lo siguiente:

$$\varphi = \frac{\pi}{4} + \frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \quad (3)$$

Esta ecuación liga los tres ángulos fundamentales del proceso de corte, aunque no tiene en cuenta factores que alteran la resistencia cortante como la velocidad de deformación, la temperatura y el aumento del esfuerzo normal debido a las variaciones del esfuerzo cortante a lo largo de toda la zona de cizallamiento.

La ecuación (3) aporta una forma para hallar los valores de los tres ángulos mencionados, sin embargo es necesario reconocer otra ecuación para poder así despejar los tres valores. Esta ecuación resulta del valor del coeficiente de fricción existente entre la viruta y la herramienta (μ), ya que este valor es igual a la tangente del ángulo de fricción, β . ($F = \mu N$, en donde μ se puede expresar como $\tan \beta$). Algunos de los valores de estos coeficientes se encuentran tabulados en el cuadro 1.

1.3 TEORÍA DE MERCHANT MODIFICADA

En posteriores trabajos, Merchant encontró que la teoría arriba expuesta aplicaba bien cuando se efectuaban procesos de corte en plásticos sintéticos, pero no se aproximaban en resultados experimentales para acero maquinados con pastillas o herramientas carburadas.

En las ecuaciones anteriormente mostradas, se supuso que A_c , β y α son independientes de φ , ahora Merchant decidió incluir una nueva expresión para el esfuerzo cortante τ_s que depende de la cantidad del esfuerzo normal aplicado σ_s en la dirección de corte.

$$\tau_s = \tau_{so} + k\sigma_s \quad (4)$$

Ahora bien, de la Figura 3 se tiene:

$$F = R \operatorname{sen}(\varphi + \beta - \alpha) \quad (5)$$

$$F = \sigma_s A = \frac{\sigma_s A_c}{\operatorname{sen} \varphi} \quad (6)$$

Así, combinando las ecuaciones (5) y (6) se tiene:

$$R = \frac{\sigma_s A_c}{\operatorname{sen} \varphi} \frac{1}{\operatorname{sen}(\varphi + \beta - \alpha)} \quad (7)$$

Teniendo el valor de la fuerza resultante R, se puede obtener el valor de F_c el cual da como sigue:

$$F_c = \frac{\sigma_s A_c \cos(\beta - \alpha)}{\operatorname{sen} \varphi \cos(\varphi + \beta - \alpha) [1 - k \tan(\varphi + \beta - \alpha)]} \quad (8)$$

Nótese que k es el valor de la pendiente que relaciona el aumento en el esfuerzo de corte a causa de aplicar también un esfuerzo normal.

Ahora bien, se necesita verificar que el plano de corte está en una zona donde el esfuerzo de cizallamiento y por ende la energía de deformación sea mínima. Esto se puede hacer de la misma forma como con la ecuación (1) de la teoría combinada de Ernst y Merchant. Así si se toma la ecuación (8), se deriva y se iguala a cero, se obtiene una nueva relación que liga los valores de los ángulos de corte de la siguiente forma:

$$2\varphi + \beta - \alpha = \arctan(k) = C \quad (9)$$

En donde C es llamada comúnmente la constante de maquinabilidad del sistema herramienta pieza y está dada por datos experimentales, los cuales varían según el tipo de herramienta, ángulo de ataque, velocidad de corte, espesor de material a remover y velocidad de alimentación de la pieza. Algunos valores de C están dados en el cuadro 1.

Cuadro 1. Valores de la constante C y del coeficiente de fricción, μ para diferentes aceros obtenidos con una herramienta de carbono sinterizado, ángulo de ataque de 10°, remoción de 1/32" de material, velocidad de corte de 0.03 in/rev y una velocidad de alimentación de la pieza de 400 rev/min.

Materiales, Aceros AISI	Tratamiento	Constante C (°)	Coefficiente de fricción, μ
1010	Laminado en caliente	69.8	1.32
1019	Laminado en caliente	73.1	0.95
1019	Laminado en frío	73.7	0.98
1020	Laminado en caliente	69.6	0.94
1022 (con Pb)	Laminado en caliente	71.8	0.40
1045	Laminado en caliente	78.0	0.96
1045	Laminado en frío	81.2	0.94
1070	Laminado en caliente	78.8	0.84
1095	Laminado en caliente	73.0	0.89
1113 (con S)	Laminado en frío	71.7	0.53
1340	Laminado en caliente	74.8	1.10
2340	Laminado en caliente	76.2	0.99
3150	Laminado en caliente	75.7	1.14
4340	Laminado en caliente	74.5	1.12

Asimismo, si se tiene el espesor final de la viruta (expresado como t_c) y el inicial (dado como t) se puede hallar el valor del ángulo de cizallamiento en función de α , como sigue:

$$\tan \varphi = \frac{\cos \alpha}{\frac{t}{t_c} - \sin \alpha} \quad (10)$$

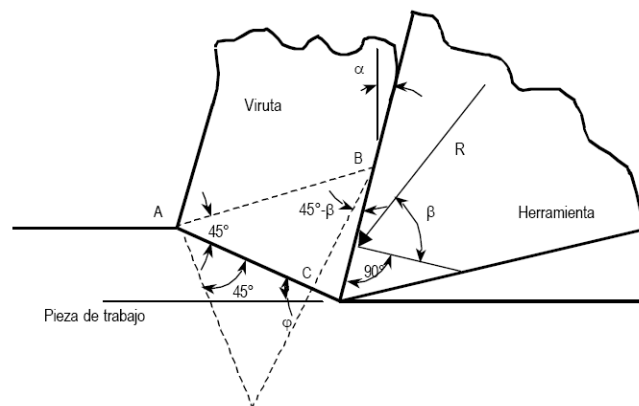
Esta ecuación es muy importante pues permite hallar el valor de los tres ángulos sin necesidad de especificar el valor del coeficiente de fricción μ , visto en la teoría conjunta de Merchant y Ernst.

1.4 TEORÍA DE LEE Y SHAFFER

La teoría de Lee y Shaffer se basa en que el material luego de pasar por el rango elástico y llegar a estado plástico se comporta de forma perfectamente plástica, es decir se deforma a una tasa de esfuerzo constante; también omite los efectos que sobre la tasa de deformación se puedan generar por los cambios en temperatura y los cambios inerciales del metal al estar girando por el hecho de estar perdiendo masa.

Basados en estos postulados se puede decir que la zona general de cizallamiento está demarcada por un ángulo entre -45° y 45° a partir de un máximo plano de corte, el cual equivale al plano de cizallamiento de la teoría de Ernst y Merchant.

Figura 4: Modelo de distribución de esfuerzos alrededor del plano de cizallamiento de Lee y Shaffer



Fuente. MICHELETTI, Gian F. Mecanizado por arranque de viruta.

La figura 4 muestra los rangos en los cuales existe cizallamiento alrededor del plano de corte, nótese que esta teoría sólo toma el ángulo de 45° superior al plano de corte, pues es allí donde empieza el desprendimiento de la viruta.

Si se toman los valores del triángulo rectángulo formado por ABC se tiene lo siguiente:

$$\varphi + \frac{\pi}{4} + \beta - \alpha + \frac{\pi}{2} = \pi \quad (11)$$

De donde se obtiene una nueva relación entre los ángulos de corte, fricción y ataque:

$$\varphi + \beta - \alpha = \frac{\pi}{4} \quad (12)$$

Para esta teoría la tercera ecuación necesaria para hallar el valor de los tres ángulos es la determinada por el valor del coeficiente de fricción entre las fuerzas F y N como en la teoría de Ernst y Merchant.

1.5 TEORÍA DE SATA Y MIZUNO

Esta teoría se basa mayormente en datos experimentales que en deducciones de carácter teórico. Mediante experimentación, los investigadores concluyeron que existe un determinado ángulo a partir del cual hay una variación entre la relación dada en teorías anteriores, proponiendo las siguientes relaciones:

$$\beta = 37.1^\circ + \frac{1}{2}\alpha \quad (13)$$

$$\varphi = \begin{cases} \alpha, & \text{si } \alpha < 15^\circ \\ 15^\circ, & \text{si } \alpha \geq 15^\circ \end{cases} \quad (14)$$

1.6 LA FUERZA RADIAL Y MODELOS EN TRE DIMENSIONES

Como se mencionó anteriormente, el modelo de corte ortogonal debe ignorar el factor de la existencia de una tercera fuerza que ejerce la herramienta en la dirección radial, existen algunos modelos teóricos de corte que proponen un estimativo del valor de estas fuerzas, los cuales se basan en el modelo ortogonal en dos dimensiones y en mediciones experimentales. Estos modelos son mucho más contemporáneos que las teorías propuestas por Enst y Merchant y deben tener en cuenta los distintos ángulos presentes en la herramienta en condiciones tridimensionales, los cuales son mostrados en la figura 5.

A partir de los ángulos dados por la herramienta en tres dimensiones y de los ángulos de incidencia de la herramienta sobre la pieza de trabajo, Gu determinó las siguientes relaciones:

$$F_C = K_N A_C [\cos \alpha_b \cos \alpha + K_F (\cos \gamma_{Le} \text{sen} \alpha + \text{sen} \gamma_{Le} \text{sen} \alpha_b)] \quad (15)$$

$$F_T = K_N A_C [-\cos \alpha_b \cos \alpha + K_F (\cos \gamma_{Le} \cos \alpha)] \quad (16)$$

$$F_R = K_N A_C [-\text{sen} \alpha_b + K_F (\text{sen} \gamma_{Le} \cos \alpha_b)] \quad (17)$$

$$\alpha = \arctan[\cos \lambda (\tan \alpha_s \cos \gamma_L + \tan \alpha_b \text{sen} \gamma_L)] \quad (18)$$

A su vez el ángulo de inclinación, λ se puede hallar con la siguiente relación

$$\lambda = \arctan(\tan \alpha_b \cos \gamma_L - \tan \alpha_s \sin \gamma_L) \quad (19)$$

El ángulo de inclinación efectivo, γ_{Le} se puede hallar como se muestra a continuación:

$$\gamma_{Le} = \frac{1}{2} \arctan \left(0.5053 \tan \gamma_L + 1.0473 \frac{f}{r_n} + 0.4654 \frac{r_n}{t} \right) \quad (20)$$

En donde r_n es el radio de la nariz de la herramienta, t es la profundidad de corte y f es la velocidad de avance de la herramienta dada en mm/rev. Debe especificarse que estas ecuaciones son validas para los siguientes rangos: - $5^\circ \leq \gamma_L \leq 45^\circ$, $0.4 \text{ mm} \leq r_n \leq 4.37 \text{ mm}$, $0.1 \text{ mm/rev} \leq f \leq 1.0 \text{ mm/rev}$, $0.5 \text{ mm} \leq t \leq 4.0 \text{ mm}$ y $t < r_n$.

Hallados todos los ángulos necesarios para el cálculo de las ecuaciones (15), (16) y (17), falta hallar el valor de las constantes K_N , K_F y A_C (área de corte).

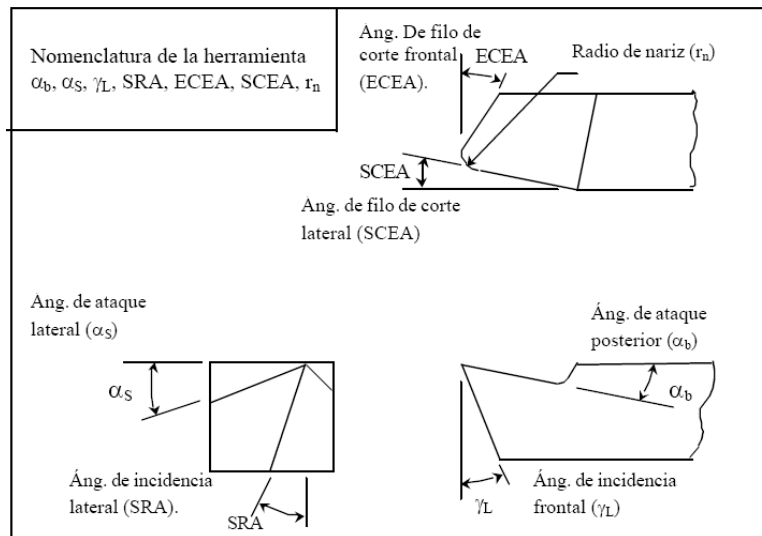
A_C se puede determinar directamente de la geometría de la pieza y la velocidad de rotación de la misma, pero las otras dos constantes (K_N y K_F) dependen en gran parte de otras constantes obtenidas empíricamente, como producto de la combinación dada por la herramienta y la pieza de trabajo.

De esta forma A_C está dada por:

$$A_C = f t, \quad (21)$$

En donde f (en mm/rev) y d (en mm) son la velocidad de avance de la herramienta por rotación del husillo y la profundidad de corte respectivamente.

Figura 5. Elementos que definen la geometría de la herramienta de corte en tres dimensiones.



Fuente. MICHELETTI, Gian F. Mecanizado por arranque de viruta.

Los valores correspondientes a K_N y K_F , están dadas empíricamente por:

$$K_N = C_n (t_o)^{an} V^{bn} (1 - \text{sen } \alpha)^{cn} \quad (22)$$

$$K_F = C_f (t_o)^{af} V^{bf} (1 - \text{sen } \alpha)^{cf} \quad (23)$$

En donde V es la velocidad de avance de la herramienta (en m/min), t_o es el espesor promedio de la viruta y las demás constantes ($C_n, a_n, b_n, c_n, C_f, a_f, b_f$ y c_f) son empíricas.

Al realizar estas operaciones, se obtiene el valor de las fuerzas en k_N . Además de esta teoría tridimensional, se conoce por mediciones

experimentales que el valor de F_R es aproximadamente la mitad de la fuerza de empuje; recuérdese que esto sólo es válido cuando se hable de torneado por cilindrado y no de refrentado, en donde F_R juega un papel más importante pues es la que requiere mayor potencia ya que la tasa de corte está en esta dirección.

Un simple ejemplo tomado del modelo teórico expresado anteriormente permite ver que el valor de F_R está alrededor de 50% el valor de F_T .

Se toma como pieza una barra de acero 1018, con dureza de 163 BHN y con una herramienta recubierta con carburo de tungsteno (WC). Si se toma un proceso de corte con un ángulo de ataque lateral (α_b) de 0° , un ángulo de incidencia lateral (γ_L) de 0° , un ángulo de ataque lateral (α_s) de 0° , radio de nariz (r_n) de 0.8 mm, una velocidad de avance (f) de 0.18 mm/rev y una profundidad de corte, t , de 0.3 mm y una velocidad de rotación, ω de 2120 RPM, se obtiene lo siguiente:

$$\lambda = 0^\circ; \alpha = 0^\circ; \gamma_{Le} = \frac{1}{2} \arctan \left(1.0473 \frac{0.18}{0.8} + 0.4654 \frac{0.8}{0.3} \right) = 27.94^\circ; A_C = 0.054 \text{ mm}^2$$

Además, las constantes de K_N y K_F son $C_n = 1.149$ MPa, $a_n = -0.231$, $b_n = -0.080$, $c_n = 1.149$, $C_f = 0.453$ MPa, $a_f = -0.095$, $b_f = 0.090$ y $c_f = -0.233$. Como se necesita hallar la velocidad de avance de la herramienta, V , esta es igual a:

$$V = \omega f = (2120 \text{ rev/min.})(0.18 \text{ m/rev}) = 0.3816 \text{ m/min.}$$

De esta forma las constantes K_N y K_F son iguales a:

$$K_N = 1.149(0.3)^{-0.231} (0.3816)^{-0.080} = 1.63$$

$$K_F = 0.453(0.3)^{-0.095} (0.3816)^{-0.090} = 0.554$$

Reemplazando estos valores en las formulas (15), (16) y (17):

$$F_C = 0.882 \text{ kN}$$

$$F_T = 88.02 \times 10^{-2} [0.554(\cos 27.94^\circ)] = 0.430 \text{ KN}$$

$$F_R = 88.02 \times 10^{-2} [0.554(\sin 27.94^\circ)] = 0.228 \text{ KN}$$

Como se aprecia, la fuerza radial oscila por la mitad del valor de la fuerza de empuje, y esta a su vez es la mitad de la fuerza de corte, esta apreciación se usará posteriormente para el cálculo de la resistencia teórica del dinamómetro y para definir el rango de calibración de cada canal de fuerza.

1.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DE CORTE

El conocimiento de las fuerzas de corte permite establecer el cálculo de la potencia de corte generada o consumida directamente por el proceso mismo, recuérdese que el torno, de acuerdo a su velocidad de rotación, se genera una potencia la cual debe ser absorbida por el proceso de corte. La determinación del valor de esta potencia consumida permite estimar la relación entre potencia emitida y potencia utilizada y así conocer el valor de cuanto es la potencia perdida por factores tales como la transmisión mecánica de la velocidad de rotación y las pérdidas por fricción entre los ejes de transmisión y del motor entre otras razones. La potencia de corte para el proceso de torneado en general es igual a:

$$P_{Total} = F_C V_C + F_T V_T + F_R V_R \quad (24)$$

Debe tenerse en cuenta que para torneado por cilindrado, el valor de V_R es cero, razón por lo cual la potencia aportada por la fuerza radial es nula. De esta forma, la ecuación (24) puede reescribirse como sigue:

$$P_{CORTE} = F_C \omega_{MEDIO} + F_T f\omega \quad (25)$$

En donde ω es la velocidad de rotación de la pieza y f es la velocidad de avance de la herramienta, r_{medio} es el valor promedio entre los radios de la pieza antes y después de que pase la herramienta de corte.

Así pues si se conoce la potencia que consume el torno (P_{libre}), la cual es equivalente a hacer girar el husillo pero sin colocar en posición de corte la herramienta, es decir en rotación libre de la pieza, se puede aproximar la potencia total requerida por el motor ($P_{total\ requ.}$) de la siguiente forma:

$$P_{total\ requerida} = P_{Libre} + \frac{P_{corte}}{\epsilon} .$$

En donde ϵ es el valor de la eficiencia mecánica de transmisión de las velocidades desde el motor hasta el punto de corte.

Varios autores han asumido la aproximación de que, si no es conocido el valor de P_{libre} la ecuación (25) se puede aproximar a:

$$P_{total\ requ.} = \frac{P_{corte}}{\epsilon} \rightarrow P_{total\ requ.} \epsilon = P_{corte} .$$

En donde el valor de ϵ para tornos de transmisión mecánica y de correas tiene un valor aproximado del 60%.

1.8 MODELOS EXPERIMENTALES

Existen además de este modelo teórico-experimental, un modelo netamente experimental que define la variación de las fuerzas por medio de una regresión potencial entre el resultado de las fuerzas –dado por mediciones experimentales y la velocidad de avance, f , y la profundidad de corte, t . La relación es de la forma:

$$F_C = A_T f^{AT} t^{BT}; F_T = A_C f^{AC} t^{BC}; F_R = A_R f^{AR} t^{BR} \quad (26)$$

En donde A_T , A_C , A_R , B_T , B_C , B_R y f y t son constantes que dependen del material maquinado y de la geometría de la herramienta. La Tabla 2 muestra la variación de estas fuerzas para diferentes nomenclaturas de herramientas en un acero 1021. Debe tenerse en cuenta que los valores de f y t deben darse en pul/rev y pul respectivamente, dando como resultado la fuerza en lb.

Como se observa estos modelos son, hasta el momento, la mejor aproximación que se posee del análisis de las fuerzas del maquinado pues existen en juego muchas variables que pueden hacer que los resultados varíen en forma considerable. Se debe tener en cuenta además un buen conocimiento del material que se está maquinando, porque dependiendo de ello se debe aplicar la teoría de corte que describa con más detalle –de acuerdo a los resultados experimentales ya comprobados– el comportamiento de las fuerzas que se generan. Existen en particular, además de las múltiples variables dimensionales otras físicas, que influyen en la determinación de estas fuerzas y que no son tenidos en cuenta por ninguna de estas teorías, entre las principales que se pueden destacar están:

- El comportamiento del material es dependiente de la tasa de deformación que se aplique, pues de esta forma pueden variar las tasas de esfuerzo que se generan dentro de la pieza trabajada.
- El proceso de torneado es fundamentalmente un proceso de corte dinámico, en el cual cada vez que la herramienta traza un “surco” de corte por la pieza –cuando la pieza gira 360°– se genera un golpeteo entre la herramienta y la pieza que tendrán un comportamiento oscilatorio a lo largo de todo el proceso de corte.

- A medida que transcurre el corte la temperatura se va incrementando, lo que genera que las tasas de deformación variarán, ningún efecto asociado con el aumento a la generación de calor es tomado en estos modelos.

- A medida que el material es reducido en volumen por efectos del corte, la inercia del mismo cambia, por lo que también variará la velocidad de rotación de la pieza respecto a la herramienta y por ende la interacción de fuerzas entre estas dos partes.

Estas teorías podrán ser comparadas con los resultados experimentales que proporcione la medición directa por medio de la utilización del dinamómetro como forma de analizar los resultados desde un punto de vista experimental y otro teórico.

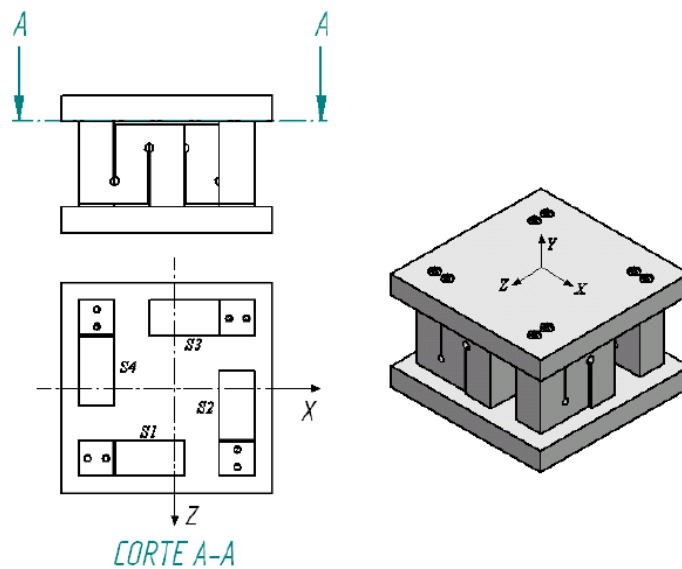
Cuadro 2. Valores de AT, BT, AC, AC, BC, AR, AR y BR, para diferentes nomenclaturas de herramienta maquinando acero al carbono 1021

Nomenclatura de la herramienta (medidas en pul. y ángulos en °)							Fuerza de corte, F_C			Fuerza de empuje, F_T			Fuerza Radial, F_R		
							A_T	AT	BR	A_C	AC	BC	A_R	AR	BR
α_b	α_s	γ_L	SRA	ECEA	SCEA	r_n									
8	0	6	6	6	0	3/64	106500	0.74	1	112500	0.54	1.70	4670	0.76	0.42
8	6	6	6	6	0	3/64	137000	0.815	1	61200	0.51	1.55	1590	0.70	0
8	14	6	6	6	0	3/64	133000	0.833	1	33700	0.48	1.45	923	0.56	0
8	22	6	6	6	0	3/64	102500	0.80	1	12600	0.42	1.35	704	0.46	0.13
0	14	6	6	6	0	3/64	156000	0.88	1	51000	0.52	1.58	2020	0.69	0
16	14	6	6	6	0	3/64	94500	0.74	1	28000	0.47	1.38	416	0.47	0
8	14	6	6	6	30	3/64	120000	0.80	1	36500	0.60	1.28	14500	0.48	0.84
8	14	6	6	6	45	3/64	88000	0.74	0.93	31400	0.66	1.12	40700	0.77	1
8	14	6	6	6	0	1/32	137000	0.84	1	34300	0.48	1.45	692	0.53	0
8	14	6	6	6	0	3/16	58000	0.68	0.83	31800	0.57	1.31	7250	0.68	0.47
8	14	6	6	6	0	1/4	41000	0.53	0.79	30000	0.63	1.22	14600	0.84	0.43

2. PARÁMETROS DE DISEÑO.

Tal como se ha mencionado, para el diseño del dinamómetro se partió del modelo descrito en el capítulo 1, resultado de estudio de la mecánica del corte ortogonal y de proyectos desarrollado aplicando galgas extensiométricas, tipo S como se encuentra descrito en los antecedentes. Este modelo se puede ver en la figura 6 pero para el presente caso se plantea la utilización galgas extensiométricas montadas en octágonos en cuatro puntos.

Figura 6. Configuración del dinamómetro de referencia [2].



2.1 SELECCIÓN DEL MATERIAL Y POSICIÓN DE LA HERRAMIENTA

Con el fin de minimizar las frecuencias que el torno induce en el dinamómetro y por consiguiente en la medición, se puede pensar utilizar un material más duro y rígido que el aluminio para elaborar la estructura del dinamómetro. El

material de los octágonos, aluminio 6360 T-6, es una buena recomendación puesto que para medir las deformaciones es mejor un material con bajo módulo con el fin de que se deforme lo más posible a esfuerzos más bajos.

Es por ello que se puede usar un material que fuera lo suficientemente rígido como para que las vibraciones que generara fueran mínimas. La primera opción es utilizar acero inoxidable SS 304, este ofrece varias ventajas, entre las cuales una de las más importantes era su excelente acabado final y la resistencia que tiene ante agentes corrosivos como agua y en general para ambientes húmedos.

Además de ello, el enlace entre este acero y el aluminio no ofrece ningún tipo de corrosión galvánica o similar. El problema para emplear este acero radica al momento del maquinado del mismo, por poseer grandes cantidades de cromo, este material al calentarse tiende a formar algunos precipitados que lo hacen muy duro, razón por la cual el proceso de maquinado tomaría bastante tiempo si se efectuaba con herramientas de acero rápido, siendo para nada eficiente pues el desgaste de la herramienta ocurre en muy poco tiempo. Para trabajar este tipo de aceros, lo ideal es usar herramientas cuya matriz sea de tungsteno, teniendo en cuenta que su costo es considerablemente alto.

Debido a lo anterior se utilizaría un acero al carbono; el acero 4140 posee unas excelentes características de maquinado, pudiéndose trabajar con herramientas de acero rápido y proporcionando una excelente dureza al trabajarlo. Este acero es similar al SS 304 por cuanto al efectuarle un tratamiento térmico su dureza aumenta considerablemente, pero antes de hacerle este tratamiento su maquinabilidad es muy buena, razón por la cual se maquina en frío –con abundante fluido refrigerante– y posteriormente al efectuarle los acabados finales y los agujeros con la medida definitivas, se

trabaja a velocidades más bajas y utilizando como refrigerante ACPM, lo que ocasiona que la dureza del material aumentara superficialmente, lo que se podría comprobar fácilmente pues si se intenta efectuar sobre estas superficies alguna operación de maquinado la vida útil de la herramienta es menor.

La posición de la herramienta es importante en dos aspectos. El primero de ellos hace referencia a la altura de la herramienta sobre la altura del dinamómetro debido a que la altura establecida debe concordar con la posición del dinamómetro ya montado sobre el torno.

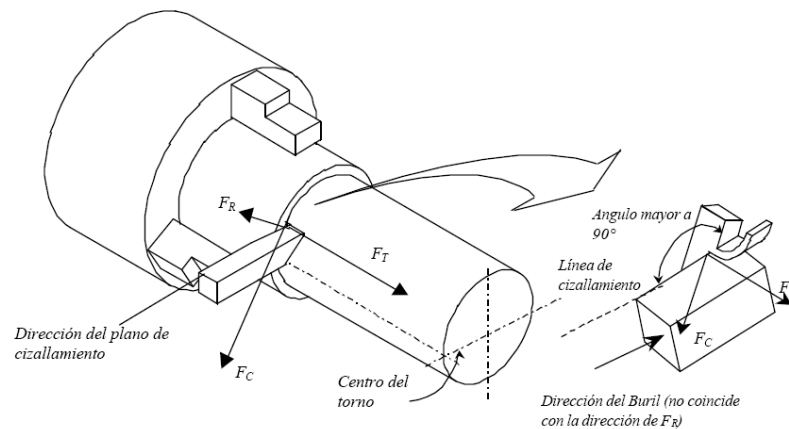
Debe tenerse en cuenta que si la herramienta de corte no queda ubicada en el centro del eje del torno las fuerzas de corte cambiarán, ya que el modelo de corte no se comportaría como el modelo ortogonal puesto la incidencia de la herramienta sobre la pieza cambiaría el plano de cizallamiento, el cual no tendría un ángulo de 90° , tal como en las figuras 2 y 3 descrita en el capítulo 1.

Como consecuencia de esto también, la profundidad del corte no sería perpendicular a la fuerza tangencial sino sería oblicuo, lo que distorsionaría las concepciones dimensionales que se tomaron al hacer el modelo de corte ortogonal. La figura 7 muestra un detalle de cómo variarían las fuerzas y los parámetros tomados si cambia la altura de la herramienta sobre la pieza torneada.

En adición a lo anterior, no sólo cambia el modelo de corte ortogonal sino también el rendimiento y la efectividad de la herramienta. Observando la figura 7 se observa que el plano cortante en la pieza se encuentra sobre una de los flancos de la herramienta y no coincide con la fuerza radial, hecho por el cual las fuerzas de corte y empuje no estarán ubicadas sobre el plano de

coordenadas x , y , z del modelo de corte ortogonal. Esto traerá como consecuencia un desgaste en menos tiempo de la herramienta y un acabado de corte menos fino y preciso que con la herramienta correctamente posicionada sobre la mitad del eje de la pieza puesto que además existirá mayor fricción entre la superficie del plano de corte y la herramienta.

Figura 7. Detalle de una herramienta de corte mal posicionada sobre el eje del torno nótese que la línea de cizallamiento y la dirección de las fuerzas de corte se distancian de los presentados en el modelo de corte ortogonal [6]

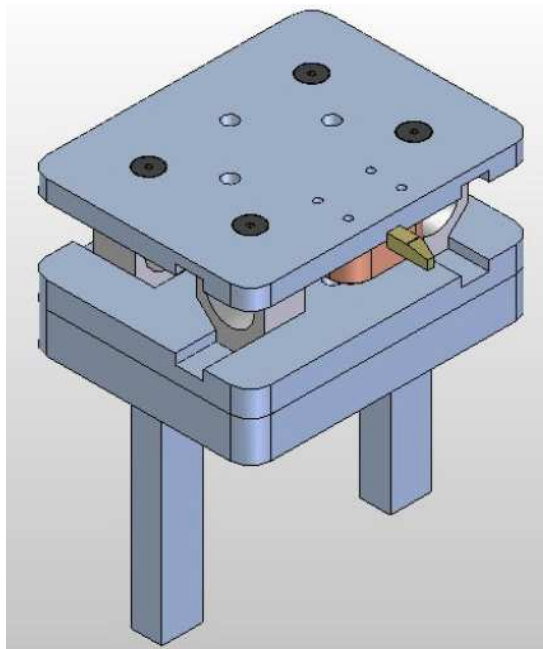


Fuente. MICHELETTI, Gian F. Mecanizado por arranque de viruta.

El segundo aspecto modificable se refiere al saliente que posee la herramienta de corte con respecto a las piezas mediante las cuales se sujeta al cuerpo del dinamómetro. Como estas piezas se ubican en el centro del dinamómetro, la herramienta de corte tenía que quedar en voladizo para que pudiera sobresalir por una de las caras del dinamómetro y poder hacer así contacto con la pieza. Para solucionar este inconveniente que genera vibraciones –ya que al estar más libre la herramienta las vibraciones aumentan y se transmiten con mayor facilidad– se posicionaron los mecanismos de sujeción de la herramienta en un extremo de la tapa superior

del dinamómetro, cerca a una de las caras laterales (figura 8), incorporándose también este mecanismo dentro de las dos tapas o bases del dinamómetro con el fin de que la estructura en general posea una apariencia más compacta. Esto se realizó en vista a que los dinamómetros que comercialmente se utilizan para medir las fuerzas en torneado poseen el alojamiento de la herramienta de corte dentro de todo su cuerpo y no adaptado en un extremo del mismo (véase el Anexo 3). Si se deseaba colocar la herramienta de corte entre las tapas del dinamómetro era necesario aumentar uno de los lados de las bases, ya que con las dimensiones existentes no se podría situar un alojamiento para esta parte. Fue por ello que una de los lados de las bases se aumento de tamaño y se ubicó preliminarmente allí la herramienta con su mecanismo de sujeción, tal como se muestra en la figura 8.

Figura 8. Modelo preliminar del dinamómetro con la herramienta de corte adaptada a uno de los lados [7]



2.2 ROBUSTEZ

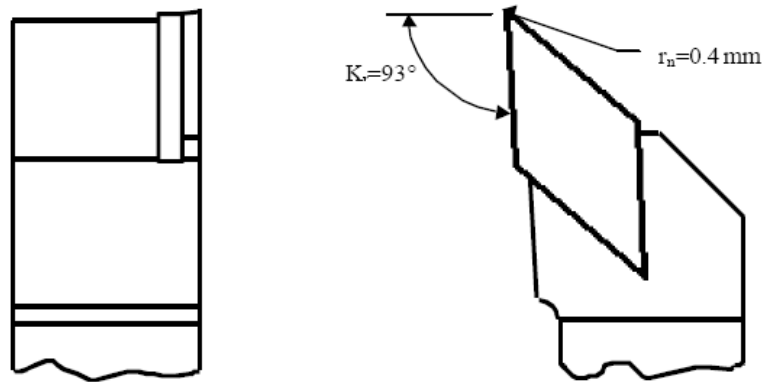
En orden a incrementar la robustez de todo el sistema, para lo que ya ha ayudado el reposicionamiento de la herramienta y la selección de un nuevo material, también es aconsejable trabajar con un torno CNC. Este torno ofrece varias ventajas.

En primer lugar se encuentra que la vibración de este equipo es menor que la de los tornos mecánicos convencionales, debido a que posee mayor precisión en el posicionamiento de la herramienta y un manejo más exacto de las velocidades de rotación de la pieza y de avance de la herramienta, por el hecho de que el sistema es electrónico y no mecánico como en los tornos restantes.

Además de esto, para acoplar directamente el dinamómetro a la torreta de torno, sólo es necesario quitar el motor que efectúa el cambio de herramienta y posicionar en esta zona el dinamómetro gracias a que allí existen una serie de roscas en donde es posible anclar el dispositivo.

Con el uso del torno CNC se logra una ventaja adicional, ya que este equipo posee como herramientas de corte pastillas sinterizadas, se puede utilizar una de estas como herramienta de corte en el dinamómetro logrando con ello flancos y aristas lo más rectos posibles, puesto que estas pastillas son fabricadas con alta precisión. Teniendo de esta forma ya definidos los ángulos de ataque o incidencia de la herramienta en la pieza, la pastilla de corte a utilizar es adaptada al portaplaquitas del torno CNC; la geometría de la pastilla de corte se muestra en la Figura 9.

Figura 9. Detalle de la pastilla de corte que se acoplaría al dinamómetro



Fuente. MICHELETTI, Gian F. Mecanizado por arranque de viruta.

2.3 ANÁLISIS DE ESFUERZOS TEÓRICOS Y EN ANSYS.

Para determinar la máxima fuerza que soporta el dinamómetro se utilizaron dos modelos, uno teórico, basado en la teoría tradicional de resistencia de materiales y un modelo computacional, basado en la teoría de elementos finitos, para este caso ANSYS. En la determinación de la máxima fuerza teórica que soporta el dinamómetro se utilizó un análisis de esfuerzos sobre los octágonos, de esta forma se usó el punto máximo en donde se ubicarían estos esfuerzos sobre estas piezas y a continuación dependiendo de la dirección de las fuerzas que actúan se hallaron los esfuerzos resultantes.

Para comparar estos esfuerzos con el máximo esfuerzo que se puede aplicar antes de que el material sufra una deformación permanente, (esfuerzo de fluencia o cedencia σ_y) se utilizó la teoría de máxima energía de distorsión (esfuerzos de Von Mises).

Los cálculos completos de lo mencionados anteriormente se encuentran descritos en el Anexo 1, dando como fuerzas máximas que se pueden aplicar, los siguientes resultados:

$$F_C = 2400 \text{ N}$$

$$F_R = 480 \text{ N}$$

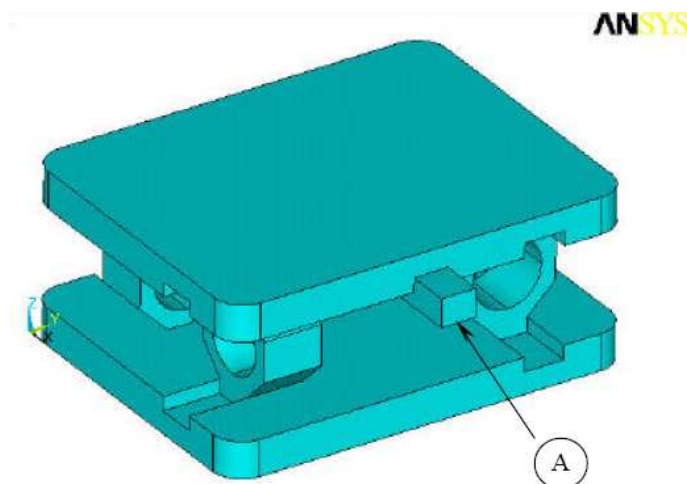
$$F_T = 960 \text{ N}$$

$$F_{\text{Total}} = 2630 \text{ N}$$

El siguiente paso para verificar los datos anteriores es compararlos con algún otro modelo, para ello se utilizó ANSYS, herramienta computacional que se basa en el método de aproximación por elementos finitos para desarrollar los algoritmos necesarios con el fin de solucionar el problema.

En la simulación es posible simplificar un poco el modelo en orden a dibujar sólo las partes fundamentales, es decir, aquellas que necesitan ser analizadas y aquellas en donde haya condiciones de frontera especiales, tales como restricciones rotacionales, de desplazamiento, o cargas aplicadas. Finalmente se simuló el dinamómetro tal como se ilustra en la Figura 10. De esta forma se pueden situar las cargas en el extremo inferior de la barra saliente que se encuentra empotrada al dinamómetro, la cual haría las funciones de la herramienta de corte.

Figura 10. Modelo dibujado en ANSYS para simular los esfuerzos en el dinamómetro. Las cargas se aplicaron en el punto demarcado con A [7]



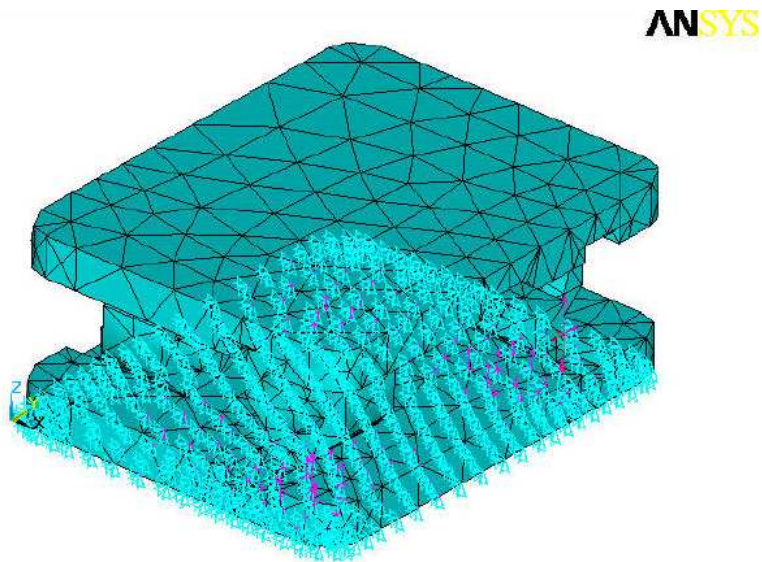
Inicialmente se pensó en simplificar un poco más el modelo dibujando solamente el dinamómetro sin la viga empotrada –que hace las veces de herramienta– y aplicar las cargas solamente en el centro del dinamómetro y colocando también los momentos resultantes en este punto. Sin embargo, la nueva versión de ANSYS no posee la opción de aplicar un momento puro ya que dependiendo del punto de aplicación y de la subdivisión que haga de un momento total en diferentes nodos, las soluciones pueden variar sustancialmente. Además de lo anterior, los momentos generados son producto de las fuerzas aplicadas en la punta de la herramienta por la distancia a cada uno de los puntos de mayor esfuerzo en los octágonos, razón por la cual es mejor hacer la simulación con la aplicación de las fuerzas tal y donde se encuentran en la práctica, las cuales por si mismas ejercen un momento en las piezas mencionada anteriormente.

Como se ve en el Anexo 1 la magnitud del esfuerzo generado por el momento es sumamente importante, y al efectuar la simulación solamente con el valor de las fuerzas sobre el centro del dinamómetro este resiste mucho más de lo que soporta con la carga aplicada en un extremo.

La figura 10 muestra finalmente en donde se aplicaron las cargas, las cuales equivalen a los mismos puntos en donde se encuentran en el modelo de corte en tres dimensiones. También están aplicadas las condiciones de frontera del sistema, es decir los puntos restringidos del dinamómetro que no poseen movilidad. La tapa inferior está pegada a la torreta del torno CNC, razón por la cual esta no presentará ningún tipo de movimiento, por tal razón sobre el área inferior de esta tapa se aplicó una restricción de desplazamiento en todas las tres direcciones (restricciones en todos los seis grados de libertad que posee la cara inferior, tres de desplazamiento –en cada una de las tres direcciones x , y y z – y tres de rotación –rotación sobre los ejes de x , y y z respectivamente–). Debe tenerse en cuenta que esta

misma suposición se tomó al efectuar el análisis teórico de la resistencia de los octágonos, los cuales se tomaron como si estuvieran empotrados en la tapa inferior del dinamómetro.

Figura 11. Condiciones de frontera de la simulación por ANSYS, el área inferior de la tapa de abajo del dinamómetro se encuentra restringida en todos los grados de libertad. También se muestran las tres fuerzas aplicadas en el extremo de la herramienta [7]



Para el mallado del sistema se utilizó la opción tetraedral de 10 nodos, el cual se realizó de forma automática. El material se simuló con un módulo elástico de 68.9 GPa, que equivale al del aluminio 6061-T6, que es el material con que se piensa en trabajar para hallar las fuerzas teóricas y en el que se fabricarán los octágonos. Luego del proceso de enmallado la relación de aspecto es de 20, valor que por ser menor a 50, es viable para efectuar la simulación [7].

Los resultados para los esfuerzos de Von Mises pueden verse en las Figuras 11y 12. Las fuerzas aplicadas en la simulación corresponden a las halladas en el análisis teórico, se utilizó como opción de salida los esfuerzos de Von

Mises ya que los esfuerzos máximos teóricos se calcularon también en base a estos esfuerzos (Véase el anexo 2).

De las figuras 11 y 12 puede promediarse que el máximo esfuerzo dentro de los octágonos es de aproximadamente 173 MPa (tomando como promedio los más altos esfuerzos de ambas figuras que se presentan en los octágonos, los cuales equivalen a 158 MPa y 188 MPa), lo que no está lejos del valor del esfuerzo de fluencia dado para el aluminio 6061-T6 (192 MPa). Reemplazando el valor de las fuerzas de forma que el máximo esfuerzo obtenido en los octágonos sea de 192 MPa aproximadamente, se obtienen los siguientes valores (la simulación puede verse en la figura 13):

$$\begin{aligned}
 F_C &= 2600 \text{ N} \\
 F_R &= 520 \text{ N} & F_{Total} &= 2850 \text{ N} \\
 F_T &= 1040 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Figura 12. Solución por nodos (promedio de cada uno de los elementos) para esfuerzos de Von Mises dentro de los octágonos. (Para las cargas dadas en la solución teórica) [7]

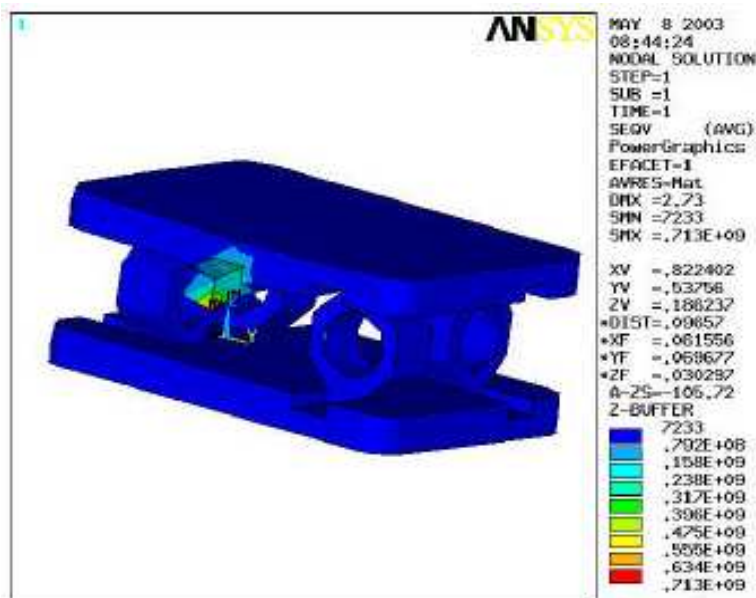


Figura 13. Solución por elementos (no promediando los resultados de cada nodo) para esfuerzos de Von Mises dentro de los octágonos. (Para las cargas dadas en la solución teórica) [7]

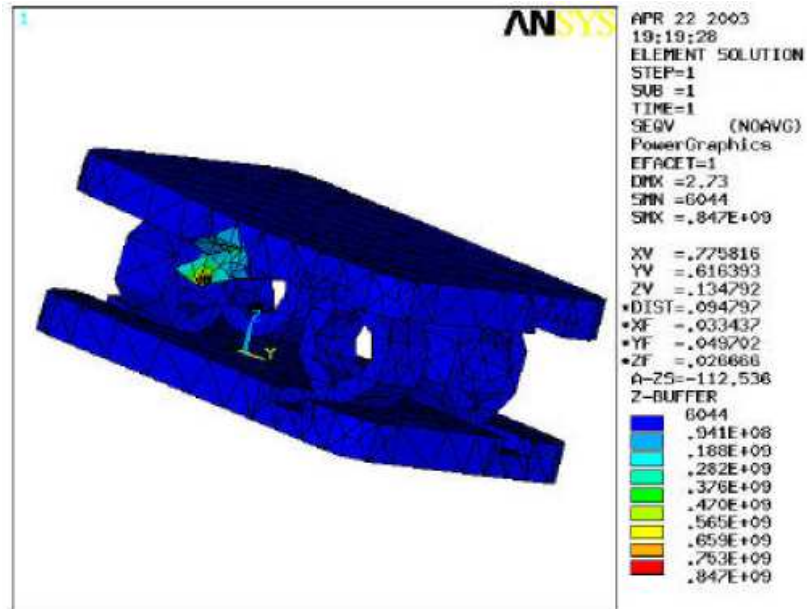
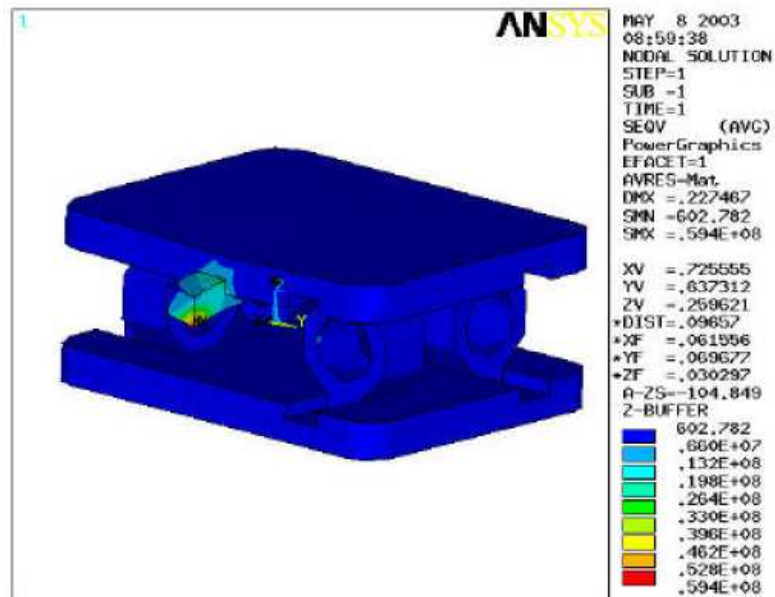


Figura 14. Simulación del dinamómetro con cargas de $FT=2600$ N, $FC=1040$ N, $FR=520$ N [7].



La variación entre estas dos cargas dadas (simulación-teórica) es de 220 N, lo cual representa una variación del 8.4% respecto a la carga teórica. Algunas de las razones que indujeron a que el esfuerzo en la simulación fueran mayores son las siguientes:

- Las condiciones de malla generadas al momento de la simulación generan unos concentradores de esfuerzos dentro del octágono, puede verse que las circunferencias internas, más que aproximarse a una circunferencia perfecta, tienen forma poligonal, lo cual induce en las esquinas de la unión entre líneas la generación de esfuerzos. El modelo teórico no incluye la generación de concentradores de esfuerzos.
- Al efectuar la simulación se tuvo que simular también una viga empotrada que hiciera las veces de herramienta, esto con el fin de efectuar los momentos sobre los octágonos, al hacer esto se introducen más elementos dentro de la matriz solución y por consiguiente va a existir más error. La solución de ANSYS se efectúa por matrices a partir de las condiciones de frontera y las cargas aplicadas, si estas condiciones inducen errores, a partir de allí los datos presentados tendrán errores también. Puede verse que en la punta de la herramienta existen unos grandes concentradores de esfuerzos, lo cual incide sobre los resultados en los octágonos.

2.4 ANÁLISIS FRECUENCIAL

El análisis frecuencial que se va a efectuar para el dinamómetro parte de dos aspectos, el primero se refiere al análisis de las frecuencias naturales del dinamómetro, tal como si este se comportara como un sistema masa-resorte, razón por la cual obedece la ecuación de un movimiento armónico simple, de esta ecuación se deduce que la frecuencia angular del sistema estará dada por la siguiente relación:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (27)$$

En donde k para el sistema masa–resorte es la constante de elasticidad del resorte (expresada en unidades del sistema internacional en N/m) y m es la masa de este sistema. Nótese que esta ecuación es el resultado de aplicar la segunda ley de Newton para un sistema de masa resorte.

El paquete de elementos finitos ANSYS, por medio del cual se llevó a cabo el análisis de esfuerzos, puede también realizar un análisis modal para de esta forma encontrar las principales frecuencias naturales sobre las cuales depende el sistema mostrado en la figura 10, Nótese que la ecuación (27) no depende de la amplitud (o elongación) de las oscilaciones, razón por la cual esta amplitud no dependerá tampoco de las fuerzas aplicadas sino de propiedades intrínsecas del modelo.

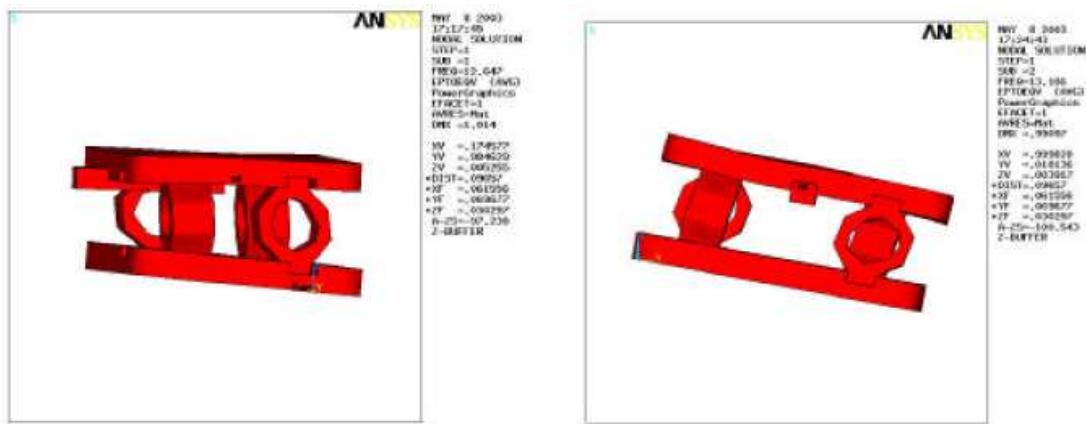
Para esta simulación el modelo necesita una densidad puesto que la ecuación (27) depende de la masa, así pues con el modelo dimensional introducido en ANSYS y la densidad, el programa puede calcular la masa total del sistema. El análogo del parámetro k en el cálculo que realiza ANSYS, es el modulo elástico del material. Al realizar la prueba esfuerzo-deformación para un material, el valor de la pendiente dada al graficar F aplicada vs elongación será precisamente el equivalente a tener k . Así pues, k se puede obtener de E a partir de la siguiente relación:

$$k = \frac{EA_o}{l_o} \quad (28)$$

En donde l_o y A_o son las condiciones iniciales en un ensayo típico de esfuerzo deformación, lo cual para este caso está estandarizado por la norma ASTM B 557M-84.

Así pues gracias a este cálculo ANSYS puede hallar el valor de la frecuencia natural del sistema según el número de modos que se desee. La figura 15 muestra los resultados para los dos primeros modos de vibración.

Figura 15. Resultados de la simulación frecuencial para los dos primeros modos de vibración, la primera figura corresponde al primer modo ($\omega=12.647$ rad/s) y la segunda al segundo modo ($\omega=13.166$ rad/s)



Basados en estas frecuencias naturales es posible también hallar las frecuencias naturales del sistema en el cual está montado en dinamómetro (el torno CNC) para verificar que la frecuencia del torno no sea igual o múltiplo de las dadas anteriormente, con el fin de que el sistema no entre en resonancia.

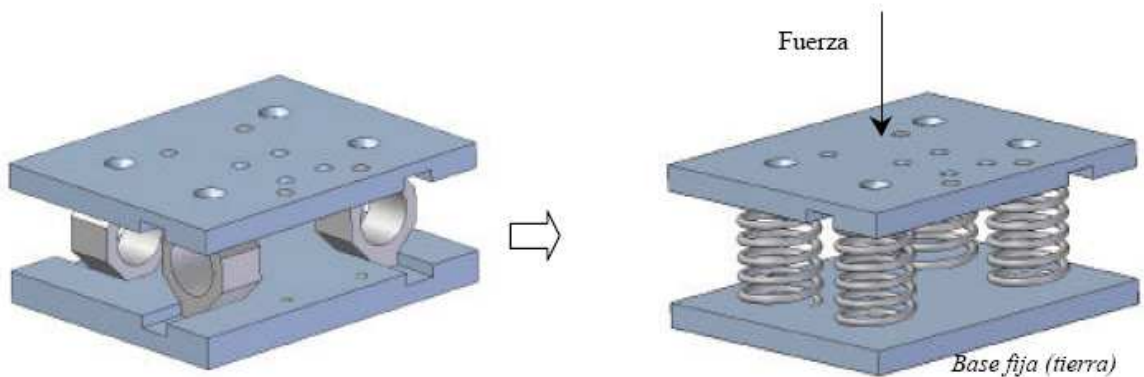
También es posible encontrar la primera frecuencia de oscilación del sistema si se simulan los octágonos como si fueran resortes pegados a una masa, la cual consistiría en la tapa superior del dinamómetro y el alojamiento diseñado para soportar la herramienta. La figura 16 muestra como es la configuración del sistema, se tiene además que la tapa inferior del dinamómetro está restringida en desplazamiento pues de esta zona es donde se une el sistema con la torreta del torno, esta base sería por lo tanto la tierra del sistema, de

donde están anclados los resortes. Así pues se puede hallar un modelo dinámico en donde la frecuencia de oscilación será igual a:

$$\omega = \sqrt{\frac{K_{equiv.}}{M_{sistema}}} \quad (29)$$

En donde $K_{equiv.}$ es el valor de la constante K del aluminio de acuerdo a la configuración que poseen los octágonos dentro del dinamómetro, dada en la figura 16.

Figura 16. Modelo dinámico que simula el comportamiento de la celda de carga al reemplazar el sistema de octágonos por un sistema de masas y resortes [7].



Como se ve en la figura anterior, los octágonos se pueden reemplazar por un sistema de cuatro resortes, los cuales poseen una configuración que está en paralelo. Así pues aplicando la segunda ley de Newton para este sistema se tiene lo siguiente:

$$4F_K = M_{sistema} \frac{d^2 z}{dt^2} \quad (30)$$

En donde F_K es la fuerza de cada uno de los resortes, la cual se puede reemplazar por el valor de la constante de cada resorte ($K_{resorte}$) y por la razón de desplazamiento de cada uno de los resortes, (z indica la dirección en la que se dirige o efectúa el desplazamiento), de lo que se obtiene:

$$4K_{resorte} z = M_{sistema} \frac{d^2 z}{dt^2} \quad \omega = 2 \sqrt{\frac{K_{resorte}}{M_{sistema}}} \quad (31)$$

De donde se deduce entonces que el $K_{equiv.}$ para el sistema mostrado en la Figura 16 es igual a $4K_{resorte}$ y el valor de la masa es la misma descrita anteriormente.

Ahora bien, para reemplazar los resultados en la última expresión de la ecuación (31) se deben conocer los valores de $M_{sistema}$ y $K_{resorte}$ respectivamente. El valor de $M_{sistema}$ se obtiene directamente de la medición física de la base superior del dinamómetro más los soportes de la herramienta, los cuales multiplicados por la densidad del acero SAE 4140 dan como resultado la masa. Para el valor de $K_{resorte}$ se recurrió al uso de la ecuación (28) en donde es posible expresar el valor de la constante en función del modulo de elasticidad, esto con base a los resultados primarios que arroja un ensayo de esfuerzo deformación.

El modulo elástico del aluminio 6063 T6, que es el material de los octágonos, posee un valor de 67 MPa aproximadamente. Las condiciones de la prueba de tensión para aluminio (norma ASTM B 557M-84) establecen que los valores de l_0 y A_0 para la ecuación (28) son iguales a 62.5 mm y 122.7 mm² respectivamente (el valor del diámetro inicial de la probeta es de 12.5 mm).

Reemplazando estos valores en la ecuación 28 se obtiene el valor de $K_{resorte}$:

$$K_{resorte} = \frac{67 \frac{N}{mm^2} 122.7 mm^2}{0.0625 m} = 131.5 N/m$$

La masa del sistema tiene un valor de 2.11 kg, este se obtuvo utilizando la una herramienta que proporciona Solid Edge, reemplazando estos valores en la ecuación (31) se obtiene:

$$\omega = 2 \sqrt{\frac{131.5 N/m}{2.11 kg}} = 15.8 \text{ rad/s}$$

El cual es un valor muy aproximado a los obtenidos por medio del análisis con ANSYS.

El torno CNC opera a una rotación promedio de 400 RPM, con este valor es posible hallar una frecuencia de revolución, el cual tiene un valor de:

$$\omega = 400 RPM \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 41.9 \text{ rad/s}$$

Este valor es superior a la frecuencia natural del sistema, hecho por el se deduce que no habrán problemas de que ambos sistema (el del dinamómetro y el del torno) entren en resonancia, y por ende, que las mediciones del dinamómetro sean erróneas a causa de este factor.

2.5 GALGAS Y SISTEMA DE AMPLIFICACIÓN

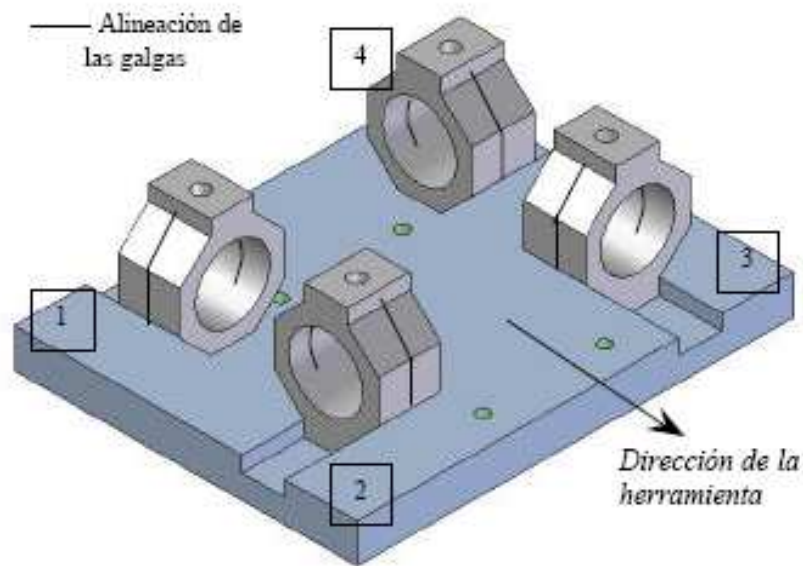
Validado el análisis anterior, se procedería a maquinar el dinamómetro y posteriormente se procedería a pegar las galgas en cada una de las zonas de los octágonos; la figura 17 muestra como se deberían pegar las galgas a cada uno de los octágonos y la configuración total de las 16 galgas en el dinamómetro. Las galgas deben ser pegadas a los octágonos por medio de una solución de acrilato, antes de esto se debe proceder a marcar con un marcador de metal los ejes de posición de los octágonos, tal como se muestra también en la figura 17. Luego de pegadas, estas se mantendrán prensadas por medio de unas pequeñas prensas manuales, esto con el fin de garantizar la completa adherencia y con el fin de que la presión de pegado fuera homogénea sobre toda la superficie de la galgas. Cabe destacar que antes del pegado, la superficie en los octágonos debe ser lijada con lija # 400 para garantizar la adherencia y posteriormente limpiada varias veces con alcohol.

Cada una de las salidas de las galgas debe ser posteriormente soldada a la salida equivalente que va a dar a los puentes de Wheatstone y a los amplificadores, tal como se encuentra especificado en la referencia del fabricante. La especificación de las galgas a utilizar es la que se muestra a continuación:

Cuadro 3. Especificaciones de las galgas a utilizar.

Fabricante	OMEGA
Referencia	SG-3/350-LY13
Factor de galga	2.13/2.09
Resistencia nominal	350 Ω \pm 3%

Figura 17. Configuración de los octágonos dentro del dinamómetro y galgas adheridas a los octágonos, Las galgas que estén alineadas verticalmente, en la misma dirección de la fuerza FT, medirán las deformaciones inducidas por esta fuerza [7]



El factor de galga es expresado matemáticamente como sigue:

$$\text{Factor de galga (gage factor en inglés), } F.G. = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta L}{L}}$$

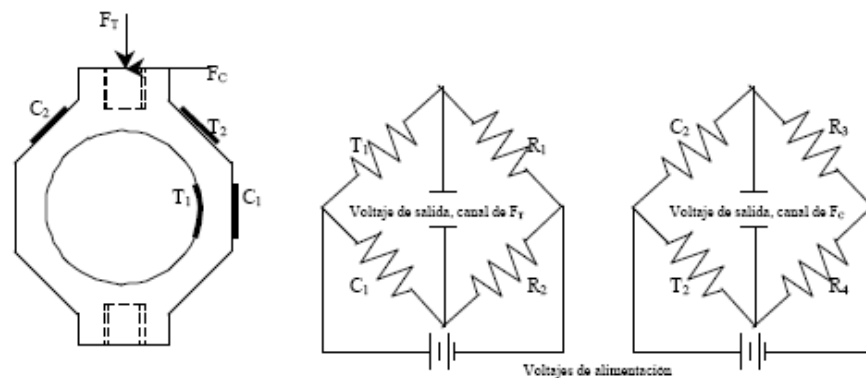
Esto quiere decir que ante la presencia de una elongación ΔL , la resistencia de la galga presentará una variación en la resistencia de ΔR , Esta variación de la resistencia se puede medir con un multimetro y será igual a la resistencia con una carga aplicada menos la resistencia inicial. Por consiguiente el factor de galga nos permite ver que tan sensible es la galga ante un cambio de elongación, así entre más grande sea este valor, más grande será el cambio en el valor de ΔR . Debido a que las deformaciones oscilan entre un valor de 0.05 a 0.1 mm (estos valores se dedujeron de

acuerdo a la simulación de ANSYS para deformaciones, por lo cual es necesario usar un sistema que permita amplificar el cambio en la resistencia, por lo cual se recurrió al sistema de amplificación.

Gracias a este principio y a la configuración de las galgas que se muestra en la figura 17, es posible medir las deformaciones en cada una de las direcciones cartesianas, debido a que estas deformaciones –como se vio anteriormente– se traducen en variaciones de resistencia ya que cambia la longitud donde está pegada la galga pues hay una fuerza aplicada que “elonga” un poco el material. Si existe una variación en la resistencia y se mantiene una fuente de voltaje constante, gracias a un arreglo a la salida de las galgas, conocido como puente de Wheatstone, es posible identificar una variación en el voltaje, la cual por encontrarnos en la zona elástica del material tendrá una relación similar con la fuerza aplicada.

La figura 18 muestra la configuración de las galgas dentro de un octágono y como entre ellas conforman el puente de Wheatstone que permitirá ver un cambio en el voltaje, proporcional al cambio en resistencia entre ellas.

Figura 18. Configuración de las galgas dentro de un octágono y esquema del puente de wheatstone entre ellas para dar al final una variación en el voltaje [7].



Fuente: RIVERA Z., Andrés O. Diseño preliminar de un dinamómetro para medir fuerzas en torneado.

Por último, al validar el diseño final planteado, este se puede observar en la figura 19 y su diagrama en explosión se encuentra en la figura 20. Nótese que en la figura 19 se muestran los tornillos por medio de los cuales se ancla el dinamómetro al cabezal del torno CNC.

Figura 18. Detalle del modelo final seleccionado para el dinamómetro, los tornillos pasantes son los encargados de anclar el dinamómetro al cabezal del torno [7].

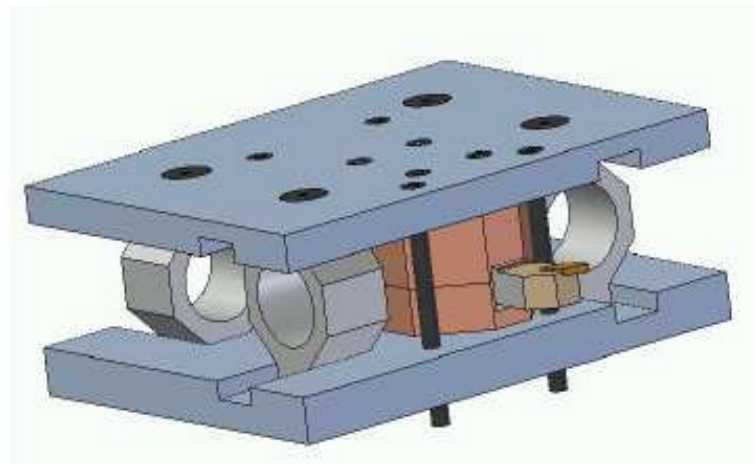
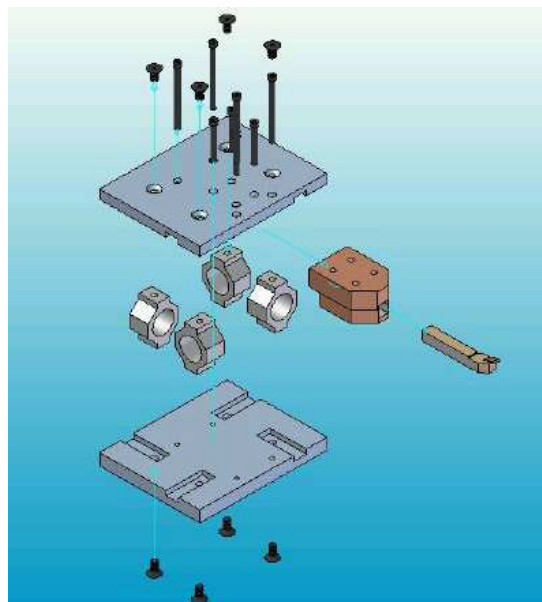


Figura 20. Detalle en explosión del dinamómetro [7]



CONCLUSIONES

La influencia de ruido dentro del sistema será notable, esto en parte es debido a que las pequeñas oscilaciones en la punta del dinamómetro lo que genera una oscilación en la fuerza que está registrando el voltaje. De allí que se genere en la señal de lectura una variación de la fuerza. Para leer de forma más objetiva la señal de salida se recomienda tener en cuenta que el dinamómetro este cilindrando una zona de la pieza cercana al punto de sujeción con las mordazas del torno, así se evitan errores por influencia de la desalineación de la pieza en el centro del torno, problema que se agudiza más a medida que la herramienta de corte se aleja del punto de sujeción de la pieza a trabajar.

La histéresis del sistema puede deberse a la respuesta elástica que posee el material al momento de aplicarle una carga. Debido a que el material se comporta básicamente como un sistema masa-resorte, al añadirle un peso este se toma un determinado tiempo para restablecer su longitud inicial (tiempo de recuperación elástica), hecho por el cual puede aparecer alguna variación en los datos de salida en la lectura del voltaje.

Se hace importante para la mejor utilización del dinamómetro que se agregue a la salida de cada señal una herramienta que permita registrar los datos para su posterior procesamiento debido al ruido inducido por las vibraciones de la herramienta.

BIBLIOGRAFÍA

[1] AMERICAN SOCIETY FOR METALS. *Metals Handbook: machining*. Ohio: ASM International, 1989. Volume 16. 944 p. ISBN 0-87170-007-7 (v. 1)

[2] FLORESA, Gustavo M; HECKERA, Rogelio L.,b, Esteban Dalhayea y Julián Guzmána. Diseño preliminar de una celda de carga para Maquinado. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Pampa Calle 110 esq. 9, General Pico (6360), La Pampa, Argentina

[3] AVALLONE, Eugene A.; BAUMEISTER III, Theodore. *Manual del ingeniero mecánico de Marks*. Tercera edición. México: editorial McGraw-Hill, 1995. V 2. p. 1355-1385. ISBN 970-10-0663-1

[4] KRAR, Steve F.; CHECK, Albert F. *Tecnología de las máquinas herramientas*. 5a edición. México: Alfaomega, 2005. 869 p.: il.

[5] MICHELETTI, Gian F. *Mecanizado por arranque de viruta*. Barcelona: Editorial Blume, 1980. p. 245. ISBN 84-7031-250-2

[6] SHAW, Milton C. *Metal cutting principles*. Second edition. New York: Oxford University Press, 2005. 651 p. ISBN 0-19-514206-3.

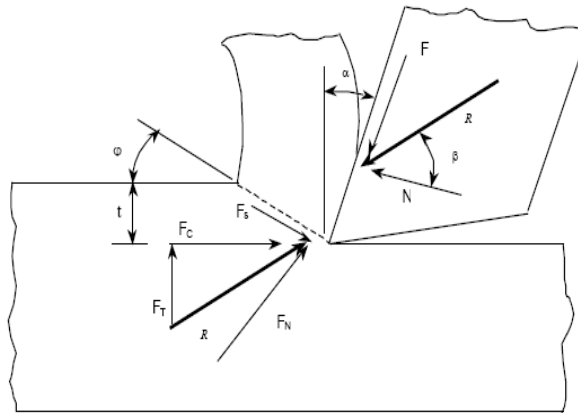
[7] RIVERA Z., Andrés O. Diseño preliminar de un dinamómetro para medir fuerzas en torneado. Facultad de Ingeniería, departamento de Ingeniería Mecánica Universidad de los Andes. Bogotá, Colombia. 2003.

ANEXOS

Anexo 1. DEDUCCIÓN DE LAS FUERZAS DE CORTE

El modelo de corte ortogonal se desprende de utilizar los componentes de las fuerzas que resultan en la herramienta y la pieza. Utilizando estas fuerzas se pueden determinar los valores de F_C y F_T que son las que toma directamente el dinamómetro. La Figura 21 muestra estas fuerzas.

Figura 19. Distribución de fuerzas sobre la herramienta de corte. F : fuerza de fricción entre la herramienta y la viruta, N : fuerza normal entre herramienta y viruta, F_N : Fuerza perpendicular al plano de cizallamiento



De la Figura 1 puede deducirse que la suma vectorial de las fuerzas que actúan sobre la herramienta (F y N respectivamente) es igual pero de sentido opuesto a la suma vectorial de las fuerzas que actúan sobre la pieza (F_S y F_N) y estas a su vez son iguales a la suma de las fuerzas F_C y F_T . Las relaciones anteriores se pueden ver en la Figura 2, la cual relaciona estas magnitudes.

Asimismo, de la Figura 1 se pueden extraer los valores de tres ángulos, todos ellos necesarios para saber la dirección de las fuerzas en él mostradas. Estos ángulos son: ϕ = ángulo de ataque o incidencia de la herramienta; β = ángulo de fricción de la herramienta con la pieza y ϕ = ángulo en el cual está ubicado el plano de cizallamiento o de corte.

$$R \cos(\varphi + \beta - \alpha) = F_s$$

$$F_c = R \cos(\beta - \alpha)$$

Reemplazando el valor de FS dado y de forma análoga, despejando el valor de R y reemplazándolo, se tiene:

$$\frac{F_c}{\cos(\beta - \alpha)} \cos(\varphi + \beta - \alpha) = \tau_s \frac{A_c}{\text{sen } \varphi}$$

Despejando Fc:

$$F_c = \tau_s \frac{A_c \cos(\beta - \alpha)}{\text{sen } \varphi \cos(\varphi + \beta - \alpha)}$$

Para hallar F_T se toma de sen (∅∅):

$$F_T = \tau_s \frac{A_c \text{sen}(\beta - \alpha)}{\text{sen } \varphi \cos(\varphi + \beta - \alpha)}$$

Nótese de estas ecuaciones que la diferencia entre ∅y ∅siempre dará un ángulo pequeño, razón por la cual la fuerza de corte, que está en función del coseno de esta diferencia angular siempre dará mayor que la fuerza de empuje, que está en función del seno se la misma sustracción. Esto concuerda perfectamente con las mediciones teóricas que establecen que la fuerza de corte es usualmente mayor que la fuerza de empuje, y en el modelo tridimensional, estas dos fuerzas son mayores que la fuerza radial, F_R, la cual es por lo general la menor de las tres.

Anexo 2. PAPER REFERENCIA ANÁLISIS TEÓRICO DE LAS FUERZAS MÁXIMAS SOBRE LOS OCTÁGONOS

El análisis teórico de la fuerza máxima que soportan los octágonos del dinamómetro se hizo basándose en la teoría básica de resistencia de materiales de miembros sometidos a cargas que para este caso en particular son predominantemente compresivas y causadas por momentos flexionantes.

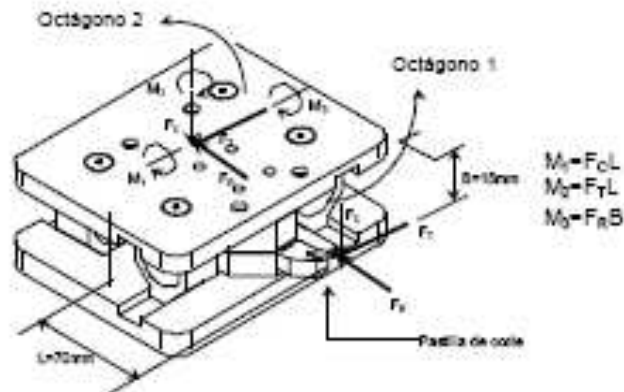


Figura 1. Detalle de las fuerzas y momentos generados por la herramienta de corte trasladados al centro de la tapa superior del dinamómetro. Se muestran también las distancias existentes entre el punto de la herramienta y el centro de la tapa.

La metodología para determinar estas fuerzas se describe a continuación. Tomando el dinamómetro tal como se muestra en la figura 1 se tomaron dos octágonos cuya posición dentro del dinamómetro es ortogonal entre ellos. Como poseen diferentes posiciones dentro del conjunto total, las fuerzas que actúan sobre ellos infieren diferentes esfuerzos de acuerdo a como se pongan los octágonos. Si se trasladan las fuerzas sobre la herramienta al centro del dinamómetro en la tapa superior, se puede ver que se generan además unos momentos. Estos momentos son:

$$M_1 = F_C L; \quad M_2 = F_T L; \quad M_3 = F_B B$$

Nótese que la tapa inferior del octágono está sujeta a la torre del torno, por lo cual se puede tomar a los octágonos como pivotados en este punto y sometidos a las fuerzas mostradas en la figura 1. A partir de este postulado se pueden deducir los esfuerzos máximos dentro de cada octágono.

A continuación se muestra el análisis de fuerzas efectuado en el octágono (1), seguido del análisis del octágono (2) y de la comparación de resultados.

a. Fuerzas sobre octágono (1):

Este octágono posee su eje alineado con la fuerza radial, tal como se muestra en la figura 2.

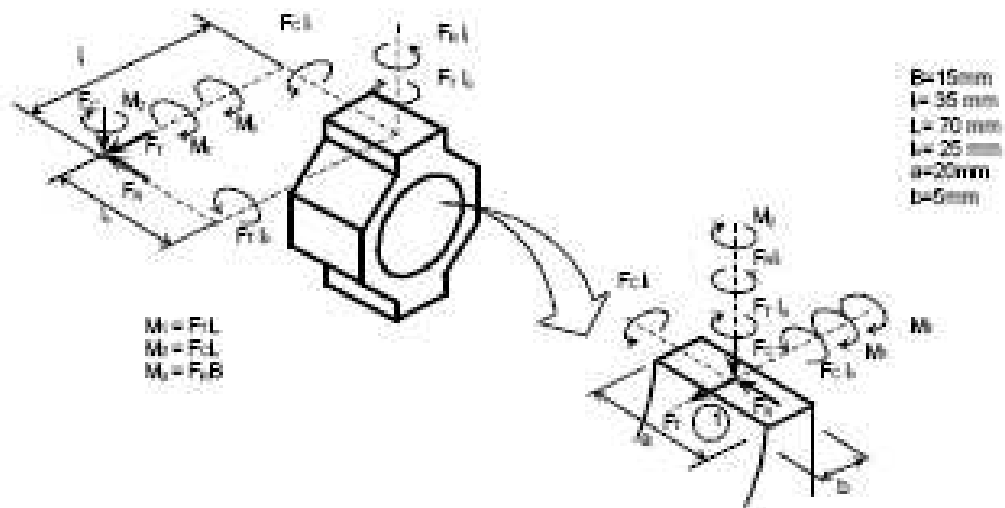


Figura 2. Fuerzas y momentos existentes sobre el octágono (1). También se muestra el detalle de las fuerzas generadas sobre el punto A. Se muestra también la geometría existente entre las fuerzas y su punto de aplicación.

Trasladando las fuerzas y momentos generados al punto medio del octágono, (exactamente al punto A), el estado de esfuerzos es tal como se muestra en la figura 3.

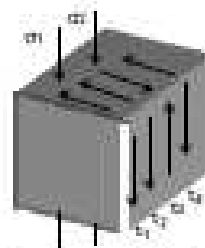


Figura 3. Estado general de esfuerzos sobre el punto A del octágono (1).

Como se mencionó anteriormente los esfuerzos axiales son compresivos, los cuales se pueden cuantificar como se muestra a continuación:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{-F_c}{ab} \\ \sigma_2 &= \frac{-F_c l_s (b/2)}{\frac{1}{12} ab^3} \end{aligned} \right\} \sigma_{total} = \sigma_1 + \sigma_2 \rightarrow \sigma_{total} = -F_c \frac{(6l_s + b)}{ab^2} \quad (1)$$

Los esfuerzos cortantes son los siguientes:

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= 1.5 \frac{F_x}{ab} \\ \tau_2 &= \frac{-F_r l_s (b/2)}{\frac{12}{ab(a^2 + b^2)}} = -6F_r \frac{l_s}{a(a^2 + b^2)} \\ \tau_3 &= \frac{-F_x l_s (b/2)}{\frac{12}{ab(a^2 + b^2)}} = 6F_x \frac{l_s}{a(a^2 + b^2)} \\ \tau_4 &= \frac{M_x (b/2)}{\frac{12}{ab(a^2 + b^2)}} = 6M_x \frac{1}{a(a^2 + b^2)} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \tau_{total} &= \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 \\ \tau_{total} &= 1.5 \frac{F_x}{ab} + \frac{6}{a(a^2 + b^2)} (F_x l_s + F_r l_s - F_r l_s) \quad (2) \end{aligned}$$

Ahora bien, se debe dar una orientación en el espacio tridimensional a la fuerza de corte total generada. Anteriormente se había visto que al analizar las gráficas de variabilidad de las fuerzas de corte en función de la profundidad de corte, se puede determinar que la fuerza radial, F_R , es en promedio, la mitad de la fuerza de avance en el sentido de la dirección de longitudinal del corte (F_C). De la misma forma se puede determinar que la fuerza de empuje es aproximadamente el 40% de la fuerza de corte (F_C), la cual es por lo tanto, la mayor de las tres fuerzas.

Basándose en estos valores se puede reemplazar en las ecuaciones las fuerzas F_R y F_T en función de F_C de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} F_x &= 0.2F_c \\ F_r &= 0.4F_c \end{aligned} \quad (3)$$

Podría omitirse el esfuerzo máximo σ_2 ya que el esfuerzo predominante en el octágono es el esfuerzo axial a compresión. El esfuerzo cortante posee un orden de magnitud menor que el esfuerzo compresivo, por lo cual podría omitirse sin que afecta para nada de forma significativa el resultado final.

Debe tenerse en cuenta que se tomó solamente una sección de uno de los octágonos, por lo que fuerza total del dinamómetro debe ser multiplicada por 8 debido a que existen 8 secciones de geometría igual como la que se tomó como base para el cálculo de la fuerza:

$$\left. \begin{aligned} F_{C_{total}} &= 8F_C = 3600\text{N} \\ F_{A_{total}} &= 8F_A = 720\text{N} \\ F_{T_{total}} &= 8F_T = 1440\text{N} \end{aligned} \right\} F_{Máxima} = 3944\text{N} \text{ Para octágono (1)} \quad (6)$$

b. Fuerzas sobre el octágono (2):

La configuración del octágono (2) se muestra en la figura 4. El punto en donde ocurre el mayor estado de esfuerzos se encuentra demarcado como B, y el estado general de esfuerzos se muestra en la figura 5.

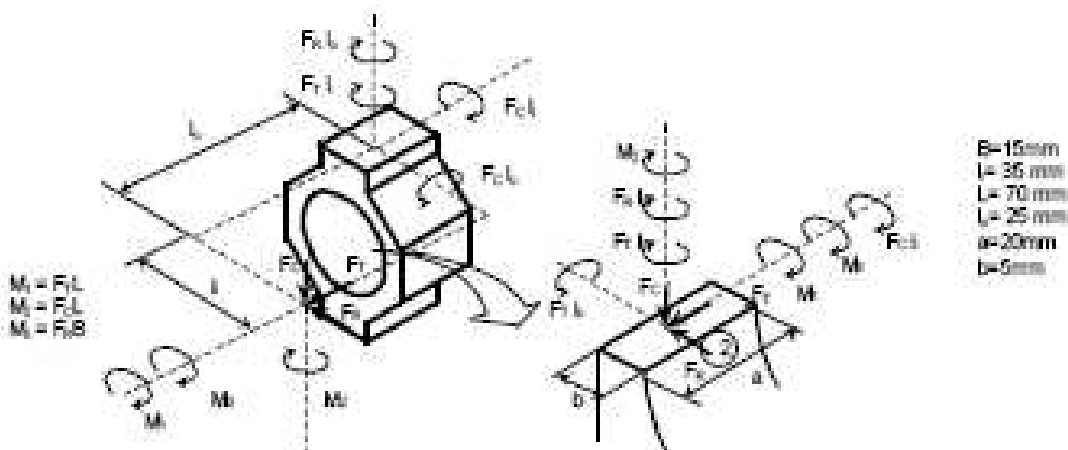


Figura 4. Fuerzas y momentos existentes sobre el octágono (2). También se muestra el detalle de las fuerzas generadas sobre el punto B y la geometría existente entre las fuerzas y su punto de aplicación.

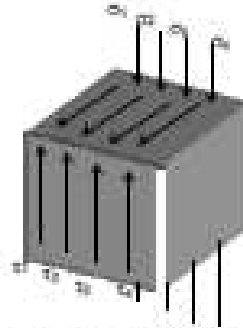


Figura 5. Estado general de esfuerzos sobre el punto B del octaedro (2).

De forma análoga a lo realizado con el octaedro (1), se tiene que los esfuerzos totales sobre el punto 2 son los siguientes:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{-F_c}{ab} \\ \sigma_2 &= \frac{-F_c l_i (b/2)}{\frac{1}{12} ab^3} \\ \sigma_3 &= \frac{-M_1 (b/2)}{\frac{1}{12} ab^3} = \frac{-F_c L (b/2)}{\frac{1}{12} ab^3} \\ \sigma_4 &= \frac{-M_2 (b/2)}{\frac{1}{12} ab^3} = \frac{-F_y B (b/2)}{\frac{1}{12} ab^3} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \sigma_{total} &= \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 \\ \sigma_{total} &= \frac{-F_c}{ab^2} (b + l_i + 6L) - \frac{6F_y B}{ab^2} \end{aligned} \quad (7)$$

Esfuerzos cortantes:

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= 1.5 \frac{F_y}{ab} \\ \tau_2 &= \frac{F_c l_i (b/2)}{\frac{ab(a^2 + b^2)}{12}} = 6F_c \frac{l_i}{a(a^2 + b^2)} \\ \tau_3 &= \frac{F_y l_i (b/2)}{\frac{ab(a^2 + b^2)}{12}} = 6F_y \frac{l_i}{a(a^2 + b^2)} \\ \tau_4 &= \frac{M_2 (b/2)}{\frac{ab(a^2 + b^2)}{12}} = 6M_2 \frac{1}{a(a^2 + b^2)} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \tau_{total} &= \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 \\ \tau_{total} &= 1.5 \frac{F_y}{ab} + \frac{6}{a(a^2 + b^2)} (F_c l_i + F_y l_i + F_y L) \end{aligned} \quad (8)$$

Ahora se hallan los esfuerzos máximos:

$$\sigma_{1,2} = -\frac{1}{2} \left(\frac{F_c}{ab^3} (b + 6l_i + 6L) + \frac{6F_s B}{ab^3} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{F_c}{ab^3} (b + 6l_i + 6L) + \frac{6F_s B}{ab^3} \right)^2 + \left(1.5 \frac{F_r}{ab} + \frac{6}{a(a^2 + b^2)} (F_s l_o + F_r l_i + F_r L) \right)^2}$$

Como se planteó en el octágono (1), $F_s = 0.2F_c$ y $F_r = 0.4F_c$, reemplazando:

$$\sigma_{1,2} = F_c \left(-\frac{(b + 6l_i + 6L + 1.2B)}{ab^3} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{(b + 6l_i + 6L + 1.2B)}{ab^3} \right)^2 + \left(\frac{0.6}{ab} + \frac{6(0.2l_o + 0.4l_i + 0.4L)}{a(a^2 + b^2)} \right)^2}$$

Reemplazando:

$$\sigma_{1,2} = F_c \left(-0.653 \pm \sqrt{0.426 + 1.53 \times 10^{-4}} \right) = F_c (-0.653 \pm 0.654)$$

De nuevo se aprecia que el aporte del esfuerzo cortante es despreciable al compararse con el esfuerzo normal a compresión en el octágono, aplicando entonces la teoría de máxima energía de distorsión:

$$\sigma_1^2 = \sigma_2^2 \rightarrow 194 \text{ MPa} = 1.31 F_c$$

$$F_c = 150 \text{ N}$$

También se debe multiplicar este valor por 8 para hallar el valor de la fuerza sobre los cuatro octágonos:

$$\left. \begin{aligned} F_{c \text{ total}} &= 8F_c = 1200 \text{ N} \\ F_{s \text{ total}} &= 8F_s = 240 \text{ N} \\ F_{r \text{ total}} &= 8F_r = 480 \text{ N} \end{aligned} \right\} F_{\text{maximo}} = 1314 \text{ N} \text{ Para octágono (2)} \quad (6)$$

Nótese que la configuración del octágono (2) soporta solamente la tercera parte de lo que puede soportar la configuración del octágono (1).

Se podría tomar un promedio de estas dos fuerzas ya que existen en el dinamómetro dos octágonos que poseen la configuración del octágono (1) y otros dos octágonos con la configuración del octágono (2), así la máxima fuerza promedio sobre el dinamómetro será:

$$F_{\text{dinamómetro}} = \frac{1}{2}(F_{\text{Máxima,Oct(1)}} + F_{\text{Máxima,Oct(2)}}) = \frac{1}{2}(3944 + 1314)N$$

$$F_{\text{dinamómetro}} = 2630N$$

Nótese la importancia que tiene sobre la resistencia total del sistema los momentos que se generan desde la punta de la herramienta y se aplican sobre las secciones de los octágonos. Si se tomara por ejemplo el dinamómetro como un sistema en donde sólo actúa una fuerza de compresión (véase figura 6), la cual es la misma fuerza de corte de la teoría de maquinado, la fuerza total sería la siguiente:

$$F_{\text{total}} = A_{\text{total}}\sigma_{\text{corte}} = 8ab\sigma_{\text{corte}} = 8(193MPa)(100mm^2) = 154400N$$

Nótese por lo tanto que de los esfuerzos compresivos que actúan, el generado por la fuerza compresiva directa, producto de la fuerza de corte es el de menor magnitud e importancia si se compara con el esfuerzo de compresión generado por el momento (M_c) en el cual también toma parte la fuerza de corte. Por esta razón es muy importante al momento de calibrar el dinamómetro ubicar las fuerzas sobre el punto de corte (en la herramienta) y no en el centro del dinamómetro, pues así no se tendría en cuenta el momento.



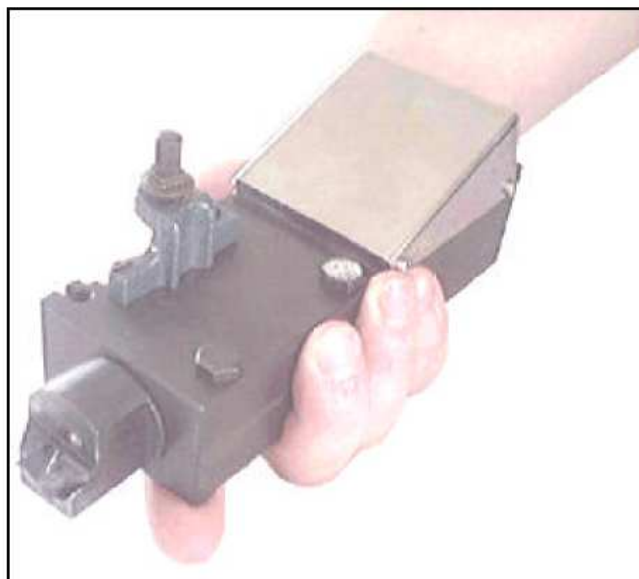
Figura 6. Simbiosis de un octágono si se coloca solamente como fuerza compresiva la generada directamente por la fuerza de corte, sin tener en cuenta el momento que esta misma fuerza genera.

Anexo 3: ESPECIFICACIONES DE ALGUNOS DINAMÓMETROS COMERCIALES

En la actualidad existen diversos fabricantes comerciales de dinamómetros, los cuales basan el funcionamiento en la tecnología de los *strain gages*. El principio de operación de estos dinamómetros es el mismo que fue usado en el diseño del dinamómetro de este proyecto. A continuación se muestran las especificaciones y modelos de algunos dinamómetros de la marca Telc. Esta información fue tomada de:

http://kutschelis.de/Produkte/Technische_Lehrmittel/Metall/Zerspanung_Schnittkr_aftmesser/eng_Thema_Zerspanung.htm

Figura 1. Dinamómetro convencional A de la marca Telc. Obsérvese las dimensiones que posee el dinamómetro, fácilmente transportable en una sola mano.

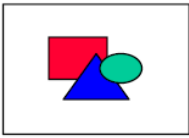
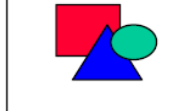
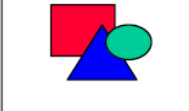


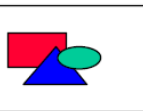
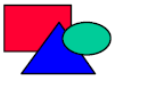
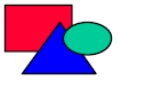
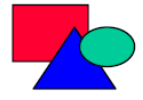
CARACTERÍSTICAS

Livianos y prácticos, fácil de instalar y miden las tres fuerzas de corte de cualquier proceso de torneado. En el cuerpo del dinamómetro se encuentra un dispositivo fácilmente intercambiable para la herramienta de corte. Los valores de la medición pueden ser leídos en un display interno o a través de un *display* suministrado por vía externa. Cuentan con tarjetas de adquisición de datos junto con la interfase de comunicación y el software para el dinamómetro. Sobre este mismo software se cuenta con un programa que basado en el incremento de las fuerzas detecta el desgaste de la herramienta. También se le puede adaptar un sensor de temperatura para el alojamiento de la herramienta, el cual es totalmente integrado a todo el sistema.

Sistema de medición	Fuerza de Corte F_c , Fuerza de alimentación F_f (la que en este proyecto es llamada fuerza de empuje) y fuerza pasiva F_p (la que en este proyecto es llamada fuerza radial). Nótese que los rangos de medición dependen del diseño del dinamómetro escogido.
Experimentación	Es posible realizar las siguientes pruebas: Examinación de la influencia de la geometría de corte, material, líquido de refrigeración y ajustes en la máquina. Investigación de los parámetros óptimos para el proceso de torneado.
Palabras claves	Dinamómetro para herramientas de corte, dinamómetro de corte, dinamómetro para herramienta, medición de la fuerza de empuje, detector de desgaste de la herramienta, detección de roturas en la herramienta, monitoreo de la pieza torneada, torneado, paso de corte, potencia, fuerza, alimentación, corte, temperatura, torque, reducción del desgaste de la herramienta.

Modelos

Diseño	Conventional A	Conventional B1	Conventional B2
Fotografía			
Rango de medición / carga máxima [N]	1200/1500	2000/2500	3000/3500
Resolución [N]	1	1	1
Factor de seguridad	5	2	2
Display	Si	Si	Si
Salida de datos	No	No	No
Otros	Preferido con alojamiento para la herramienta.		

Diseño	CNC A	CNC B1	CNC B2	CNC E
Fotografía				
Rango de medición / carga máxima [N]	1200/1500	2000/2500	3000/3500	10000/12000
Resolución [N]	1	1	1	1
Factor de Seguridad	5	2	2	2
Display	No	No	No	No
Wear output	Si	Si	Si	Si
Miscellaneous	Se puede utilizar fluido refrigerante a través del cuerpo del dinamómetro. Disponibles para tornos de rotación izquierda o derecha Adaptador para herramientas de corte de hasta 25x25 mm			

Anexo 4. PAPER REFERENCIA ASOCIACIÓN ARGENTINA DE MECÁNICA COMPUTACIONAL

Asociación Argentina

de Mecánica Computacional



Mecánica Computacional Vol XXV, pp. 1347-1355
Alberto Cardona, Norberto Nigro, Victorio Sonzogni, Mario Storti. (Eds.)
Santa Fe, Argentina, Noviembre 2006

DISEÑO PRELIMINAR DE UNA CELDA DE CARGA PARA MAQUINADO

Gustavo M. Flores^a, Rogelio L. Hecker^{a,b}, Esteban Dalhaye^a y Julián Guzmán^a

^aFacultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Pampa
Calle 110 esq. 9, General Pico (6360), La Pampa, Argentina
gmflores@ing.unlpam.edu.ar, <http://www.ing.unlpam.edu.ar>

^bCONICET

Palabras claves: maquinado, celda de carga, fuerza.

Resumen. Los procesos de mecanizado son extensivamente utilizados en la industria manufacturera por lo que un mayor conocimiento y control del proceso producirán significativos beneficios. Particularmente el conocimiento de la fuerza de corte es de gran importancia tanto para el monitoreo del estado de la herramienta (desgaste, rotura del filo de corte, etc.) como para el diseño de máquinas y herramientas. Este trabajo presenta el diseño preliminar de una celda de carga que utiliza elementos deformables del tipo ranura y agujero circular, geometría tipo S, para medir la fuerza presente en procesos de mecanizado. El diseño que se presenta permite medir fuerzas estáticas en tres direcciones principales a partir de la deformación captada por galgas extensiométricas. La celda de carga se diseñó para ser montada inicialmente en un torno CNC marca Promecor modelo SMT-03 pero puede ser utilizado en otras aplicaciones como fresado, agujereado, etc. El diseño se realizó utilizando métodos de cálculo por elementos finitos que permiten arribar a un diseño final que cumple con especificaciones de rigidez apropiadas por este tipo de aplicación y logrando valores de sensibilidad cruzada y errores muy alentadores.

1 INTRODUCCION

El conocimiento de la fuerza de mecanizado es de gran importancia tanto para la implementación de técnicas de control adaptivas como para el monitoreo del estado de la herramienta de corte tal como desgaste, rotura del filo de corte, etc. (Liang et al. 2004). El estado de la herramienta tiene influencia directa sobre la generación de calor, la calidad de la superficie mecanizada y la exactitud de las dimensiones de la pieza de trabajo. La fuerza de corte desarrollada durante el mecanizado puede ser estimada por métodos indirectos mediante la medición de la potencia consumida o en forma directa a través de la utilización de una celda de carga o dinamómetro (Korkut, 2003; Yaldiz y Unsaçar, 2003). En general estos últimos se basan en la deformación elástica de los materiales para determinar el valor de fuerzas aplicada en una o varias direcciones.

En el diseño del dinamómetro se deben tener en cuenta, entre otros, dos requerimientos que están en oposición y que son sensibilidad y rigidez. La sensibilidad se refiere al menor incremento que se pueda medir. Un buen dinamómetro para investigación debería poder captar variaciones del orden de $\pm 1\%$ del valor para el cual se diseña (Karabay, 2003). Por otro lado, la rigidez, definida como la fuerza requerida por unidad de deformación, debe ser lo suficientemente alta de manera que las deflexiones sean lo menor posible y no afecten al proceso de corte. Este último exige la utilización de dispositivos de medición capaces de captar deformaciones muy pequeñas.

Los transductores comúnmente utilizados en celdas de carga son del tipo piezo-eléctrico o galgas extensiométricas (strain gauge, SG, en inglés). Los piezoeléctricos se caracterizan por su buena sensibilidad y alta rigidez, alta respuesta en frecuencia y precisión, una vida de servicio larga y un buen grado de fiabilidad. Además poseen muy buena resistencia al paso del tiempo y baja pérdida de sensibilidad con la temperatura. Sin embargo presentan como desventaja no poder medir condiciones estáticas sin un complejo sistema de procesamiento de datos y poseen un mayor costo comparativo respecto de las galgas extensiométricas.

Una galga extensiométrica funciona bajo el principio descrito por William Thomson, quien encontró que la resistencia de un alambre de metal cambia cuando es sometido a deformaciones. Este fenómeno se utiliza para determinar el grado de deformación de un material a partir de la variación de la resistencia de un SG pegado sobre la superficie del mismo donde existe una deformación adecuada. Las principales ventajas de los SG son su bajo costo comparativo y buena exactitud en mediciones estáticas.

Este trabajo presenta un diseño conceptual de una celda de carga basada en elementos deformables y la lectura de estas deformaciones por medio de SG. A diferencia de otros trabajos en el área (Korkut, 2003; Yaldiz y Unsaçar, 2003), se presenta en esta publicación el diseño de los elementos deformables mediante cálculos por elementos finitos que permite obtener un diseño óptimo logrando valores de rigidez y sensibilidad adecuados.

2 DINAMÓMETRO CON ELEMENTOS DEFORMABLES TIPO S

El dinamómetro será aplicado principalmente para la medición de fuerzas presentes en operaciones de mecanizado. Dado que estas pueden tener distintas direcciones u orientaciones es deseable que pueda medir las tres componentes de una fuerza orientada en el espacio. Se fija como valor máximo una fuerza de 5000 Newton con una rigidez de 60 N/ μm . Inicialmente será montado sobre un torno CNC marca Promacec modelo SMT-03 por lo tanto sus dimensiones deben ajustarse al espacio disponible para su instalación, Figura 1.

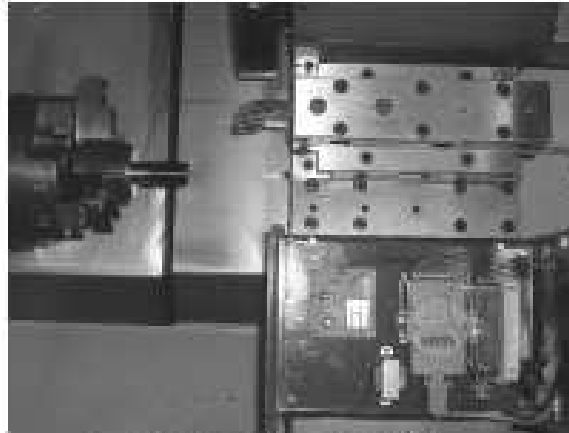


Figura 1. Logo de montaje en el torno CNC Processor.

Como material para la construcción del dinamómetro se seleccionó un acero 1045 con límite de fluencia de 360 N/mm^2 . El diseño de los elementos deformables o resortes debe ser tal que al aplicar la fuerza máxima el esfuerzo no supere en ningún punto este valor, afectado por un factor de seguridad apropiado.

Con el objeto de maximizar las premisas de sensibilidad y rigidez los elementos deformables deben presentar zonas de alta deformación con bajos desplazamientos lineales. Precisamente las galgas extensiométricas se deben colocar en estas zonas de altas deformaciones. Hay una gran variedad de geometrías extensivamente estudiadas entre las que se pueden mencionar las de tipo viga, ranura y agujero circular (tipo S, tipo U, etc), anillos, etc. En este trabajo se presentan los resultados utilizando un elemento con geometría tipo S. El diseño de estos dispositivos implica definir las dimensiones geométricas de manera de cumplir las premisas de diseño.

A continuación se presentan el análisis y diseño del dinamómetro utilizando el método de elementos finitos.

2.1. Diseño del elemento deformable tipo S

El elemento deformable tipo S es un caso particular de las geometrías del tipo ranura agujero circular. Cuando este elemento es sometido a cargas en direcciones X e Y, presenta dos zonas de alta deformación perfectamente definidas, Figura 2 y Figura 3. El diseño de este elemento implica definir las dimensiones de los agujeros, ranuras y los valores de α_i , ($i=1,2$), h y el espesor b , Figura 3. Resulta complicado definir expresiones analíticas que contemple la deformación y desplazamientos en función de las variables mencionadas. En Kim and Kim, 1997, se presentan expresiones basadas en análisis dimensionales y experimentales que permiten relacionar estas variables. Estas expresiones permitieron definir las dimensiones del elemento basado en las especificaciones de rigidez requeridas. Sin embargo utilizando el método de elementos finitos y comparando con los resultados obtenidos a través de estas expresiones no se arribó a valores similares. Por este motivo el diseño se limitó al análisis mediante elementos finitos.

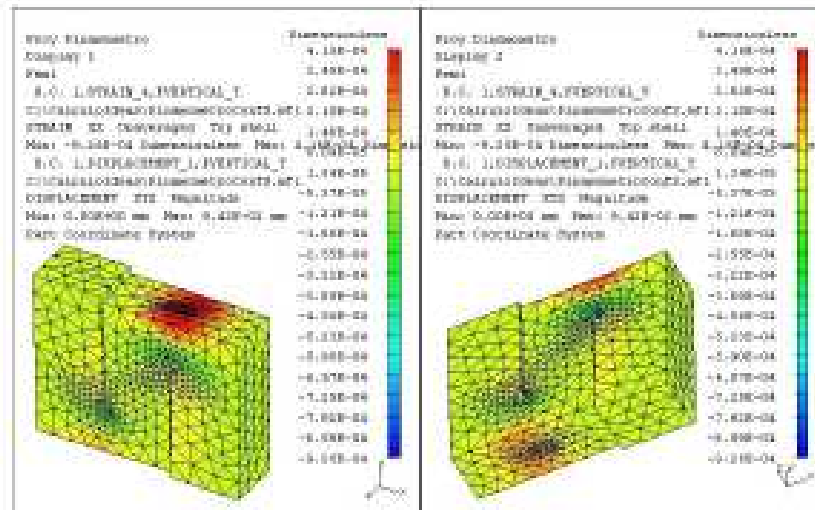


Figura 2. Visualización de las zonas principales de deformación.

La altura y largo del elemento deformable se definen en función de las restricciones dimensionales dadas por la máquina-herramienta donde será colocado inicialmente la celda de carga. Las dimensiones del agujero y ranura se fijan en 5 mm y 1 mm respectivamente. Finalmente las dimensiones $a1$, $a2$ y b se obtienen mediante cálculo por elementos finitos de forma tal de cumplir con la especificación de rigidez del dinamómetro. Es importante destacar que al realizar los ensayos mediante elementos finitos la superficie sobre la cual se aplica la fuerza se restringe a desplazarse solo en la dirección de aplicación de la misma. Esta limitación se aplica para simular el comportamiento que tendría el elemento individual cuando forma parte del dinamómetro.

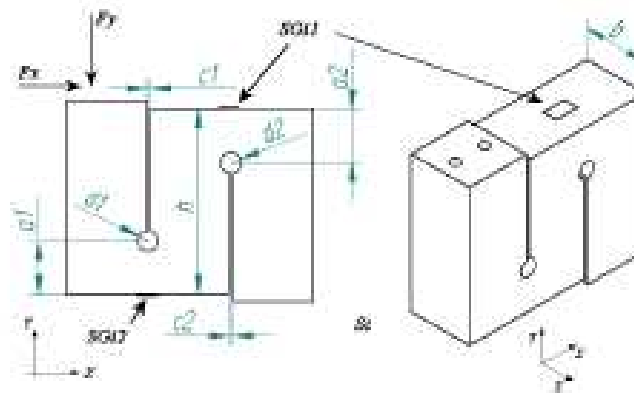


Figura 3. Geometría de elementos deformables tipo B.

Teniendo en cuenta la configuración que los elemento deformables adoptan en el dinamómetro, Figura 4, se tiene que la rigidez estimada del conjunto en cada una de las direcciones X, Y, Z , será (1.):

$$\begin{aligned} Rd_x &= 4Rr_x \\ Rd_z &= Rd_x = 2(Rr_x + Rr_z) \end{aligned} \tag{1.}$$

Siendo Rd_i , ($i=x,y,z$) rigidez estimada del dinamómetro en la dirección i y Rr_j ($j=x,y,z$) la del elemento deformable también en cada una de las direcciones i . Mediante ensayos por elementos finitos se obtienen valores de desplazamientos producto de la aplicación de fuerzas sobre el elemento individual. Finalmente con estos, se calcula la rigidez en cada una de las direcciones X, Y, Z tanto del elemento individual como del valor estimado para el dinamómetro, Tabla 1.

i	a_x (mm)	a_y (mm)	b (mm)	F_i (N)	δ_i (mm)	Rr_i (N/mm)	Rd_i (N/mm)
X	13	13	15	1000	3.19×10^{-2}	31.25	73.6
Y	13	13	15	-1000	-7.32×10^{-2}	13.69	54.76
Z	13	13	15	500	9.05×10^{-2}	5.55	73.6

Tabla 1: Valores de rigidez del elemento tipo S, en las direcciones x, y, z .

Como se observa en la tabla, la rigidez estimada del dinamómetro en la dirección vertical Y (Rd_y) no cumple con las especificación de diseño, sin embargo se adoptan estos valores para el diseño preliminar del mismo. Debido al comportamiento distinto que exhibe el elemento deformable cuando forma parte del ensamble se espera que haya diferencia entre el valor estimado de la rigidez y el valor real. Posteriormente con los ensayos del conjunto se finalizará con el ajuste de las dimensiones para cumplir las exigencias de rigidez.

2.2 Diseño del Dinamómetro

La sensibilidad cruzada del elemento deformable analizada en forma individual no es buena. Es decir que no es posible determinar con precisión la magnitud y dirección de la fuerza aplicada simplemente con la lectura de la deformación en las zonas de medición. Sin embargo utilizando dos de estos elementos por cada dirección horizontal y colocándolos de manera apropiada es posible aumentar considerablemente la sensibilidad cruzada del conjunto. Utilizando este principio se propone el diseño de un dinamómetro que permite medir fuerzas en tres direcciones. Se utilizan dos elementos tipo S orientados en la dirección horizontal X (S1, S3) y dos en la dirección horizontal Z (S2, S4), Figura 4.

Definida la geometría preliminar del elemento deformable se realiza el ensamble del dinamómetro y se verifican, mediante cálculo por elementos finitos, los valores de rigidez del conjunto. Una vez realizados los ensayos se observa que para las dimensiones iniciales no se cumple la condición de rigidez en las direcciones horizontales X y Z , Tabla 2. Para solucionar este inconveniente se propone ajustar el espesor b del elemento tipo S manteniendo constantes las restantes dimensiones. Esta decisión se fundamenta en que la rigidez del elemento individual en la dirección transversal Rr_x , Figura 3, está principalmente afectada por esta dimensión y que la misma no produce importantes cambios de rigidez en las restantes. De esta manera y teniendo en cuenta las ecuaciones (1.) se espera igualar los valores de rigidez en cada una de las direcciones X, Y, Z . Finalmente y luego de varios ensayos se obtiene el valor del espesor que verifica la condición de diseño, Tabla 2. De esta manera las dimensiones finales del elemento deformable se presentan en la Figura 5.

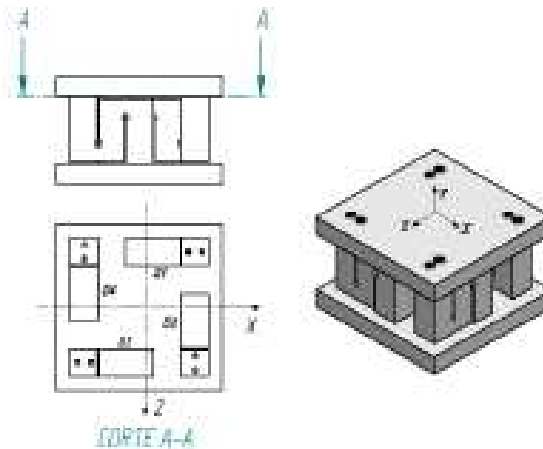


Figura 4: Configuración del dilatómetro propuesto.

i	F_i (N)	$b=15$ mm	$b=18$ mm	$b=20$ mm
		R_i (N/mm)	R_i (N/mm)	R_i (N/mm)
X	1000	43	52	62
Y	-1000	117	142	156
Z	1000	43	52	62

Tabla 2: Valores de rigidez del dilatómetro para distintos valores del espesor b .

Definidas las dimensiones del dilatómetro es necesario hallar expresiones que permitan determinar las fuerzas aplicadas en función de las deformaciones captadas por las galgas extensiométricas. Para ello se propone el siguiente sistema de ecuaciones en el cual se tiene en cuenta la compensación de los efectos cruzados:

$$\begin{aligned}
 F_x &= -K_{\mu} \sum_{i=1}^4 SG_{i1} + K_{\nu} (+SG_{12} + SG_{22} - SG_{32} - SG_{42}) + \\
 &\quad + K_{\nu} (-SG_{12} + SG_{22} + SG_{32} - SG_{42}) \\
 F_y &= K_{\mu} (SG_{12} + SG_{22} - SG_{32} - SG_{42}) + K_{\nu} (-SG_{11} - SG_{21} + SG_{31} + SG_{41}) + \\
 &\quad + K_{\nu} (-SG_{11} + SG_{21} - SG_{31} + SG_{41}) \\
 F_z &= K_{\mu} (SG_{12} - SG_{22} - SG_{32} + SG_{42}) + K_{\nu} (-SG_{11} + SG_{21} + SG_{31} - SG_{41}) + \\
 &\quad + K_{\nu} (-SG_{11} + SG_{21} - SG_{31} + SG_{41})
 \end{aligned} \quad (2)$$

En este sistema los términos SG_j ($j=1, 2, 3, 4$; $i=1, 2$) corresponden a la deformación captada por la galga extensiométrica del elemento S_i , Figura 4, en la posición j , siendo $j=1$ la posición superior y $j=2$ la inferior, Figura 3. Dado que el valor de la deformación puede ser positivo o negativo según sea tracción o compresión respectivamente, se fija el signo de tal manera de que cuando la fuerza se aplica en la dirección positiva el valor de las galgas se sumen. De esta manera las deformaciones por tracción tendrán signo positivo y las de compresión signo negativo. En el caso de las deformaciones utilizadas para compensar los

efectos cruzados se coloca el signo negativo cuando el efecto de una fuerza positiva, en otra dirección, produce un aumento en el valor de la deformación en la dirección de medición.

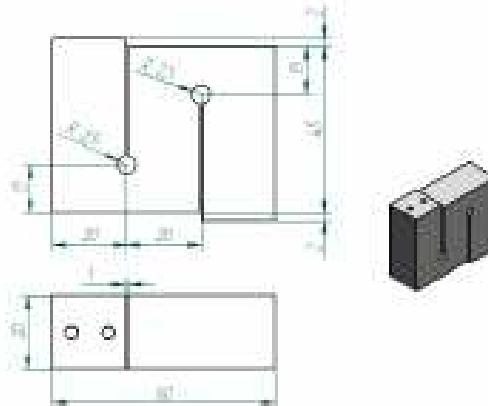


Figura 5. Dimensiones finales del elemento deformable.

Las constantes K_{mn} , ($m=x, y, z$; $n=x, y, z$) cuantifican el efecto que una fuerza en la dirección m produce en la dirección n . Para determinar los valores de estas constantes se realizan tres ensayos particulares en cada uno de los cuales se aplica una fuerza en una dirección, se obtienen las deformaciones y se las introduce en el sistema de ecuaciones (2). De esta manera se arriba a un conjunto de ecuaciones de las que se puede obtener el valor de cada una de ellas, Tabla 3.

Fuerza (N)	a		
	X	Y	Z
X	40.43×10^3	0	0
Y	-40.43×10^3	85.03×10^3	-40.43×10^3
Z	0	0	40.43×10^3

Tabla 3. Valores de las constantes del sistema de ecuaciones propuesto.

De esta manera el sistema de ecuaciones (2.) queda:

$$\begin{aligned}
 F_x &= -K_{xx} \sum_{i=1}^4 SG_i \\
 F_y &= K_{xy} [(SG_{12} + SG_{11} - SG_{32} - SG_{31}) + (SG_{22} + SG_{21} - SG_{42} - SG_{41})] \\
 F_z &= K_{xz} [(SG_{12} + SG_{11} - SG_{32} - SG_{31}) - (SG_{22} + SG_{21} - SG_{42} - SG_{41})] \quad (3.)
 \end{aligned}$$

3 RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Una vez obtenido el diseño del dinamómetro que cumple las exigencias impuestas se procede a determinar la capacidad máxima de carga, la sensibilidad cruzada del conjunto y el error en la determinación de la fuerza a partir de la lectura de las deformaciones.

Para hallar la capacidad máxima de carga en cada una de las direcciones se aplican fuerzas

al dinamómetro y mediante simulaciones por elementos finitos se obtienen las tensiones máximas del conjunto. Estas tensiones no deben superar las tensiones de fluencia del material afectados por un factor de seguridad definido como el cociente entre el mencionado esfuerzo y el máximo permitido. Tomando un factor de 2 y en función del material seleccionado (SAE 1045) la carga máxima admisible en la dirección Y es de 8500 N y de 4100 N en las direcciones horizontales X y Z. Para un valor más conservador, factor de seguridad de 3, los resultados arrojan una celda de carga con capacidad para 6700 N en la dirección vertical Y y de 3300 N en las direcciones horizontales. Estos resultados indican que el dinamómetro solo cumple con la condición de carga máxima en la dirección vertical Y, siendo de 3300 N en las direcciones horizontales (valor más conservador).

3.1 Sensibilidad Cruzada

Con el sistema de ecuaciones y las constantes halladas se procedió a analizar la sensibilidad cruzada del dinamómetro. Es decir se determinó cual es la influencia que produce la aplicación de una fuerza en una dirección sobre las restantes. Para ello se efectuaron simulaciones aplicando fuerzas de distinta magnitud, se calcularon los valores de las mismas a partir del sistema de ecuaciones (3.) y se determinó el efecto cruzado como:

$$S_{ij} = \frac{F_j}{F_i} * 100 \quad (4)$$

Siendo S_{ij} con ij ($i=x,y,z$; $j=x,y,z$) la sensibilidad cruzada porcentual que produce una fuerza aplicada en la dirección i sobre la dirección j . En Tabla 4 y Tabla 5, se presentan los valores de la sensibilidad cruzada y error en la medición de la fuerza (*Error F_i*, $i=x,y$) obtenidas para tres ensayos, donde F_i y F_{imed} , $i=x,y,z$, son los valores de la fuerza aplicada y medida respectivamente en cada una de las direcciones. Es de destacar que por simetría los valores de sensibilidad en las direcciones X y Z serán de igual magnitud.

NºExp.	F _x	F _{xmed}	F _{ymed}	F _{zmed}	Error F _x	S _{xy}	S _{xz}
1	1000	997,33	-0,35	-1,60	-0,27%	-0,04%	-0,16%
2	3000	2991,99	-1,06	-4,81	-0,27%	-0,04%	-0,16%
3	5000	4996,65	-1,77	-8,02	-0,27%	-0,04%	-0,16%

Tabla 4: Sensibilidad cruzada y Error en la dirección X.

NºExp.	F _y	F _{xmed}	F _{ymed}	F _{zmed}	Error F _y	S _{yx}	S _{yz}
1	1000	0,37	1001,12	0,00	0,11%	0,04%	0,00%
2	3000	1,10	3003,36	0,01	0,11%	0,04%	0,00%
3	5000	1,83	5005,59	0,02	0,11%	0,04%	0,00%

Tabla 5: Sensibilidad cruzada y Error en la dirección Y.

Los resultados obtenidos son muy alentadores pero se debe aclarar que los mismos son teóricos y no consideran errores que se presentan en la aplicación real, como errores de posicionado y pegado de las galgas extensiométricas, errores del sistema de acondicionamiento y adquisición de datos, constructivos, etc..

3.2 Fuerzas en varias direcciones

Finalmente para cuantificar la respuesta del dinamómetro se aplicaron fuerzas en varias direcciones y se calcularon las mismas a partir del sistema de ecuaciones (3.) y la

deformación obtenida por simulación. Nuevamente la respuesta fue muy satisfactoria logrando errores menores al 1 % de la fuerza aplicada. En la Tabla 6, se presentan estos resultados de simulación:

Exp.Nº	1			2		
	Fy	Fx	Fz	Fy	Fx	Fy
Aplorado	1700	700	0	1700	700	1200
Medido	1701,7	698,75	-1,1165	1701,6	701,33	1193,2
Error	0,097%	-0,178%		0,096%	0,190%	-0,570%

Tabla 6: Resultados obtenidos de la aplicación de fuerza en dos y tres direcciones.

4 CONCLUSIONES

El conocimiento de las fuerzas presentes en el proceso de mecanizado es de gran importancia tanto para el monitoreo del estado de la herramienta (desgaste, rotura del filo de corte, etc.) como el diseño de máquinas y herramientas. En este trabajo se presentó el diseño preliminar de una celda de carga que utiliza elementos deformables del tipo ranura y agujero circular de geometría tipo S. Las fuerzas se miden por la deformación de galgas extensiométricas colocadas convenientemente. El diseño presentado permite determinar fuerzas estáticas en tres direcciones principales de procesos de corte. El diseño fue pensado para ser montado inicialmente en un torno CNC marca Promecor modelo SMT-03 pero puede ser utilizada en otras aplicaciones como fresado, agujerado, etc. La utilización de herramientas de cálculo por elementos finitos facilitó el proceso de diseño y permitió arribar a un diseño óptimo cumpliendo con las exigencias de rigidez y capacidad máxima exigida para este tipo de aplicación. Los valores de error y sensibilidad cruzada obtenidos por simulación son muy alentadores siendo ambos menores al 1%. Sin embargo se debe destacar que solo es un cálculo teórico. En caso de implementación estos valores serán mayores producto de desalineaciones, errores de pegado de las galgas extensiométricas, errores del sistema de acondicionamiento de señales, etc.

REFERENCIAS

- İhsan Korkut. A dynamometer design and its construction for milling operation. *Materials & Design*, 24 (8), pp. 631-637, 2003.
- Jeong-Du Kim and Dong-Suk Kim. Development of a combined-type tool dynamometer with a piezo-film accelerometer for an ultra-precision lathe. *Journal of Materials Processing Technology*, 71(3), pp. 360-366, 1997.
- Liang, Steven Y., Hecker, Rogelio L., and Landers, Robert G. Machining Process Monitoring and Control: The State-of-the-Art. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, ASME, 126(2), pp. 297-310, 2004.
- Sedat Karabay. Design criteria for electro-mechanical transducers and arrangement for measurement of strains due to metal cutting forces acting on dynamometers. *Materials & Design*, In Press, Corrected Proof, 2005.
- Süleyman Yıldız and Faruk Ünsoy. Design, development and testing of a turning dynamometer for cutting force measurement. *Materials & Design*, In Press, Corrected Proof, 2005.