



UNIVERSIDAD NACIONAL
de MAR DEL PLATA
.....



Facultad de
Ingeniería

Cálculo y selección de partes para torno de banco

Proyecto final de grado para la carrera de Ingeniería Mecánica

- Estudiante: Marcos Agustín D'Aurelio (agustindaurelio@gmail.com), leg.: 13379
- Director: Ing. Roberto Rafael Fernandez
- Codirector: Ing. Ricardo Javier Zucal



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



UNIVERSIDAD NACIONAL
de MAR DEL PLATA
.....



Facultad de
Ingeniería

Cálculo y selección de partes para torno de banco

Proyecto final de grado para la carrera de Ingeniería Mecánica

- Estudiante: Marcos Agustín D'Aurelio (agustindaurelio@gmail.com), leg.: 13379
- Director: Ing. Roberto Rafael Fernandez
- Codirector: Ing. Ricardo Javier Zucal

Contenido

Introducción.....	2
Objetivos	4
Prediseño y cálculos preliminares	5
Consideraciones iniciales	5
Cálculo de fuerzas	8
Diseño de componentes.....	18
Bancada.....	18
Delantal.....	53
Cremallera	60
Tornillo de avance o husillo de roscar	82
Husillo de cilindrar	92
Carro transversal	96
Charriot.....	112
Husillo	118
Rodamientos del husillo.....	125
Motor eléctrico	131
Conclusiones.....	134
Trabajos futuros	138
Bibliografía	139

Introducción

La Real Academia Española define al torno como una “máquina herramienta en la que la pieza que se mecaniza gira sobre sí misma mientras es labrada por una cuchilla, muela o utensilio similar”.

Hoy en día el torno es una pieza central en el mundo industrial, siendo una máquina herramienta indispensable para cualquier taller o industria que deba realizar trabajos de mecanizado, con distintos grados de precisión, en elementos que presenten geometría de revolución.

En la actualidad, la República Argentina cuenta con gran cantidad de industrias cuyo trabajo requiere o implica el mecanizado de precisión de partes de diversos tamaños. Ante esta situación, varias casas importadoras y fábricas nacionales ofrecen máquinas herramienta para llevar a cabo las tareas necesarias.

Es de particular interés para este proyecto la oferta actual de tornos de banco. Una sencilla búsqueda en MercadoLibre nos da una idea de la situación: tornos de origen chino que, aunque son vendidos bajo diversos nombres y marcas (Lüsqtoff, KLD, BTA, Omaha; etc.), provienen todos de la misma fábrica y presentan en la mayoría de los casos uno o varios de los siguientes problemas:

- Empleo de rodamientos de una hilera de bolas para soportar el husillo.
- Guías y conjunto de carro fabricados haciendo uso de materiales inadecuados y procesos poco precisos, lo cual resulta en juegos y deformaciones inadmisibles para una máquina que debe realizar trabajos de precisión.
- Empleo de engranajes de acetal o nylon en varias cadenas cinemáticas.

El primer y el segundo problema son particularmente preocupantes porque resultan en vibraciones que afectan negativamente la precisión y terminación del trabajo y acortan en gran medida la vida útil del torno.

Son numerosos los videos y publicaciones de usuarios que, haciendo modificaciones varias, logran subsanar estos problemas y muchos otros, pero se hace necesario comprar material y contar con herramientas como un taladro, una fresadora y accesorios varios. La conclusión es que se hace necesaria una inversión extra únicamente para poder poner el torno en una condición apta para su uso.

El fin de este proyecto es plantear mecánicamente (o seleccionar de catálogo, de corresponder) varias partes esenciales, con el fin de obtener un torno de banco funcional y de calidad, cuya fabricación no requiera el empleo de materiales o procesos de fabricación excesivamente complejos o costosos, y que se presente como una alternativa profesional y bien acabada ante los productos ya mencionados.

Son de fundamental importancia para un torno las siguientes piezas, entre otras:

- La bancada: pieza central de un torno, en la cual se encuentran las guías del carro y a la cual se fijan todo el resto de las piezas y subconjuntos.
- El husillo: Es el eje hueco rotante al cual se fijan los elementos a trabajar por medio de accesorios varios. La precisión y los materiales con los que se fabrica esta pieza afectan de manera importante la tendencia a la vibración en condición de trabajo (normalmente conocida como “chatter”) y la concetricidad y precisión de los mecanizados realizados.
- El conjunto del carro: todos los componentes que integran el conjunto inciden de manera directa en la precisión obtenible con el torno. Son de fundamental importancia las guías.

A lo largo del proyecto se trabajará con estas partes, y algunas otras, con el fin de lograr un funcionamiento óptimo y una larga vida útil.

Debido a la enorme dificultad que supondría, no resultará de este trabajo un conjunto de planos de taller o una documentación de producción, sino que se hará el diseño mecánico o selección de distintos componentes importantes tomando en cuenta las capacidades que se le pueden exigir a un torno de este tamaño.

Objetivos

El objetivo general es detallar características y dimensiones de algunas partes esenciales de un torno para lograr una máquina de rigidez, precisión y durabilidad y funcionalidad mayores a las que forman la gran mayoría de la oferta disponible en la Argentina.

Para lograr esto, se busca determinar la siguiente lista de características:

- Bancada: material y tratamientos térmicos. Particular atención a las guías (modulares o integrales, material, tratamientos, dimensiones de sección).
- Tornillo de avance: material, tratamientos, tipo de rosca y diámetro.
- Delantal: Planteo de una cadena cinemática que permita tanto movimiento manual como avance automático impulsado por el tornillo.
- Carro transversal: Planteo de la cadena cinemática; forma, material, tratamientos y dimensiones de sección de la guía.
- Charriot: Planteo de cadena cinemática; forma, material, tratamientos y dimensiones de sección de la guía; planteo del elemento de medición del ángulo relativo entre charriot y carro transversal.
- Husillo: forma, material y tratamientos térmicos aplicados; dimensionamiento del cabezal del husillo según características de accesorios disponibles en el mercado; dimensionamiento del pasaje de barra.
- Rodamientos del husillo: cantidad, tipo, marca y modelo.
- Motor eléctrico: tipo, marca, aislación, potencia y velocidad.

Prediseño y cálculos preliminares

Consideraciones iniciales

Para empezar, vale la pena reiterar el propósito del proyecto: la formulación de algunas partes esenciales de un torno de banco con el fin de obtener una máquina-herramienta de prestaciones superiores a las que forman la mayor parte de la oferta de este tipo de torno en el mercado nacional. Tomando en cuenta este objetivo puede deducirse que el primer paso a tomar es evaluar la oferta actual.

Una búsqueda por MercadoLibre y sitios web de distintos proveedores nos lleva a tres ejemplos:

El primero de ellos es el torno T10, de la marca Wecheco (se debe mencionar que NO es la marca original, que se caracterizaba por fabricar en el país maquinaria de gran calidad, sino que es una marca actual, propiedad de la empresa Canavese Maquinarias SRL). Puede verse este modelo en la figura 1.



Figura 1. Wecheco T10.

El segundo de ellos es el torno AM01, de la marca KLD. Puede verse este modelo en la figura 2.



Figura 2. KLD AM01

El tercero es el torno 69550120, de la marca Duca. Puede verse este modelo en la figura 3.



Figura 3. Duca 69550120

Observándolos con cuidado puede notarse una enorme cantidad de parecidos, lo cual lleva a pensar en la hipótesis de que en los 3 casos se trata del mismo modelo, al cual se le cambian detalles como el formato de los controles eléctricos de la máquina y el esquema de colores. Dicha hipótesis parece ser compartida por algunos hobbyistas y torneros, según se puede apreciar en las siguientes discusiones del foro MetalAfición:

- <https://foro.metalaficion.com/index.php?topic=35179.0>
- <https://foro.metalaficion.com/index.php?topic=21337.0>

De ahora en más se hablará de “**torno base**” para hacer referencia a este torno cuyas características se desea superar con un nuevo diseño.

Acudiendo al sitio web de Canavese podemos ver las características importantes del torno base con más detalle. Dichas prestaciones pueden verse en la figura 4.

CARACTERÍSTICAS T10	MEDIDAS
DISTANCIA ENTRE PUNTAS	520MM
DIÁMETRO MÁXIMO EN BANCADA	200MM
DIÁMETRO MÁXIMO EN CARRO	115MM
DIÁMETRO DE HUSILLO	20MM
CANTIDAD DE VELOCIDADES	6
VELOCIDAD MÍNIMA Y MÁXIMA	170/1950RPM
RANGO LONGITUDINAL	0.05-0.2MM/R
RANGO DE 20 ROSCAS MÉTRICAS	0.4-3MM
RANGO DE 17 ROSCAS WHITWORTH	48-8 H/P/P
CONO MORSE	MT2
MOTOR	220V/¼HP

Figura 4. Características del torno base

Nótese que los apartados de variedad de roscas no son del todo confiables. Podemos recurrir a una tabla de roscas^[8] tipo M (métrica común), MF (métrica fina), BSW (Whitworth común), BSF (Whitworth fina) y verificar lo siguiente:

- Existen 14 roscas métricas en el rango mencionado (0,4 a 3 mm), teniendo en cuenta tanto los formatos M y MF: 0,40; 0,45; 0,50; 0,60; 0,70; 0,75; 0,80; 1,00; 1,25; 1,50; 1,75; 2,00; 2,50; 3,00.
- Existen 16 roscas inglesas en el rango mencionado (48 a 8 HPP), teniendo en cuenta los formatos BSW y BSF: 48, 40, 32, 28, 26, 24, 22, 20, 18, 16, 14, 12, 11, 10, 9, 8. En este caso la veracidad es menos discutible ya que es posible que el torno cuente con alguna rosca que forma parte de algún otro formato inglés (UNF, NPT, BSPT; etc.).

Tenemos entonces una serie de lineamientos para el torno a diseñar:

- Debe ofrecer COMO MÍNIMO 6 velocidades.
- Debe ofrecer COMO MÍNIMO 14 roscas métricas.
- Debe ofrecer COMO MÍNIMO 16 roscas Whitworth.
- Debe contar con un motor monofásico de $\frac{3}{4}$ HP (550 W).

En el mismo sitio web figura que el husillo del torno base cuenta con un alojamiento para cono Morse #3 y pasaje de barra de 20 mm. Estas características serán emuladas por el nuevo diseño.

Cálculo de fuerzas

Es necesario también determinar que fuerzas axiales, transversales y tangenciales serán consideradas como el caso “extremo” a partir del cual diseñar los componentes del torno.

Para poder calcular las fuerzas que surgirán a la hora de emplear el torno, debe determinarse primero qué materiales se espera que la máquina sea capaz de mecanizar sin problemas. El nuevo diseño debe ser capaz de torneear (dentro de los límites impuestos por la potencia del motor) metales ferrosos comunes de encontrar en un taller pequeño sin problemas.

Se recurre entonces a la guía técnica de materiales de Sandvik^[15]. Se hace uso, en particular, de la sección referida a la categoría ISO P, que corresponde a aceros sin alear y aleados (excluyendo inoxidable), cuya dureza no excede 48 HRC.

Dentro de la categoría ISO P se debe buscar cual subconjunto representa aceros que son de difícil mecanizado y que, al mismo tiempo, no son de uso excepcional o de uso común en partes cuyo tamaño excluye a un torno liviano del conjunto de máquinas que se empleará para mecanizarlas.

Se presenta como una opción interesante el subconjunto que abarca aceros para herramientas, obtenidos por forja, laminado o trefilado y en estado recocido. En la figura 5 puede verse un extracto de la guía técnica de materiales de Sandvik^[15] en el que se pueden observar las características de esta categoría.

MC code	Material group	Material sub-group	Manufacturing process	Heat treatment	nom	Specific cutting force, k_{c1} (N/mm ²)	m_c					
P2.6.C.UT	2	6	all carbon contents (cast)	C	cast	UT untreated	200 HB	1600	0.25			
P2.6.C.HT	2	6		C		HT hardened+tempered	380 HB	3200	0.25			
P3.0.Z.AN	3	0	main group	Z	forged/rolled/cold drawn	AN annealed	200 HB	1950	0.25			
P3.0.Z.HT				Z		HT hardened+tempered	380 HB	3100	0.25			
P3.0.C.UT				C	cast	UT untreated	200 HB	1950	0.25			
P3.0.C.HT				C		HT hardened+tempered	340 HB	3040	0.25			
P3.1.Z.AN				3	1	HSS	Z	forged/rolled/cold drawn	AN annealed	250 HB	2360	0.25
P3.2.C.AQ				3	2	Manganese Steel	C	cast	AQ annealed/quenched or annealed	300 HB	3000	0.25
P4.0.S.NS	4	0	sintered steels	0	main group	S	sintered	NS not specified	150 HB			

Figura 5. Características de los aceros para herramientas en estado recocido según Sandvik.

Se elige este subconjunto debido a que en muchos talleres e industrias no es rara la fabricación de herramientas especializadas cuando las opciones comerciales no pueden ser empleadas, son difíciles de conseguir o representan un costo excesivo. Se emplean en la manufactura de estos implementos los aceros para herramientas debido a que en su estado recocido son trabajables y, luego de que se les apliquen tratamientos de temple y revenido, adquieren una dureza que puede llegar a exceder los 60 HRC acompañada de una resistencia al rojo muy útil.

Luego, como operaciones a analizar se eligen dos en particular: el cilindrado y el refrentado. Cada una de ellas presenta fuerzas en tres ejes, y existen numerosos estudios que proveen una cantidad interesante de datos experimentales que servirán para evitar un análisis puramente teórico. En la figura 6 pueden apreciarse las fuerzas de corte existentes en distintas operaciones de mecanizado.

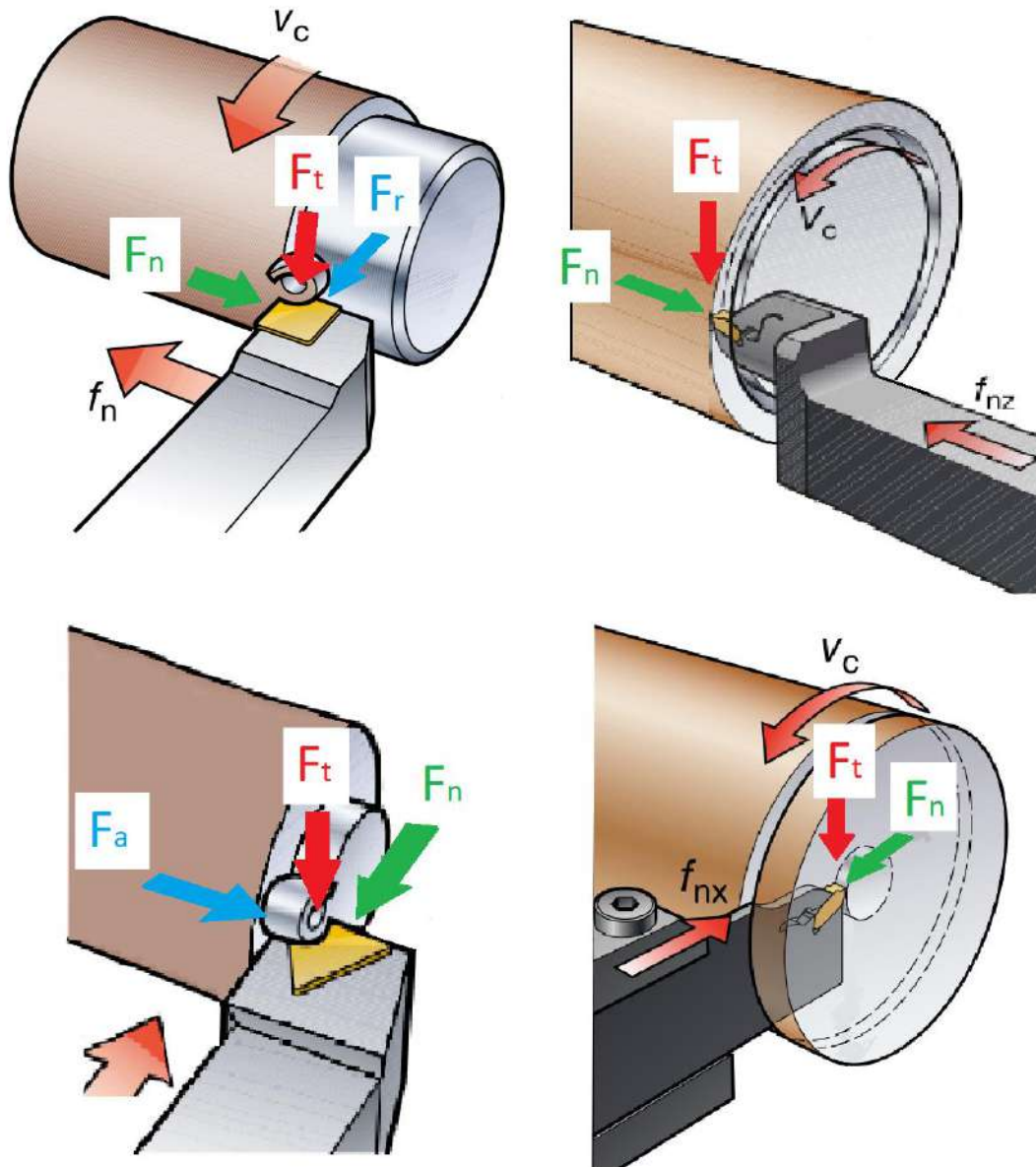


Figura 6. Fuerzas de corte en distintas operaciones

Se empleará también en el análisis la fórmula de Sandvik para el cálculo de potencia en operaciones de torneado, extraída de su manual de formación sobre tecnología de mecanizado de metales^[16]:

$$P = \frac{v_c \cdot a_p \cdot f_n \cdot k_{c1} \cdot \left[\frac{1}{f_n \cdot \text{sen}(KAPR)} \right]^{m_c} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100} \right)}{60 \frac{s}{min} \cdot 1000 \frac{W}{kW}}$$

Siendo:

- **P** la potencia consumida en la operación en kW.
- **v_c** la velocidad de corte en m/min.
- **a_p** la profundidad de corte. En el caso del ranurado, a_p toma el valor del ancho de la herramienta.
- **f_n** es el avance por vuelta del husillo, en mm/rev.
- **k_{c1}** es la fuerza específica de corte unitaria. Puede observarse en la figura 5 que para el grupo de materiales elegido este valor es 1950 N/mm².
- **m_c** es un exponente que afecta el efecto que tiene el grosor de la viruta sobre la magnitud de la fuerza específica de corte. Puede observarse en la figura 5 que para el grupo de materiales elegido este valor es 0,25.
- El **KAPR** es el ángulo de posición.
- **γ_o** es el ángulo de ataque de la herramienta en grados.

Es importante tomar en cuenta para el cálculo de potencia que P no puede ser igual a 550 W ya que hay una gran cantidad de elementos formando parte de la cadena cinemática y la energía perdida en la fricción entre partes no es poca. ISCAR cuenta con una fórmula distinta para el cálculo de la potencia empleada en operaciones de torneado, en la cual la eficiencia es un término explícito:

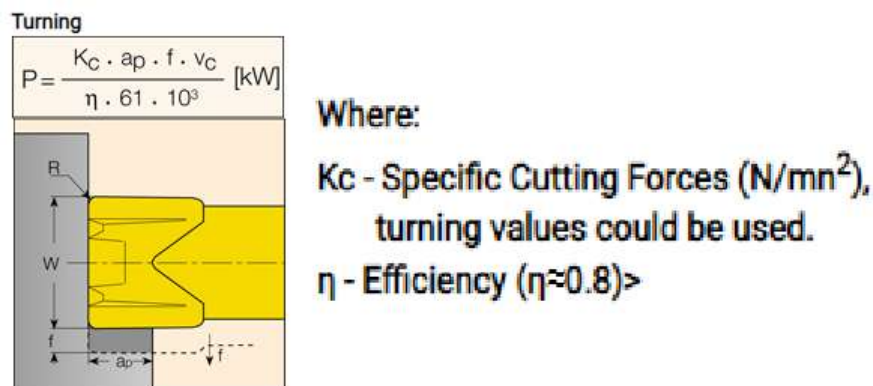


Figura 7. Fórmula propuesta por ISCAR para la estimación de potencia necesaria para el mecanizado.

Nótese que, si no se cuenta con el dato exacto, se sugiere asumir una eficiencia del 80%. Se empleará dicho valor para los cálculos que seguirán.

Se empleará como fuente de datos experimentales la tesis titulada “Cutting forces in turning operations”^[14] escrita por el Ing. Sergi Martín Umbert. La misma trata sobre el estudio de distintas formulaciones cuyo propósito es la estimación de fuerzas surgidas durante operaciones de corte, el planteo de un modelo matemático para emplear en computadora y en la realización de operaciones de mecanizado para obtener datos para contrastar con los resultados del modelo.

En la tesis se emplea, entre otros elementos, un inserto TNMG 160404-MF en conjunto con un portaherramientas no especificado, de cabo cuadrado y que resulta en un KAPR de 91° . Ambos insumos son de la marca Sandvik. El material mecanizado es acero inoxidable AISI 410.

Respecto del inserto se seleccionará un TNMG 160404-PF calidad 1515 que se empleará con un portaherramientas A12S-DTFNL 3, lo cual resulta en un KAPR de 91° y un ángulo de ataque de 11° , debido a que un inserto tipo PF presenta un ángulo de ataque de 17° , y el portaherramientas inclina el inserto -6° .

En la tesis de Umbert^[14] puede observarse el siguiente gráfico:

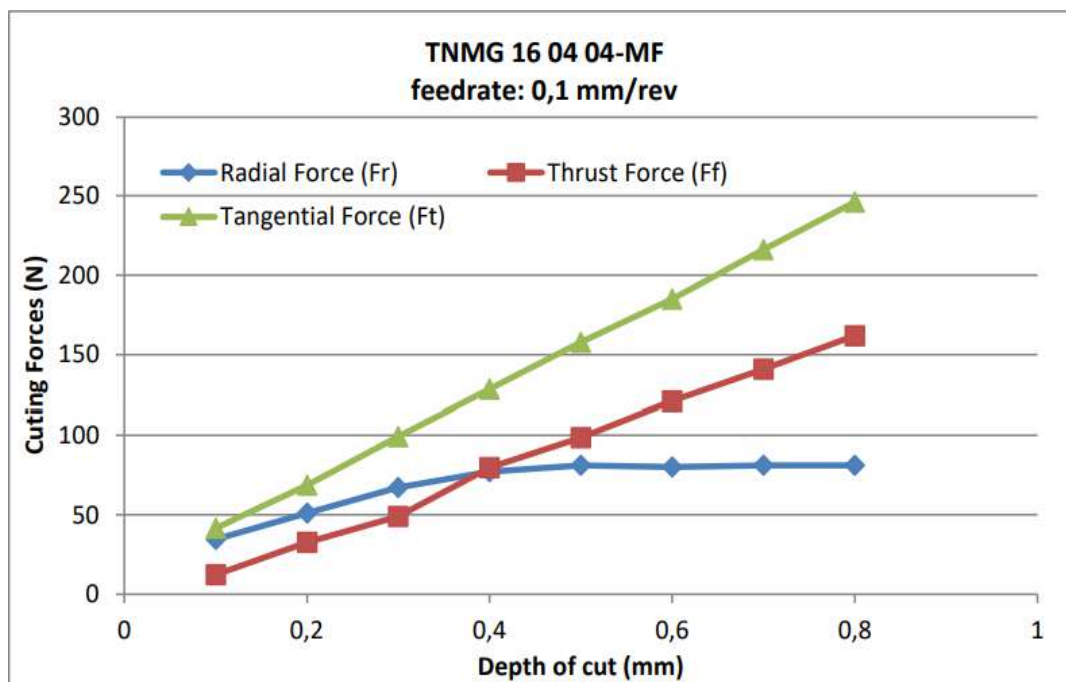


Figura 8. Fuerzas de corte relevadas durante las experiencias prácticas realizadas por Umbert.

F_t es la fuerza tangencial de corte, F_f es la fuerza de avance y F_r es la fuerza radial. Dichas fuerzas de corte se obtuvieron en distintas pasadas de cilindrado, todas ellas realizadas con un avance de 0,1 mm/rev y a una velocidad de corte de 200 m/min.

Empleando estas condiciones, y sabiendo el KAPR (91°), el ángulo de ataque (11°) y la fuerza de corte unitaria (1950 N/mm²), solo resta determinar cuál es la profundidad de corte que resulta en un máximo aprovechamiento de la potencia.

Luego, aplicando la ecuación de Sandvik:

$$\frac{200 \frac{m}{min} \cdot a_p \cdot 0,1 \frac{mm}{rev} \cdot 1950 \frac{N}{mm^2} \cdot \left[\frac{1}{0,1 \frac{mm}{rev} \cdot \text{sen}(91^\circ)} \right]^{0,25} \cdot \left(1 - \frac{11}{100} \right)}{60 \frac{s}{min} \cdot 1000 \frac{W}{kW}} = 1,04 \frac{kW}{mm} \cdot a_p$$

$$P = 0,55 kW \cdot 0,8 = 0,44 kW = 1,04 \frac{kW}{mm} \cdot a_p \rightarrow a_p = \frac{0,44 kW}{1,04 \frac{kW}{mm}} = 0,42 mm$$

Con la potencia consumida y la velocidad de corte en m/s es posible estimar la fuerza tangencial:

$$P = 440 W = F_t \cdot v_c = F_t \cdot 3,3 \frac{m}{s} \rightarrow F_t = \frac{440 W}{3,3 m/s} = 133 N$$

Este resultado se corresponde casi exactamente con los datos experimentales de Umbert, recopilados en un torno Colchester Master VS 3250 con un dinamómetro multicomponente Kistler 9257B.

El aporte más interesante del gráfico de la figura 8 es la posibilidad de estimar la fuerza radial y de avance en relación a la fuerza tangencial: debido a que las condiciones e insumos empleados en el experimento son muy similares a las de la situación hipotética recién planteada, no es incoherente afirmar que la proporción que existe entre las fuerzas es parecida en ambos casos.

En la figura 9 se aprecia, marcada por una línea negra, la zona del gráfico que representa las condiciones de mecanizado planteadas, a fines de poder estimar a F_f y F_r en base a F_t .

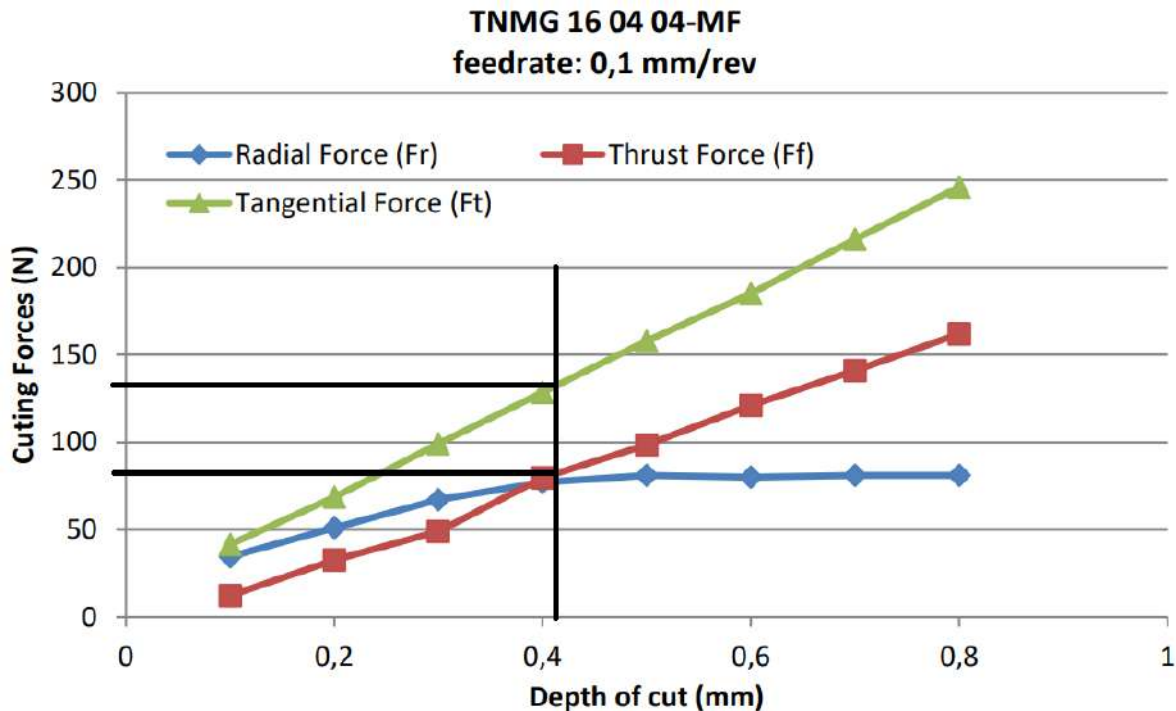


Figura 9. Zona del gráfico que representa las condiciones de mecanizado empleadas.

Puede apreciarse que, respecto de la fuerza tangencial, las fuerzas radiales y de avance son aproximadamente un 60% (lo cual equivale a 80 N).

Si en un refrentado se emplean condiciones de mecanizado análogas a las recién mostradas (200 m/min en la superficie, profundidad de corte 0,4 mm y avance radial de 0,1 mm/rev) puede asumirse que, en el momento de contacto inicial entre herramienta y pieza, habrá fuerzas similares a las determinadas anteriormente.

En las figura 10 y 11 se muestran las fuerzas y sus sentidos para los casos del cilindrado y el refrentado respectivamente. Para las condiciones elegidas, se llega al resultado de que las fuerzas son iguales para ambas operaciones, ya que las fuerzas de avance y radial (axial en el caso del refrentado) tienen el mismo valor.

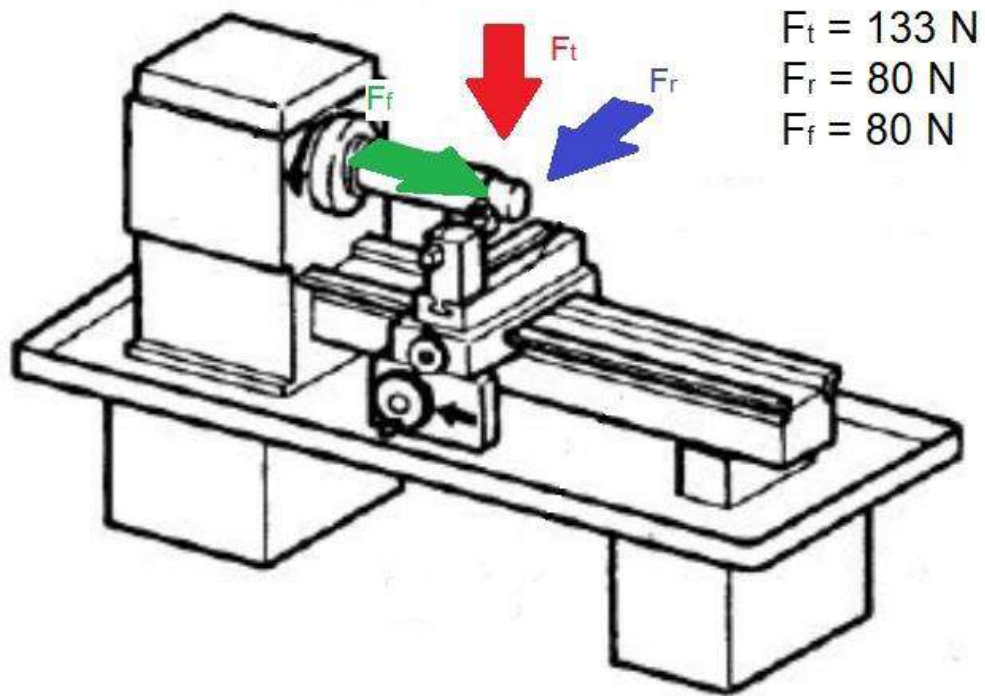


Figura 10. Fuerzas para el caso del cilindrado o mandrinado.

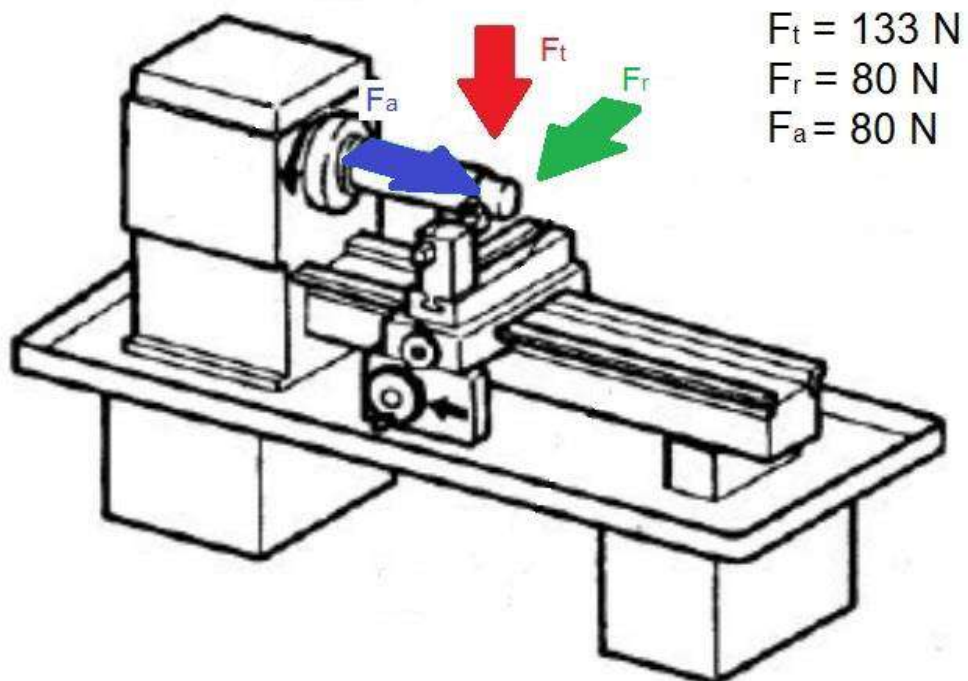


Figura 11. Fuerzas para el caso del refrentado.

Para obtener medidas de referencia con las cuales calcular brazos de palanca y asignar longitudes o alturas de manera aproximada se tomaron medidas en un torno de banco antiguo presente en la EFP N°1 Crucero Belgrano en la cual el autor de este proyecto cursó un par de meses de tornería. Las figuras 12, 13 y 14 son imágenes de esta máquina.



Figura 12. Vista del torno de banco de la escuela.



Figura 13. Otra vista del torno de banco de la escuela.



Figura 14. Medición de la distancia entre puntas, que resultó ser de aprox. 600 mm.

Diseño de componentes

Bancada

La bancada es el componente más grande de un torno y, además, es también el más importante. Es la base sobre la cual se apoyan el cabezal fijo, que contiene al husillo y todo el sistema de transmisión, el cabezal móvil (comúnmente conocido como contrapunto) y el tornillo y la barra de avance automático. También se encuentran en ella las guías, ya sea como parte integral o como una pieza aparte fijada por medio de tornillos.

Las bancadas normalmente son piezas de fundición, obtenidas por colada y luego mecanizadas en varias etapas para dar forma a las superficies relevantes. Si la misma se daña gravemente, el torno puede considerarse efectivamente inutilizado como máquina de precisión y su reparación suele ser compleja y costosa, de ser posible en absoluto.



Figura 15. Bancada de torno siendo mecanizada en rectificadora.

La bancada es la responsable de la mayor parte de la masa y rigidez estructural de la máquina. Está relacionada también con la precisión obtenible, ya que en ella se encuentran las guías sobre las cuales desliza el carro y el contrapunto y la superficie sobre la cual se fija el cabezal fijo.

En base a todo lo ya mencionado, puede afirmarse que una bancada debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Debe ser **rígida**
- Debe ser **pesada** dentro de lo razonable
- Debe contar con gran **dureza** en superficies sobre las que deslizarán o se apoyarán otros componentes
- Debe ser **tenaz**, debido a que la aparición y propagación de fisuras son defectos inhabilitantes

Sobre estas características influyen los siguientes factores:

- El material empleado
- La forma de la estructura
- Los mecanizados realizados
- Los tratamientos aplicados

Primero se debe comenzar con la selección del material. Debido a las formas complejas que generalmente se observan en las bancadas queda descartada la opción de mecanizar desde cero la materia prima para llegar a la forma final ya que esto resultaría en tiempos de producción excesivos y una pésima economía del material, por lo que se deberá emplear la fundición como proceso inicial.

Queda reducida entonces la gama de posibilidades a las fundiciones y los aceros colables. De entre estas dos opciones, es más interesante la primera, ya que la segunda incide en un gran incremento en los costos debido a que los aceros requieren temperaturas bastante más elevadas que las fundiciones para llegar al punto de fusión, y además presentan mayor contracción térmica durante el enfriado.

Dentro del grupo de las fundiciones, encontramos los siguientes grupos clásicos:

- Fundiciones grises
- Fundiciones blancas
- Fundiciones maleables
- Fundiciones dúctiles

Las fundiciones grises son económicas, muestran un excelente comportamiento frente a la compresión y cuentan con una gran capacidad de amortiguación de vibraciones. Son de uso muy difundido en máquinas herramienta (especialmente las antiguas), pero se caracterizan por su reducida tenacidad, su baja resistencia a la tracción y su elevada sensibilidad a la fatiga.

Las fundiciones blancas presentan elevadas durezas sin necesidad de tratamientos térmicos. Son ideales para usos caracterizados por la abrasión o la erosión, pero su tenacidad es muy reducida. Además, su mecanizado es más dificultoso y su coste suele ser elevado.

Las fundiciones maleables quedan descartadas debido a que su obtención implica elevadísimos costos y su tenacidad, la ventaja principal de este grupo, no es mayor que la de las fundiciones dúctiles.

Las fundiciones dúctiles se presentan, en principio, como una opción viable e interesante. Su obtención no es mucho más compleja que la de las fundiciones grises pero, a diferencia de estas, presentan una buena tenacidad que resulta en una buena resistencia a la fatiga y a la concentración de tensiones. Además, si bien no cuentan con la capacidad de amortiguación de vibraciones de las fundiciones grises, muestran un buen comportamiento en este aspecto superando ampliamente a otros materiales, según puede apreciarse en la figura 16, extraída del volumen 1 Metals Handbook^[11].

Material	Relative damping capacity
Gray iron, coarse flake	100-500
Gray iron, fine flake	20-100
Malleable iron	8-15
Ductile iron	5-20
Pure iron	5
Eutectoid steel	4
White iron	2-4
Aluminum	0.4

Figura 16. Tabla de capacidad relativa de amortiguación.

Se decide finalmente por el empleo de una fundición gris. Si bien las fundiciones dúctiles presentan características interesantes, su ductilidad es un aspecto poco deseable para una bancada: las distorsiones en la misma son las responsables de una buena parte de la falta de precisión en un torno. Aumentar la rigidez de la pieza requeriría el empleo de grados de calidad muy elevados. Dicha opción resulta en un aumento considerable de costos y de tiempos de producción debido a la mayor dificultad de mecanizado. El volumen 1 del Metals Handbook^[11] indica que la elongación de las fundiciones grises suele ser del 0,6% al momento de la fractura, indicando que presentan elevadísima rigidez.

Se debe determinar **cuál** es la fundición gris a emplear. Recurriendo al volumen 1 del Metals Handbook^[11], encontramos que las clasificaciones más importantes son las surgidas de la norma ASTM A48 (clasificación para fundiciones grises de uso general) o la SAE J431 (empleada en la industria automotriz). Se mencionan otras normas, pero corresponden a aplicaciones particulares, como la contención de fluidos a presión o el uso intensivo a altas temperaturas. Pueden apreciarse la resistencia a la tracción esperada de cada uno de estos grados en las tablas de la figura 17.

ASTM class ^(a)	Approximate tensile strength		SAE grade	Minimum tensile strength	
	MPa	ksi		MPa	ksi
20	138	20			
25	172	25			
30	207	30	G1800	124	18
35	241	35	G2500	173	25
40	276	40	G3000	207	30
45	310	45	G3500	241	35
50	345	50			
60	414	60	G4000	276	40

Figura 17. Resistencia a la tracción diferentes grados de fundiciones grises según ASTM A48 y SAE J431

Se encuentra también en el volumen 1 del Metals Handbook^[11] una tabla con ejemplos de uso de los distintos grados que figuran en la norma J431, que puede apreciarse en la figura 18.

Grade	Typical uses
G1800	Miscellaneous soft iron castings (as-cast or annealed) in which strength is not a primary consideration
G2500	Small cylinder blocks, cylinder heads, air-cooled cylinders, pistons, clutch plates, oil pump bodies, transmission cases, gearboxes, clutch housings, and light-duty brake drums
G3000	Automobile and diesel cylinder blocks, cylinder heads, flywheels, differential carrier castings, pistons, medium-duty brake drums and clutch plates
G3500	Diesel engine blocks, truck and tractor cylinder blocks and heads, heavy flywheels, tractor transmission cases, heavy gearboxes
G4000	Diesel engine castings, liners, cylinders, and pistons

Figura 18. Ejemplos de uso para distintos grados SAE J431 de fundiciones grises.

El volumen 1 menciona también que, a medida que se asciende dentro los grados de fundiciones, empezando por la 20 y llegando a la 60, aumentan o mejoran:

- La resistencia a la tracción
- El acabado conseguible al mecanizar
- El módulo de elasticidad
- La resistencia al desgaste

Por otro lado, disminuyen o empeoran:

- La maquinabilidad
- La resistencia al shock térmico
- La capacidad de amortiguación
- La colabilidad

Se elegirá el grado G3500. El mismo coincide de manera aproximada con la clase 35 de la norma A48. Dicho grado, al estar “a medio camino”, provee una buena

combinación de resistencia a la tracción y al desgaste, capacidad de amortiguación y colabilidad, siendo esta última crucial para obtener una pieza por fundición que pueda conservar detalles pequeños, esquinas pronunciadas y secciones finas. Puede verse en la figura 18 que este tipo es empleado en aplicaciones con requerimientos exigentes, y se ajustará perfectamente para los esfuerzos que pueda sufrir una bancada de torno. Otra ventaja de gran importancia es el hecho de que actualmente hay varias fundiciones en el país que trabajan con G3500, evitando tener que recurrir a empresas extranjeras y transportes internacionales.

Respecto de los tratamientos térmicos a aplicar a todo el volumen el único aplicable en este caso es el recocido, que tiene como propósito disminuir o eliminar las tensiones residuales del proceso de enfriamiento en el molde. Aun así, esta opción es de coste elevado debido al tamaño y la masa de la pieza. La ASM, en el volumen 1 del Metals Handbook^[11] declara que son pocas las partes de fundición gris que reciben un recocido antes de ser mecanizadas. Además, también afirman que al ser la superficie la zona donde se concentran estas tensiones residuales, es posible eliminar una buena parte por medio de operaciones de desbaste. Se decide entonces mecanizar la bancada en estado as-cast.

El tratamiento térmico superficial a aplicar debe ser el de temple por inducción o por llama, debido a la velocidad de aplicación y a sus ventajas económicas en producciones grandes. Efectivamente estas ventajas resultan en que sean los procesos elegidos por casi todos los fabricantes de tornos a la hora de endurecer las guías de la bancada. La temperatura de austenizado será de 870°C y el medio de extracción de calor será el agua la cual, si bien no es el medio apto para templados aplicados a todo el volumen de una pieza de fundición gris ya que provoca distorsiones y fisuras por su elevada severidad, puede ser empleada para tratamientos superficiales, según lo indica el volumen 1 del Metals Handbook^[11]. Dicho tratamiento debe estar seguido obligatoriamente de un revenido debido a que en las fundiciones grises, según lo indican los datos recopilados por la ASM, la resistencia a la tracción luego del temple suele ser menor que en su estado as-cast además de presentar una importante disminución de la resistencia al impacto. Un

revenido a aproximadamente 370°C lleva a estas propiedades a su punto máximo, a costa de provocar una disminución leve de la dureza. En la figura 19, pueden apreciarse gráficos que ilustran los puntos recién mencionados.

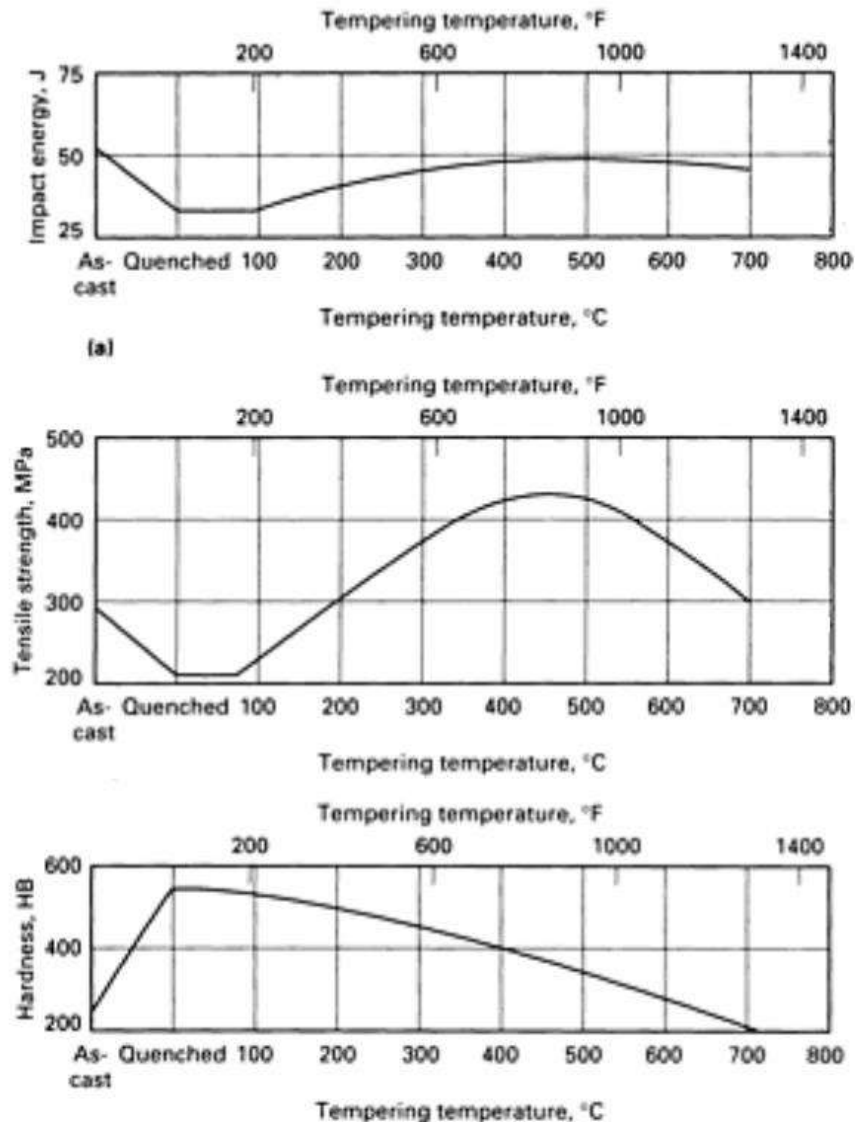


Figura 19. Cambios en las propiedades de una fundición gris templado según la temperatura de revenido, graficados en curvas tomadas del volumen 4 del Metals Handbook^[12]. El hierro ensayado es un ASTM A48 grado 40 de bajo contenido de silicio, calentado a 870°C y templado en aceite.

Decidido el material y los tratamientos que se aplicarán en las superficies críticas es necesario determinar la forma de la bancada. El torno base presenta una estructura con dos bases anchas y un vaciado entre los bastidores sobre los que se encuentran las guías, que puede apreciarse en la figura 20.

Para el nuevo diseño vale la pena conservar la idea de las dos bases, porque proveen apoyo suficiente y elevan la altura de la máquina, pero es conveniente reexaminar el resto de la estructura. Consultando bibliografía especializada en la construcción de máquinas herramienta es posible ver que empleando un poco más de material para agregar costillas entre los bastidores se logran grandes incrementos en la rigidez frente a cargas de flexión y torsión.

F. Koenigsberger afirma, en su libro “Machine Tool Structures”^[17], que el uso de costillas entre los bastidores de las guías es necesario para dar rigidez a una bancada. La disposición que recomienda es la de “combinación de costilla y caja”, que puede apreciarse en la figura 21 a la derecha de la disposición diagonal.



Figura 20. Vista superior de un torno de banco.

La combinación de costilla y caja presenta propiedades interesantes, pero es excesivamente compleja para un torno de dimensiones y esfuerzos relativamente reducidos. Se presenta como la mejor opción la disposición diagonal, que es mucho más sencilla y tiene también efectos positivos sobre la rigidez ante esfuerzos de flexión y torsión, según los datos que pueden verse en la tabla de la figura 22, que ha sido extraída del libro “Machine Tools Handbook: Design and Operation”^[18] escrito por P. H. Joshi.

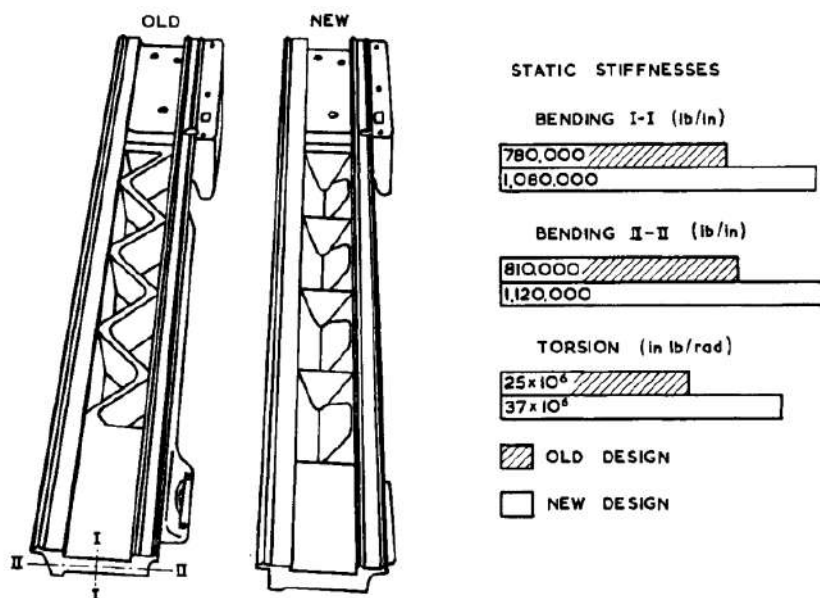


Figura 21. Comparación entre la combinación de caja y costilla (derecha) y la disposición diagonal (izquierda).

Stiffener arrangement	Relative torsional arrangement	Relative weight stiffness	Relative torsional stiffness per unit weight
1	1.0	1.0	1.0
2	1.34	1.34	1.0
3	1.43	1.34	1.07
4	2.48	1.38	1.80
5	3.73	1.66	2.25

Figura 22. Comparación de la rigidez obtenida con varias disposiciones de costillas según Joshi.

Queda entonces decidir sobre la parte más importante de la bancada: las guías. Sobre ellas se desplaza el conjunto del carro, y su colinealidad con el husillo es uno de los requerimientos esenciales para lograr precisión en los trabajos a realizar. Deben ser resistentes a grandes esfuerzos, a la fatiga y a la abrasión. Además, deben estar mecanizadas con precisión para asegurar un contacto excelente entre sus superficies y las canaletas del carro.

Koenigsberger^[17] afirma que las guías, presentes ya sea en un torno o en cualquier otra máquina herramienta, deben cumplir con los siguientes requerimientos:

- Dar alineamiento exacto a las partes guiadas en todas las posiciones y bajo el efecto de cargas operacionales
- Contar con maneras de compensar por posible desgaste
- Ser de armado sencillo y de manufactura económica
- Evitar restricción total de movimiento (o lo que es lo mismo, que el diseño de las guías no resulte en que el elemento guiado quede “trabado” en algún tramo del recorrido)
- Evitar la acumulación de virutas y presentar facilidad en la remoción de las mismas
- Ser de fácil lubricación

El autor menciona varias formas que pueden adoptar las secciones de las guías, que pueden apreciarse en la figura 23.

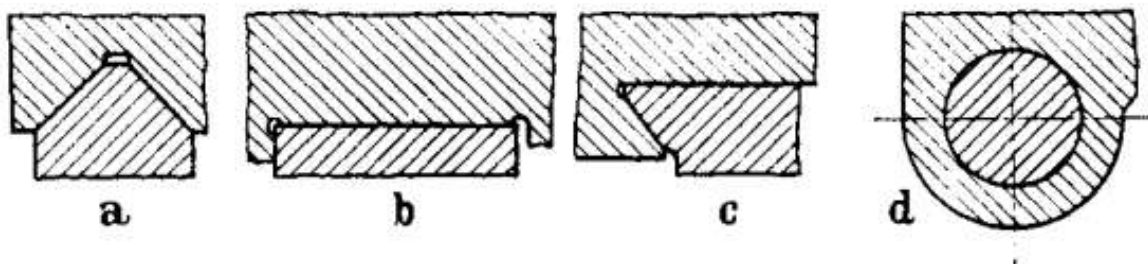


Figura 23. Formas de sección de guías mencionadas por Koenigsberger: prismática (a), plana (b), cola de milano (c) y cilíndrica (d).

La guía plana es sencilla de mecanizar y limpiar, además de presentar una geometría simple, en la que la concentración de tensiones es mucho menor que en otras formas más complicadas. Aun así, por sí sola no es capaz de proveer un guiado adecuado y siempre requiere ser usada en conjunto con alguna o varias de las otras formas.

La cola de milano es muy popular en fresadoras, donde se la puede observar siempre en las guías para la mesa. Aun así, su mecanizado es más dificultoso y su forma se presta a la aparición de tensiones concentradas que afectan negativamente la vida útil de la máquina, además de que dificulta posibles tratamientos superficiales. Su uso es más justificable cuando se emplea en partes que presentan la posibilidad de darle a la base de la guía (que presenta la sección más angosta y es también el lugar donde se concentran las tensiones) un gran espesor. Este no es el caso en la bancada de un torno, dado que situarla en uno de los parantes hace forzoso hacerlas angostas y, por lo tanto, poco resistentes. Además, requieren obligatoriamente un mecanismo para compensar el desgaste.

El cilindro es poco común, aunque se lo puede observar en máquinas antiguas y casos en los que solo deben soportar esfuerzos ligeros (por ejemplo, una afiladora universal) o pesados, pero sin movimiento (por ejemplo, los soportes para el cabezal vertical en una fresadora universal). Para casos como el de un torno, que puede presentar fuerzas de corte elevadas acompañadas por movimiento relativo entre las superficies en contacto, esta forma no resulta conveniente debido a que el desgaste no se puede compensar de manera adecuada y la pérdida de precisión se hace inevitable con el paso del tiempo.

La sección prismática es la forma que más se usa en las bancadas de tornos. Es sencilla de mecanizar y no presenta la concentración de tensiones que se observa en la cola de milano. La mayor ventaja es que este tipo de sección es **autocentrante**: el desgaste que ocurre paulatinamente en la canaleta del carro no provoca holgura debido a que este apoya sobre las guías, en vez de estar sujeto contra ellas, como es el caso de la cola de milano y el cilindro. Su mayor desventaja es el hecho de que requiere obligatoriamente de algún elemento auxiliar para

retener al cuerpo guiado de manera firme. Es debido a esto que en todos los tornos con guías en V se observan superficies planas por debajo de ellas, contra las cuales el carro está sujetado, generalmente, por medio de una placa de retención atornillada.

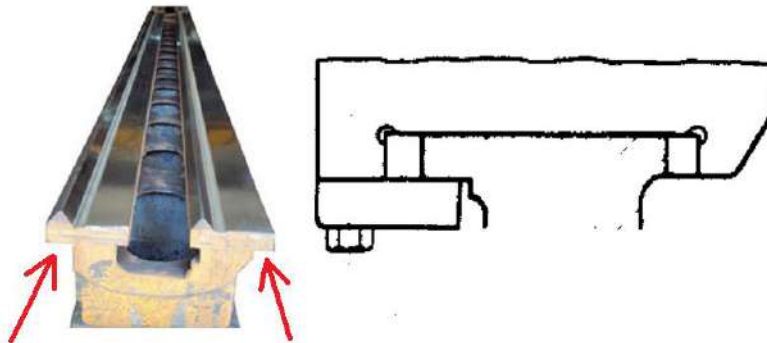


Figura 24. Guías inferiores auxiliares. Son superficies planas cuyo propósito es evitar que el carro se eleve y pierda contacto con las guías principales prismáticas.

Se empleará la forma prismática. Dicha elección implica obligatoriamente el uso de guías planas inferiores auxiliares.

Todas las superficies de las guías se obtendrán por fresado o cepillado, pero solo este paso es insuficiente. Distintos estudios recabados por Koenigsberger^[17] indican que la terminación obtenida por arranque de viruta resulta en elevadas tasas de desgaste inicial. Aplicar un rectificado (idealmente circunferencial) posterior incrementará la vida útil de manera importante, según puede verse en la figura 25.

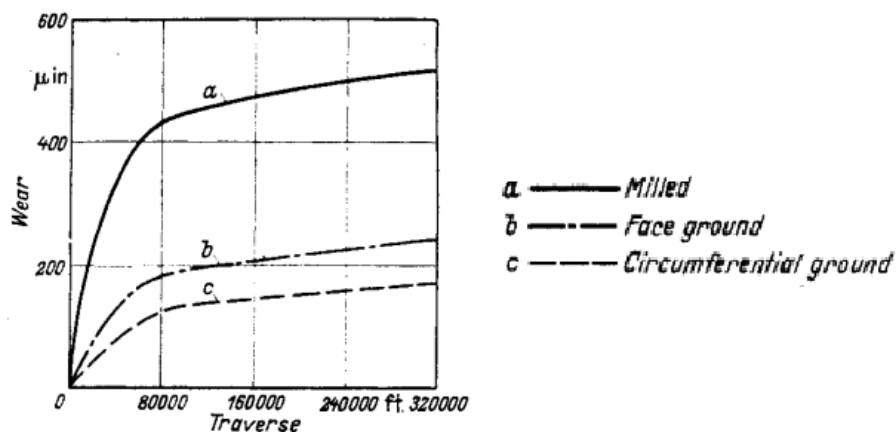


Figura 25. Desgaste observado en función de distancia recorrida por un cuerpo sobre guías con distintos mecanizados. Nótese que un rectificado reduce el desgaste a menos de la mitad.

Se empleará una disposición de guías prismáticas acompañadas por guías planas situadas en ambos bastidores, que puede verse en la figura 26. Esta distribución provee, al mismo tiempo, amplia superficie de contacto, facilidad de limpieza y lubricación y distribución óptima de esfuerzos y distorsiones.

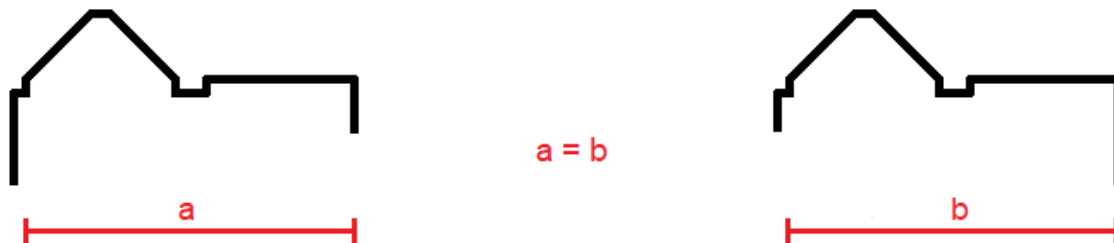


Figura 26. Esquema de la disposición de las guías. Nótese que el perfil es igual para ambos laterales.

Se hace necesario ahora dimensionar la sección de la guía. Como ya se mencionó anteriormente se debe priorizar por sobre todas las características la resistencia. Sobredimensionar aplicando un coeficiente de seguridad elevado no es una mala decisión ya que las guías representan una parte muy reducida de la masa de la bancada, por lo que aumentar su tamaño no resulta en incrementos importantes de materia prima necesaria para fabricar la parte.

Sería ideal para un caso de esta complejidad el empleo de análisis numérico asistido por computadora. Aun así, para recurrir a esta opción es necesario primero contar con un modelo al cual analizar por medios computacionales. Para cumplir con esto es necesario estudiar “con lápiz y papel” la situación. Debido a la dificultad existente es conveniente aplicar las siguientes consideraciones simplificativas:

- Solo se evaluará el sector de la guía directamente en contacto con el carro, ya que se considera que es en dicha ubicación donde las tensiones serán máximas y tendrán los efectos más perjudiciales.
- Se analizará únicamente el efecto que tienen las fuerzas de corte sobre la superficie de la guía. El estudio de tensiones en el resto del volumen de la estructura presenta gran complejidad y corresponde hacerlo por medio del análisis numérico asistido por computadora.

Debe comenzarse el proceso de dimensionamiento decidiendo cuál es el criterio que se aplicará o, dicho de otra manera, cuál será el valor máximo de tensión que se considerará tolerable.

Se comienza analizando la situación desde el punto de vista de la resistencia mecánica: el grado G3500 presenta una resistencia a la tracción de 241 MPa. Aun así, se debe recordar que los esfuerzos que sufrirán las guías son principalmente de **compresión** ya que las fuerzas de corte presionarán al carro contra la bancada. Respecto de este tipo de solicitaciones las fundiciones grises presentan una particularidad: su resistencia es aproximadamente 3.5 veces mayor que a la tensión. Puede apreciarse esto en la figura 27, extraída del Metals Handbook^[11].

ASTM A 48 class	Tensile strength		Compressive strength		Reversed bending fatigue limit	
	MPa	ksi	MPa	ksi	MPa	ksi
20	152	22	572	83	69	10
25	179	26	669	97	79	11.5
30	214	31	752	109	97	14
35	252	36.5	855	124	110	16
40	293	42.5	965	140	128	18.5
50	362	52.5	1130	164	148	21.5
60	431	62.5	1293	187.5	169	24.5

Figura 27. Tabla que muestra la resistencia a la tracción y a la compresión y el umbral de fatiga de distintos grados de fundición gris.

Emplear como criterio la resistencia mecánica, incluso con un factor de seguridad elevado, puede llegar a ser demasiado optimista para este caso. Nótese que la resistencia a la compresión para la clase 35 (que como se mencionó antes es casi análoga a la G3500) es 8 veces mayor que su umbral de fatiga.

Se presenta la opción de emplear como criterio el umbral de fatiga. Debido a que el bulk y la superficie de las guías tienen propiedades distintas debido al tratamiento de temple superficial y revenido, debe determinarse cual posee el menor umbral. Acerca de esta característica, en el volumen 4 del Metals Handbook^[12] figura lo siguiente: “(...) si bien pueden resultar mejoras considerables en la resistencia mecánica gracias al temple y revenido, rara vez se obtienen mejoras proporcionales en propiedades de fatiga (...)”. Puede entonces afirmarse que ambas zonas poseerán aproximadamente el mismo umbral de 110 MPa.

Debe tomarse en cuenta también la dimensión tribológica del problema. La guía es una superficie sobre la cual desliza el carro, tanto con y sin carga. Una tensión de contacto elevada puede producir desgaste acelerado si la misma resulta en una condición de stick-slip, o una fuerza de fricción que imposibilite mover el carro de manera manual con comodidad y precisión. Distintos estudios y normas han tratado de imponer un límite a dicha magnitud. Como se verá a continuación, los límites que impone la tribología en este caso son por mucho los más restrictivos y, por lo tanto, los que definirán la máxima tensión de contacto que se permitirá.

El libro “Modular Design for Machine Tools”^[19], escrito por Yoshimi Ito, muestra en una tabla las máximas tensiones de contacto permisibles para guías de deslizamiento en máquinas herramienta según normativa soviética, junto a algunos agregados al pie de la misma. La misma puede apreciarse en la figura 28.

Los datos respecto de la situación correspondiente a este diseño son contradictorios. En la tabla, un torno de banco corresponde a máquina de tamaño pequeño, con velocidad de deslizamiento casi idéntica a la velocidad de avance y, por lo tanto, le corresponde una tensión máxima de contacto de 25 a 30 kgf/cm². Pero luego, en las notas, se indica que Schlesinger sugiere que el valor sea de entre 4 y 6 kgf/cm² y por último la JSME recomienda 1 kgf/cm². Como resultado nos encontramos con un rango de 1 a 30 kgf/cm² que no sirve como guía. Se empleará como límite **4 kgf/cm² (0,4 MPa)** de manera no estricta, es decir, considerando la posibilidad de sobrepasarlo razonablemente si como consecuencia de emplearlo las medidas resultantes no fueran propias de un torno de banco.

Size of machines	Materials of slideway	Sliding speed	Maximum allowable interface pressure in P_{max}
Small and medium	Cast iron vs. Cast iron	Nearly equal to feed speed (lathe, milling machine)	25–30
		Nearly equal to cutting speed (planer)	8
Large	Cast iron vs. Cast iron	High	4
		Low	10
Always under severe cutting condition Cast iron–steel slideway Steel–steel slideway			$0.75 P_{max}$ $(1.2–1.3) P_{max}$

Source: U.S.S.R. Design Standard H49-2 (by Atscherkan).

Notes:

1. Actual interface pressure of American grinding machine was reported as to be 0.7 kgf/cm^2 by Prof. Atscherkan.
2. For cast iron–cast iron slideway, Prof. Schelesinger recommended that the maximum allowable pressure be from 4 to 6 kgf/cm^2 .
3. JSME recommended the following values. In normal conditions, around 1 kgf/cm^2 , under good lubrication, 3.5 kgf/cm^2 , and slideway especially aiming at precise moving, around 0.3 kgf/cm^2 .

Figura 28. Tensiones máximas de contacto para guías de deslizamiento según normativa soviética, junto a algunas observaciones y acotaciones.

Se debe proceder a plantear el conjunto de fuerzas que sufrirá la máquina debido a la operación de mecanizado. Se hace necesario no solo determinar las magnitudes y direcciones sino también la ubicación de las mismas.

Respecto del método empleado para calcular la tensión de contacto máxima surge un problema: Debido a la complejidad del caso en gran parte de la bibliografía especializada solo se encuentran cálculos bidimensionales poco representativos, que no toman en cuenta la influencia de la fuerza de avance o el hecho de que la tensión de contacto no es uniforme, sino que tiene una distribución con máximos y mínimos.

En la figura 29 se muestra el sistema de coordenadas planteado por Ito^[19] para el cálculo de la distribución de tensiones de contacto. El mismo tiene como punto de origen la mitad del ala del carro, siendo esta la longitud del carro que está en contacto con las guías.

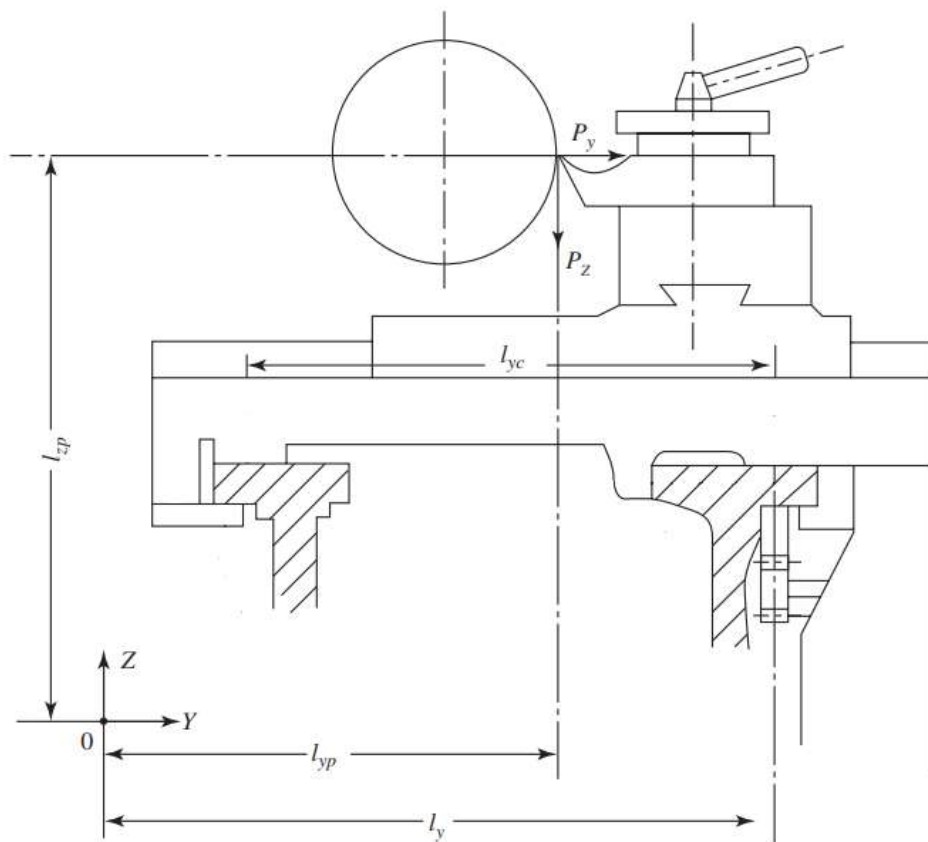


Figura 29. Sistema de coordenadas planteadas para el cálculo de la distribución de presiones según Ito.

El origen del sistema de coordenadas es arbitrario, siempre que el mismo esté situado sobre el plano YZ que pasa por la mitad del ala del carro.

Es ideal, para poder asegurar que la estructura será capaz de soportar la infinidad de condiciones que pueden darse mientras la máquina esta en uso, que se plantee un caso extremo. Se plantea entonces que las fuerzas de corte estén ubicadas por encima de una de las guías, que es una situación puede darse cuando se está torneando una pieza de gran diámetro.

Empleando las medidas relevadas en la escuela Crucero Belgrano se define que la distancia en el eje Z entre la guía plana y el punto donde ese concentran las

fuerzas es de 100 mm, la distancia entre mitad de guías es de 115 mm y que el peso del conjunto del carro es de 15 kg. Se establece de manera arbitraria que el ala del carro tendrá una longitud de 130 mm y que el centro de masa del conjunto del carro se ubica equidistante a los extremos del carro, y a 40 mm de la guía izquierda. En la figura 30 se ilustran su ubicación, orientación y magnitud.

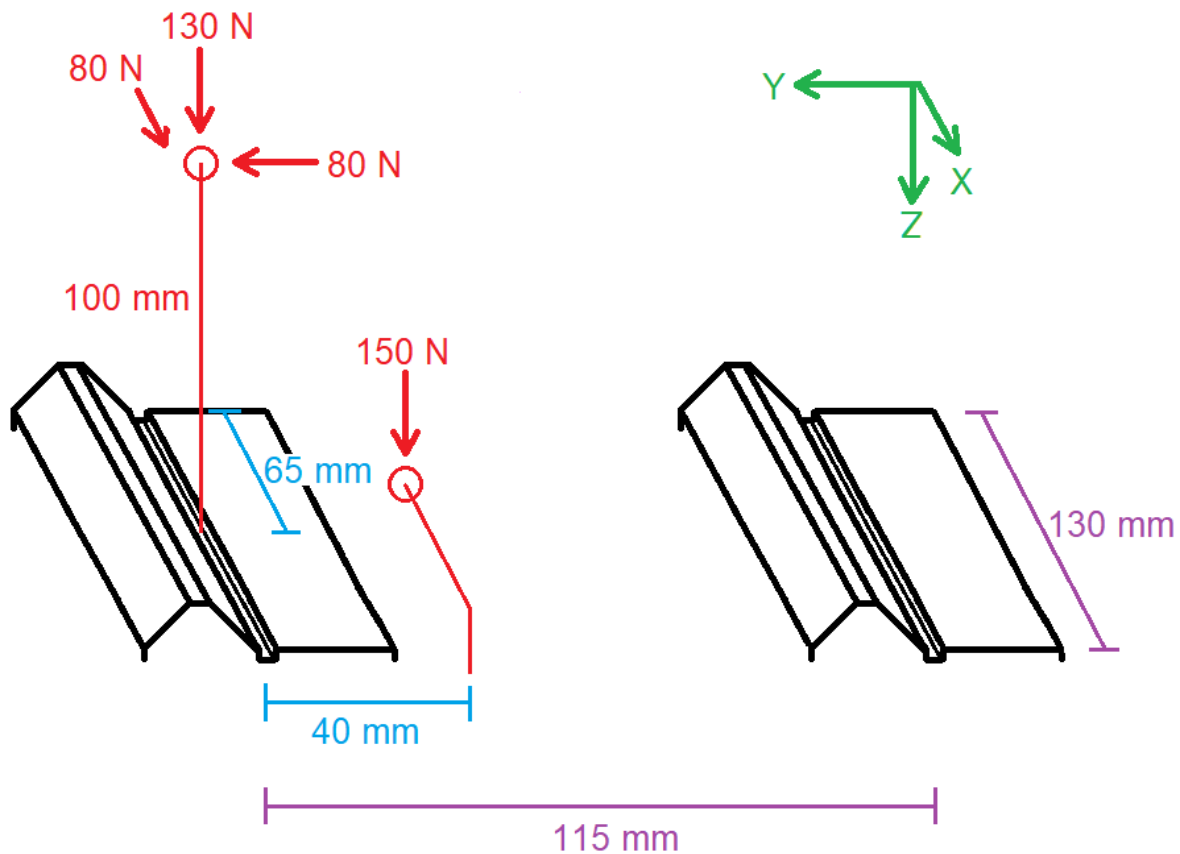


Figura 30. Ubicación, orientación y magnitud de las fuerzas de corte.

La reacción a la fuerza radial se concentrará en la guía sobre la cual se sitúan los esfuerzos (puede demostrarse esto fácilmente estudiando lo que ocurre con un sistema hiperestático constituido por una viga empotrada en ambos extremos a la cual se le aplica una fuerza axial cerca de un extremo).

La reacción a las fuerzas colineales con el eje Z se repartirán entre ambas guías. Se emplea para su cálculo se emplea el sistema que puede observarse en la figura 31.

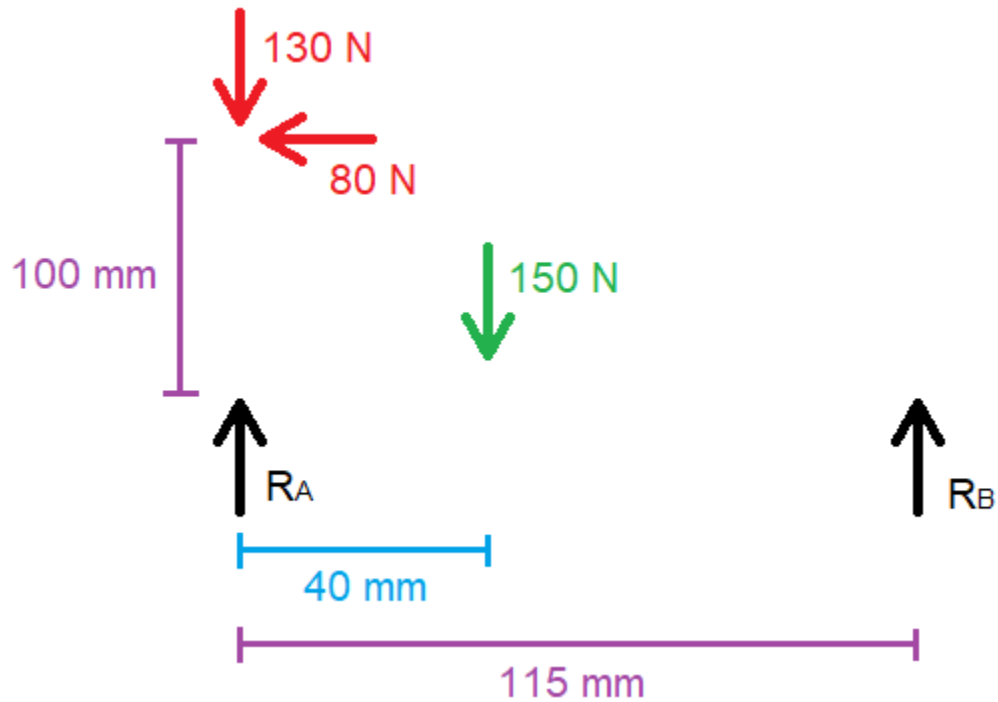


Figura 31. Sistema empleado para la determinación de las reacciones en el eje Z de ambas guías.

Puede plantearse a partir de este sistema el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{cases} \sum F = 0 = R_A + R_B - 130 N - 150 N \\ \sum M = 0 = R_B \cdot 115 \text{ mm} + 80 N \cdot 100 \text{ mm} - 150 N \cdot 40 \text{ mm} \end{cases}$$

Operando con la segunda expresión se puede obtener el valor de R_B :

$$R_B \cdot 115 \text{ mm} + 80 N \cdot 100 \text{ mm} - 150 N \cdot 40 \text{ mm} = 0$$

$$R_B \cdot 115 \text{ mm} = 150 N \cdot 40 \text{ mm} - 80 N \cdot 100 \text{ mm} = -2000 N \cdot \text{mm}$$

$$R_B = \frac{-2000 N \cdot \text{mm}}{115 \text{ mm}} = -17,4 N$$

Luego, conocido el valor de R_B , puede determinarse el valor de R_A :

$$R_A + R_B - 130 N - 150 N = R_A - 297,4 N = 0 \rightarrow R_A = 297,4 N$$

El momento respecto de Y, según Ito^[19], se distribuye equitativamente entre las guías en este caso, debido a que tienen el mismo perfil y dimensiones. Puede apreciarse en la figura 32 una curva extraída de su libro que ilustra este punto. Se ingresa en ella con la relación $\epsilon = 1$, debido a que ambas son de dimensiones iguales, y línea sólida, debido a que la placa de retención está siendo empleada. Se extrae de ella que $M_{cy}/M_y = 0,5$ o, lo que es lo mismo, que cada guía absorbe la mitad del momento aplicado.

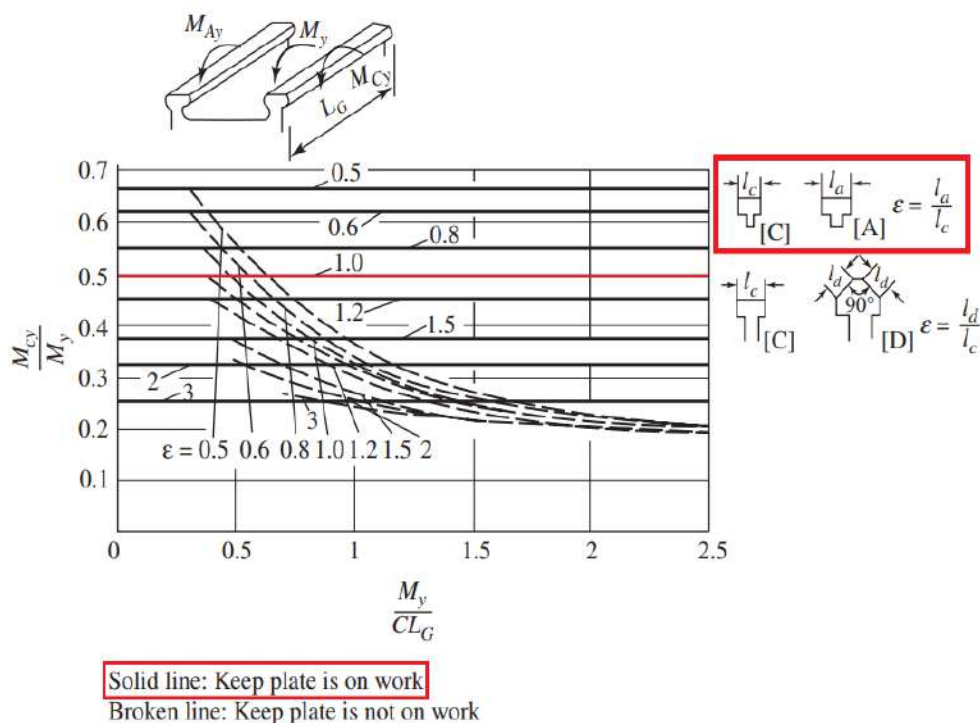


Figura 32. Curva provista por Ito para determinar el reparto del momento entre las guías.

Para determinar la distribución de tensiones de contacto Ito emplea un método originalmente planteado por Acherkan en el volumen 1 de “Werkzeugmaschinen: Berechnung und Konstruktion”. La fórmula que se obtiene producto del desarrollo hecho por Ito es la siguiente:

$$p(x) = C_{\varphi} \cdot \left[\frac{12 \cdot M_y}{(l_a + l_c) \cdot L_G^2} \right] \cdot \left[\frac{x + x_{baricentro}}{L_G} \right]$$

La distribución es de tipo trapezoidal y la única variable es la posición en X, siendo el resto de las expresiones constantes o coeficientes obtenidos por medio

de curvas. El problema más grande que puede adjudicarse a la ecuación es que solo depende del momento aplicado por la fuerza de avance (M_y), no tomando en cuenta el efecto que tienen la fuerza vertical (P_z), la radial (P_x) o la correspondiente al peso del carro. Dicha falencia debe ser compensada obligatoriamente si se quiere obtener una respuesta útil a la hora de dimensionar las guías.

N. Acherkan sugiere, en el volumen 3 de "Machine Tool Design"^[22], asumir que la distribución de tensiones de contacto tiene una variación lineal continua respecto de la posición en X y que, por lo tanto, tendrá una forma trapezoidal o triangular. Empleando esta hipótesis puede empezarse a trabajar en la deducción.

La distribución de reacciones adoptará alguna forma parecida a las que se aprecian en la figura 33. La misma se sitúa en el plano XZ que coincide con la guía por sobre la cual se encuentra el punto donde se concentran las fuerzas de corte. Las tensiones de contacto tendrán el mismo signo que las reacciones, debido a la convención empleada (compresión representada con signo negativo).

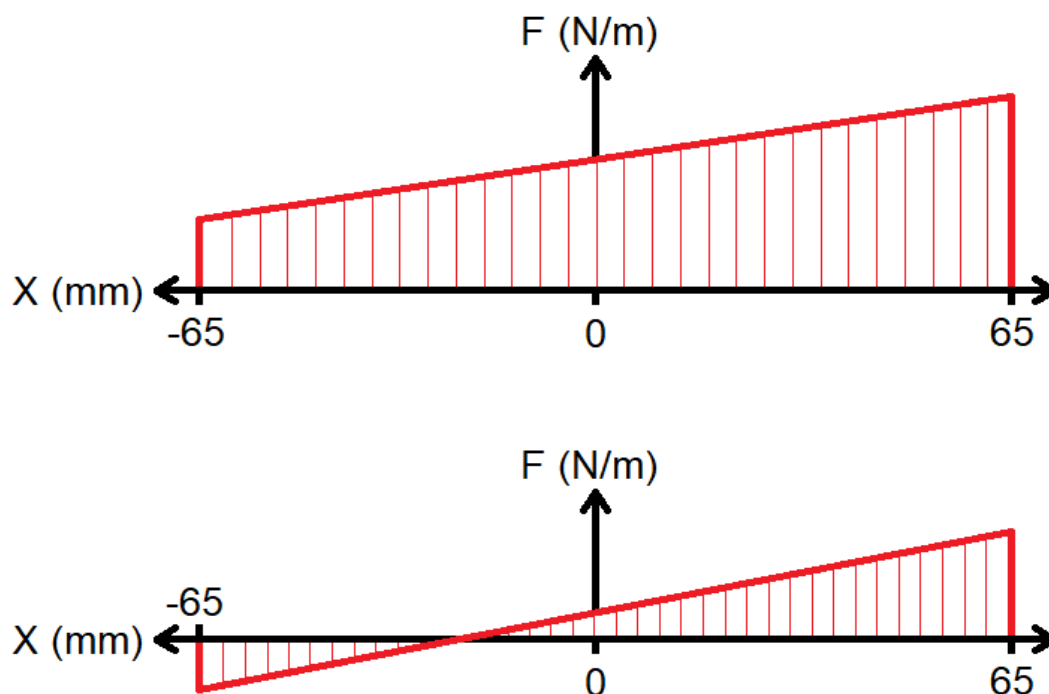


Figura 33. Ejemplos de las formas que puede adoptar la distribución de reacciones a lo largo de la guía, según los desarrollos de Push, Acherkan, Ignatiev y Kudinov^[22].

Se empieza definiendo cuál es la forma de la ecuación que define la distribución de reacciones en el sentido de Z en la guía. Sea A el valor de la función en $X = -65 \text{ mm}$, y B el valor en $X = 65 \text{ mm}$. Luego, teniendo en cuenta que la variación es lineal respecto de X, puede llegarse a la siguiente expresión:

$$R_Z(x) = A + \frac{B - A}{130 \text{ mm}} \cdot (x + 65 \text{ mm})$$

$$R_Z(x) = \left(\frac{B - A}{130 \text{ mm}} \right) \cdot x + \frac{A + B}{2}$$

$$\text{Sean } C = \frac{B - A}{130 \text{ mm}} \text{ y } D = \frac{A + B}{2}$$

$$R_Z(x) = C \cdot x + D$$

Tanto R_Z como A y B tienen como unidad N/m.

Luego, debe hacerse el balance de fuerzas:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_Z = P_Z + \int_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} R_Z(x) \cdot dx = 0 \\ \sum M_Y = \frac{P_Y \cdot 100 \text{ mm}}{2} + \int_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} R_Z(x) \cdot x \cdot dx = 0 \end{array} \right.$$

Se empieza entonces con el desarrollo de la primera expresión:

$$P_Z + \int_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} R_Z(x) \cdot dx = 0$$

$$P_Z + \int_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} (C \cdot x + D) \cdot dx = 0$$

$$P_Z + \left(\frac{C}{2} \cdot x^2 + D \cdot x \right) \Big|_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} = 0$$

$$297,4 N + \left[\frac{C}{2} \cdot (65 \text{ mm})^2 + D \cdot 65 \text{ mm} \right] - \left[\frac{C}{2} \cdot (-65 \text{ mm})^2 + D \cdot (-65 \text{ mm}) \right] = 0$$

$$297,4 N + D \cdot 130 \text{ mm} = 0$$

$$D = \frac{A + B}{2} = \frac{-297,4 N}{130 \text{ mm}} = -2,29 \frac{N}{\text{mm}} \rightarrow A + B = -4,58 \frac{N}{\text{mm}}$$

Luego, se procede con el desarrollo de la segunda expresión:

$$\frac{P_Y \cdot 100 \text{ mm}}{2} + \int_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} R_Z(x) \cdot x \cdot dx = 0$$

$$P_Y \cdot 50 \text{ mm} + \int_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} (C \cdot x^2 + D \cdot x) \cdot dx = 0$$

$$P_Y \cdot 50 \text{ mm} + \left(\frac{C}{3} \cdot x^3 + \frac{D}{2} \cdot x^2 \right) \Big|_{-65 \text{ mm}}^{65 \text{ mm}} = 0$$

$$80 N \cdot 50 \text{ mm} + \left[\frac{C}{3} \cdot (65 \text{ mm})^3 + D \cdot (65 \text{ mm})^2 \right] - \left[\frac{C}{3} \cdot (-65 \text{ mm})^3 + D \cdot (-65 \text{ mm})^2 \right] = 0$$

$$4000 N \cdot \text{mm} + C \cdot 183083 \text{ mm}^3 = 0$$

$$C = \frac{B - A}{130 \text{ mm}} = \frac{-4000 N \cdot \text{mm}}{183083 \text{ mm}^3} = -0,0219 \frac{N}{\text{mm}^2} \rightarrow B - A = -2,87 \frac{N}{\text{mm}}$$

Se cuenta entonces con dos ecuaciones con las cuales armar otro sistema, que permita finalmente conocer el valor de A y B:

$$\begin{cases} A + B = -4,58 \frac{N}{\text{mm}} \\ B - A = -2,87 \frac{N}{\text{mm}} \end{cases}$$

Se opera con la primera expresión:

$$A + B = -4,58 \frac{N}{\text{mm}} \rightarrow B = -A - 4,58 \frac{N}{\text{mm}}$$

Se utiliza esta equivalencia en conjunto con la segunda expresión para determinar el valor de A:

$$B - A = -2 \cdot A - 4,58 \frac{N}{mm} = -2,87 \frac{N}{mm}$$

$$-2 \cdot A = 1,71 \frac{N}{mm} \rightarrow A = -0,86 \frac{N}{mm}$$

Finalmente, puede conocerse el valor de B:

$$A + B = B - 0,86 \frac{N}{mm} = -4,58 \frac{N}{mm} \rightarrow B = -3,72 \frac{N}{mm}$$

Reemplazando en la expresión original:

$$R_z(x) = \frac{-2,87 N}{130 mm^2} \cdot x - 2,29 \frac{N}{mm} = -0,022 \frac{N}{mm^2} \cdot x - 2,29 \frac{N}{mm}$$

Puede observarse esta función graficada en la figura 34:

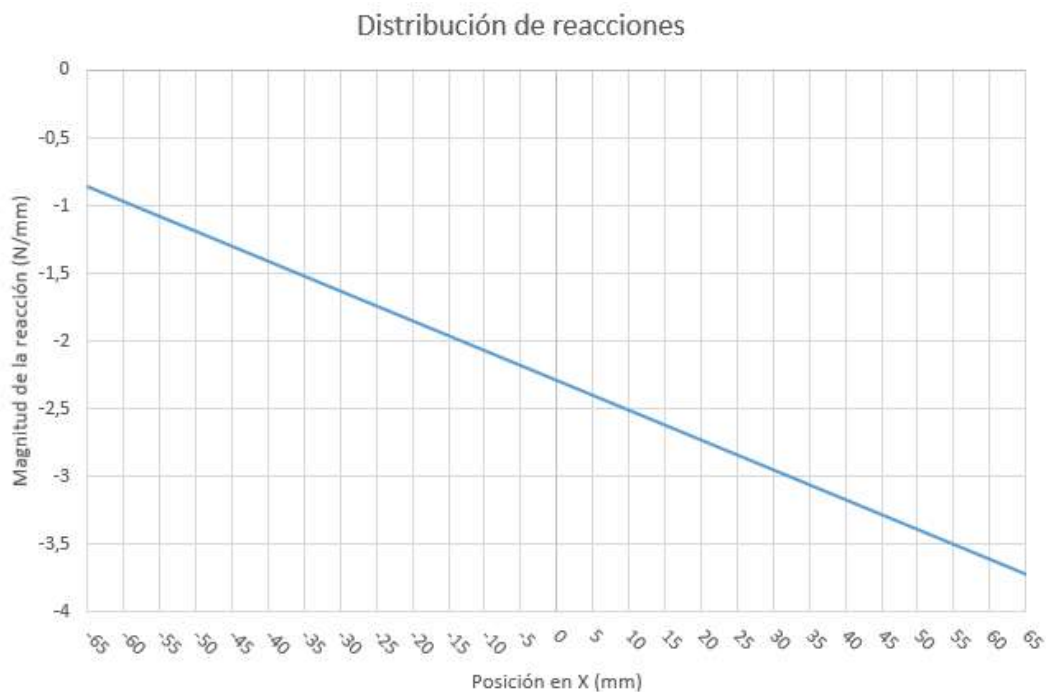


Figura 34. Distribución de reacciones en la bancada a lo largo del eje X.

La curva recién mostrada corresponde a las reacciones correspondientes al eje Z. Las mismas corresponden a los esfuerzos generados por las fuerzas con dirección Z y el momento causado por la fuerza de avance. Aun así, resta determinar cuáles son los efectos causados por la fuerza radial. Se asume que el esfuerzo provocado por la misma se distribuye equitativamente en toda la sección de la guía en contacto con el carro, llegando entonces a lo siguiente:

$$P_Y = \frac{\text{fuerza radial}}{\text{ala del carro}} = \frac{80 \text{ N}}{130 \text{ mm}} = 0,615 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Conocida la distribución a lo largo de la guía solo es posible determinarla en su ancho luego de asignar dimensiones a la misma. En la figura 35 se provee un esquema en el que figuran las dimensiones genéricas que se emplearán en el cálculo.

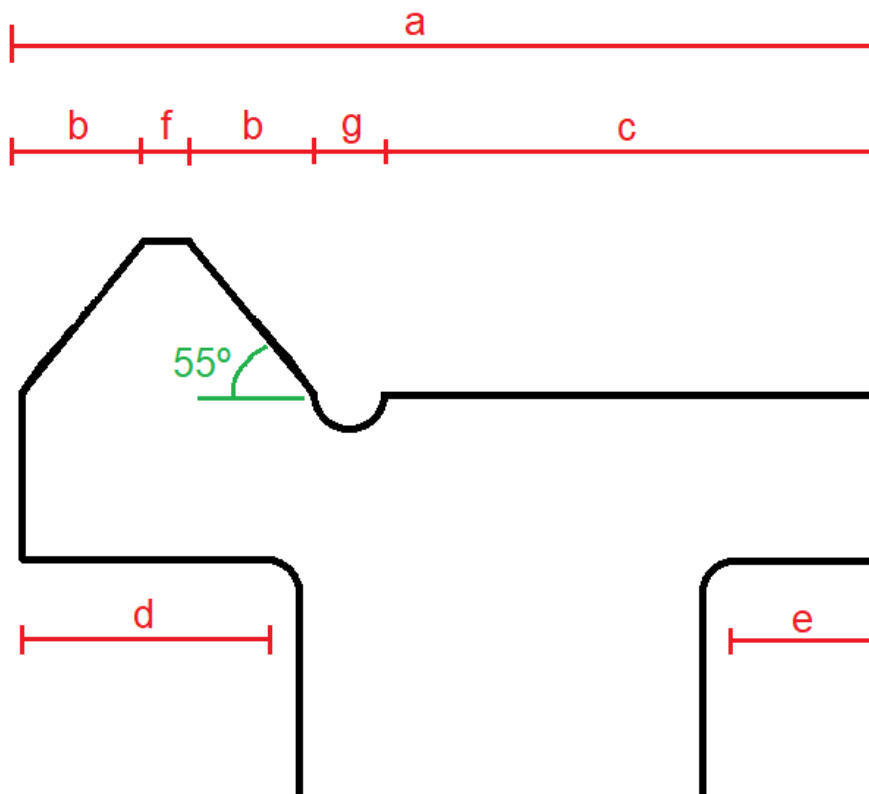


Figura 35. Esquema de la guía, junto con sus dimensiones.

Antes de proceder al cálculo, vale la pena hacer algunas aclaraciones acerca de ciertas características observables en la figura 35:

- El alivio que se observa entre la guía plana y la prismática tiene como propósito permitir que la piedra de rectificado pueda mecanizar todo el flanco de la segunda sin dejar un surco en la primera.
- El ancho e de la superficie de apoyo interior se fija en un 15% de a . Esta superficie no es una guía, sino que provee un apoyo contra el cual se fija el freno del contrapunto. Dicho dispositivo (que puede verse en la figura 36) no es más que una placa unida a esa parte por medio de un tornillo o leva que, al ser accionados, la ajustan contra la bancada, quedando fijo el contrapunto y evitando que se mueva cuando se lo está empleando. Puede usarse también, aunque es menos común, un freno para el carro que funciona de manera igual a la recién descrita.
- El ancho d de la guía inferior auxiliar se fija en un 30% de a .



Figura 36. Freno del contrapunto.

- El ángulo del flanco de la sección prismática se define en 55° , en lugar de fijarlo en 45° , que es lo más común. El propósito de esto es que, cuando la guía deba responder a una fuerza lateral, el carro se vea menos empujado hacia arriba¹. La figura 37 ilustra la situación.
- Se decide, de manera arbitraria, que $2 \cdot b = 0,6 \cdot c$.
- Se decide, de manera arbitraria, que $f = g = 0,45 \cdot b$.

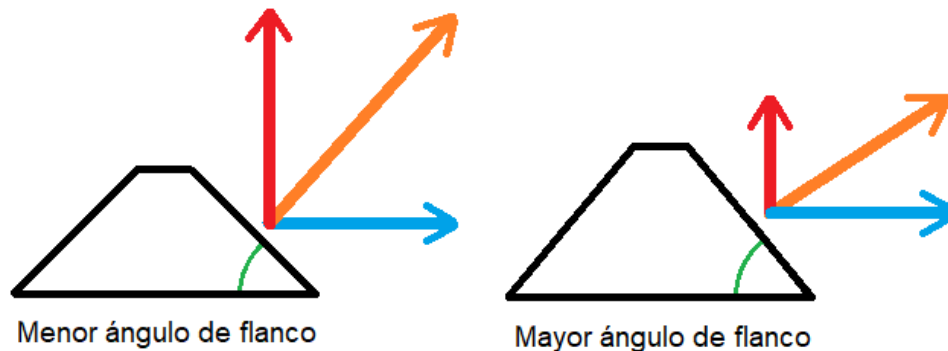


Figura 37. Fuerza normal que debe ser ejercida por distintos perfiles prismáticos ante una misma fuerza lateral. Nótese que cuanto menor el ángulo, mayor será la fuerza normal requerida y la fuerza vertical resultante. Esta última tiende a levantar el carro de la bancada.

La bibliografía no da información acerca de cómo calcular la distribución de presiones a lo ancho de la guía, por lo que se recurrirá a las siguientes hipótesis simplificativas:

- En cada cara la fuerza se distribuye de manera equitativa a lo ancho.
- Como consecuencia de lo anterior, puede concentrarse la distribución de fuerzas a lo ancho en una sola fuerza situada a mitad de la cara.
- Se asume que el baricentro del conjunto de las reacciones en el eje Z coincide con la mitad de la sección de la guía, situándose inmediatamente por debajo del punto donde se concentran las fuerzas surgidas del mecanizado.

¹ H. Dubbel señala en el volumen 2 de su “Manual del Constructor de Máquinas”^[21] que las guías prismáticas no responden bien a fuerzas laterales ya que su flanco actúa como una especie de rampa por lo que el carro, al ser empujado contra él, tiende a desplazarse hacia arriba. De aquí la importancia de no tener un ángulo de flanco reducido, y es una de las razones por las cuales no se usan este tipo de guías en tornos de gran tamaño, donde las fuerzas pueden llegar a ser muy elevadas.

Para situar el baricentro en la mitad de la sección de la guía se debe conocer el ancho total a de la misma. Aplicando las equivalencias vistas en la página 42 y las dimensiones de la figura 35, se llega a que $a = c + 2 \cdot b + f + g = 1,87 \cdot c$. Luego, el baricentro se centrará a una distancia $0,94 \cdot c$ del borde.

Luego, el esquema de las fuerzas ejercidas por cada cara es el que se observa en la figura 38.

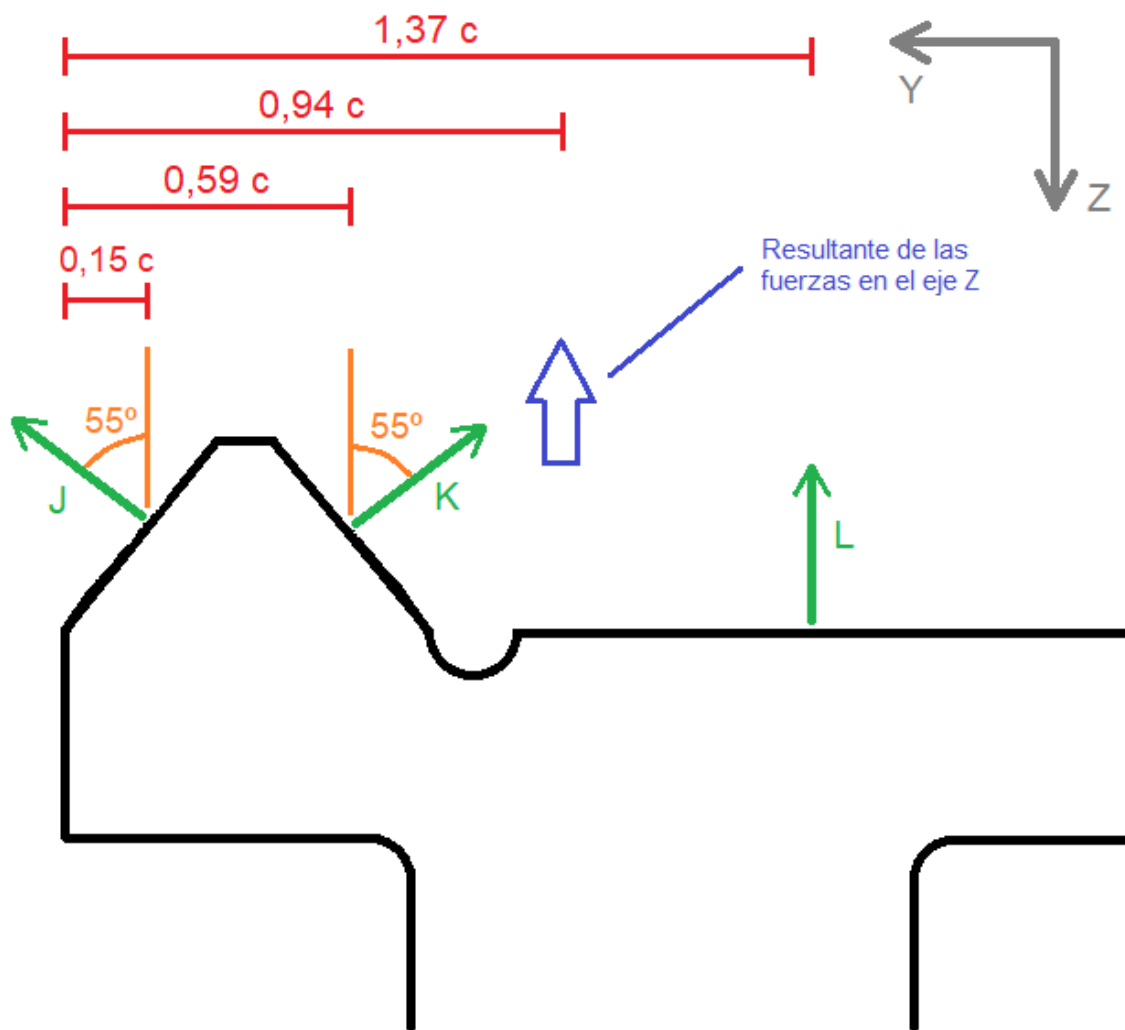


Figura 38. Ubicación de las fuerzas y de la resultante de las reacciones verticales.

Estudiando las distribuciones obtenidas, se llega a la conclusión de que, en este caso, el esfuerzo aplicado a la bancada será máximo en $X = 65 \text{ mm}$. La reacción en dirección Y debe ser de $-0,615 \text{ N/mm}$. La reacción en dirección Z es de $-3,72 \text{ N/mm}$.

En base a las condiciones impuestas y al balance de fuerzas al que se debe llegar, se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_Z = 0 = 3,72 \frac{N}{mm} - J \cdot \cos(55^\circ) - K \cdot \cos(55^\circ) - L \\ \sum F_Y = 0 = 0,615 \frac{N}{mm} + J \cdot \sen(55^\circ) - K \cdot \sen(55^\circ) \\ 0,94 \cdot c = \frac{J \cdot \cos(55^\circ) \cdot 0,15 \cdot c + K \cdot \cos(55^\circ) \cdot 0,59 \cdot c + L \cdot 1,37 \cdot c}{J \cdot \cos(55^\circ) + K \cdot \cos(55^\circ) + L} \end{array} \right.$$

Se pueden reformular algunas expresiones para llegar a ecuaciones más concisas y legibles, resultando en el siguiente sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_Z = 3,72 \frac{N}{mm} = (J + K) \cdot 0,574 + L \\ \sum F_Y = 0,615 \frac{N}{mm} = (K - J) \cdot 0,82 \\ 0 = 0,43 \cdot L - 0,45 \cdot J - 0,2 \cdot K \end{array} \right.$$

Se opera con la primera expresión:

$$3,72 \frac{N}{mm} = 0,574 \cdot (J + K) + L$$

$$3,72 \frac{N}{mm} - 0,574 \cdot (J + K) = L$$

Luego, con la tercera:

$$0 = 0,43 \cdot L - 0,45 \cdot J - 0,2 \cdot K$$

$$0 = 1,6 \frac{N}{mm} - 0,25 \cdot (J + K) - 0,45 \cdot J - 0,2 \cdot K$$

$$1,6 \frac{N}{mm} = 0,7 \cdot J + 0,45 \cdot K$$

$$0,45 \cdot K = 1,6 \frac{N}{mm} - 0,7 \cdot J \rightarrow K = 3,56 \frac{N}{mm} - 1,56 \cdot J$$

Operando con la segunda expresión puede determinarse el valor de J:

$$0,615 \frac{N}{mm} = 0,82 \cdot (K - J)$$

$$0,615 \frac{N}{mm} = 2,92 \frac{N}{mm} - 2,1 \cdot J$$

$$-2,3 \frac{N}{mm} = -2,1 \cdot J \rightarrow J = 1,1 \frac{N}{mm}$$

Conocido el valor de J, puede determinarse el valor de K volviendo a hacer uso de la segunda expresión:

$$0,615 \frac{N}{mm} = 0,82 \cdot (K - J)$$

$$0,615 \frac{N}{mm} = 0,82 \cdot \left(K - 1,1 \frac{N}{mm} \right)$$

$$0,75 \frac{N}{mm} = K - 1,1 \frac{N}{mm} \rightarrow K = 1,85 \frac{N}{mm}$$

Finalmente, conocidos los valores de J y K, y haciendo uso de la tercera expresión, puede determinarse el valor de L.

$$0 = 0,43 \cdot L - 0,45 \cdot J - 0,2 \cdot K$$

$$0 = 0,43 \cdot L - 0,45 \cdot 1,1 \frac{N}{mm} - 0,2 \cdot 1,85 \frac{N}{mm}$$

$$0,865 \frac{N}{mm} = 0,43 \cdot L \rightarrow L = 2,01 \frac{N}{mm}$$

Puede apreciarse que, de entre los 3 diferenciales, el mayor es L. Aun así, se debe tener en cuenta que la superficie que ejerce K es casi la mitad que la que ejerce L (puede deducirse esto observando la relación entre b y c), y que K no es mucho menor que L. Por lo tanto, la superficie crítica a analizar es el flanco derecho de la guía prismática

Queda entonces calcular el largo de la cara de extremo a extremo a fin de que la presión en la misma se adecúe al límite planteado anteriormente. En la figura 39 puede apreciarse un detalle de la cara a analizar.

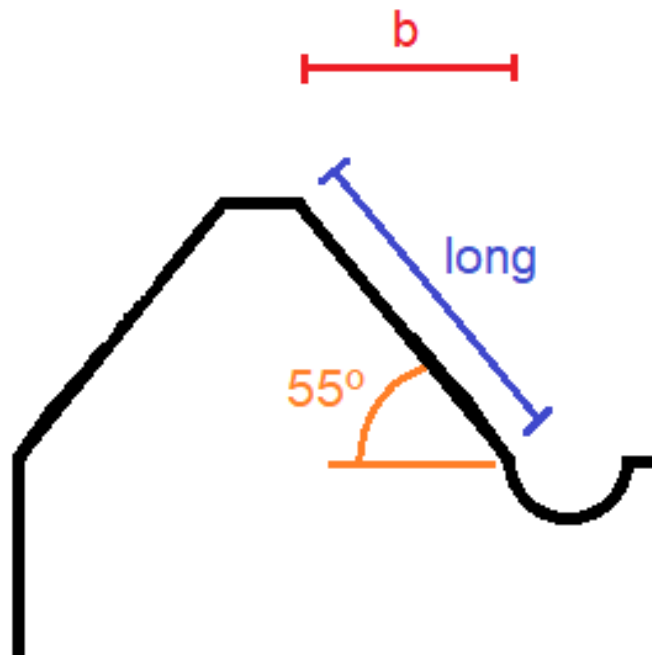


Figura 39. Dimensiones a emplear en el cálculo de la longitud del flanco de la guía prismática.

Recordando que se decidió un límite de 4 kgf/cm² (0,4 N/mm²), y sabiendo que la cara debe ejercer un diferencial de fuerza de 1,94 N/mm, puede operarse a partir de la definición de presión de contacto para llegar a una ecuación:

$$\begin{aligned}
 \text{Presión de contacto } \left[\frac{N}{\text{mm}^2} \right] &= \frac{\text{Fuerza de contacto } [N]}{\text{Superficie de contacto } [\text{mm}^2]} = \\
 &= \frac{\text{Fuerza de contacto } [N]}{\text{Superficie de contacto } [\text{mm}^2]} = \frac{\text{Fuerza de contacto } [N]}{\text{Largo } [\text{mm}] \cdot \text{Ancho } [\text{mm}]} = \\
 &= \frac{\text{diferencial lineal de fuerza } \left[\frac{N}{\text{mm}} \right]}{\text{Ancho } [\text{mm}]}
 \end{aligned}$$

Entonces:

$$\text{Pres. de contacto} = 0,4 \frac{N}{\text{mm}^2} = \frac{\text{dif. lineal de fuerza}}{\text{Ancho}} = \frac{1,94 \frac{N}{\text{mm}}}{\text{long}}$$

La ecuación a la que se ha llegado presenta un problema: solo es correcta si el contacto entre las superficies es del 100% (contacto total en toda la extensión). En la realidad, las imperfecciones surgidas del mecanizado, el empleo de hendiduras producidas por rasquetado² y las pequeñísimas deformaciones causadas por las fuerzas de corte en la estructura pueden reducir el porcentaje a un 40%. Entonces, aplicando un coeficiente de corrección de 0,4 la ecuación adopta la siguiente forma:

$$\text{Pres. de contacto} = 0,4 \frac{N}{\text{mm}^2} = \frac{\text{dif. lineal de fuerza}}{\text{Ancho}} = \frac{1,94 \frac{N}{\text{mm}}}{0,4 \cdot \text{long}}$$

Finalmente, se puede deducir el valor de *long*:

$$\text{long} = \frac{1,94 \frac{N}{\text{mm}}}{0,4 \cdot 0,4 \frac{N}{\text{mm}^2}} = 12,1 \text{ mm}$$

Luego, puede procederse a calcular el valor de las dimensiones observables en la figura 35:

$$b = \text{long} \cdot \cos(55^\circ) = 6,9 \text{ mm}$$

$$0,6 \cdot c = 2 \cdot b \rightarrow c = \frac{2 \cdot b}{0,6} = 23 \text{ mm}$$

$$f = g = 0,45 \cdot b = 3,1 \text{ mm}$$

$$a = 2 \cdot b + f + g + c = 43 \text{ mm}$$

$$d = 0,3 \cdot a = 12,9 \text{ mm}$$

$$e = 0,15 \cdot a = 6,5 \text{ mm}$$

² Conocido en inglés como "handscraping", consiste en hacer pequeñísimas socavaciones en la superficie de una estructura empleando una herramienta parecida a un formón cuya punta está hecha de material de elevada dureza, con el fin de promover la retención de aceite.

En la figura 40 se pueden apreciar las dimensiones de la sección de la guía y en la figura 41 pueden verse algunas dimensiones de la sección transversal de la bancada.

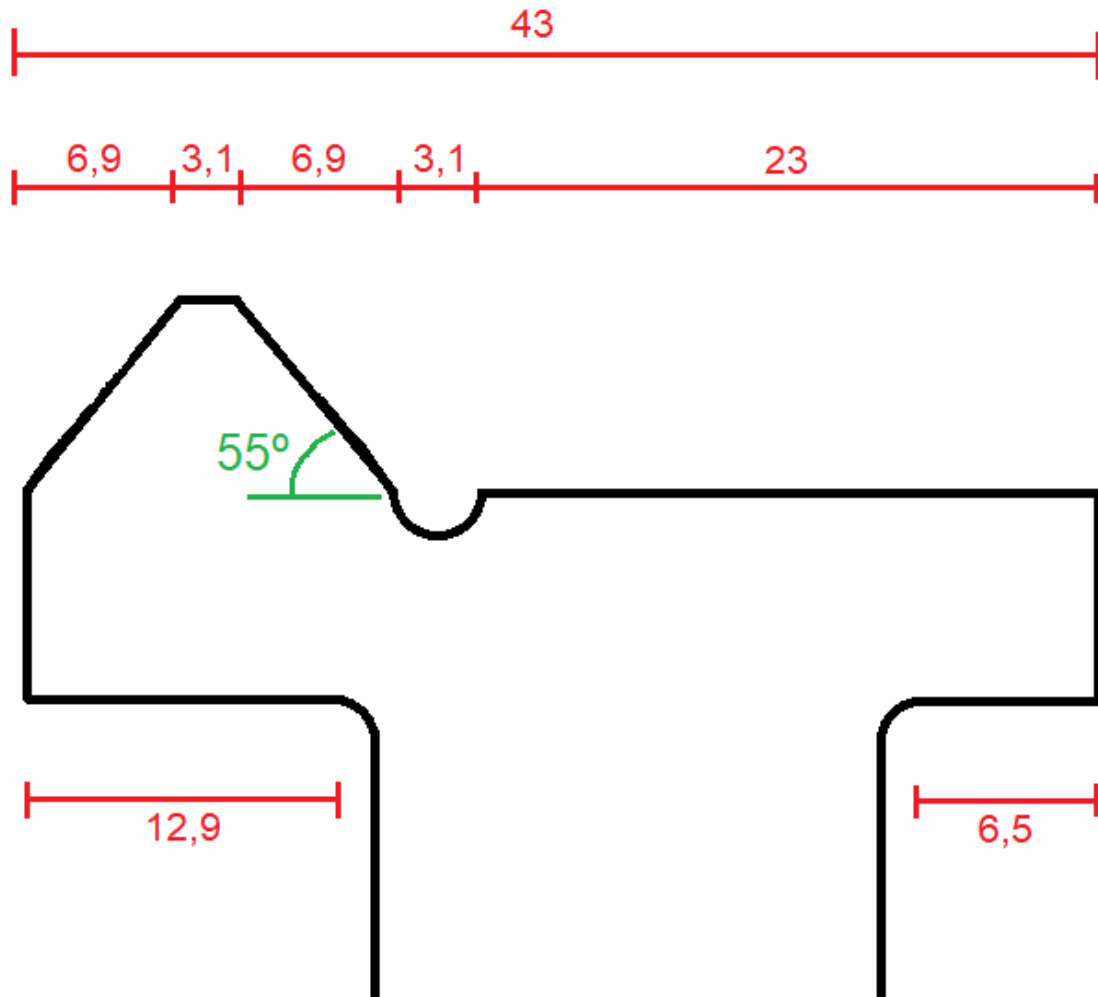


Figura 40. Dimensiones en mm de la sección de la guía

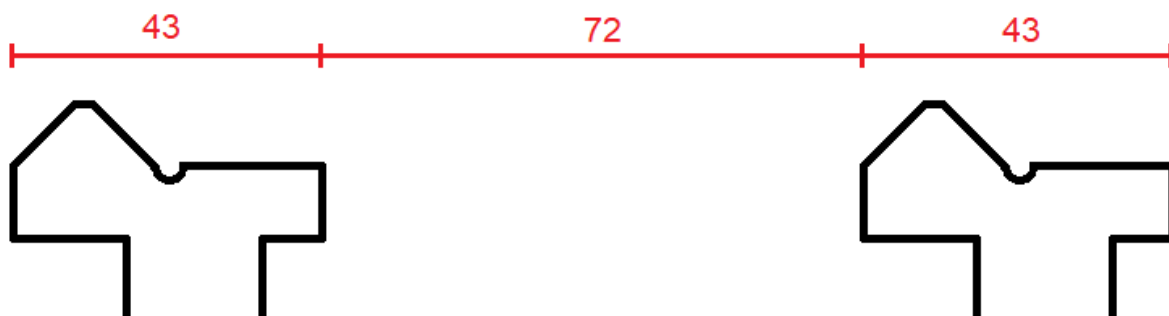


Figura 41. Algunas dimensiones en mm de la sección de la bancada.

Vale la pena mencionar que, si bien se cuenta con muchas características críticas luego del trabajo realizado, el diseño de la bancada no puede considerarse terminado, ya que falta definir gran parte de la geometría, situar puntos de anclaje de la cremallera que hermana con el engranaje principal del delantal, ubicar los soportes del tornillo y la barra de avance automático; etc.

Delantal

La palabra “delantal” hace referencia al sector del carro que se sitúa al costado de la bancada, orientado hacia el usuario. Dicho sector cuenta, en su exterior, con los mandos de avance manual y automático (y en modelos de gran tamaño también suele estar incluida la palanca de encendido/apagado) y, en su interior, con un sistema de engranajes que hacen posible estos movimientos. En la figura 42 puede apreciarse un ejemplo de delantal en un torno de banco y en la figura 43 puede verse un delantal separado del carro.



Figura 42. Torno de banco Proxxon PD 400, con su delantal marcado con rojo



Figura 43. Delantal de torno retirado del carro

En el ejemplo de la figura 42, se observa un delantal simple. Posee dos manivelas: una se emplea para mover manualmente el carro de manera longitudinal, y la otra para mover manualmente el carro transversal. Además, se puede ver una palanca, cuya función en este caso es activar la media tuerca que acopla el carro al tornillo de avance automático.

Desde la implementación de cajones de mecanismos dentro de los tornos, ha habido gran cantidad de cadenas cinemáticas empleadas para lograr avances automáticos además de manuales. Los más sencillos consisten únicamente en un delantal con mandos manuales, y una palanca que acciona la media tuerca para acoplar al carro al tornillo de avance. Puede apreciarse en la figura 44 un ejemplo de este tipo, correspondiente a un torno South Bend 9" modelo C, que es la versión económica de esta máquina.

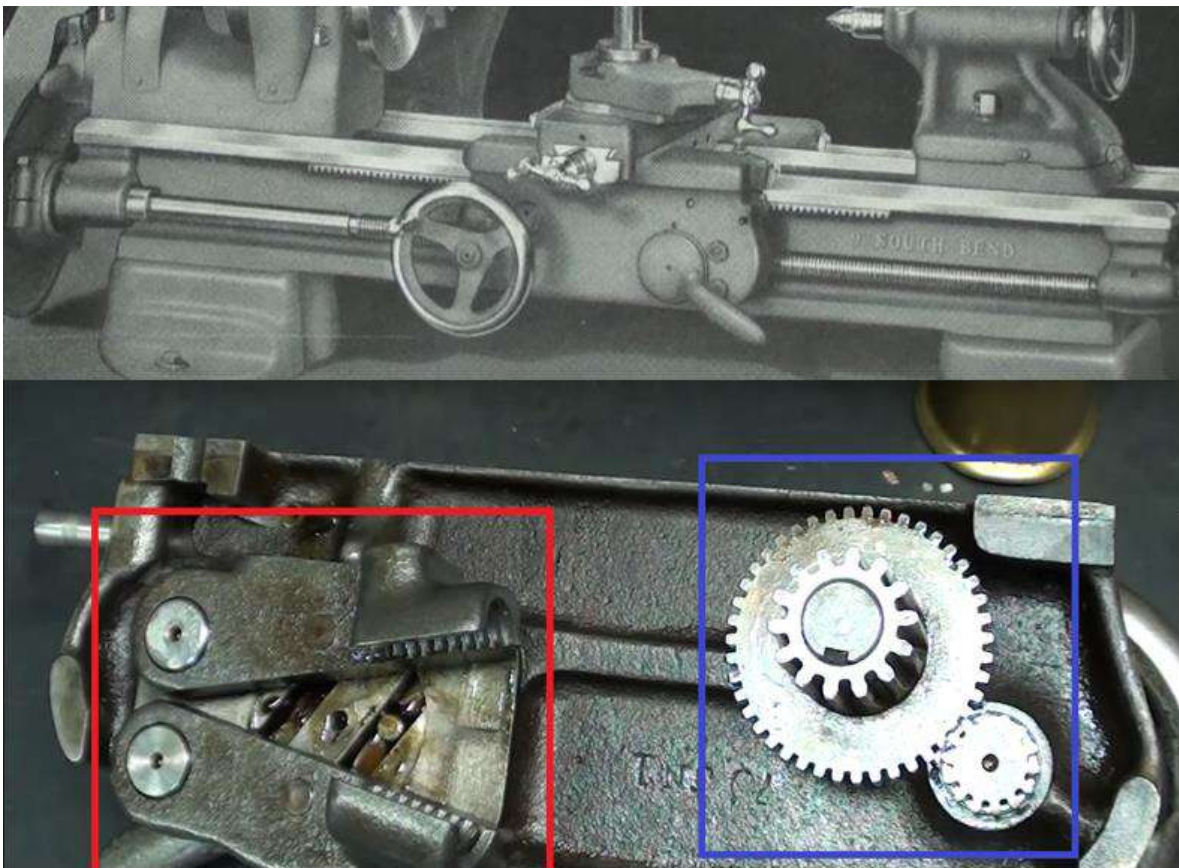


Figura 44. Delantal de torno South Bend 9" modelo C. En la imagen superior hay una vista el exterior del delantal. El tren de engranajes empleado para el movimiento longitudinal manual del carro está marcado en azul. La media tuerca y su mecanismo están marcados en rojo.

Otros cajones de mecanismos más complejos cuentan con mayor cantidad de engranajes y mandos, embragues y una geometría más compleja para poder alojar a estos elementos. Puede apreciarse en la figura 45 un ejemplo de este tipo, correspondiente a un torno South Bend 9" modelo A, que es la versión completa de esta máquina.

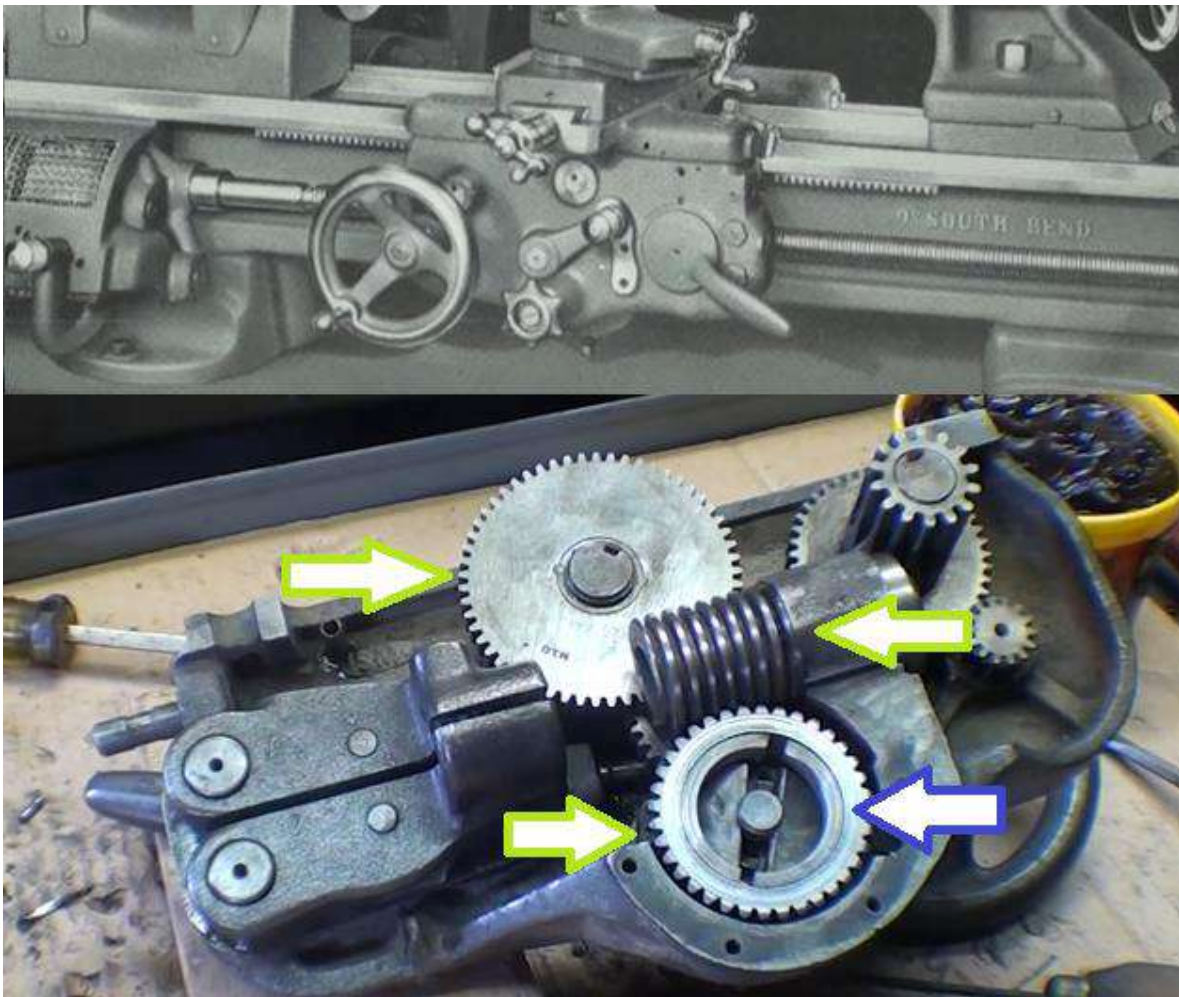


Figura 45. Delantal de torno South Bend 9" modelo A. En la imagen superior hay una vista el exterior del delantal. Además de las características observadas en la figura 44, pueden verse marcada con flechas verdes la cadena cinemática empleada para el avance automático del carro transversal, integrada por un sinfín acoplado al tornillo de avance y un tren de engranajes rectos. Marcado con una flecha azul se ve el embrague del avance automático transversal, que está contenido dentro de uno de los engranajes. Nótese las geometrías más complejas del cajón, y el notable aumento en la cantidad de partes contenidas en el mismo respecto de la figura anterior.

Los dos mecanismos anteriores sirven como perspectiva histórica del tema, pero no son útiles como ejemplo a aplicar en el diseño. Los delantales de las figuras 44 y 45 presentan los siguientes problemas:

- Uso excesivo de material
- Tamaño excesivo
- En el caso de la figura 44, utilización muy pobre del espacio
- En el caso de la figura 45, complejidad excesiva. Para lograr avance automático transversal se hace uso de un tren de engranajes y un embrague. Diseños distintos logran esta característica con mecanismos más sencillos
- El mecanismo de la media tuerca es robusto, pero muy voluminoso
- Ambos delantales corresponden a un torno que solo cuenta con eje de roscar que, además de contar con rosca trapezoidal, tiene un chavetero que recorre toda su longitud para poder actuar como eje de cilindrar. El nuevo diseño contará con ejes distintos para roscar y cilindrar

En el libro “Alrededor del torno”^[23] escrito por W. Bartsch aparece un ejemplo de mecanismo de gran practicidad, y que se ajuste al empleo de ejes separados de roscar y cilindrar. En la figura 46 se puede observar el esquema presentado por el autor en la obra.

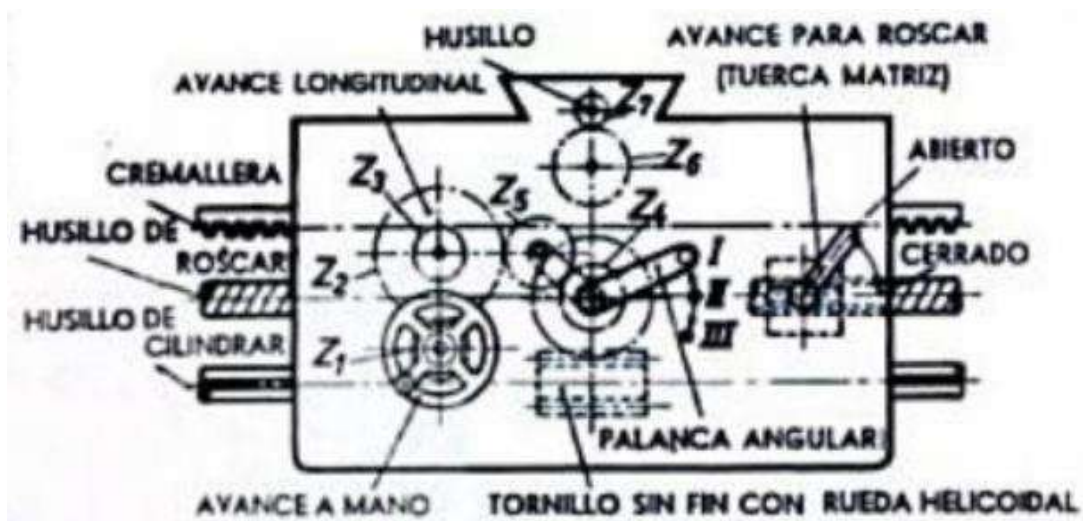


Figura 46. Esquema del cajón de mecanismo mostrado por W. Bartsch en “Alrededor del torno”.

Puede analizarse parte por parte esta cadena, para entender el funcionamiento de cada uno de sus componentes:

- **Avance a mano:** Nótese que está integrado por 3 componentes: La manivela, un engranaje simple con Z_1 dientes y un engranaje compuesto con Z_2 dientes en el diámetro mayor y Z_3 en el diámetro menor. Nótese que la relación final, según se puede apreciar en el esquema, es cercana a 1:1. Dicha característica tiene sentido cuando se tiene en cuenta que el avance longitudinal manual debe ser relativamente veloz, pues se emplea para retroceder rápidamente el carro a su posición inicial en operaciones de múltiples pasadas, o para desplazarlo entre distintos puntos a mecanizar de una pieza. Pueden apreciarse en las figuras 44 y 45 que el mecanismo empleado para lograr avance longitudinal manual es igual al planteado por Bartsch.
- **Tornillo sin fin:** Este sinfín es hueco, cuenta con un chavetero y hermana con el engranaje compuesto de Z_4 dientes, que es concéntrico con el eje del cuadrante, del que se hablará más adelante. Puede apreciarse en el esquema que el eje de cilindrar atraviesa a esta parte, que está unida a él por medio de una chaveta que se desliza a lo largo del chavetero que tiene mecanizado en casi toda su longitud, para acomodar las distintas posiciones que pueda tener el sinfín según se mueva junto con el carro.
- **Palanca angular:** Este mando es solidario a un brazo en cuyo extremo gira un engranaje de Z_5 dientes que, dependiendo de la posición de la palanca, puede resultar en la formación de alguno de los siguientes trenes de engranajes:
 - Sinfín- Z_4 - Z_5 - Z_3 - Z_2 (avance longitudinal automático)
 - Sinfín- Z_4 - Z_5 - Z_6 - Z_7 (avance transversal automático)
 - Sinfín- Z_4 - Z_5 (resulta en una cadena cinemática inconclusa, este caso es el que se emplea cuando se hace uso del avance manual o del avance automático con eje de roscar)

- **Avance para roscar:** El mando actúa sobre la media tuerca. Girando la palanca, las mitades se unen y hermanan con la rosca del eje de roscar, logrando un avance automático longitudinal de magnitudes que coinciden con pasos de roscas.
- **Enclavamiento:** Puede darse, ante una falta de cuidado, que estén activas al mismo tiempo las cadenas cinemáticas de avance longitudinal automático del eje de roscar y de cilindrar. Al resultar ambas en velocidades de avance distintas, ocurre que el carro es forzado por fuerzas diferentes, que intentan provocar desplazamientos que no son iguales entre sí. Este fenómeno que se da cuando el conjunto se ve “tironeado” por ambas cadenas cinemáticas se denomina enclavamiento y puede resultar en daños irreparables a los mecanismos del torno. Ante esta posibilidad Bartsch propone una solución sencilla: que las palancas que accionan estas cadenas sean solidarias a levas cuya disposición imposibilite que ambos avances estén actuando al mismo tiempo. Se puede ver en la figura 47 un sencillo esquema en el que se ilustra la propuesta.

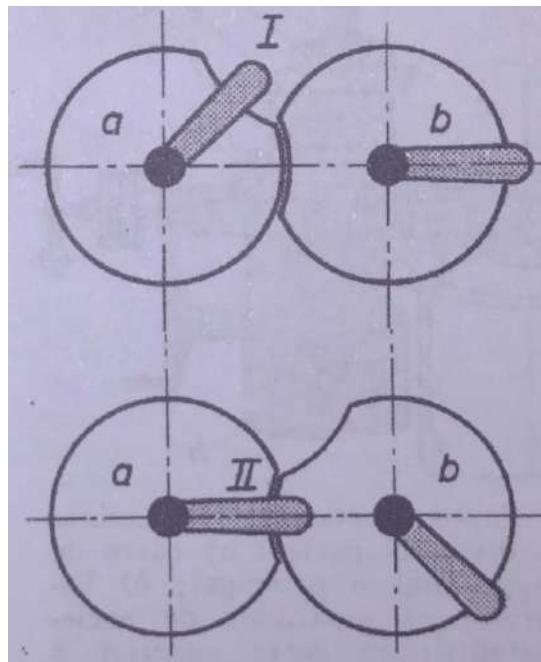


Figura 47. Empleo de levas solidarias a palancas de accionamiento para eliminar la posibilidad del enclavamiento.

Respecto de los materiales a emplear, puede afirmarse la siguiente para cada parte del delantal:

- El cuerpo del delantal puede fabricarse de la misma fundición que la bancada, o incluso se puede emplear un grado menor si se deseara disminuir un poco el gasto en materiales, ya que los esfuerzos que debe soportar son reducidos.
- Los mandos (palancas y manivelas) pueden fabricarse con fundición de hierro o, según se ha empleado en modelos antiguos, con zinc o zamak.
- El sinfín normalmente se fabrica a partir de acero. Debido a las fuerzas reducidas que presenta el torno, puede emplearse un acero de bajo carbono seguido por un tratamiento de endurecimiento superficial luego del mecanizado, a fin de incrementar su vida útil.
- La corona que engrana con el sinfín debe elaborarse, como es común, de bronce, a fin de disminuir lo máximo posible la fricción y aumentar la eficiencia de la cadena cinemática.
- El resto de los engranajes, al igual que el sinfín, pueden elaborarse a partir de acero de bajo carbono, combinado con algún tratamiento de endurecimiento superficial luego del mecanizado.
- La media tuerca puede elaborarse con acero de bajo carbono, aunque existen casos en los que están constituidas por una masa de fundición o de acero con alma roscada de bronce. Modelos antiguos muestran media tuercas fabricadas con fundición, que han funcionado satisfactoriamente durante muchos años.

Cremallera

Se denomina “cremallera” a un engranaje lineal o, lo que es lo mismo, de diámetro infinito. Es una forma particular de engranaje que se emplea para transformar movimiento rotatorio a lineal. Puede apreciarse un ejemplo ilustrativo, aplicado a un torno paralelo manual, en la figura 48.

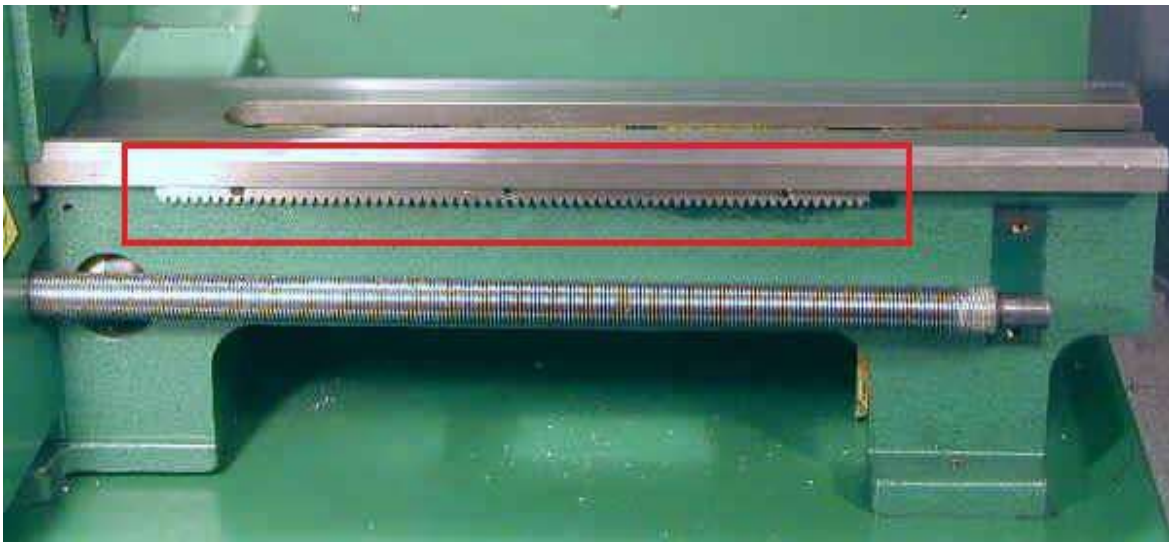


Figura 48. Ejemplo de cremallera presente en un torno. El elemento en cuestión está marcado con rojo, y está completamente visible debido a que se ha retirado previamente el conjunto completo del carro.

El propósito de la cremallera es engranar contra el engranaje final de la cadena cinemática encargada del avance longitudinal, ya sea este automático o manual, permitiendo que pueda mover al conjunto del carro.

El diseño de la cremallera sigue un proceso similar al de un engranaje común. En este caso, se seguirán los siguientes pasos para determinar el módulo, el material y el tratamiento aplicado:

- Determinación de las cargas que serán aplicadas a la cremallera
- Precálculo empleando el método de Lewis o Lewis-Barth
- Verificación final empleando el método planteado por la AGMA

La determinación de las cargas comienza reconociendo cuales son los esfuerzos que debe vencer el mecanismo de avance para lograr el movimiento del carro. Rápidamente se puede determinar que son dos: el primero y más obvio es la resistencia que genera el mecanizado, y el segundo surge de la fricción.

Respecto del primero, solo hace falta reconocer cuál de los esfuerzos surgidos durante la operación es el que se opone al movimiento longitudinal del carro. Se puede afirmar que la fuerza de avance, de 80 N de magnitud, es el componente directamente opuesto al desplazamiento.

Respecto del segundo, la determinación es más compleja. La fuerza de fricción depende de múltiples factores: materiales en contacto, velocidad relativa, temperatura, rugosidad superficial, presencia de lubricantes; etc. A fines prácticos, para evitar tener que realizar un estudio complejo del caso, se pueden recurrir a tablas de coeficientes compilados por distintos autores de obras relacionadas al diseño mecánico o la tribología. Se muestra en la figura 49 una tabla extraída del libro “Diseño de Máquinas” [1], escrito por Robert Norton.

Tabla 5-1 Coeficientes de fricción en algunas combinaciones de materiales

Material 1	Material 2	Estático		Dinámico	
		Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
acero dulce	acero dulce	0.74		0.57	0.09
acero dulce	hierro fundido		0.183	0.23	0.133
acero dulce	aluminio	0.61		0.47	
acero dulce	latón	0.51		0.44	
acero duro	acero duro	0.78	0.11–0.23	0.42	0.03–0.19
acero duro	babbitt	0.42–0.70	0.08–0.25	0.34	0.06–0.16
teflón	teflón	0.04			0.04
acero	teflón	0.04			0.04
hierro fundido	hierro fundido	1.10		0.15	0.07
hierro fundido	bronce			0.22	0.077
aluminio	aluminio	1.05		1.4	

Fuente: *Mark's Mechanical Engineers' Handbook*, T. Baumeister, ed., McGraw-Hill, Nueva York

Figura 49. Tabla de coeficientes de fricción para distintos materiales, en diversas condiciones. Se marca en rojo el caso de interés

De esta tabla, el coeficiente que se empleará es el que corresponde al par hierro fundido-hierro fundido en condición dinámica lubricada, ya que el caso estudiado es el de máximas fuerzas de corte, lo cual implica que se está realizando una operación de mecanizado y por lo tanto habrá movimiento del carro sobre las guías, que deben estar siempre lubricadas.

Luego, para calcular la magnitud de esta fuerza surgida de la fricción, solo hay que aplicar la ecuación que la define en relación a la fuerza normal que se ejercen los cuerpos mutuamente:

$$F_{fric} = \mu \cdot N$$

El valor de μ puede extraerse de la tabla de la figura 49, siendo su valor 0,07. El valor de N puede deducirse a partir del sistema planteado en las figuras 30 y 31, siendo su valor la sumatoria de la fuerza principal de corte (130 N) y la fuerza que aplica la gravedad sobre el conjunto del carro (150 N), lo cual equivale a 280 N. Luego, el valor de F_{fric} resulta ser:

$$F_{fric} = 0,07 \cdot 280 \text{ N} = 19,6 \text{ N} \approx 20 \text{ N}$$

Finalmente, sumando las magnitudes de la fuerza de avance y la fuerza de fricción, obtenemos que la cremallera, en el caso de una operación de mecanizado que coincide con los parámetros máximos determinados al inicio de este trabajo, debe hacer un esfuerzo de 100 N para que ocurra el movimiento del carro.

Determinada la fuerza que debe hacer la cremallera, se puede empezar con la fase del precálculo. Para esta etapa pueden emplearse dos métodos: el de Lewis y el de Lewis-Barth. El segundo método es una modificación del primero para tomar en cuenta los efectos dinámicos sobre el esfuerzo realizado por los dientes.

El método de Lewis es apto para engranajes funcionando a velocidades periféricas (que es la velocidad lineal de un punto situado en la circunferencia primitiva del engranaje) reducidas, mientras que el de Lewis-Barth debe aplicarse cuando son moderadas o altas. El caso que se está analizando (trabajo de desbaste haciendo máximo uso de la potencia de la máquina) implica un avance del carro de

0,1 mm/rev. Incluso a un régimen de revoluciones elevado, esto resulta en una velocidad periférica reducida. Por lo tanto, el método más adecuado es el de Lewis.

El método de Lewis tiene como propósito determinar la fuerza tangencial máxima que puede transmitir el diente del engranaje y, a partir de ese dato, se puede calcular el tamaño del diente. Hace empleo de las siguientes hipótesis simplificativas:

- El diente es considerado como una viga empotrada en el cuerpo del engranaje
- El diente únicamente está solicitado a la flexión
- La sollicitación es estática
- La fuerza se encuentra distribuida uniformemente a lo ancho del diente
- La posición más desfavorable de la fuerza de contacto entre dientes se da cuando el contacto se da en el extremo del diente a calcular

El resultado del desarrollo hecho por Lewis a partir de estas hipótesis es la siguiente fórmula:

$$F_b = b \cdot y \cdot p \cdot \sigma_{adm}$$

Donde:

- F_b [N] es la fuerza tangencial admisible. En este caso se denomina “fuerza tangencial” al componente tangencial de la fuerza de contacto entre dientes.
- b [mm] es el ancho del diente
- y es un factor de forma dependiente de la forma del diente y del punto de aplicación de la carga, y se obtiene por tabla
- p [mm] es el paso circular entre dientes
- σ_{adm} [MPa] es la tensión admisible del diente. Depende del material, el tratamiento térmico, la exactitud de fabricación y de la velocidad periférica de la circunferencia primitiva. Puede determinarse por medio de tablas o se puede estimar como un tercio de la tensión de rotura.

Se decide que el valor de F_b será el del valor de la resistencia a vencer (calculado anteriormente) afectado por un coeficiente de seguridad de 1,5 lo cual resulta en que

$$F_b = 100 \text{ N} \cdot 1,5 = 150 \text{ N}$$

Respecto de b , el apunte de engranajes de la cátedra de Cálculos de Elementos de Máquinas de la Facultad de Ingeniería de Mar del Plata ^[4] que se considera buena práctica que el ancho de un diente tenga una determinada relación con el paso, siendo esta:

$$2,5 \cdot p < b < 4 \cdot p$$

Puede apreciarse en las figuras 44 y 45 los piñones que engranan contra la cremallera, y se puede determinar a partir de una inspección visual rápida que una relación $b = 3 \cdot p$ es aceptable, además de que permite simplificar la fórmula de Lewis eliminando a una incógnita, de manera tal que se puede emplear la siguiente expresión en lugar de la original para este caso:

$$F_b = 3 \cdot y \cdot p^2 \cdot \sigma_{adm}$$

El paso p se relaciona con el modulo, que es la unidad métrica más importante a la hora de caracterizar el dentado de un engranaje, por medio de la siguiente expresión:

$$M = \frac{p}{\pi} \rightarrow p = \pi \cdot M$$

Puede hacerse una sustitución, por conveniencia, de p de manera que este deje de ser una incógnita de la ecuación y que M tome su lugar:

$$F_b = 3 \cdot y \cdot (\pi \cdot M)^2 \cdot \sigma_{adm} = 29,6 \cdot y \cdot M^2 \cdot \sigma_{adm}$$

Acerca de y el proceso de determinación es más complejo. Este factor de forma depende del ángulo de presión del dentado del engranaje, y de la cantidad de dientes. El ángulo de presión se establece en 20° , ya que un ángulo de $14,5^\circ$ requiere una cantidad mucho mayor de dientes para evitar la interferencia (y por lo tanto un mayor tamaño de piñón), y un ángulo de 25° resulta en mayores fuerzas

radiales, además de que su uso está mucho menos difundido y elegirlo no resultaría en ninguna ventaja importante por sobre un ángulo de presión de 20° , mucho más común.

En el caso analizado se tienen dos elementos engranando: un piñón y una cremallera, que puede considerarse un engranaje de diámetro infinito y, por lo tanto, teóricamente hablando también lo es su cantidad de dientes. Esta última característica no está definida para el piñón, ya que para poder determinarla se requieren su módulo y diámetro (ya sea este exterior o primitivo). Como solo se obtienen estos datos de manera precisa al hacer un diseño geoméricamente detallado, será necesario recurrir a un acercamiento.

Para cada piñón con un determinado ángulo de presión existe una cantidad mínima de dientes con la que tiene que contar la corona para que no se produzca interferencia entre ambos engranajes. Este dato está tabulado en el apunte de cátedra ya mencionado ^[4], y puede observarse en la figura 50, en la que se ha marcado con rojo el valor correspondiente al caso estudiado (piñón engranando con corona, ángulo de presión 20°).

14.5°		20°		25°	
Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda
< 23	Interf.	< 13	Interf.	< 9	Interf.
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	∞
27	67	17	1309		
28	92	18	∞		
29	133				
30	219				
31	496				
32	∞				

Figura 50. Tabla en la que figura la cantidad máxima de dientes que puede tener la corona sin que se produzca interferencia en función de la cantidad de dientes del piñón y el ángulo de presión. El dato de interés está marcado en rojo.

Se determina entonces a partir de la tabla que el piñón debe tener, como mínimo, 18 dientes. Puede observarse en la tabla del factor de forma de la figura 51 (también extraída del apunte de cátedra) que el valor de y es menor cuanto menor

es la cantidad de dientes y , por lo tanto, se decide emplear 18 dientes para hacer cálculos con resultados conservativos.

Z	$\phi = 14.5^\circ$	$\phi = 20^\circ$	Stub $\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$
10	0.056	0.064	0.083	0.076
12	0.067	0.078	0.099	0.088
13	0.070	0.083	0.103	0.093
14	0.072	0.088	0.108	0.098
15	0.075	0.092	0.111	0.102
16	0.077	0.094	0.115	0.106
17	0.080	0.096	0.117	0.109
18	0.083	0.098	0.120	0.112
19	0.087	0.100	0.123	0.115
20	0.090	0.102	0.125	0.118
21	0.092	0.104	0.127	0.120
23	0.094	0.106	0.130	0.124
25	0.097	0.108	0.133	0.128
27	0.100	0.111	0.136	0.131
30	0.102	0.114	0.139	0.135
34	0.104	0.118	0.142	0.140
38	0.107	0.122	0.145	0.144
43	0.110	0.126	0.147	0.148
50	0.112	0.130	0.151	0.152
60	0.114	0.134	0.154	0.156
75	0.116	0.138	0.158	0.161
100	0.118	0.142	0.161	0.166
150	0.120	0.146	0.165	0.171
300	0.122	0.150	0.170	0.176
Cremallera	0.124	0.154	0.175	0.180

Figura 51. Tabla de valores del factor de forma en función de la cantidad de dientes y el ángulo de presión. El valor de interés está marcado en rojo.

Solo resta determinar el valor de σ_{adm} para poder proceder a determinar el módulo requerido. Como se mencionó anteriormente, esta magnitud es dependiente, entre otras características, del material y los tratamientos térmicos empleados en la fabricación de los engranajes. Se decide emplear, a fin de mantener un costo razonable sin sacrificar la funcionalidad, acero SAE 1045 tanto para el piñón como para la cremallera, aplicando un tratamiento de temple localizado en los dientes por medio de inducción para mejorar la resistencia al desgaste, acompañado de un revenido de baja intensidad. Se estimará el σ_{adm} como un tercio de la tensión de rotura. En el volumen 1 del Heat Treater's Guide [24] se especifica que esta calidad austenizada a 845°C, templada en agua y revenida a 370°C logra como mínimo 1035 MPa de resistencia a la tracción. En la figura 52 se muestra una tabla provista por la empresa Compañía General de Acero S.A. en la que se puede observar información coherente con esta afirmación.

**PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN AGUA
REDONDO DE 25 MM**

(Temple en agua desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción N/mm ²	Punto de Fluencia N/mm ²	Dureza Brinell (3000 Kg.)	Impacto Izod ft - lb
320	1034	786	313	15
430	965	731	281	24
540	827	621	242	38
650	717	503	210	61
705	669	455	198	70

Figura 52. Tabla provista por la empresa Compañía General de Aceros S.A.

Como resultado de lo recién mencionado, el valor de σ_{adm} será un tercio de 1035 MPa, es decir, 345 MPa o, lo que es lo mismo, 3518 kg/cm².

Finalmente, la ecuación de Lewis adopta, para este caso y aplicando los valores determinados anteriormente, la siguiente forma:

$$F_b = 29,6 \cdot y \cdot M^2 \cdot \sigma_{adm}$$

$$150 \text{ N} = 29,6 \cdot 0,098 \cdot M^2 \cdot 3518 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$150 \text{ N} = M^2 \cdot 10205 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = M^2 \cdot 1020 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$M^2 = \frac{150 \text{ N}}{1020 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 0,147 \text{ mm}^2$$

$$M = \sqrt{0,147 \text{ mm}^2} = 0,383 \text{ mm}$$

El valor obtenido en el cálculo no corresponde a un valor común. Si bien el más cercano es 0,5 mm, dicha elección resultaría en un piñón con un diámetro exterior de 1 cm, complicando innecesariamente el proceso de fabricación debido a su reducido tamaño. **Se decide emplear, entonces, un módulo de 1 mm**, lo cual

sobrepasa ampliamente las exigencias planteadas en el precálculo, facilita el mecanizado y además se ajusta más a lo visto en la amplia mayoría de los tornos de banco (piñones cuyo diámetro exterior se ubica entre los 2 cm y los 4 cm).

Se procede entonces al paso final: la verificación por medio de las ecuaciones de la AGMA. Esta organización plantea dos cálculos a realizar para verificar si el dentado de un engranaje es apto para su uso o no: uno de ellos corresponde a la comprobación de la resistencia a la fatiga por flexión y el otro a la de la resistencia a la fatiga superficial o pitting (una forma de desgaste que se caracteriza por la aparición de pozos o “pits” en los flancos activos de los dientes debido a fatiga causada por tensiones subsuperficiales).

La ecuación de la AGMA referente a la fatiga por flexión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot K_o}{K_v} \cdot \frac{1}{F \cdot m} \cdot \frac{K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_i}{J} \leq \sigma_{ad} = \sigma_{at} \cdot \frac{K_L}{K_T \cdot K_R}$$

- σ [MPa] es la tensión calculada en la raíz del diente
- W_t [N] es la carga tangencial transmitida. Ya se ha determinado anteriormente que es este valor es 100 N
- K_o es el factor de sobrecarga
- K_v es el factor de velocidad
- F [mm] es el ancho del diente. Se ha determinado anteriormente que su valor es de 3 veces el paso y, por lo tanto, su valor es de 10 mm aprox.
- m [mm] es el módulo del dentado. Se ha determinado anteriormente que su valor es 1 mm.
- K_s es el factor de tamaño
- K_m es el factor de distribución de carga
- K_B es el factor de espesor del aro
- K_i es el factor de engranaje intermedio
- J es el factor de geometría
- σ_{ad} [MPa] es el esfuerzo máximo admisible
- σ_{at} [MPa] es el esfuerzo admisible según el material
- K_L es el factor de duración
- K_T es el factor de temperatura
- K_R es el factor de confiabilidad

El valor de σ_{at} se puede encontrar tabulado en tablas provistas por la AGMA en la norma ANSI/AGMA 2001-D04^[9]. En la figura 53 puede verse esta tabla.

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable bending stress number ²⁾ , s_{at} lb/in ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened	see figure 9	see figure 9	see figure 9	--
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type A pattern ⁵⁾	see table 8	45 000	55 000	--
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type B pattern ⁵⁾	see table 8	22 000	22 000	--
	Carburized and hardened ⁴⁾	see table 9	55 000	65 000 or 70 000 ⁶⁾	75 000
	Nitrided ⁴⁾ 7) (through hardened steels)	83.5 HR15N	see figure 10	see figure 10	--
Nitralloy 135M, Nitralloy N, and 2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁴⁾ 7)	87.5 HR15N	see figure 11	see figure 11	see figure 11

NOTES

1) Hardness to be equivalent to that at the root diameter in the center of the tooth space and face width.
2) See tables 7 through 10 for major metallurgical factors for each stress grade of steel gears.
3) The steel selected must be compatible with the heat treatment process selected and hardness required.
4) The allowable stress numbers indicated may be used with the case depths prescribed in 16.1.
5) See figure 12 for type A and type B hardness patterns.
6) If bainite and microcracks are limited to grade 3 levels, 70,000 psi may be used.
7) The overload capacity of nitrided gears is low. Since the shape of the effective S-N curve is flat, the sensitivity to shock should be investigated before proceeding with the design. [7]

Figura 53. Tabla compilada por la AGMA que contiene el valor de σ_{at} para varios tipos de aceros. El valor de interés está marcado en rojo

Nótese que el valor elegido corresponde a un endurecimiento en todo el diente de “grado 1”. Esta clasificación se explica en la misma norma, y a este caso corresponde a un grado 1 ya que el grado 2 se reserva para aceros que cumplen con requerimientos exigentes de calidad microestructural. En la figura 54 se muestra el gráfico mencionado, del cual se obtiene finalmente el valor de σ_{at} . Se elige la opción correspondiente al endurecimiento total del diente (“through hardened”) ya que, si bien el temple se realizará por inducción, el engranaje es tan pequeño que es muy difícil que la zona afectada solo incluya el perfil del dentado, y en lugar de eso abarca los dientes y penetra en la masa.

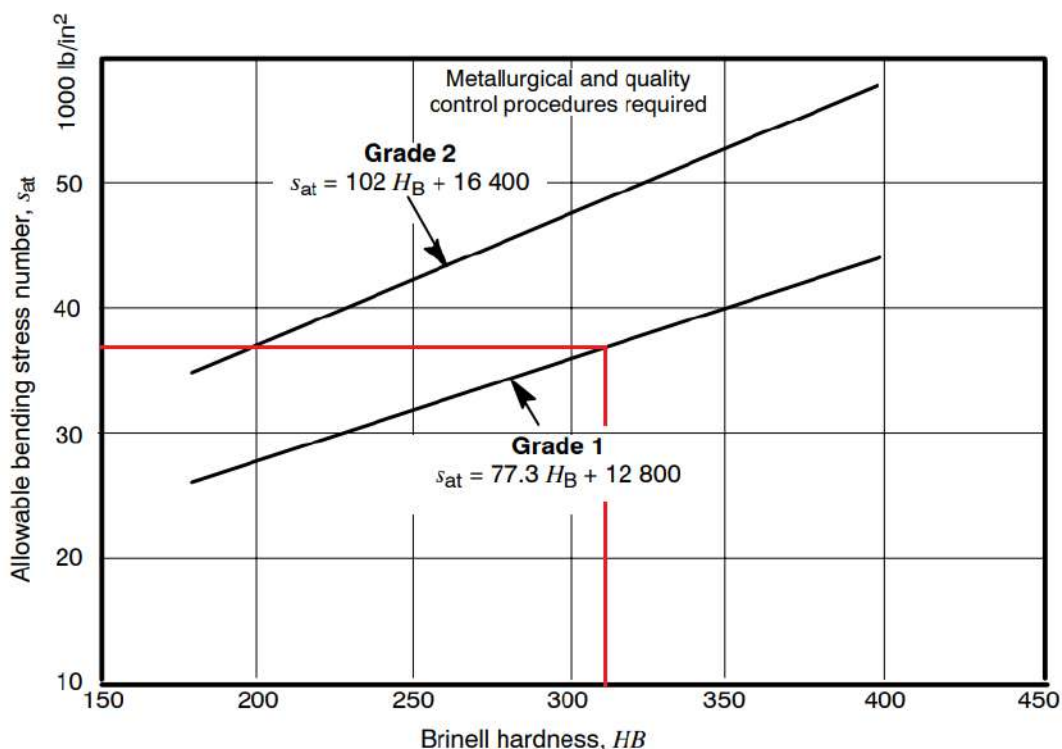


Figura 54. Curvas de determinación de σ_{at} para dientes de acero con endurecimiento completo.

K_R es un coeficiente que, según la norma AGMA 2001-D04^[9], tiene como propósito tomar en cuenta la distribución estadística normal de las fallas que se producen durante el ensayo de materiales. Los límites de tensión dados por el texto corresponden a una tasa de éxito de 0,99 o, lo que es lo mismo, una falla inesperada cada 100 ensayos. Dicha confiabilidad puede resultar insuficiente y es por esa razón que existe K_R . Su valor puede extraerse de las tablas en la figura 55.

Requirements of application	K_R	Confiabilidad	C_R, K_R
Fewer than one failure in 10 000	1.50	0,9	0,85
Fewer than one failure in 1000	1.25	0,99	1,00
Fewer than one failure in 100	1.00	0,999	1,25
Fewer than one failure in 10	0.85	0,9999	1,50
Fewer than one failure in 2	0.70		

Figura 55. Tablas de valores de K_R . La de la izquierda fue extraída de la norma ANSI/AGMA 2001-D04^[9], y la de la derecha, del apunte de engranajes de la cátedra de Cálculo de Elementos de Máquinas^[4]. Ambas contienen la misma información, presentada de manera distinta.

Dado que el diente ya fue sobredimensionado en el precálculo el valor de K_R no tiene por qué ser mayor a la unidad. Se empleará entonces $K_R = 1$.

El factor K_T , según la norma, puede tener un valor de 1 para casos en los que el aceite lubricante o el cuerpo de los engranajes trabajan con temperaturas no mayores a 120°C . Puede considerarse que la situación estudiada, debido a que las velocidades y las fuerzas aplicadas son relativamente bajas, la temperatura no será elevada y por lo tanto puede emplearse un $K_T = 1$.

El factor K_L tiene un propósito parecido a K_R solo que, en vez de corregir por confiabilidad, corrige por duración, dado que las pruebas realizadas a la hora de relevar valores y coeficientes implicaron 10^7 ciclos de carga en los dientes de los engranajes ensayados. Como se puede observar en la figura 52, la dureza Brinell esperable de la superficie de los dientes puede estimarse cercana a 313 HB. Con este dato, y buscando una vida útil casi casi indeterminada, se puede emplear la información presente en la tabla^[4] de la figura 56 para determinar el valor de K_L .

Nº de ciclos	C_L	K_L				
		160 HB	250 HB	450 HB	Carb. sup.	Cónicos Carb. Sup.
1.000	-	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10.000	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
100.000	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
1.000.000	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10.000.000	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\geq 100.000.000$	1,0	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0

Figura 56. Tabla con valores de K_L para distintas durezas superficiales y cantidad de ciclos de carga. Se marcaron en rojo los valores de interés.

Puede observarse en la tabla que, para la dureza superficial lograda con la elección del material y el tratamiento y según la cantidad de ciclos elegidos, puede emplearse un $K_L = 1$.

Puede entonces calcularse el valor del esfuerzo máximo admisible según la fórmula ya mostrada:

$$\sigma_{ad} = \sigma_{at} \cdot \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} = 37000 \frac{lbs}{in^2} \cdot \frac{1}{1 \cdot 1} = 37000 \frac{lbs}{in^2} = 255 MPa$$

Se procede entonces con el cálculo de la tensión en la raíz del diente.

El factor K_o tiene como propósito corregir el valor de la tensión para tomar en cuenta el efecto de la aplicación no uniforme de la carga. En un torno, por ejemplo, puede darse el caso del torneado de una pieza cuya forma no presente simetría de revolución, como por ejemplo un perfil cuadrado, lo cual resulta en picos momentáneos de carga, con momentos carentes de esfuerzo entre ellos. En las tablas^[4] que se observan en la figura 57 puede observarse cuál es el valor de K_o para las condiciones dadas.

Sistema motriz	Sistema impulsado		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	≥1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	≥2,00
Choques medianos	1,50	1,75	≥2,25

Para transmisiones de incremento de velocidad de rectos y cónicos aumentese 0,01 $(Z_G/Z_P)^2$. Para helicoidales se requieren otras consideraciones. Si se aplica un factor de sobrecarga específico úsese 1 para $K_R(C_R)$ y $K_L(C_L)$.

Sistema	Característica	Ejemplos
Motriz	Uniforme	Motores eléctricos, turbinas
	Choques ligeros	Motores de combustión interna, multicilíndricos
	Choques medianos	Motores de combustión interna, monocilíndricos
Impulsado	Uniforme	Ventiladores centrífugos, agitadores de líquidos, transportadores de banda (alimentación uniforme)
	Choques moderados	Ventiladores del tipo de lóbulo, agitadores de líquidos y sólidos, transportadores de banda (alimentación variable)
	Choques intensos	Trituradoras de mineral, compresores monocilíndricos, transportadores recíprocos

Figura 57. Tablas en las que figuran condiciones y valores para la determinación de K_o . La información de interés está marcada en rojo.

El sistema motriz puede considerarse uniforme, debido a que el torno es accionado por un motor eléctrico. El sistema impulsado puede ser uniforme o de choques moderados, dependiendo de la geometría de la pieza a mecanizar. De la combinación de estas condiciones, se emplea la tabla de la izquierda y se determina que el valor a emplear es $K_o = 1,25$.

El factor K_v es tiene como propósito corregir el valor de la tensión para tomar en cuenta los efectos de las imprecisiones en la fabricación y engrane de los engranajes. Su determinación es compleja, y el valor de este coeficiente puede obtenerse de manera gráfica o a partir de la siguiente fórmula:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{v_p}} \right)^B$$

Donde v_p es la velocidad periférica en pies por minuto y A y B están definidas según las siguientes ecuaciones:

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \ ; \ B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

Y Q_v es un factor definido por la AGMA cuyo número indica la calidad del engranaje en lo que a su precisión de fabricado respecta, pudiendo adoptar los siguientes valores, entre otros:

- $Q_v = 5$ para engranajes rectos acabados por corte o fresa o acepillado, cuando se espera tener carga dinámica moderada; para el planeamiento de engranajes cónicos rectos comerciales.
- $Q_v = 6$ para engranajes rectos, helicoidales o doble helicoidales de alta precisión acepillados o rectificados a esmeril, cuando es posible que se desarrolle una carga dinámica (este valor es recomendado para engranajes helicoidales y doble helicoidales del tipo comercial para aplicaciones industriales en general).
- $Q_v = 9$ para engranajes rectos tallados o rectificados a esmeril; helicoidales de alta precisión; para el planeamiento de engranajes cónicos espirales grandes. Cuando la carga dinámica es ligera.

El valor más adecuado para este caso es $Q_v = 5$, ya que es muy difícil el empleo de una muela para mecanizar los dientes por rectificado en un engranaje compuesto de tamaño reducido y por lo tanto se debe recurrir a fresado o limado para obtener el dentado.

Las curvas obtenidas a partir de la fórmula, para distintos valores de Q_v , pueden observarse en la figura 58. Como ya se mencionó anteriormente, la velocidad periférica v_p es muy reducida, por lo que los efectos dinámicos serán de poca importancia. Esta condición corresponde al extremo izquierdo del gráfico o, lo que es lo mismo, $v_p \rightarrow 0$. Para ilustrar este punto puede mencionarse el avance empleado en la sección inicial de este documento (0,1 mm/rev) resulta en una velocidad de 2 m/s (o 0,03 m/min) en un régimen de 2000 rpm. Por lo tanto, es posible emplear un $K_v = 0,9$. No se le asigna al coeficiente un valor unitario ya que se asume que la calidad del dentado es buena, mas no excelente.

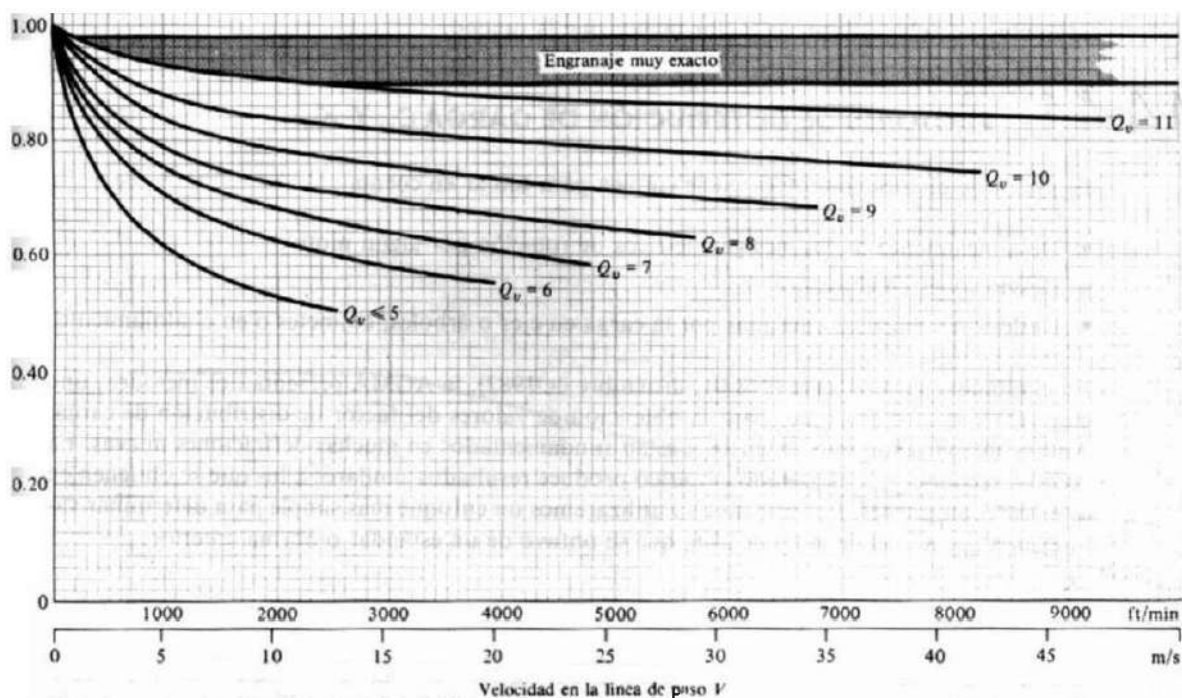


Figura 58. Curvas de K_v para distintos valores de Q_v y v_p . Nótese como el valor de K_v tiende a la unidad para valores de velocidad periférica muy reducidos.

El factor K_s toma en cuenta la no uniformidad de las propiedades del material. Depende del tamaño del diente, el diámetro del engranaje, la razón entre tamaño del diente y diámetro del engranaje, el ancho del dentado, la razón entre profundidad de endurecimiento y tamaño del diente, y la templabilidad y tratamientos térmicos aplicados al material. La AGMA^[4] recomienda aplicar $K_s = 1$ para la mayoría de los engranajes, siempre que se haya hecho una elección adecuada de material y tratamientos térmicos para el tamaño de la pieza.

El factor K_m se emplea para tomar en cuenta los efectos de la distribución desigual de esfuerzos debido a defectos en el montaje o deflexiones causadas por la aplicación de la carga. Los errores pueden combinarse de tal manera que el contacto con el engranaje oponente sea menor que el ancho íntegro de la cara, o que el contacto sea completo, pero carente de uniformidad. En la figura 59 se puede ver una tabla^[4] con valores de K_m para distintos anchos de cara y condiciones de montaje y funcionamiento.

Condición de soporte	Ancho de cara F [mm]			
	P 50	150	225	400
Montaje exacto, bajas holguras de cojinetes, deflexiones mínimas, engranes de precisión	1,3 (1,2)	1,4 (1,3)	1,5 (1,4)	1,8 (1,7)
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto a todo lo ancho de la cara	1,6 (1,5)	1,7 (1,6)	1,8 (1,7)	2,0 (2,0)
Exactitud y montaje de modo que exista contacto incompleto con la cara	> 2,0 (> 2,0)			

Los valores en () son para engranajes helicoidales

Figura 59. Tabla con valores de K_m para distintos anchos de cara y condiciones de montaje y funcionamiento. La información de interés está marcada en rojo.

Se ha empleado la opción de precisión intermedia para que el cálculo sea conservativo. Es posible emplear la opción superior, pero solo si se puede garantizar un montaje rígido y preciso, y el uso de rodamientos de precisión para el piñón. Finalmente, se determina que $K_m = 1,6$.

El factor **J** evalúa la forma (o perfil) del diente, la posición en la cual se le aplica la carga más peligrosa, concentración de tensiones y corrección debido a la forma geométrica y a la repartición de la carga entre uno o más pares de dientes. Su valor se determina aplicando un algoritmo complicado, aunque algunos valores están tabulados en la norma para determinadas situaciones. Dichos valores están divididos no solo por ángulo de presión, cantidad de dientes y altura del perfil, sino que además presentan dos conjuntos distintos para el caso de carga en la punta y el de carga en el punto de contacto más alto en un diente individual (HPSTC). Sin profundizar en las características de ambas condiciones, se puede mencionar que la segunda es la más conveniente, y se da en engranajes de alta precisión. Para realizar un cálculo conservativo, se asume que hay carga en la punta. Luego, para un ángulo de presión de 20°, diente de altura completa, piñón de 18 dientes engranando con cremallera y carga en la punta, se aplican los valores de una tabla extraída de “Diseño de Máquinas (4ta. edición)”^[1] escrito por R. Norton, y que puede observarse en la figura 60.

Tabla 8-8 Factor geométrico **J** para flexión de la AGMA, para 20°, y dientes de profundidad total con carga en la punta

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24									
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25							
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26					
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28			
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29	

Figura 60. Tabla con valores de **J** para ángulo de presión 20°, diente de altura completa y carga en la punta. Se marcó en rojo la información de interés

Se entró a la tabla con una cantidad de dientes de 21 en el piñón (el número más cercano a 18) y 135 en el engranaje (el número más cercano a infinito, debido a que el engrane es una cremallera). Luego, se emplea la columna marcada P, que corresponde al piñón. Esta combinación de condiciones resulta en un $J = 0,24$.

El factor K_B se aplica a aquellos engranajes que, en lugar de ser macizos, presentan el dentado en un anillo exterior unido al centro por medio de brazos. Puede observarse un ejemplo ilustrativo en la figura 61. Este coeficiente tiene como propósito tomar en cuenta la posibilidad de que la falla se produzca radialmente en el anillo debido a la flexión, en lugar de a lo largo de la raíz del diente. En este caso se cuenta con un piñón macizo, para lo que la norma indica $K_B = 1$.



Figura 61. Ejemplo de engranaje no macizo, que presenta un anillo exterior en el que se encuentra el dentado, unido al cuerpo central por medio de brazos.

El factor K_i es un factor que se aplica en los casos en los que el engranaje a diseñar es intermedio o, dicho de otra manera, engrana con más de un engranaje. El piñón que se está calculando solo hace contacto con la cremallera, por lo que no se lo puede considerar intermedio y, por lo tanto, corresponde $K_i = 1$ según norma.

Finalmente, puede calcularse el valor de la tensión en la raíz del diente, y compararla con la tensión admisible determinada anteriormente:

$$\sigma = \frac{W_t \cdot K_o}{K_v} \cdot \frac{1}{F \cdot m} \cdot \frac{K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_i}{J} = \dots$$

$$\dots = \frac{100 \text{ N} \cdot 1,25}{0,9} \cdot \frac{1}{10 \text{ mm} \cdot 1 \text{ mm}} \cdot \frac{1 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 1}{0,24} = 92,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma = 92,6 \text{ MPa} < \sigma_{ad} = 255 \text{ MPa}$$

Queda verificada entonces la resistencia del diente a la fatiga por flexión.

Resta verificar la resistencia del diente a la fatiga superficial. Para realizar esta comprobación la AGMA plantea la siguiente expresión:

$$s_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t \cdot C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{F \cdot D_p} \cdot \frac{C_s \cdot C_m \cdot C_f}{I}} \leq s_{ad} = s_{ac} \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$$

- s_c [lb/in²] es el esfuerzo de contacto
- C_p [(lb/in²)^{0,5}] es el coeficiente elástico
- W_t [lb] es la carga tangencial transmitida. Ya se ha determinado anteriormente que su valor es 100 N o, lo que es lo mismo, 22,5 lb
- C_o es el factor de sobrecarga. Su valor es igual al de K_o (1,25)
- C_v es el factor de velocidad. Su valor es igual al de K_v (1)
- F [in] es el ancho del diente. Ya se ha determinado anteriormente que su valor es 10 mm o, lo que es lo mismo, 0,4 in
- D_p es el diámetro primitivo del engranaje. Su valor es el producto del módulo y la cantidad de dientes (18 mm o, lo que es lo mismo, 0,71 in)
- C_s es el factor de tamaño. Su valor es igual al de K_s (1)
- C_m es el factor de distribución de carga. Su valor es igual al de K_m (1,6)
- C_f es el factor de condición de la superficie
- I es el factor de geometría
- s_{ad} [lb/in²] es el esfuerzo de diseño máximo admisible
- s_{ac} [lb/in²] es el esfuerzo admisible por contacto
- C_L es el factor de duración
- C_H es el factor de relación de dureza
- C_T es el factor de temperatura. Su valor es igual al de K_T (1)
- C_R es el factor de confiabilidad. Su valor es igual al de K_R (1)

El valor de s_{ac} puede obtenerse por medio de tablas presentes en la norma, al igual que s_{at} . En la figura 62 se observa la tabla^[9] de la que se extrae este valor. Nuevamente vuelve a aparecer el concepto de grados, y sigue siendo válida la elección hecha anteriormente (grado 1). Nuevamente se vuelve a elegir la categoría “through hardened” por las razones ya explicadas.

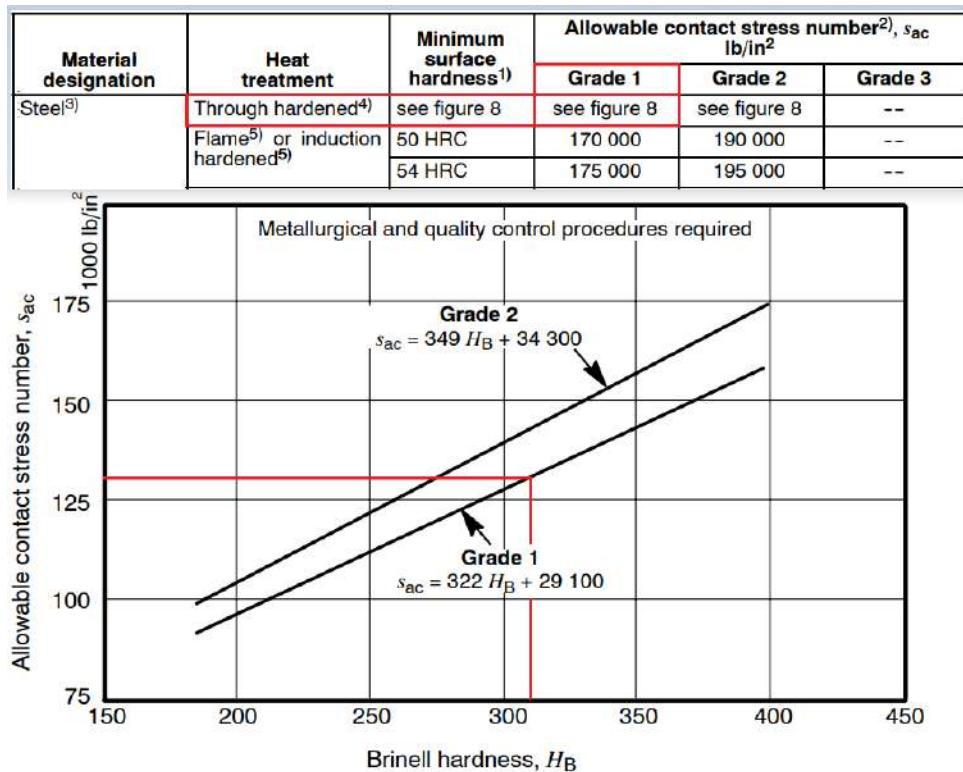


Figura 62. Tabla compilada por la AGMA que contiene el valor de s_{ac} para varios tipos de aceros. El valor de interés está marcado en rojo. También se incluyen las curvas de las cuales se extrae este valor.

El factor C_L cumple un propósito similar a K_L y su valor se puede extraer de la misma tabla, que vuelve a mostrarse en la figura 63 con la información correspondiente resaltada. Se vuelve a mencionar que se busca una vida útil casi indeterminada

Nº de ciclos	C_L	K_L				
		160 HB	250 HB	450 HB	Carb. sup.	Cónicos Carb. Sup.
1.000	-	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10.000	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
100.000	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
1.000.000	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10.000.000	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$\geq 100.000.000$	1,0	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0

Figura 63. Tabla⁴⁾ con valores de K_L y C_L . La información de interés está marcada en rojo.

Se determina empleando la tabla que $C_L = 1$.

El factor C_H tiene como propósito corregir el valor de la tensión para tomar en cuenta los efectos de la diferencia de durezas entre piñón y corona. Este coeficiente, para el caso del piñón, es $C_H = 1$ según norma. Además, cabe resaltar que se están empleando el mismo material y tratamientos térmicos tanto para el piñón como para la cremallera, lo cual resulta en durezas muy similares para el dentado de ambos, lo cual también resulta en $C_H = 1$ según norma.

Puede entonces calcularse el valor del esfuerzo máximo de contacto admisible según la fórmula mostrada:

$$s_{ad} = s_{ac} \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} = 130000 \frac{lb}{in^2} \cdot \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1} = 130000 \frac{lb}{in^2}$$

El factor C_p depende de las propiedades elásticas de los materiales de los engranajes, que se relacionan con la teoría de las superficies de contacto cilíndricas que da sustento a la formulación de la AGMA referida a la fatiga superficial. Este coeficiente puede ser calculado si se conoce el módulo elástico y la relación de Poisson para los materiales de los engranajes siendo calculados, aunque también pueden encontrarse valores tabulados, como en la tabla^[4] de la figura 64.

Material del Piñón	Material del Engrane					
	Acero	Fundición Maleable	Fundición Nodular	Fundición	Bronce de Aluminio	Bronce de Estaño
Acero	2300 (2800)	2180	2160	2100 (2450)	1950 (2400)	1900 (2350)
Fundición Maleable	2180	2090	2070	2020	1900	1850
Fundición Nodular	2160	2070	2050	2000	1880	1830
Fundición	2100 (2450)	2020	2000	1960 (2250)	1850 (2200)	1800 (2150)

Relación de Poisson = 0,30 - Los valores entre () son para engranajes cónicos

Tabla 20 – Coeficiente elástico C_p [$lb/pulg^2$]^{0,5}

Figura 64. Valores de C_p recopilados por la cátedra de Cálculo de Elementos de Máquinas. La información de interés está marcada en rojo.

Se extrae de la tabla recién mostrada que $C_p = 2300 (lb/in^2)^{0,5}$.

El factor C_f está relacionado con el acabado superficial, las tensiones residuales y los efectos plásticos que resultan de los procesos de fabricación aplicados para mecanizar el engranaje. La AGMA afirma que este coeficiente puede adoptar el valor de la unidad si la condición de las superficies de los flancos es apropiada. Se asumirá que ese es el caso, y por lo tanto $C_f = 1$.

El factor I toma en cuenta el efecto de las proporciones dimensionales, tales como la curvatura del perfil durante el contacto, el ángulo de presión y la repartición de la carga. Su valor puede calcularse aunque, al igual que su contraparte J , la AGMA ha tabulado varios valores para casos comunes. Se empleará la tabla^[10] presente en la figura 65, que muestra valores de I y J para engranajes rectos de ángulo de presión 20° , perfil de altura completa y carga en la punta.

I AND J FACTORS FOR:

20.0	DEG. PRESSURE ANGLE	2.250	WHOLE DEPTH FACTOR
0.0	DEG. HELIX ANGLE	0.024	TOOTH THINNING FOR BACKLASH
0.250	TOOL EDGE RADIUS		LOADED AT TIP
EQUAL ADDENDUM ($x_1 = x_2 = 0$)			

GEAR TEETH	PINION TEETH																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12 I																	
J	U	U															
14 I																	
J	U	U	U	U													
17 I																	
J	U	U	U	U	U	U											
21 I							0.078										
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24									
26 I							0.084		0.079								
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25							
35 I							0.091		0.088		0.080						
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26					
55 I							0.102		0.101		0.095		0.080				
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28			
135 I							0.118		0.121		0.120		0.112		0.080		
J	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29	

Figura 65. Valores de I y J compilados por la AGMA para las condiciones recién descritas. La información de interés está marcada en rojo.

Se ha entrado a la tabla de la misma manera que se hizo para J : piñón de 21 dientes (valor más cercano a 18) y engrane de 135 dientes (valor más cercano a infinito). Se determina entonces que $I = 0,118$.

Finalmente, puede calcularse el valor del esfuerzo de contacto, y compararlo con el esfuerzo admisible determinado anteriormente:

$$s_c = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t \cdot C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{F \cdot D_p} \cdot \frac{C_s \cdot C_m \cdot C_f}{I}} = \dots$$

$$\dots = 2300 \sqrt{\frac{lb}{in^2}} \cdot \sqrt{\frac{22,5 lb \cdot 1,25}{1} \cdot \frac{1}{0,4 in \cdot 0,71 in} \cdot \frac{1 \cdot 1,6 \cdot 1}{0,118}} = 84282 \frac{lb}{in^2}$$

$$s_c = 84282 \frac{lb}{in^2} < s_{ad} = 130000 \frac{lb}{in^2}$$

Queda verificada entonces la resistencia del diente a la fatiga por contacto.

Queda finalmente demostrado que la cremallera, y el piñón que engrana contra ella, están más que preparados para resistir los esfuerzos que pueden llegar a darse durante la operación del torno. Ambas partes presentan una resistencia y una dureza más que adecuadas, logradas recurriendo a un material de amplia disponibilidad (acero SAE 1045) y tratamientos térmicos eficientes y comunes (temple por inducción seguido de un revenido de baja intensidad)

Tornillo de avance o husillo de roscar

Se llama “tornillo de avance” o “husillo de roscar” al tornillo, dispuesto de manera paralela a la cremallera, que es el responsable de los avances automáticos relacionados con tareas de roscado. En tornos antiguos o muy económicos (como el torno base) este elemento no solo está directamente relacionado con avances de roscado sino con todos los avances automáticos, ya que la máquina no cuenta con un husillo de cilindrar.

El tornillo de avance normalmente presenta una rosca tipo ACME, se sitúa debajo de la cremallera, y tiene una longitud similar a la de la bancada. Puede apreciarse un ejemplo en la figura 66.

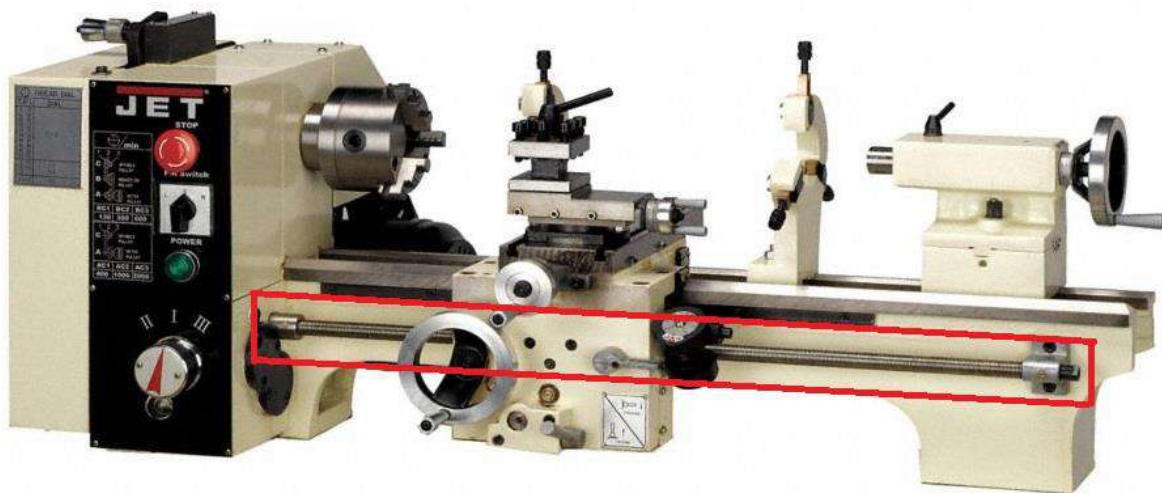


Figura 66. Ejemplo de tornillo de avance. La parte está resaltada en rojo.

A veces puede verse, en los productos de fabricantes de máquinas de media y alta calidad, el empleo de una guarda metálica o de goma para cubrir el tornillo de avance, para evitar que queden alojadas virutas metálicas entre los flancos de la rosca. La presencia de virutas, polvo y otros contaminantes aceleran mucho su desgaste, lo cual resulta eventualmente en pérdida de precisión del avance, con la consiguiente incapacidad de mecanizar roscas de calidad. Puede observarse un ejemplo de un torno que cuenta con protección para el tornillo en la figura 67.



Figura 67. Ejemplo de torno que cuenta con protección para el tornillo de avance.

Para lograr avance automático del carro por medio del tornillo de avance, el usuario del torno debe accionar un mando (normalmente una palanca) que provoca el cierre de la media tuerca y su hermanamiento con el tornillo. La media tuerca o tuerca matriz es una tuerca solidaria al carro y, como su nombre lo indica, consta de dos mitades que, al unirse, forman una tuerca completa que, al ser movida por el tornillo de avance, arrastra consigo al conjunto del carro. En la figura 68 se puede apreciar un ejemplo de esta parte.

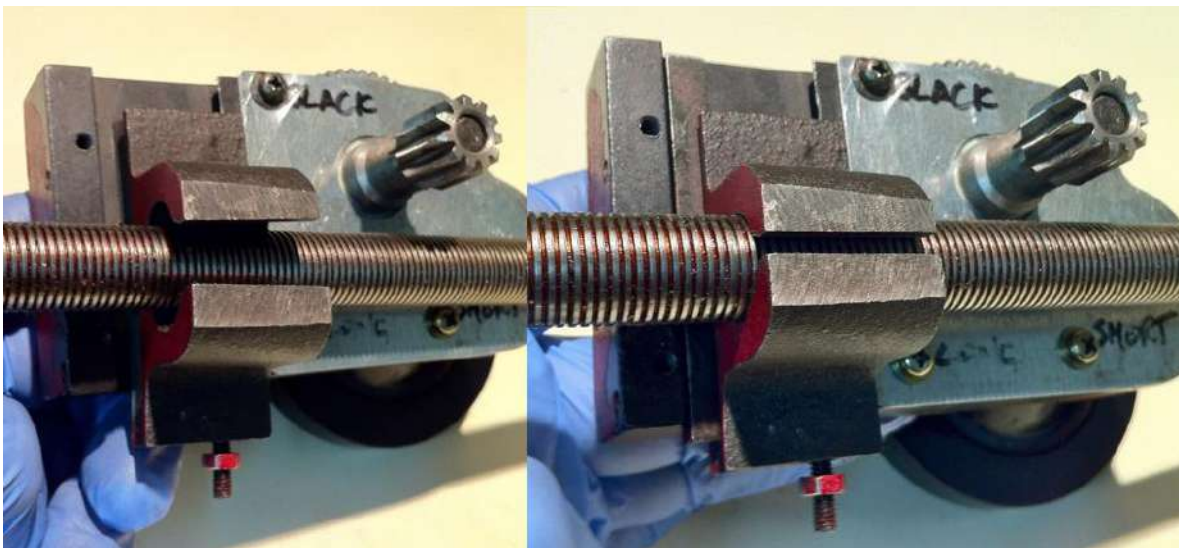


Figura 68. Ejemplo de media tuerca. La imagen de la izquierda la muestra abierta, mientras que la de la derecha la muestra cerrada, hermanando con el tornillo de avance.

El tornillo en sus extremos, puede estar soportado por bujes o rodamientos. Es común observar en tornos antiguos o económicos el uso de collarines de apoyo en el tornillo para evitar su desplazamiento axial al mover el carro. Modelos de mayor precio emplean en ambas punteras rodamientos axiales o de contacto angular, eliminando una fuente de fricción y aumentando la eficiencia de la cadena cinemática. En la fabricación del torno que se está diseñando se aplicará un rodamiento de contacto angular en cada extremo (sugiriéndose el uso del modelo 7201 de SKF), debido a que su precio no es particularmente elevado y su uso resulta en un mayor rendimiento. Empleando una tuerca para asegurar la pieza contra los rodamientos, se puede eliminar el juego y garantizar rigidez en el montaje y, por lo tanto, un funcionamiento preciso. Se ilustra este concepto en el sencillo esquema que puede observarse en la figura 69.

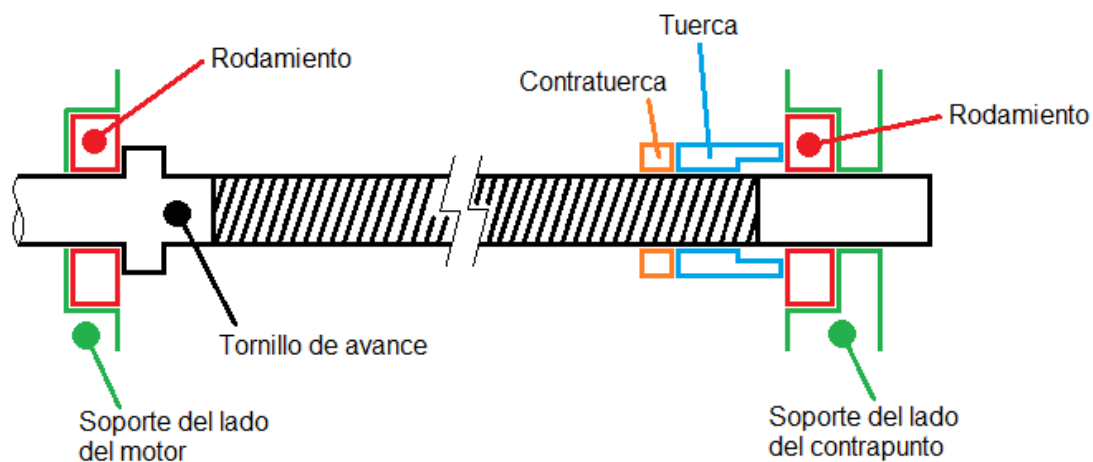


Figura 69. Esquema del tornillo de avance y su sistema de montaje. Se aprovecha la rosca ACME del tornillo no solo para mover el carro, sino también para emplear una tuerca que ajustará contra uno de los rodamientos de contacto angular para eliminar la posibilidad de que el husillo de roscar se desplace.

El tornillo de avance, por su dificultad de mecanizado y las tolerancias ajustadas con las que debe cumplir para poder realizar su función correctamente, es una de las partes más complejas y costosas de un torno, y por lo tanto suele estar hecho de acero y contar con algún tratamiento, ya sea este superficial o térmico, para asegurar una vida útil elevada. Se empleará acero SAE 1045 para su fabricación, obteniendo la rosca por laminado, un proceso de gran eficiencia que se ve justificado debido a que habrá producción seriada en gran cantidad. Resulta

entonces un producto de buena resistencia, con tensiones residuales de compresión (que aumentarán la resistencia a la fatiga) y endurecimiento por trabajo en frío. Sería ideal aplicar un niquelado químico, lo cual resultaría en un importante incremento en la resistencia a la corrosión y al desgaste, aunque puede llegar a ser antieconómico, por lo que corresponde primero evaluar la factibilidad de este tratamiento.

La tuerca matriz, por otro lado, suele estar fabricada a partir de fundición o bronce, sin ningún tratamiento antes o después del mecanizado. Por lo tanto, su durabilidad y resistencia es notablemente más reducida que la del tornillo.

Producto de estas condiciones se deduce que, de entre ambas partes, la tuerca matriz es el componente más débil y, por lo tanto, el que se debe calcular y verificar. Si la tuerca resiste el uso que sufrirá, más aún lo hará el tornillo y por lo tanto no habrá que preocuparse de su verificación.

Se elige como materia prima para la fabricación de la tuerca el bronce debido a que, por su incompatibilidad metalúrgica con metales ferrosos como el acero que se empleará en la fabricación del tornillo de avance, su empleo resultará en una menor fricción al hermanar con el tornillo. Se elige la calidad SAE 64, de uso muy difundido en la fabricación de bujes. El formato de rosca será el trapecoidal según estándares ISO (es decir, la rosca será métrica).

R. Budynas y J. Nisbett afirman en su libro “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”^[2] que el filete de la rosca de la tuerca está sometida a los siguientes tipos de esfuerzo:

- Flexión
- Corte puro
- Aplastamiento

Para comenzar el cálculo se hace necesario determinar cuáles serán las sollicitaciones que deberá soportar la tuerca. Numerosos autores hacen el mismo análisis, obteniendo como resultado del mismo una fuerza P , necesaria para mover la carga y vencer el rozamiento, y un par T , relacionado con P por las características

geométricas de la rosca. En la figura 70 se muestra un esquema que ilustra estas magnitudes, junto con varias dimensiones características de un tornillo de potencia.

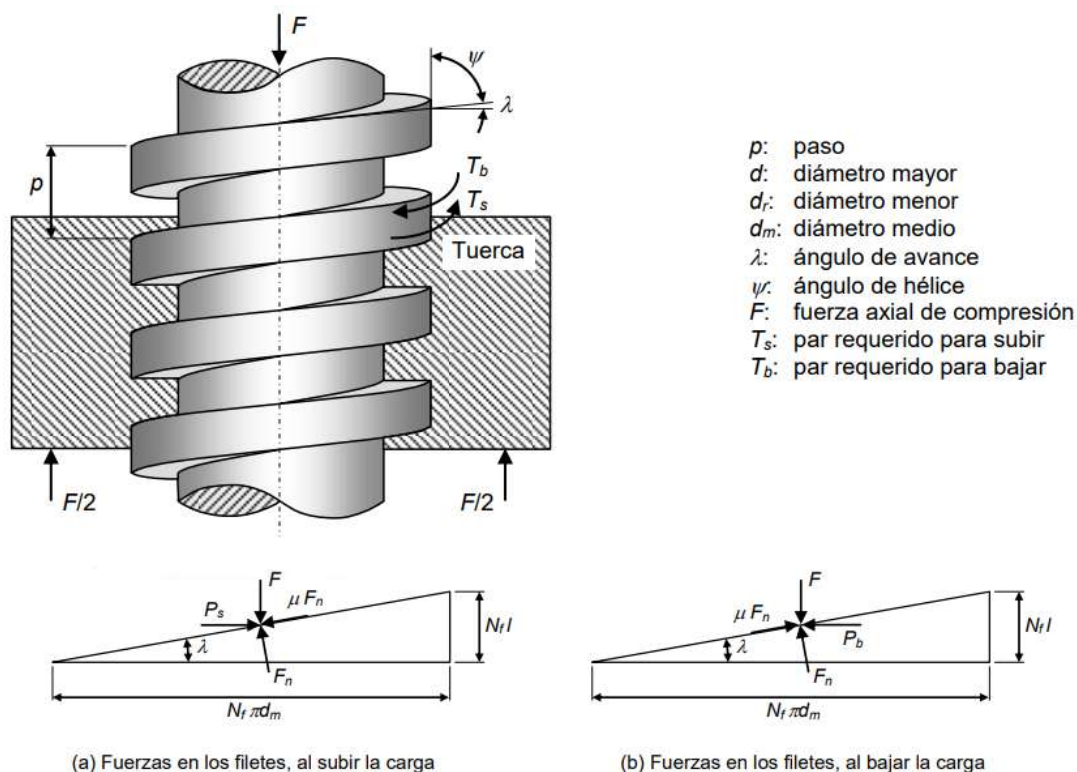


Figura 70. Dimensiones características y esquema de fuerzas de un tornillo de potencia.

De la bibliografía, se extrae que:

$$P = F \cdot \frac{\tan(\lambda) + \mu}{1 - \mu \cdot \tan(\lambda)} ; T = P \cdot \frac{d_m}{2} ; \lambda = \arctan\left(\frac{p}{\pi \cdot d_m}\right)$$

Siendo μ el coeficiente de fricción entre roscas de tornillo y tuerca. Se puede extraer de la tabla mostrada en la figura 71.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Figura 71. Coeficientes de fricción entre tornillo de potencia y tuerca para distintas combinaciones de materiales, recopilados por Budynas y Nisbett. La información de interés está marcada en rojo.

Es importante tener en cuenta que las expresiones mostradas corresponden al caso de “subir la carga” o, lo que es lo mismo, la carga aplicada se opone a la rotación del tornillo. En el caso del husillo de roscar, el esfuerzo para mover el carro siempre se opondrá a la rotación del tornillo, y por lo tanto el caso de “bajar la carga” (o lo que es lo mismo, carga aplicada a favor de la rotación del tornillo) no se estudiará.

Otro aspecto importante es el hecho de que las tres expresiones mostradas **corresponden a una rosca cuadrada**. Para una rosca cuyos flancos no son perpendiculares al eje del tornillo (es decir, presentan una inclinación de ángulo α) debe modificarse la primera de la siguiente manera:

$$P = F \cdot \frac{\tan(\lambda) + \frac{\mu}{\cos(\alpha)}}{1 - \frac{\mu \cdot \tan(\lambda)}{\cos(\alpha)}}$$

Nótese que se hace necesario elegir un formato de rosca para comenzar el proceso de cálculo, debido a que P , T y λ dependen directa o indirectamente del paso y el diámetro medio del tornillo. Se elegirá de manera preliminar una rosca trapezoidal TR12x2 según DIN 103, cuyas dimensiones pueden observarse en la figura 72. Dicha elección se basa en la observación de casos reales, como el torno presente en la escuela Crucero Belgrano.

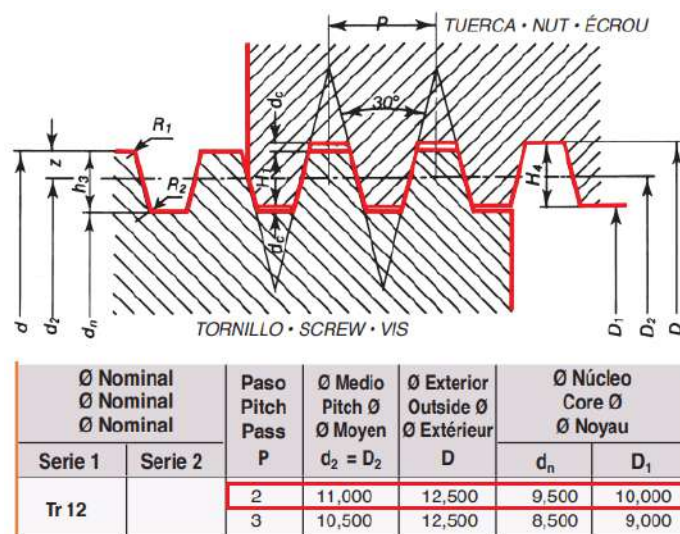


Figura 72. Dimensiones de tornillo y tuerca con rosca TR12X2 según DIN 103.

Con estas dimensiones y empleando $\mu = 0,23$ pueden calcularse las tres magnitudes:

$$\lambda = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_m}\right) = \arctg\left(\frac{2 \text{ mm}}{\pi \cdot 11 \text{ mm}}\right) = 3,3^\circ$$

$$P = F \cdot \frac{\tan(\lambda) + \frac{\mu}{\cos(\alpha)}}{1 - \frac{\mu \cdot \tan(\lambda)}{\cos(\alpha)}} = 100 \text{ N} \cdot \frac{\tan(3,3^\circ) + \frac{0,23}{\cos(15^\circ)}}{1 - \frac{0,23 \cdot \tan(3,3^\circ)}{\cos(15^\circ)}} = 30 \text{ N}$$

$$T = P \cdot \frac{d_m}{2} = 30 \text{ N} \cdot \frac{11 \text{ mm}}{2} = 0,165 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se comenzará verificando el esfuerzo cortante en los filetes. Se empleará la hipótesis de Budynas y Nisbett^[2], que tratan al filete como una viga empotrada y por lo tanto la tensión cortante máxima en la raíz (que puede considerarse el “empotramiento”) se da en la mitad de su sección y su valor es:

$$\sigma_{corte} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{A_r}$$

Donde A_r es el área total de la raíz del filete, y está dada por:

$$A_r = \pi \cdot d \cdot W_o \cdot p \cdot n_f$$

Siendo d el diámetro exterior de la rosca, W_o una constante dependiente del tipo de rosca (0,63 en el caso de la rosca trapezoidal) y n_f es el número de filetes. La expresión de σ_{corte} resulta ser, entonces:

$$\sigma_{corte} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{\pi \cdot d \cdot W_o \cdot p \cdot n_f}$$

Budynas y Nisbett^[2] afirman que distintos experimentos demuestran que los esfuerzos no se distribuyen de manera equitativa entre los filetes y, por lo tanto, usar n_f resulta en un cálculo optimista. Estos experimentos también dieron como resultado que la primera rosca soporta el 38% de la carga. Entonces, los autores recomiendan reemplazar F por $0,38 \cdot F$ y n_f por 1, lo cual resulta en que la verificación corresponda al primer filete, que es el más exigido.

Luego de hacer los reemplazos recomendados por Budynas y Nisbett la expresión de σ_{corte} adopta su forma final y se llega al valor buscado:

$$\sigma_{\text{corte}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{0,38 \cdot F}{\pi \cdot d \cdot W_o \cdot p} = \frac{3}{2} \cdot \frac{0,38 \cdot 100 \text{ N}}{\pi \cdot 12,5 \text{ mm} \cdot 0,63 \cdot 2 \text{ mm}} = 1,15 \text{ MPa}$$

Se procede luego a calcular las tensiones correspondientes a la flexión. El apunte sobre tornillos de la cátedra de Cálculo de Elementos de Máquinas^[3] ofrece la siguiente expresión para determinar el esfuerzo máximo por flexión en la tuerca:

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{3 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot d \cdot n_f \cdot (W_o \cdot p)^2}$$

Siendo h la altura del filete. Puede observarse en la figura 73 que, para la rosca elegida, este valor es 2,5 mm. Luego, aplicando la recomendación de Budynas y Nisbett, la expresión de σ_{flex} adopta su forma final y se llega al valor buscado:

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{3 \cdot 0,38 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot d \cdot (W_o \cdot p)^2} = \frac{3 \cdot 0,38 \cdot 100 \text{ N} \cdot 2,5 \text{ mm}}{\pi \cdot 12,5 \text{ mm} \cdot (0,63 \cdot 2 \text{ mm})^2} = 4,57 \text{ MPa}$$

Por último, se evalúan las tensiones de aplastamiento en el flanco activo de la rosca. Se asume que la presión de contacto se distribuye de manera equitativa en todo el flanco activo. Nuevamente se emplea una fórmula presente en apuntes de la cátedra de Cálculo de Elementos de Máquinas:

$$\sigma_{\text{ap}} = \frac{F}{A_{\text{ap}}}$$

Donde A_{ap} es el área sometida a aplastamiento, y su valor está dado por:

$$A_{\text{ap}} = \pi \cdot d_m \cdot h \cdot n_f$$

Vuelve a aplicarse la recomendación para obtener una nueva expresión y llegar al valor buscado:

$$\sigma_{\text{ap}} = \frac{0,38 \cdot F}{\pi \cdot d_m \cdot h} = \frac{0,38 \cdot 100 \text{ N}}{\pi \cdot 11 \text{ mm} \cdot 2,5 \text{ mm}} = 0,44 \text{ MPa}$$

Se han determinado los valores máximos de los tres tipos de tensiones que afectan al filete de la rosca de la tuerca. Se debe mencionar que estos esfuerzos tienen ubicaciones definidas, que pueden observarse en el esquema de la figura 73.

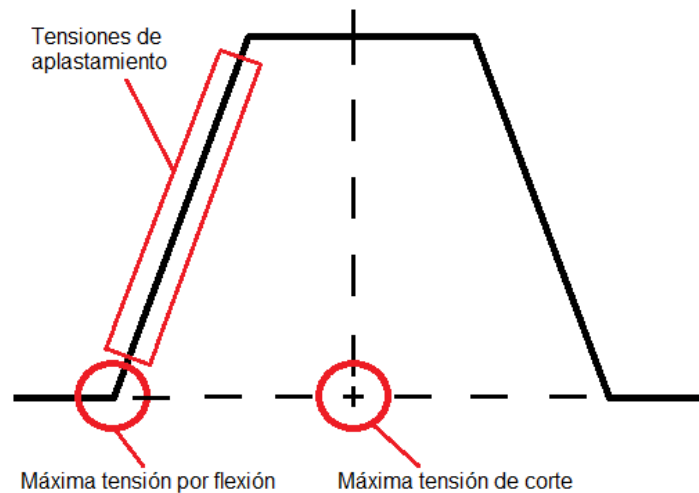


Figura 73. Corte de un filete, en el cual se observan las ubicaciones de los esfuerzos calculados.

Haciendo un resumen de los valores obtenidos, se tiene lo siguiente:

$$\sigma_{corte} = 1,15 \text{ MPa} ; \sigma_{flex} = 4,57 \text{ MPa} ; \sigma_{ap} = 0,44 \text{ MPa} = 64 \text{ psi}$$

Respecto de las primeras dos magnitudes, se debe mencionar que están muy por debajo de la tensión de fluencia del bronce SAE 64 (125 MPa). En el estudio titulado “Design and Optimization of Screwed Fasteners to Reduce Stress Concentration Factor”^[25], realizado por N. Govindu, K. Jayanand y S. Venkatesh, se determina empleando simulación por elementos finitos que el factor de concentración de tensiones para una rosca ACME de 1” diámetro y 8 hilos por pulgada es de 4,37. Si bien las dimensiones no son las mismas que las del formato elegido, la forma es bastante parecida. Incluso aplicando el factor ya mencionado, los esfuerzos siguen estando muy alejados de la fluencia.

La tensión de aplastamiento, por otro lado, debe compararse con valores considerados “seguros” desde un punto de vista tribológico. Budynas y Nisbett^[2] proveen una tabla con valores de referencia, que puede observarse en la figura 74. Nuevamente, el valor obtenido es muy reducido en comparación con los límites.

Material del tornillo	Material de la tuerca	p_b seguro psi	Notas
Acero	Bronce	2 500-3 500	Baja velocidad
Acero	Bronce	1 600-2 500	≤ 10 pies/min
	Hierro fundido	1 800-2 500	≤ 8 pies/min
Acero	Bronce	800-1 400	20-40 pies/min
	Hierro fundido	600-1 000	20-40 pies/min
Acero	Bronce	150-240	≥ 50 pies/min

Figura 74. Valores seguros para la tensión de aplastamiento según material y velocidad.

Puede afirmarse que se ha verificado que la rosca elegida es más que apta para soportar los esfuerzos que puedan surgir durante la operación de la máquina.

Resta, como paso final, decidir cuantos hilos tendrá la tuerca para poder contar con los datos necesarios para su fabricación. Se decide que la rosca de la tuerca conste de 10 hilos, lo cual implica una longitud roscada de 20 mm. Esto resulta en un factor de forma $L = 1,6 \cdot d$ aproximadamente, que es parecido al observado en las tuercas matriz de numerosos tornos.

Husillo de cilindrar

El husillo de cilindrar es aquel que está relacionado con avances automáticos que no sirven para el roscado. Si bien puede parecer que este elemento es superfluo debido a que el husillo de roscar provee la posibilidad de avance automático, la realidad es que tiene dos propósitos importantes.

El primero es proveer una alternativa al husillo de roscar. Dicho de otra manera, al usar el husillo de cilindrar no se emplea el tornillo de avance, y por lo tanto se evita el desgaste de este.

El segundo es proveer avances útiles para tareas generales de torneado. El husillo de roscar, debido a su propósito principal, provee avances que se emplean para el mecanizado de roscas. La mayoría de estos avances no son aptos para operaciones de desbaste o acabado debido a que son excesivos (la rosca más fina que se puede lograr con el torno base es de 0,4 mm/rev, que es un avance excesivo para desbaste en acero en una máquina de esta potencia y rigidez). El husillo de cilindrar, debido a que engrana con la cadena cinemática del carro a través de un sinfín (como puede verse en la figura 46), provee avances más lentos.

El husillo de cilindrar normalmente se presenta en una de las siguientes formas: un eje redondo con un chavetero que se extiende por casi todo el recorrido del carro, o un eje cuya sección es cuadrada o hexagonal. Suele situarse debajo del tornillo de avance. En la figura 75 puede observarse un ejemplo de torno que dispone de husillo de cilindrar.

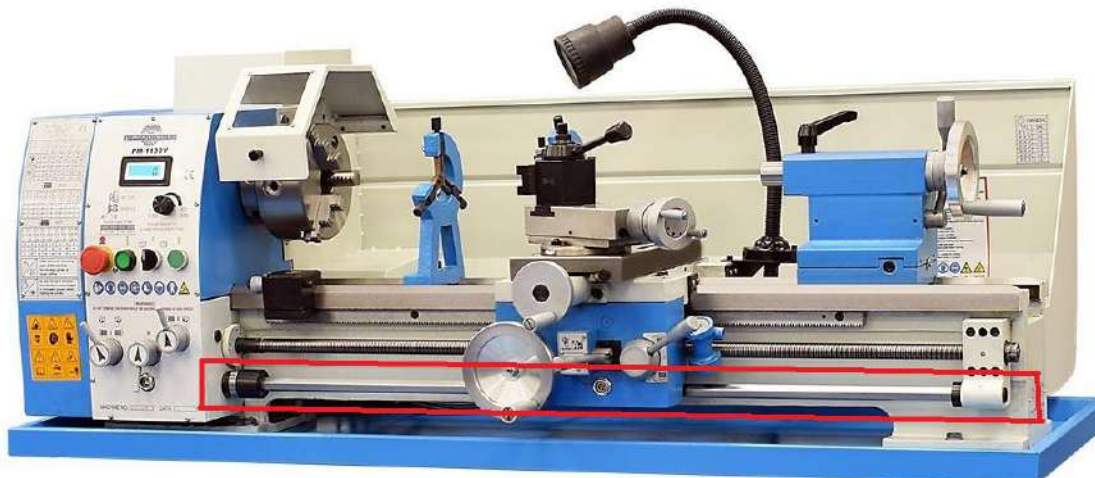


Figura 75. Ejemplo de husillo de cilindrar. La parte está marcada en rojo.

Se decide emplear para el torno a diseñar un husillo de cilindrar de sección redonda con chavetero, mecanizado a partir de acero SAE 1045. Dicha elección evita el mecanizado de varias caras que sería necesario para lograr una sección cuadrada o hexagonal, aunque resulta en una geometría con un importante concentrador de tensiones. Al igual que con el tornillo de avance, se debe considerar la posibilidad de un niquelado químico, debido a la capacidad de este proceso de proveer un recubrimiento de grosor uniforme en geometrías complicadas, alargando considerablemente la vida útil protegiendo a la pieza de la corrosión y el desgaste.

Respecto del sistema de fijación, se empleará uno parecido al usado con el tornillo de avance, aunque en el caso del husillo de cilindrar debido a la falta de una rosca se deberá mecanizar una en la posición adecuada para poder utilizar la tuerca y la contratuerca. Se emplearán nuevamente rodamientos de contacto angular, siendo ideal por el diámetro del husillo el modelo 7201 de SKF. Se provee un esquema del sistema planteado en la figura 76.

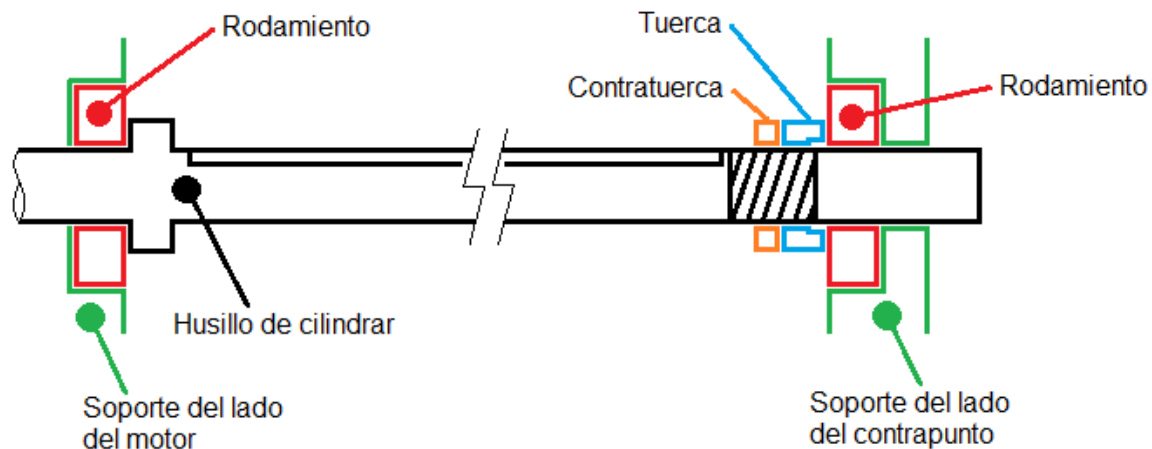


Figura 76. Esquema del husillo de cilindrar y su sistema de montaje.

Para poder hacer el cálculo y verificación del husillo de roscar, se hace necesario conocer las dimensiones del sinfín al cual hace girar, para poder conocer las fuerzas que intervienen en el desplazamiento del carro. El diseño de dicha pieza cae fuera del alcance del proyecto, por lo que no se cuenta con los datos necesarios para poder hacer un estudio de tensiones en el eje.

Aun así, puede mencionarse que en gran cantidad de tornos el husillo de cilindrar presenta un diámetro parecido al tornillo de avance (se muestran dos ejemplos en la figura 77). En base a esta información, se le puede asignar al eje un diámetro de 13 mm (aproximadamente media pulgada). Según norma DIN 6885/3, el chavetero estandarizado correspondiente a dicho diámetro tiene 5 mm de ancho y 3 mm de profundidad.



Figura 77. Burani WM280AV-F/700 (izq.) y Precision Matthews PM-1130V (der.). Nótese como el husillo de cilindrar tiene aproximadamente el mismo diámetro que el tornillo de avance.

En base a el análisis hecho en la sección anterior, puede deducirse que las fuerzas surgidas durante el funcionamiento producen tensiones en los husillos que distan mucho de ser riesgosas. Debido a que los avances de cilindrado se dan por medio de una cadena cinemática de engranajes con una importante reducción (corona y sinfín) el esfuerzo que debe hacer el husillo de cilindrar para mover el conjunto del carro es relativamente reducido, y por lo tanto puede asumirse que no hay riesgo de que esta parte falle por fatiga o fluencia. Puede recordarse que el husillo de roscar tenía un diámetro menor, y una geometría con un importante factor de concentración de tensiones, y aun así se demostró que no estaba en riesgo de fallar por las causas recién mencionadas.

Carro transversal

El carro transversal es la parte del conjunto del carro que permite que la torreta portaherramientas pueda desplazarse en sentido perpendicular a las guías. Sin él, sería imposible el torneado de manera eficiente de distintos diámetros. En la figura 78 se puede observar un ejemplo de torno de banco con este componente señalado, y en la figura 79 se puede observar el despiece de un conjunto usual.

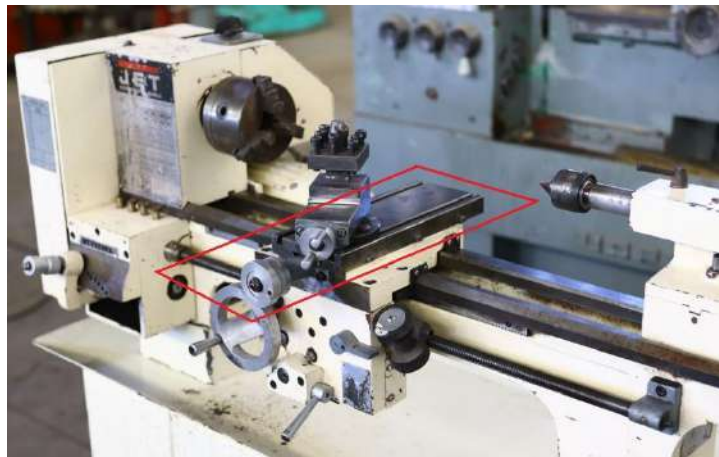


Figura 78. Ejemplo de carro transversal en un torno de banco. La parte está marcada con rojo.

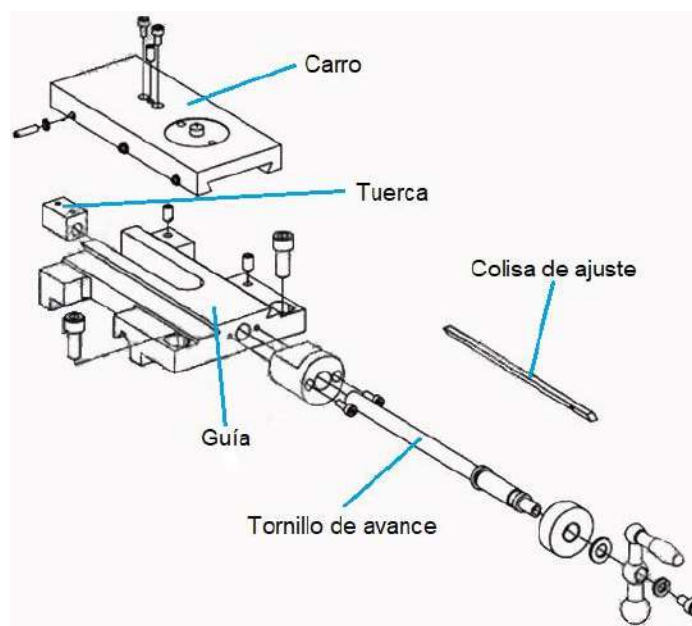


Figura 79. Despiece de un conjunto usual de carro transversal. Se han señalado las piezas más importantes.

Puede apreciarse, a partir de lo observado en las figuras 78 y 79, que el carro transversal consiste en un cuerpo, sobre el cual se monta la torreta portaherramientas, que se desplaza a lo largo de una guía del tipo cola de milano por medio de un tornillo, que puede ser accionado por el usuario o por el mismo torno, empleando la cadena cinemática del delantal. Dicho tornillo mueve al cuerpo por medio de una tuerca que se atornilla al mismo, o puede ser integral. Para eliminar el juego entre el cuerpo y la guía se emplea una colisa, que es una planchuela de acero cuyo ajuste contra la guía se regula por medio de tornillos.

Se muestra, en la figura 80, un esquema de la cadena cinemática planteada para el torno a diseñar. A diferencia de la cadena de la figura 79, esta incluye el engranaje que permitirá el avance automático del carro transversal y dos rodamientos de contacto angular (se sugiere los modelos 7200 o 7201 de SKF) que harán de apoyo al collarín del tornillo, lo cual resultará en un incremento en la eficiencia del sistema.

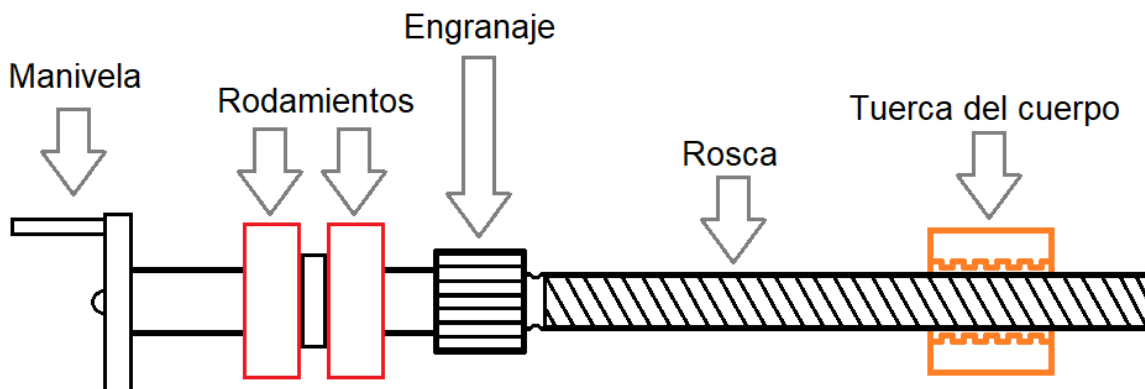


Figura 80. Esquema de la cadena cinemática correspondiente al carro transversal.

Se mencionó anteriormente la colisa de ajuste, y es importante profundizar un poco más sobre este elemento debido a la importancia de su función. En la sección dedicada a la bancada se afirmó que las colas de milano deben contar obligatoriamente con una pieza auxiliar, que se sitúe entre la guía y el elemento guiado, que pueda utilizarse para reducir el juego que pueda haber entre ambos, ya sea debido a imprecisiones en la fabricación y por desgaste.

La colisa de ajuste normalmente se fabrica a partir de acero al carbono, sin tratamiento térmico, aunque se han observado casos en los que se emplea bronce. La parte puede de sección constante o “recta” (este es el caso en la mayoría de los tornos de banco económicos) o de sección variable, normalmente denominadas “de cuña”. Las rectas se caracterizan por ajustarse por medio de una serie de tornillos dispuestos a intervalos regulares, lo cual resulta en que la colisa pueda quedar inclinada respecto de la guía, haciendo contacto en una parte y teniendo juego en otra, requiriendo por lo tanto más cuidado a la hora de realizar el ajuste. Las de cuña, por otro lado, deben moverse en la dirección de desplazamiento para reducir o aumentar su ajuste. Se ilustra en la figura 81 este concepto, y se muestran en la figura 82 varios tipos de sistemas aplicados a este tipo de colisas.

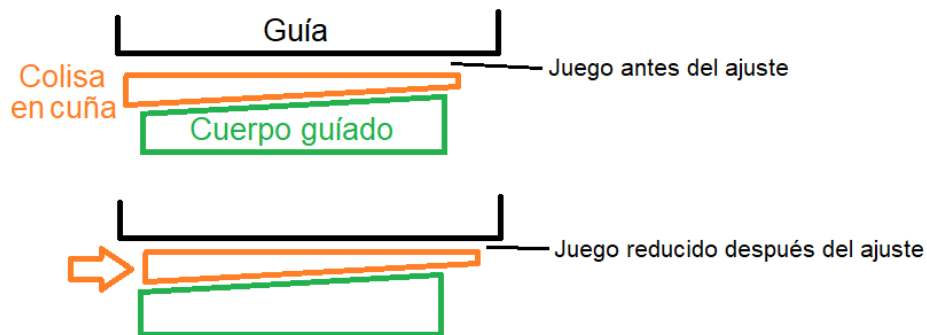


Figura 81. Reducción del juego por medio del desplazamiento longitudinal de una colisa en cuña.

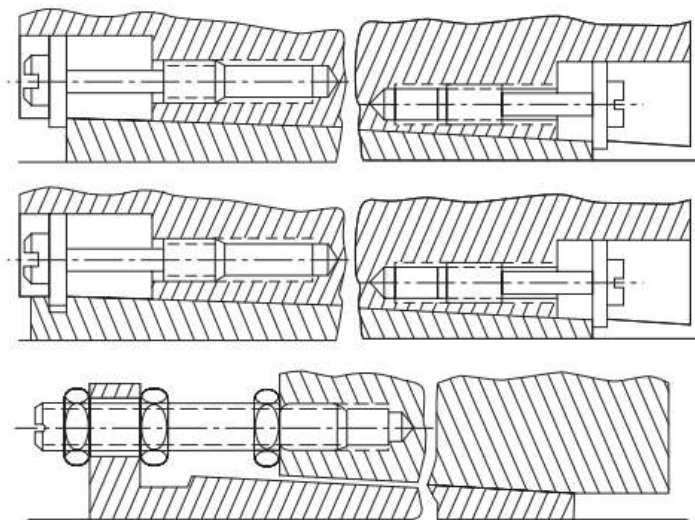


Figura 82. Tres ejemplos de sistemas de ajuste aplicados a colisas en cuña. Las ilustraciones fueron extraídas de “Modular Design of Machine Tools”^[19] (Ito)

El material a emplear en la fabricación de la guía, su base, y el cuerpo guiado será el mismo que se empleó en la fabricación de la bancada, debido a las características ventajosas mencionadas anteriormente, aplicándole un recocido posterior a la colada. A diferencia de lo ocurrido con las guías de la bancada, en este caso no habrá un tratamiento superficial. Se aplicará luego del fresado, eso sí, un rectificado a todas las superficies deslizantes.

Se empleará una colisa en cuña para controlar el juego entre cuerpo y guía, recurriendo al sistema que se observa arriba del todo en la figura 82, debido a su simplicidad. La pendiente será de 1 en 50, siguiendo lo indicado por normativa soviética^[22], ya que la longitud de esta pieza es menor a 500 mm. Ito^[19] indica que la colisa debe ubicarse en el flanco que no deba soportar el menor esfuerzo, siendo en este caso el derecho.

Nuevamente se plantea un sistema de fuerzas, mostrado en la figura 83, a partir de varias medidas: algunas relevadas en la escuela Crucero Belgrano, otras medidas obtenidas en el apartado de la bancada y otras asignadas de manera arbitraria a partir de la observación de modelos disponibles en el mercado nacional. Se asume que el peso conjunto del carro transversal y el charriot es de 7 kg.

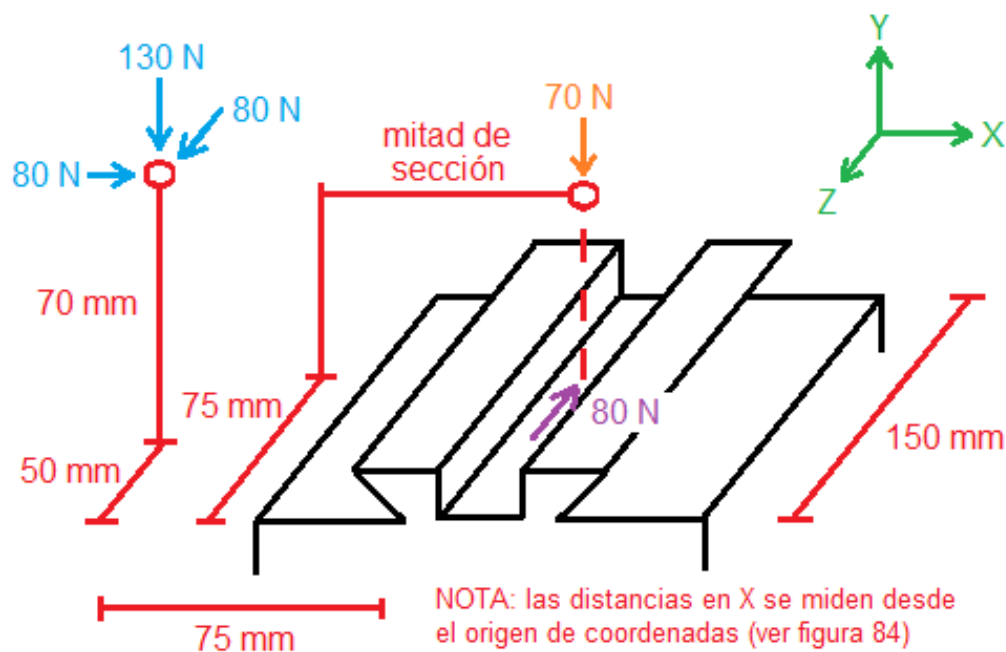
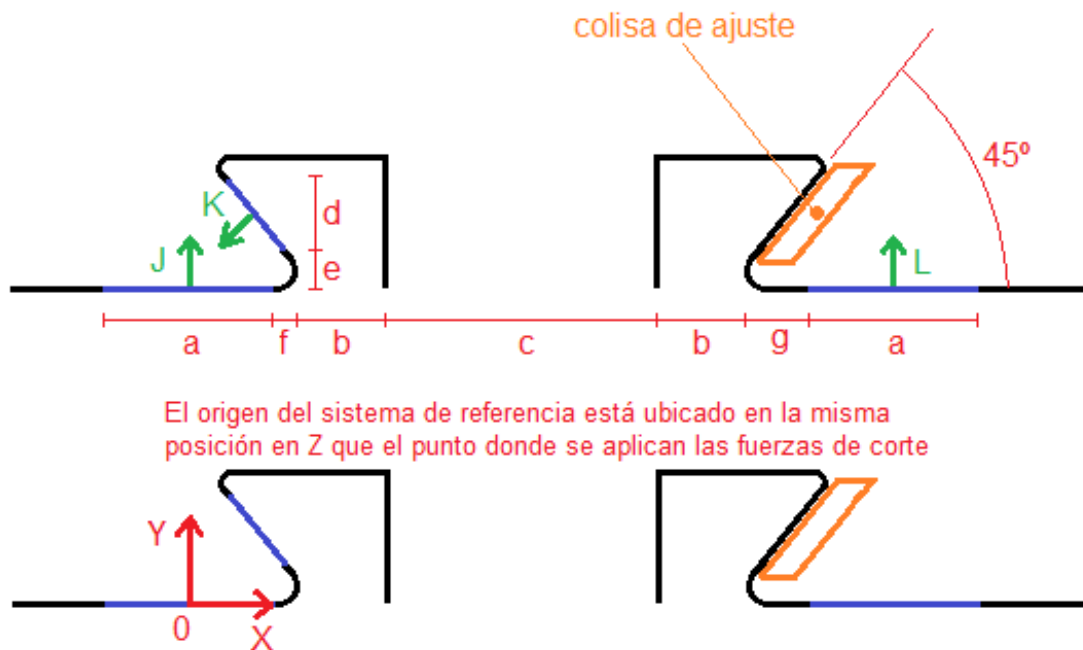


Figura 83. Diagrama de fuerzas, para el caso del análisis del carro transversal.

Se deben asignar algunos valores a ciertas dimensiones de la sección, para poder hacer los cálculos correspondientes. Se vuelve a recurrir al torno presente en la escuela municipal para obtener valores de referencia. Puede apreciarse un esquema de la sección en la figura 84.



El origen del sistema de referencia está ubicado en la misma posición en Z que el punto donde se aplican las fuerzas de corte

Figura 84. La ilustración superior es un esquema de la sección transversal de la guía con sus respectivas dimensiones genéricas. La ilustración inferior indica el origen del sistema de referencia. Las superficies de contacto deslizante están marcadas en violeta.

Nótese que no son solo los flancos de la cola de milano las superficies de contacto, sino también los planos a sus costados.

Se volverá a recurrir al artificio de hacer a todas las dimensiones genéricas proporcionales a una de ellas para simplificar enormemente los cálculos, como se vio en el apartado de la bancada. Luego, de manera arbitraria, se establece que:

- $b = 0,4 \cdot a$
- $c = a$
- $d = 0,4 \cdot a$
- $e = 0,1 \cdot a$
- $f = 0,1 \cdot a$
- $g = 0,4 \cdot a$

Se hacen las siguientes hipótesis simplificativas para poder plantear un sistema de ecuaciones que pueda resolver con relativa sencillez:

- La fuerza en dirección Z es soportada únicamente por el tornillo (puede verse que la reacción del tornillo está representada por una fuerza violeta a mitad de la sección).
- Los momentos causados por la fuerza en dirección Z son soportados únicamente por las superficies de contacto.
- Se asume que la distribución de fuerzas a lo ancho de las caras es equitativa.
- Consecuencia de lo anterior, puede concentrarse la distribución de fuerzas a lo ancho en una sola fuerza situada a mitad de la cara.

Puede procederse entonces a la determinación de las magnitudes de las fuerzas J, K y L de manera similar a lo realizado en el apartado de la bancada.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = 0 = 80 N - K \cdot \cos(45^\circ) \\ \sum M_z = 0 = 130 N \cdot 75 \text{ mm} - 80 N \cdot 70 \text{ mm} - 70 N \cdot \left(\frac{a}{2} + f + b + \frac{c}{2}\right) + \\ \quad + L \cdot (a + f + 2b + c + g) \\ \sum F_y = 0 = J + L - K \cdot \sin(45^\circ) - 130 N - 70 N \end{array} \right.$$

NOTA: se ha despreciado el momento respecto de Z ejercido por K ya que, debido al ángulo de la fuerza y su cercanía al origen, su valor es muy reducido y no tomarlo en cuenta no afecta de manera notable el resultado de las operaciones, además de simplificar la operatoria.

El sistema de ecuaciones recién planteado presenta una dificultad que lo hace imposible de resolver con la información presente: existen tres ecuaciones y cuatro variables. Estas variables son **J**, **K**, **L** y por último **a**. Hay que recordar que todas dimensiones son proporcionales a **a** y por lo tanto cualquier dimensión que no sea **a** puede ser reemplazada por una expresión equivalente que contenga dicha variable.

Para poder resolver completamente el sistema se hace necesario encontrar el valor de alguna de las cuatro variables mencionadas sin recurrir a alguna de las ecuaciones que forman parte del sistema. La magnitud de **K** puede ser hallada de rápidamente a partir de la primera ecuación y por lo tanto queda descartada. **J** y **L** no pueden asumirse, ya que de hacerlo quedaría determinado el valor de **a** y por lo tanto podría llegar a ocurrir que las dimensiones de la sección no satisfagan el límite que se imponga a la presión de contacto. Por otro lado, **a** puede hallarse haciendo uso de **K** y del límite recién mencionado. Si se afirma de manera preliminar que el flanco de la cola de milano (que es la superficie que ejerce **K**) es la superficie más exigida puede determinarse entonces, a partir del valor de **K** y de una simplificación que se verá más adelante, un valor de **a** que cause que las presiones de contacto cumplan con lo impuesto. Luego, puede proseguirse con la resolución del sistema, determinar las magnitudes de **J** y **L** y verificar las presiones de contacto en las caras correspondiente, haciendo la modificación necesaria al valor de **a** de encontrarse que no se cumplen las condiciones planteadas.

Se procede determinando el valor de **K** por medio de la primera ecuación del sistema:

$$0 = 80 \text{ N} - K \cdot \cos(45^\circ)$$

$$K \cdot \cos(45^\circ) = K \cdot 0,707 = 80 \text{ N}$$

$$K = \frac{80 \text{ N}}{0,707} = 113,2 \text{ N}$$

Se reparte la fuerza recién calculada en toda la superficie útil del flanco de la cola de milano o, lo que es lo mismo, se harán cálculos que corresponden a una distribución equitativa del esfuerzo en todo el flanco. Esto último, como se vio anteriormente, es incorrecto, pero sirve como punto de partida para poder continuar con la resolución de problema. Entonces, la presión de contacto con fines de precálculo está definida por:

$$p_{precalc} = \frac{K}{150 \text{ mm} \cdot \frac{d}{\cos(45^\circ)}} = \frac{113,2 \text{ N}}{150 \text{ mm} \cdot \frac{0,4 \cdot a}{0,707}} = \frac{1,33 \text{ N/mm}}{a}$$

Antes de proseguir hay que tomar en cuenta, como se hizo con la bancada, que el contacto no es completo. Ito^[19] menciona en su libro que para una guía tipo cola de milano con colisa en cuña el porcentaje de contacto entre las superficies deslizantes puede ser de entre 15% y 20%.

Además, hay que tomar en cuenta la necesidad de un factor de corrección como resultado de la distribución desigual de fuerzas. Volviendo al apartado de la bancada, podemos ver que la presión máxima de contacto es casi dos veces mayor que el promedio, y se decide aplicar un factor de corrección de 2.

Luego, si se aplican las modificaciones recién mencionadas, la expresión adopta la siguiente forma:

$$p_{precalc} = 2 \cdot \frac{1,33 \text{ N/mm}}{a \cdot 0,15}$$

Se adopta, nuevamente de manera no estricta, un límite de 6 kgf/cm² (0,6 MPa). El límite es mayor que el aplicado anteriormente debido a que el volumen ocupado por el carro transversal ya no puede ser tan amplio como en el caso de la bancada, y empieza a ser obligatorio el cálculo cuidadoso del material y del espacio a utilizar. Por lo tanto:

$$0,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2 \cdot \frac{1,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{a \cdot 0,15}$$

Y entonces puede determinarse el valor de **a**:

$$a = 2 \cdot \frac{1,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}}}{0,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 0,15} = 29,55 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$

Teniendo un valor preliminar de **a** puede proseguirse con el análisis, comprobando si su magnitud es suficiente para evitar tensiones de contacto que sobrepasen el límite establecido.

Conociendo la fuerza que debe hacer el flanco de la cola de milano, y sabiendo que a lo largo de esta superficie la distribución debe resultar en un

momento respecto de Y que provoque que la sumatoria de momentos respecto de Y sea nula, puede procederse de manera similar a lo realizado para las guías de la bancada. Vuelve a aplicarse la hipótesis de Acherkan acerca de la variación lineal de la distribución a lo largo de la cara.

La función que define la distribución de tensiones en el flanco de la cola de milano es la siguiente:

$$R_{flanco}(z) = A + \frac{B - A}{150 \text{ mm}} \cdot (z + 100 \text{ mm})$$

$$R_{flanco}(z) = \frac{B - A}{150 \text{ mm}} \cdot z + \frac{2 \cdot B + A}{3}$$

$$\text{Sean } C = \frac{B - A}{150 \text{ mm}} \text{ y } D = \frac{2 \cdot B + A}{3}$$

$$R_{flanco}(z) = C \cdot z + D$$

Siendo, similar a lo ocurrido en el apartado de la bancada, A el valor de la fuerza en $Z = -100 \text{ mm}$ y B el valor de la fuerza en $Z = 50 \text{ mm}$.

Esta distribución debe satisfacer el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} \int_{-100 \text{ mm}}^{50 \text{ mm}} R_{flanco}(z) \cdot dz = -113,2 \text{ N} \\ \sum M_y = 0 = 80 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm} + 80 \text{ N} \cdot \left(\frac{a}{2} + f + b + \frac{c}{2} \right) + \cos(45^\circ) \cdot \int_{-100 \text{ mm}}^{50 \text{ mm}} R_{flanco}(z) \cdot z \cdot dz \end{array} \right.$$

Se comienza analizando la segunda ecuación:

$$0 = 80 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm} + 80 \text{ N} \cdot \left(\frac{a}{2} + f + b + \frac{c}{2} \right) + 0,707 \cdot \int_{-100 \text{ mm}}^{50 \text{ mm}} R_{flanco}(z) \cdot z \cdot dz$$

$$0 = 80 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm} + 80 \text{ N} \cdot 1,6 \cdot a + 0,707 \cdot \int_{-100 \text{ mm}}^{50 \text{ mm}} R_{flanco}(z) \cdot z \cdot dz$$

$$-80 \text{ N} \cdot 75 \text{ mm} - 80 \text{ N} \cdot 1,5 \cdot 30 \text{ mm} = 0,707 \cdot \int_{-100 \text{ mm}}^{50 \text{ mm}} (C \cdot z^2 + D \cdot z) \cdot dz$$

$$-9600 N \cdot mm = 0,707 \cdot \left(\frac{C}{3} \cdot z^3 + \frac{D}{2} \cdot z^2 \right) \Big|_{-100 mm}^{50 mm}$$

$$-13578 N \cdot mm = C \cdot 375000 mm^3 - D \cdot 3750 mm^2$$

$$D = C \cdot 100 mm + 3,62 \frac{N}{mm}$$

Luego se emplea la equivalencia obtenida para resolver la primera ecuación:

$$\int_{-100 mm}^{50 mm} R_{flanco}(z) \cdot dz = -113,2 N$$

$$\int_{-100 mm}^{50 mm} (C \cdot z + D) \cdot dz = -113,2 N$$

$$\left(\frac{C}{2} \cdot z^2 + D \cdot z \right) \Big|_{-100 mm}^{50 mm} = -113,2 N$$

$$-C \cdot 3750 mm^2 + D \cdot 150 mm = -113,2 N$$

$$-C \cdot 3750 mm^2 + C \cdot 15000 mm^2 + 543 N = -113,2 N$$

$$C \cdot 11250 mm^2 = -656,2 N$$

$$C = \frac{-656,2 N}{11250 mm^2} = -0,058 \frac{N}{mm^2} = -0,058 MPa$$

Puede entonces deducirse el valor de D:

$$D = C \cdot 100 mm + 3,62 \frac{N}{mm}$$

$$D = -0,058 \frac{N}{mm^2} \cdot 100 mm + 3,62 \frac{N}{mm} = -2,18 \frac{N}{mm}$$

A partir de C y D puede obtenerse el valor de A y B:

$$\begin{cases} C = -0,058 \frac{N}{mm^2} = \frac{B - A}{150 mm} \\ D = -2,18 \frac{N}{mm} = \frac{2 \cdot B + A}{3} \end{cases}$$

Se opera con la primera expresión:

$$-0,058 \frac{N}{mm^2} = \frac{B - A}{150 mm}$$

$$-8,7 \frac{N}{mm} = B - A$$

$$A = B + 8,7 \frac{N}{mm}$$

Luego, con la segunda:

$$-2,18 \frac{N}{mm} = \frac{2 \cdot B + A}{3}$$

$$-6,54 \frac{N}{mm} = 2 \cdot B + A$$

$$-6,54 \frac{N}{mm} = 3 \cdot B + 8,7 \frac{N}{mm}$$

$$3 \cdot B = -15,24 \frac{N}{mm}$$

$$B = \frac{-15,24 N/mm}{3} = -5,08 \frac{N}{mm}$$

Con el valor de **B** puede deducirse el valor de **A**:

$$A = B + 8,7 \frac{N}{mm}$$

$$A = -5,08 \frac{N}{mm} + 8,7 \frac{N}{mm} = 3,62 \frac{N}{mm}$$

Finalmente, la fórmula que define la magnitud de la reacción del flanco de la cola de milano en función de la coordenada Z es la siguiente:

$$R_{flanco}(z) = 3,62 \frac{N}{mm} + \frac{-8,7 \frac{N}{mm}}{150 mm} \cdot (z + 100 mm)$$

$$R_{flanco}(z) = -0,058 \frac{N}{mm^2} \cdot z - 2,18 \frac{N}{mm}$$

Se puede observar el gráfico correspondiente a esta función en la figura 85.

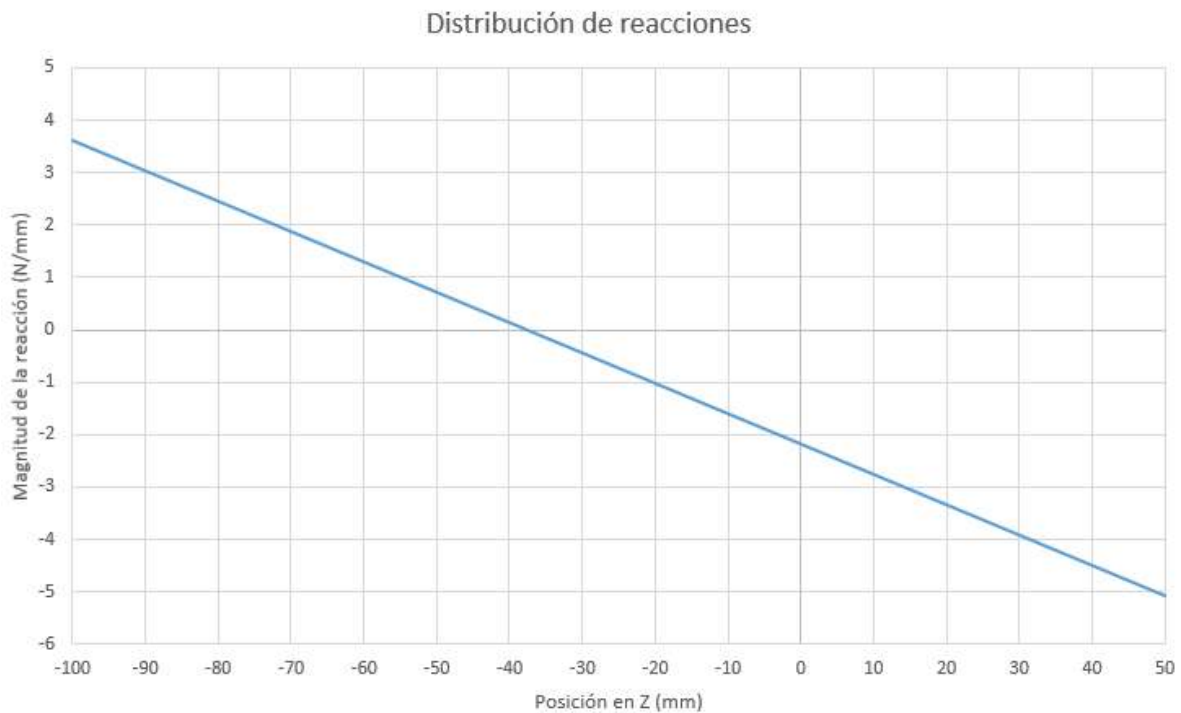


Figura 85. Distribución de reacciones en el flanco de la cola de milano a lo largo del eje Z.

Nótese que para este caso hay reacciones positivas (es decir, en el sentido de X), que corresponderían a una fuerza de atracción hacia la superficie. Dicha ocurrencia es imposible, y esto indica que en el tramo en el cual la reacción es positiva en realidad no hay contacto entre cuerpo y flanco izquierdo. En dicha sección la fuerza es ejercida por el flanco derecho. Se ilustra este concepto en la figura 86.

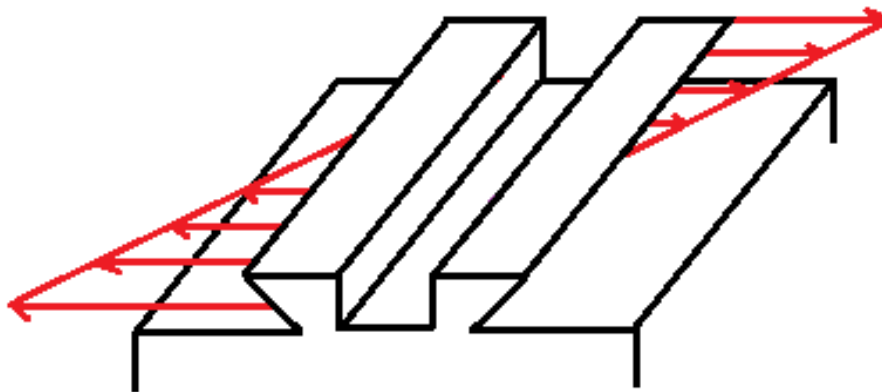


Figura 86. Distribución de fuerzas en ambas caras de la guía transversal.

Resta comprobar si las reacciones calculadas resultan en tensiones de contacto admisibles. Puede observarse que el valor máximo es de 5,08 N/mm. Luego, se lo distribuye en el ancho del flanco:

$$p_{max} = \frac{5,08 \frac{N}{mm}}{\frac{d}{\cos(45^\circ)}} = \frac{5,08 \frac{N}{mm}}{\frac{0,4 \cdot a}{0,707}} = \frac{5,08 \frac{N}{mm} \cdot 0,707}{0,4 \cdot 30 \text{ mm}} = 0,3 \frac{N}{mm^2} = 0,3 \text{ MPa}$$

Debe recordarse que, para este caso, el porcentaje real de contacto entre las superficies deslizantes puede ser tan bajo como 15%. Luego, debe corregirse este valor obtenido de la siguiente manera:

$$p_{max} = \frac{0,3 \text{ MPa}}{0,15} = 2 \text{ MPa}$$

Puede observarse que el límite impuesto a la tensión de contacto fue superado ampliamente. Aun así, se hace muy difícil poder aumentar las dimensiones planteadas ya que están al borde de lo correspondiente para un torno de banco. Incrementarlas de manera tal que resultaran tensiones de contacto por debajo de 0,6 MPa resultaría en un carro excesivamente voluminoso. Además, se mencionó que el límite planteado no se observa de manera estricta, ya que también son importantes en el diseño el uso racional de material y espacio. Por último, puede observarse en la tabla de la figura 28 que la presión máxima de contacto obtenida como resultado de los cálculos (2 MPa o 20 kgf/cm²) es un valor menor al tope impuesto por normativa soviética (25 a 30 kgf/cm²). Como consecuencia de todo lo recién mencionado, se empleará el valor de **a** obtenido en el precálculo.

Solo resta resolver el sistema inicial, determinar la magnitud de **J** y **L** y comprobar que las tensiones de contacto son razonables en las caras correspondientes. Dicho sistema tendrá que reformarse, ya que su primera ecuación fue resultada, y la segunda y la tercera no incluyen los efectos de la fuerza que ejerce el flanco derecho de la cola de milano. Este esfuerzo será denominado **M**, y el diagrama de la figura 84 se debe modificar de manera correspondiente, siendo el resultado la figura 87.

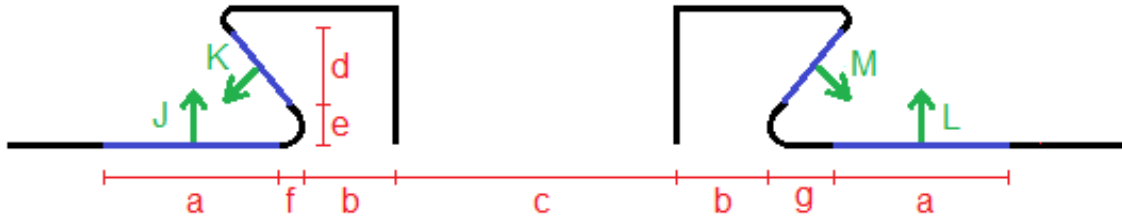


Figura 87. Diagrama de fuerzas modificado.

Luego, el sistema de ecuaciones corregido es el siguiente:

$$\begin{cases} \sum M_z = 0 = 130 N \cdot 75 \text{ mm} - 80 N \cdot 70 \text{ mm} - 70 N \cdot \left(\frac{a}{2} + f + b + \frac{c}{2}\right) + \\ \quad + L \cdot (a + f + 2b + c + g) - M \cdot \text{sen}(45^\circ) \cdot \left(\frac{a}{2} + f + b + c + b + g\right) \\ \sum F_y = 0 = J + L - K \cdot \text{sen}(45^\circ) - M \cdot \text{sen}(45^\circ) - 130 N - 70 N \end{cases}$$

NOTA: se ha despreciado el momento respecto de Z ejercido por la componente horizontal de M, ya que su valor es muy reducido y no tomarlo en cuenta no afecta de manera notable el resultado de las operaciones, además de simplificar la operatoria.

Integrando a lo largo de Z la distribución de reacciones, puede determinarse cuál es el valor de **K** y de **M**. Se considera la posición Z donde la presión de contacto es nula como el final de la zona de contacto del flanco izquierdo y el inicio de la del flanco derecho. Esta posición está dada por:

$$R_{flanco}(z_0) = 0 = -0,058 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot z_0 - 2,18 \frac{N}{\text{mm}}$$

$$z_0 = \frac{2,18 \frac{N}{\text{mm}}}{-0,058 \frac{N}{\text{mm}^2}} = -37,6 \text{ mm}$$

Luego:

$$K = \left| \int_{-37,6 \text{ mm}}^{50 \text{ mm}} \left(-0,058 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot z - 2,18 \frac{N}{\text{mm}}\right) \cdot dz \right| = 223 N$$

$$M = \left| \int_{-100 \text{ mm}}^{-37,6 \text{ mm}} \left(-0,058 \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot z - 2,18 \frac{N}{\text{mm}}\right) \cdot dz \right| = 110 N$$

Además, se conoce el valor de **a** y por lo tanto pueden reemplazarse todas las dimensiones por sus respectivos valores. El sistema adopta entonces la forma que se muestra a continuación.

$$\begin{cases} \sum M_z = 0 = 130 N \cdot 75 \text{ mm} - 80 N \cdot 70 \text{ mm} - 70 N \cdot 45 \text{ mm} + \\ \quad + L \cdot 99 \text{ mm} - 110 N \cdot \text{sen}(45^\circ) \cdot 84 \text{ mm} \\ \sum F_y = 0 = J + L - 223 N \cdot \text{sen}(45^\circ) - 110 N \cdot \text{sen}(45^\circ) - 130 N - 70 N \end{cases}$$

Se comienza trabajando con la primera expresión:

$$\begin{aligned} 0 &= 130 N \cdot 75 \text{ mm} - 80 N \cdot 70 \text{ mm} - 70 N \cdot 45 \text{ mm} - \\ &\quad - 110 N \cdot 0,707 \cdot 84 \text{ mm} + L \cdot 99 \text{ mm} \\ 0 &= -5533 N \cdot \text{mm} + L \cdot 99 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$L = \frac{5533 N \cdot \text{mm}}{99 \text{ mm}} = 56 N$$

Luego, sabiendo el valor de **L** puede determinarse el valor de **J** a partir de la segunda expresión:

$$0 = J + 56 N - 223 N \cdot \text{sen}(45^\circ) - 110 N \cdot \text{sen}(45^\circ) - 130 N - 70 N$$

$$J = 223 N \cdot 0,707 + 110 N \cdot 0,707 + 130 N + 70 N - 56 N = 379 N$$

Puede apreciarse que **J** tiene una magnitud mucho mayor que **L**. Luego, si se distribuye esta fuerza en toda la superficie correspondiente y se aplica la corrección del 40% de contacto correspondiente a superficies deslizantes planas, la tensión de contacto es, en primera instancia:

$$p_J = \frac{J}{\text{ancho} \cdot \text{largo} \cdot 0,4} = \frac{379}{30 \text{ mm} \cdot 150 \text{ mm} \cdot 0,4} = 0,2 \frac{N}{\text{mm}^2} = 0,2 \text{ MPa}$$

Puede notarse que la tensión recién calculada queda ampliamente por debajo del límite planteado. Si bien puede hacerse la observación de que en realidad la distribución de reacciones en la superficie correspondiente a **J** no es equitativa, sino que necesariamente debe presentar cierta variación debido a la distribución de reacciones del flanco izquierdo de la cola de milano y a la aplicación

de un momento respecto de X debido a la fuerza de corte, incluso si se asumiera una presión máxima 5 o 6 veces mayor al promedio calculado, se seguiría respetando el límite impuesto por la normativa soviética. No sería imprudente reducir ligeramente el ancho de las caras correspondientes a **J** y **L** para reducir el volumen y el material utilizado.

Se resuelve finalmente emplear las dimensiones obtenidas en el precálculo, luego de haber verificado que resultan en tensiones de contacto aceptable. Luego:

$$a = 30 \text{ mm} ; b = 12 \text{ mm} ; c = 30 \text{ mm} ; d = 12 \text{ mm}$$

$$e = 3 \text{ mm} ; f = 3 \text{ mm} ; g = 12 \text{ mm}$$

Pueden observarse las dimensiones aplicadas a la sección en la ilustración de la figura 88.

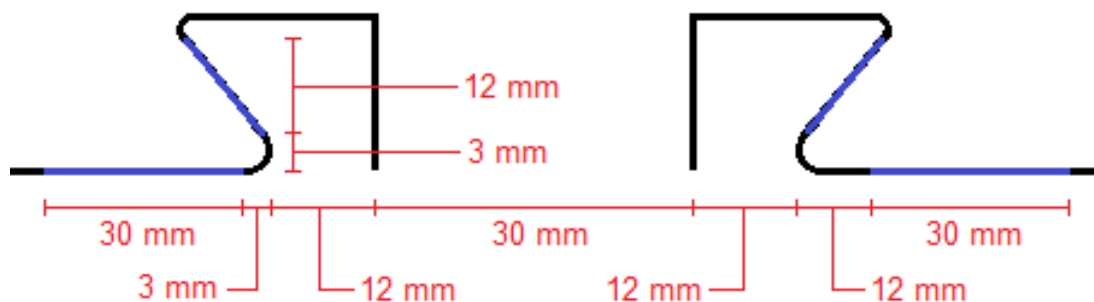


Figura 88. Dimensiones de la sección de la guía del carro transversal.

Charriot

Se denomina “charriot” al subconjunto superior del conjunto de carro, siendo su función principal brindar la posibilidad de torneear conos en las piezas a mecanizar. Normalmente, consta de un cuerpo que desliza a lo largo de una guía (usualmente una cola de milano) la cual a su vez tiene la posibilidad de ser rotada. Este movimiento se logra por medio de un tornillo, accionado manualmente por el usuario. Puede observarse un ejemplo en la figura 89.

El charriot se caracteriza, debido a ser el subconjunto de menor peso y con mayor cantidad de tornillería (debido a que se emplean tornillos para fijar el subconjunto al carro transversal, para fijar la torreta y para ajustar la colisa), por su poca rigidez en comparación al resto del carro.

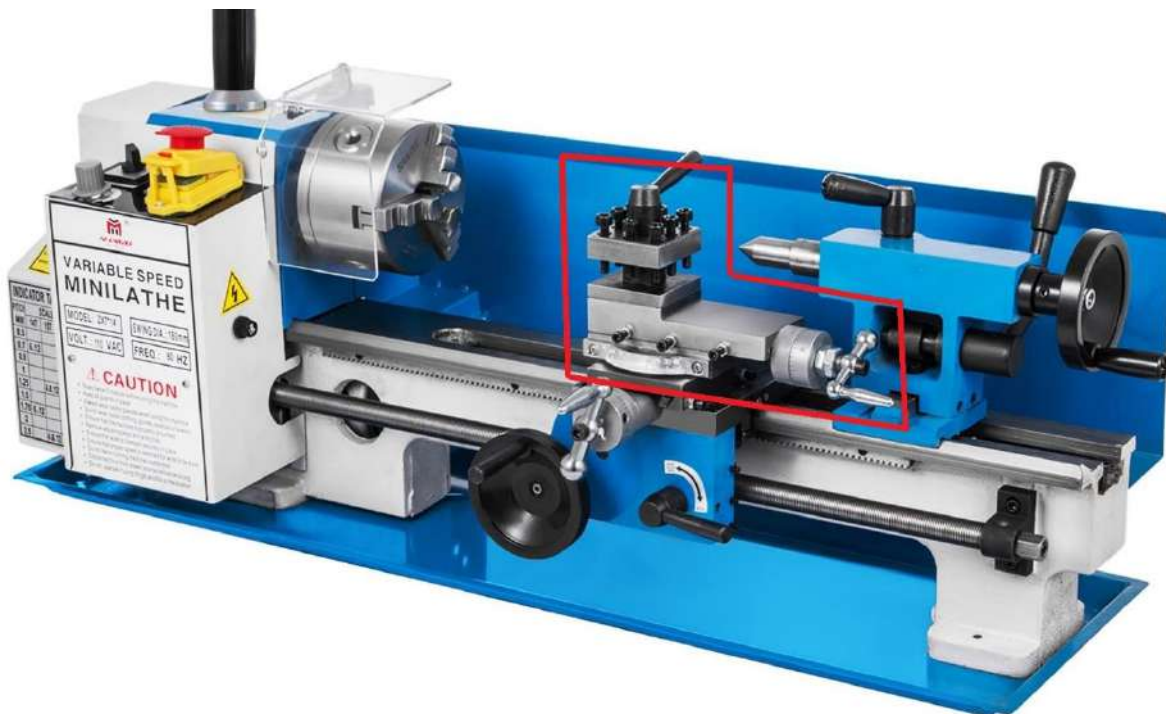


Figura 89. Ejemplo de charriot en un torno de banco Mingxi ZX7. El conjunto está marcado con rojo.

Es normal que el charriot se fije al carro transversal por medio de tornillos cuyas cabezas hacen contacto con él, y cuyos vástagos están roscados a tuercas alojadas en un canal circular mecanizado en el carro. Es la forma de este canal lo que provoca que el charriot pueda ser rotado para que la herramienta de corta pueda moverse de manera tal que resulte en un torneado cónico. Se ilustra esto en la figura 90. Existen otros sistemas de fijación, aunque son en su mayoría variaciones de lo recién descrito.

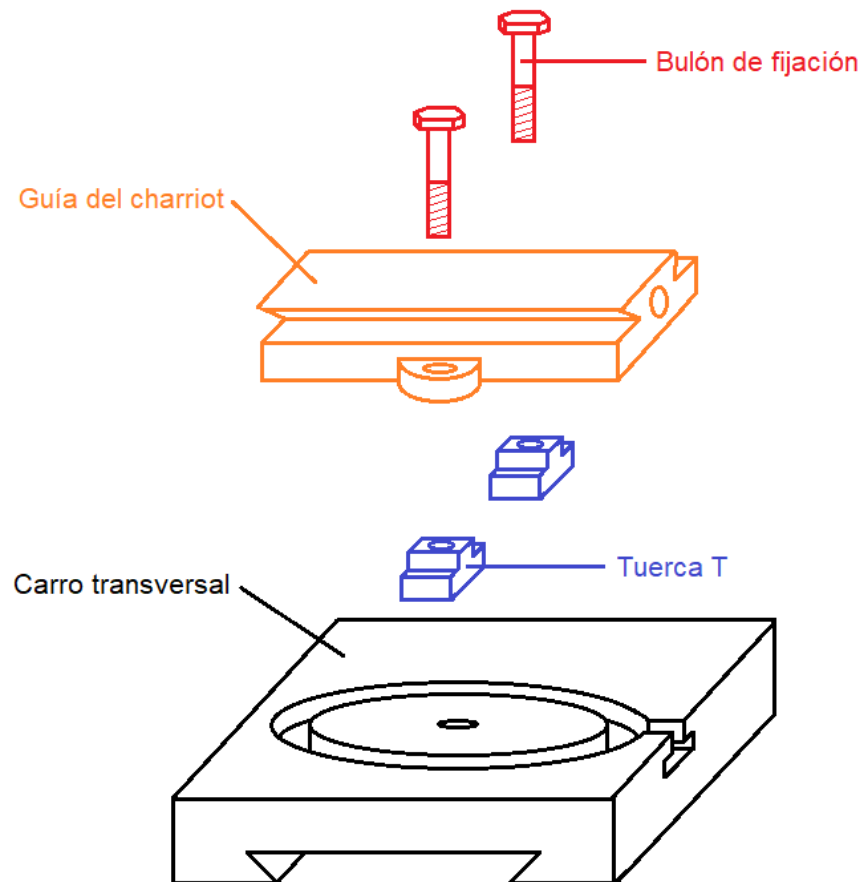


Figura 90. Esquema del sistema de fijación del charriot al carro transversal. El canal circular en el carro y las tuercas T son la causa de que se cuente con la posibilidad de rotar el charriot para hacer torneados cónicos.

La cadena cinemática del charriot es extremadamente sencilla en el caso de un torno de banco. Debido a limitaciones en el espacio disponible es imposible lograr un avance automático, y solo existe la posibilidad de desplazarlo por medio de un tornillo accionado manualmente por el operario. Dicho tornillo, a diferencia de lo que ocurre con el del carro transversal, no mueve a una tuerca, sino que enrosca

en un agujero roscado mecanizado en el cuerpo de la guía, y al desplazarse arrastra con él al charriot, por medio de la placa de fijación en la que se aloja su collarín. Es común que el collarín roce directamente con el acero de la placa, pero se emplearán en este caso arandelas de bronce o, si resulta económicamente viable y es posible desde un punto de vista del espacio a ocupar, un par de rodamientos de contacto angular, como se vio anteriormente. Puede verse un esquema de la cadena cinemática en la figura 91.

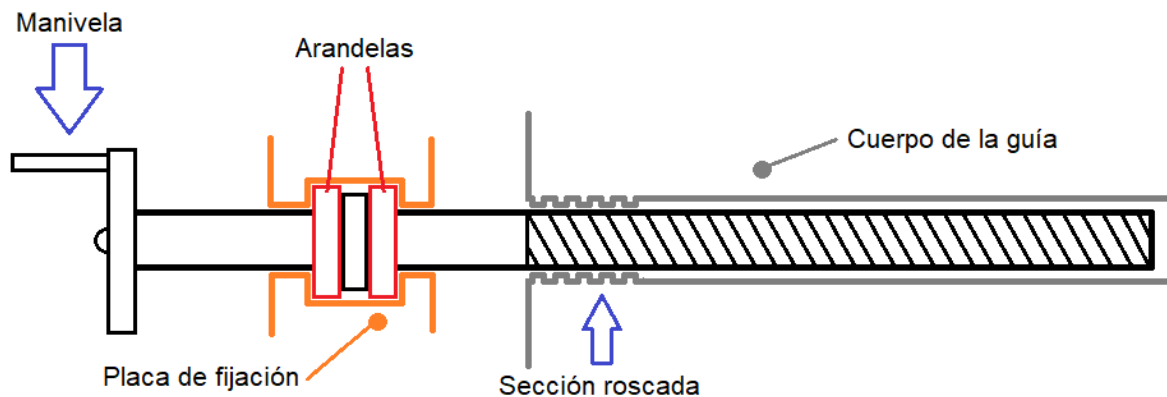


Figura 91. Esquema de la cadena cinemática del charriot.

Al igual que con el carro transversal, el uso de una guía con forma de cola de milano implica necesariamente el empleo de un elemento que permita regular el juego existente entre el cuerpo de guía y el cuerpo guiado. Nuevamente se decide utilizar una colisa en cuña ubicada en el flanco derecho, debido a los beneficios ya mencionados en la sección anterior. La pendiente vuelve a ser de 1 en 50.

Respecto del material, se hará la misma elección que con el carro transversal. Esto resulta en que tanto la bancada, como el carro transversal y el charriot estén fabricados a partir de fundición gris SAE J431 grado G3500. Se le aplicará un recocido luego de la colada, para eliminar tensiones residuales.

Respecto de la sección de la guía, nuevamente se hace uso de dimensiones relevadas en la escuela Crucero Belgrano y de algunos manuales disponibles en la internet. El esquema con dimensiones genéricas puede observarse en la figura 92.

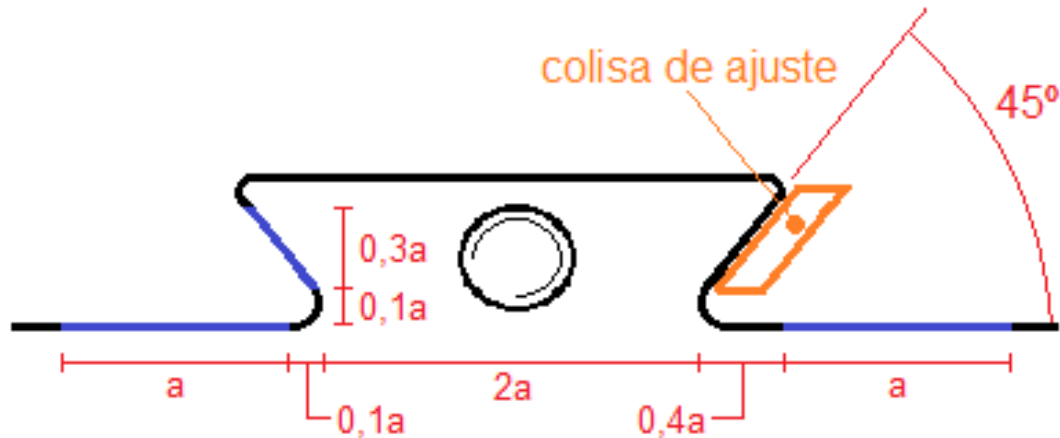


Figura 92. Esquema con dimensiones genéricas del charriot.

El dimensionamiento de la sección de la guía del charriot es particularmente problemático. Es común en tornos de banco chinos del tipo 7" x 12" (al cual pertenece el torno base) que la guía tenga una longitud de aproximadamente 140 mm. Si se desplaza el carro del charriot hacia su posición delantera extrema, el largo de la zona de contacto entre carro y guía puede llegar a reducirse a 70 mm. Este hecho, combinado con que este subconjunto es necesariamente el más pequeño de todos los del carro y que la reducción del espacio utilizado debe ser máxima resulta en que sea imposible cumplir con los límites vistos anteriormente, incluidos los soviéticos. Debe recordarse que en el apartado anterior se estuvo muy cerca de superar estos últimos, aun contando con la posibilidad de ocupar mayor volumen y con una posición más ventajosa de las fuerzas de corte.

Los límites de presión de contacto tienen una característica que hay que tener en cuenta a la hora de continuar con este análisis: al ser aplicados a guías se asume que habrá movimiento relativo entre una o varias superficies de la guía y del cuerpo guiado al aplicarse una determinada carga. Para el caso de la bancada y del carro transversal, esta carga fue la que se determinó en el precálculo, y corresponde a un mecanizado de desbaste. Aplicar estos esfuerzos al charriot carece de sentido, ya que no es el propósito de este subconjunto el ser empleado para operaciones demandantes, sino para realizar ajustes finos y eventualmente, torneados cónicos de manera cuidadosa, con aumentos muy reducidos en la profundidad de corte entre pasada y pasada.

Por las razones ya mencionadas, no tiene sentido hacer un análisis parecido a los que se realizaron en el caso de la bancada y el carro transversal, porque no se estaría sometiendo al charriot a situaciones que se corresponden con su propósito. Se empleará directamente un a menor al determinado en el apartado anterior, siendo de ahora en más $a = 20 \text{ mm}$. Para justificar esta elección, puede mencionarse que resulta en dimensiones ligeramente mayores a las observadas en el torno antiguo de la escuela Crucero Belgrano, el cual se ha empleado como referencia para dimensiones y características varias a lo largo de este trabajo. Dicha máquina sigue siendo, a pesar del desgaste observable en ciertas partes y superficies, funcional y preciso, siendo empleado casi a diario en las actividades prácticas del curso de tornería que se dicta en el establecimiento.

Luego, a partir del valor de a asumido, las dimensiones resultan ser las observables en la figura 93:

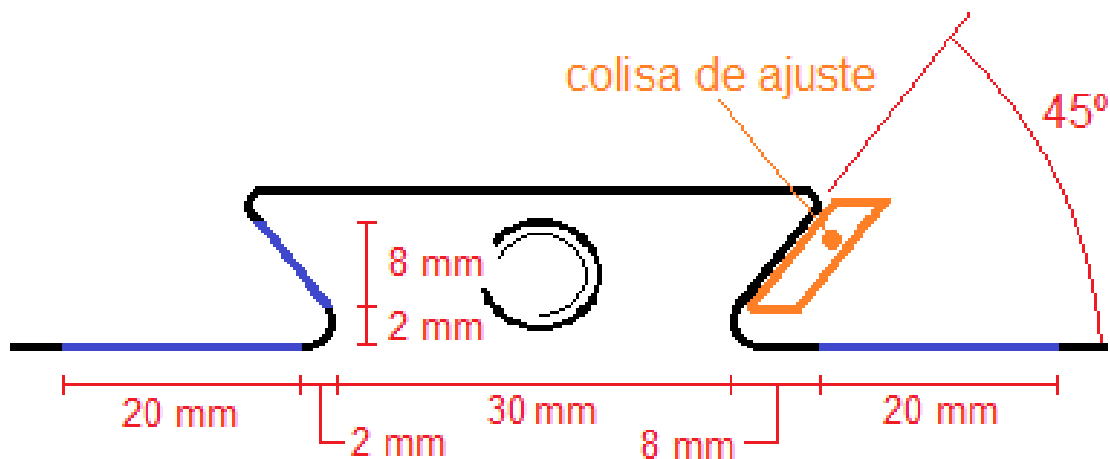


Figura 93. Dimensiones de la sección de la guía del charriot.

Determinadas las dimensiones de la sección, puede proseguirse con un aspecto particular del charriot: el transportador. Este elemento tiene como función indicar el ángulo relativo entre charriot y carro transversal, para permitir torneados cónicos, siempre y cuando el ángulo no tenga una tolerancia ajustada.

Es normal en tornos de banco chinos el uso de una pieza de plástico, pintada en plateado, tal como se puede ver en la figura 94. Este estilo de transportador se

caracteriza por su fabricación y montaje económico, aunque su terminación y utilidad son inferiores a otras opciones.



Figura 94. Ejemplo de transportador observable en un torno de banco económico. La pieza es frágil y de reducida utilidad, debido a su fabricación en plástico y al limitado rango de ángulos que figura en ella.

Se propone el uso de un transportador fabricado en aluminio grabado, con forma de anillo, mayor rango de ángulos y más graduaciones. Puede observarse en la figura 95 un ejemplo de lo recién descrito.

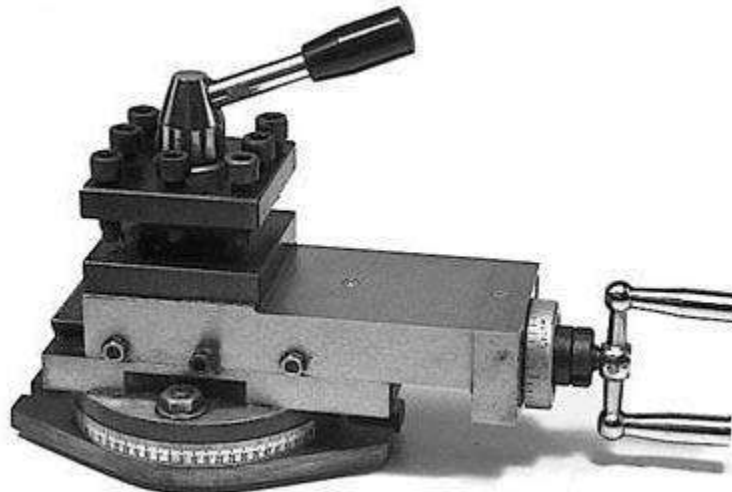


Figura 95. Transportador de características superiores al mostrado en la figura 94. Nótese la mayor cantidad de graduaciones, la reducción del espacio ocupado y el aumento en el rango de ángulos cubierto, además del empleo de material de mejor calidad en su construcción.

Husillo

Se denomina al husillo al eje hueco al cual se fijan los accesorios que sostienen a la pieza a mecanizar, y que le transmite movimiento a la misma. La mayoría de la potencia del motor se transmite por medio de este elemento, y suele presentar una forma relativamente compleja. Junto con la bancada, es una de las partes más críticas de un torno. Una pequeña deformación o desacomodo en esta pieza pueda resultar en la imposibilidad de realizar trabajos de precisión en la máquina.

Por las razones recién mencionadas, el husillo es una de las partes de fabricación más compleja y, por lo tanto, también una de las más costosas. No se obtiene únicamente a partir de mecanizados por arranque de viruta debido a que esto resultaría en tiempos de proceso muy elevados y en un mal aprovechamiento de la materia prima. El primer paso es un forjado, para obtener la forma aproximada, seguido de un tratamiento térmico y se termina con torneados y rectificadores varios para llevar la pieza a su geometría final. En la figura 96 puede apreciarse un husillo luego del forjado y antes de pasar por las etapas de mecanizado. En la figura 97 puede apreciarse nuevamente dicho husillo, luego de haber pasado por los torneados y rectificadores correspondientes. Ambas imágenes fueran tomadas de un video publicado por Clausing (la empresa fabricante de la renombrada marca Colchester de máquinas herramienta) en el que detallan de manera completa el proceso de fabricación, montaje e inspección de su línea de tornos. Es de gran interés la gran cantidad de etapas correspondientes a la inspección y al control de calidad, aplicados tanto a partes de gran importancia, como el husillo, como también a piezas menos relevantes, como los engranajes que forman parte de las varias cadenas cinemáticas que hay en la máquina.



Figura 96. Husillo luego del forjado, antes de pasar por sucesivas etapas de mecanizado que lo llevarán a su geometría final.

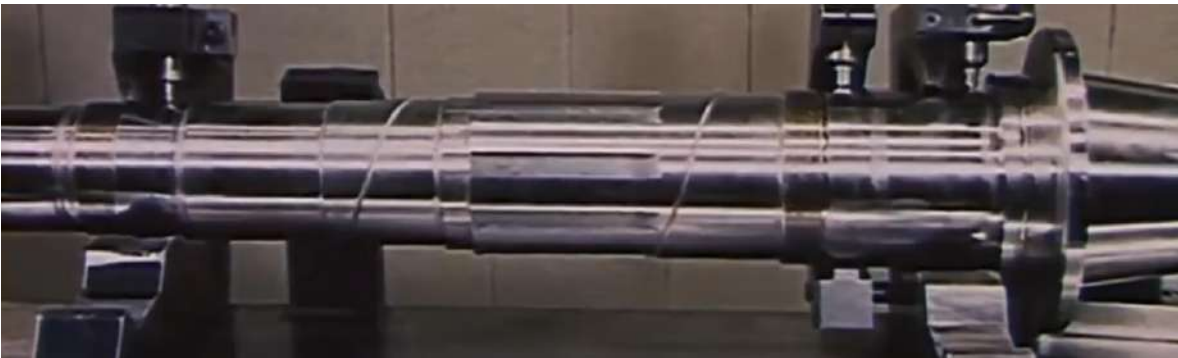


Figura 97. El mismo husillo visto en la figura 96, luego de pasar por todas las etapas de torneado y rectificado.

Se comenzará estudiando una característica fundamental: la forma de la boca del husillo, que es el extremo que se sitúa del lado de la pieza. Esta sección es aquella a la que se fijan, de manera directa o indirecta (es decir, por medio de adaptadores), los platos y centros que sostienen y transmiten movimiento a la parte a mecanizar. La norma ISO 702 estandariza tres formas, y la DIN 800 agrega una más. Estos cuatro tipos ya existían anteriormente, pudiéndose los encontrar mayormente en tornos antiguos de origen estadounidense, pero no estaban estandarizados. Se los puede ver en la figura 98.



Figura 98. Tipos estandarizados de boca de husillo.

Un estudio de los husillos de la mayoría de los tornos de banco disponibles en el mercado nacional revelará que en estas máquinas no se emplea ninguna de las bocas estandarizadas. Se observa, en cambio, el uso de una brida, integral a la pieza, que cuenta con un escalón par el centrado del plato, y agujeros para la fijación del mismo por medio de tornillería. Puede observarse en la figura 99 dos ejemplos de lo recién mencionado.



Figura 99. Ejemplos de bocas de husillo empleadas en tornos de banco.

Si bien la boca recién vista no está estandarizada, su empleo no es una mala elección. Existe una gran variedad de platos, de varios tipos y tamaños, pensados para ser usados en este tipo de husillos. Un ejemplo es el plato de tres mordazas autocentrante modelo VSC-5, de la marca Vertex. Sus dimensiones, que pueden verse en la figura 100, permiten alcanzar los volteos descritos en el prediseño.

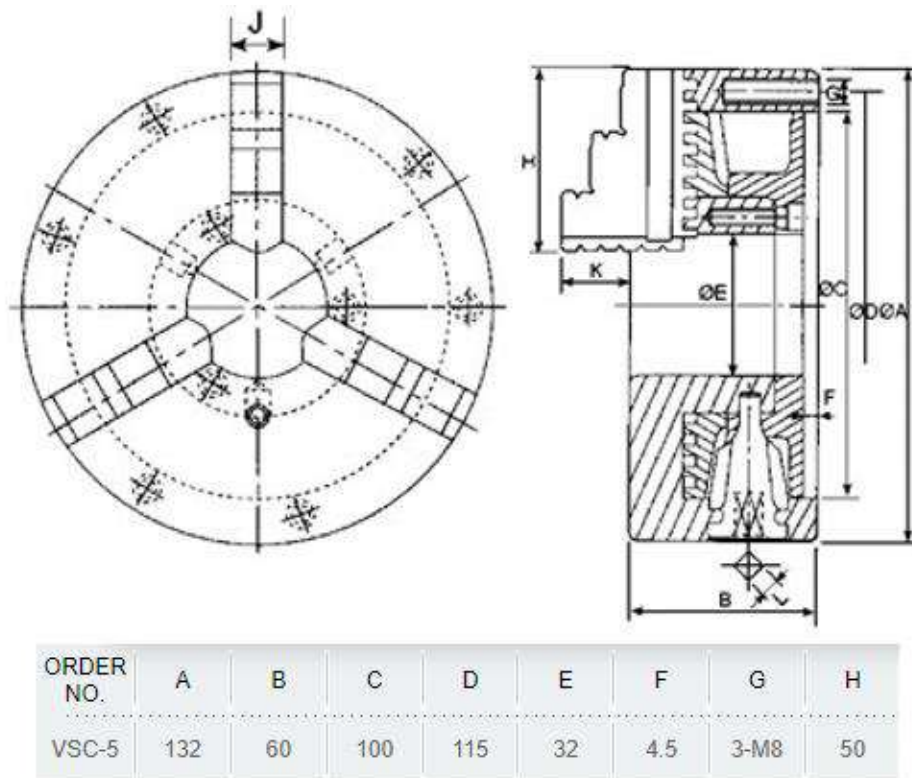
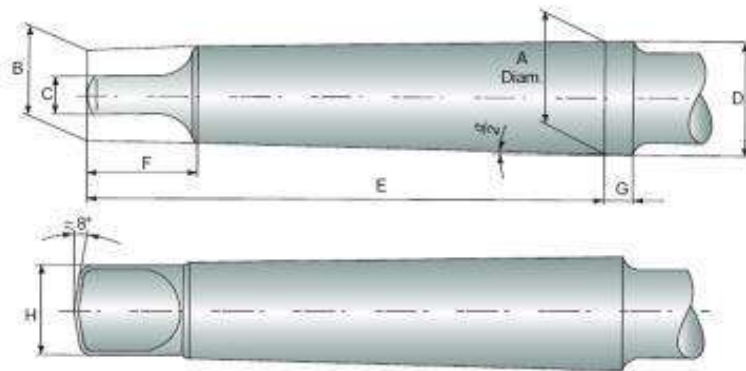


Figura 100. Dimensiones del plato autocentrante de 3 mordazas VSC-5, de la marca Vertex.

La brida de la boca del husillo debe tener, para acomodar este plato, un diámetro exterior de 132 mm, un escalón de 100 mm de diámetro y 4,5 mm de altura y contar, como mínimo, con tres agujeros de 8 mm de diámetro, para poder fijar el plato por medio de tres tornillos M8, como lo indica la figura 100. Aun así, la disposición de agujeros que se observa en los husillos de la figura 99 es mejor, ya que presenta la posibilidad de emplear accesorios que requieren tres o cuatro tornillos de fijación.

Otra característica fundamental del husillo es el cono Morse con el que cuenta en su boca. Este cono de dimensiones estandarizadas tiene como propósito alojar, de manera centrada y rígida, accesorios cuyo vástago tiene una forma cónica que copia a su alojamiento. Dado que, como se afirmó en el prediseño, se emulará el pasaje de barra del torno base (es decir 20 mm), corresponde emplear un cono Morse 3, debido a que el diámetro menor de un vástago de esta clase presenta el valor más cercano al del diámetro del pasaje de barra. Pueden verse las características de esta clase de cono Morse en la figura 101.

General dimensions of morse taper shanks



Morse Taper Shank	A mm	B mm	C(h13) mm	D mm	E mm	F(max.) mm	G mm	H(max.) mm	$\alpha/2$
No.1	12.065	9	5.2	12.2	62	13.5	3.5	8.7	1°25'43"
No.2	17.780	14	6.3	18.0	75	16	5	13.5	1°25'50"
No.3	23.825	19.1	7.9	24.1	94	20	5	18.5	1°26'16"
No.4	31.267	25.2	11.9	31.6	117.5	24	6.5	24.5	1°29'15"
No.5	44.399	36.5	15.9	44.7	149.5	29	6.5	35.7	1°30'26"
No.6	63.348	52.4	19	63.8	210	40	8	51	1°29'36"

Figura 101. Dimensiones de vástagos con formato cono Morse.

Finalmente, para poder terminar de dar forma al husillo, es necesario tener en cuenta lo siguiente:

- Se necesitará un rebaje por cada rodamiento que soporte al husillo. Dado que se emplean dos, esto resulta en dos rebajes.
- Se necesitará un tramo roscado, para eliminar el juego axial y dar precarga a los rodamientos.
- Se requerirá un chavetero para poder acoplar los engranajes/poleas por medio de los cuales se transmitirá potencia al husillo.
- Se requerirá un chavetero para poder acoplar el engranaje que transmitirá movimiento del husillo al mecanismo de avance automático.

Puede observarse un esquema de un corte longitudinal de un husillo que cumpla con todas las características necesarias en la figura 102. En la figura 103 puede observarse un ejemplo de husillo real empleado en un torno de banco, y puede notarse que no difiere mucho de la forma planteada en el esquema de la figura 102.

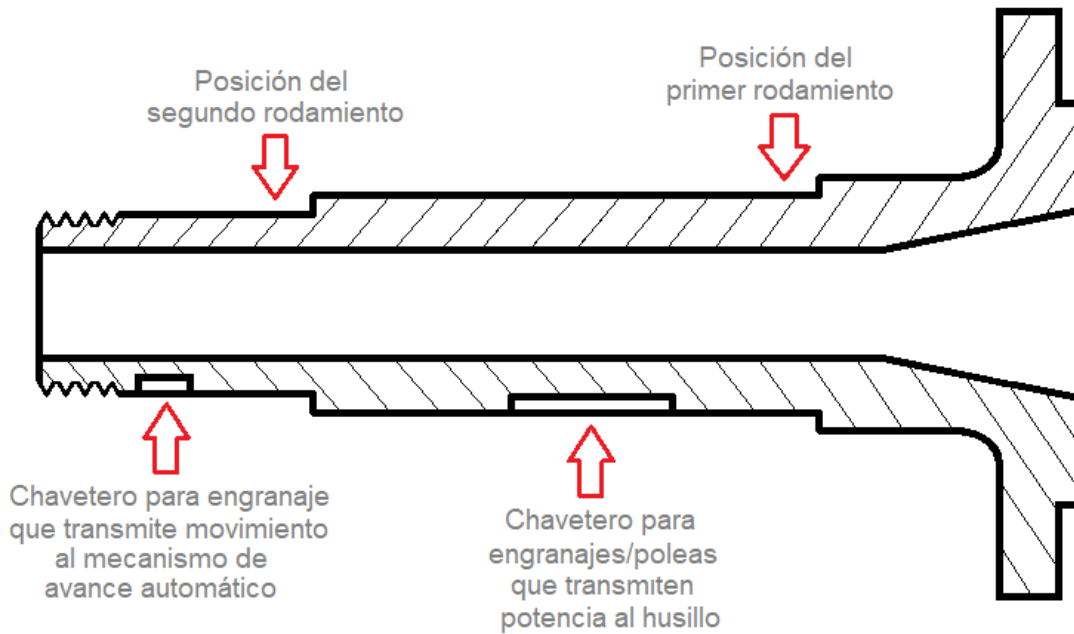


Figura 102. Esquema de corte longitudinal de un husillo que cumple con las características planteadas.



Figura 103. Husillo empleado en torno de banco Central Machinery 7x10.

Lo único que resta determinar es el material que se empleará para fabricar el husillo. Acherkan afirma en el volumen 3 de “Machine Tool Design”^[22] que en la Unión Soviética era muy común el empleo de “acero 45C” (equivalente al grado SAE 1045), para husillos de máquinas herramienta que no estuvieran sometidos a cargas pesadas. El autor agrega que se le aplica un tratamiento denominado “mejoramiento

estructural”, que consta de un templado seguido de un revenido hasta llevarlo a una dureza de entre 22 y 28 Rockwell C. Esta elección de materia prima se ve secundada por un estudio moderno, “Selection of Lathe Spindle Material Based on Static and Dynamic Analyses Using Finite Element Method”^[20], realizado por R. Subbarao y R. Dey, del NITTTR de Calcuta. En dicha obra se evalúa la rigidez de cuatro husillos de igual geometría y distinto material (SAE 1045, SAE 4140, AISI 304 y fundición gris ASTM A48 grado 35) sometidos a una determinada carga por medio del método de elementos finitos, determinándose que el que estaba construido en acero SAE 1045 era el que presentaba las menores deformaciones.

Rodamientos del husillo

Los rodamientos del husillo son, junto con este, piezas centrales en el grado de precisión alcanzable por una máquina herramienta. Pueden llegar a ser tanto o más caros que el mismo husillo, debido a que se emplean aquellos que cuentan con tolerancias muy ajustadas y, en casos particulares como el torno Monarch 10 EE (cuya excentricidad, medida en la boca del husillo, podía llegar a ser de medio micrómetro), se empleaban rodamientos de ultra precisión hechos a medida exclusivamente para la empresa fabricante.

La cantidad, tipo y disposición de rodamientos a emplear en un husillo varían entre una empresa y otra, y entre distintos productos dentro de una empresa. El factor más decisivo suelen ser el tamaño y las fuerzas aplicadas, habiendo casos en los que se usan cuatro rodamientos para soportar un mismo husillo. En la figura 104 pueden observarse dos ejemplos de husillos de torno, con sus respectivos rodamientos.

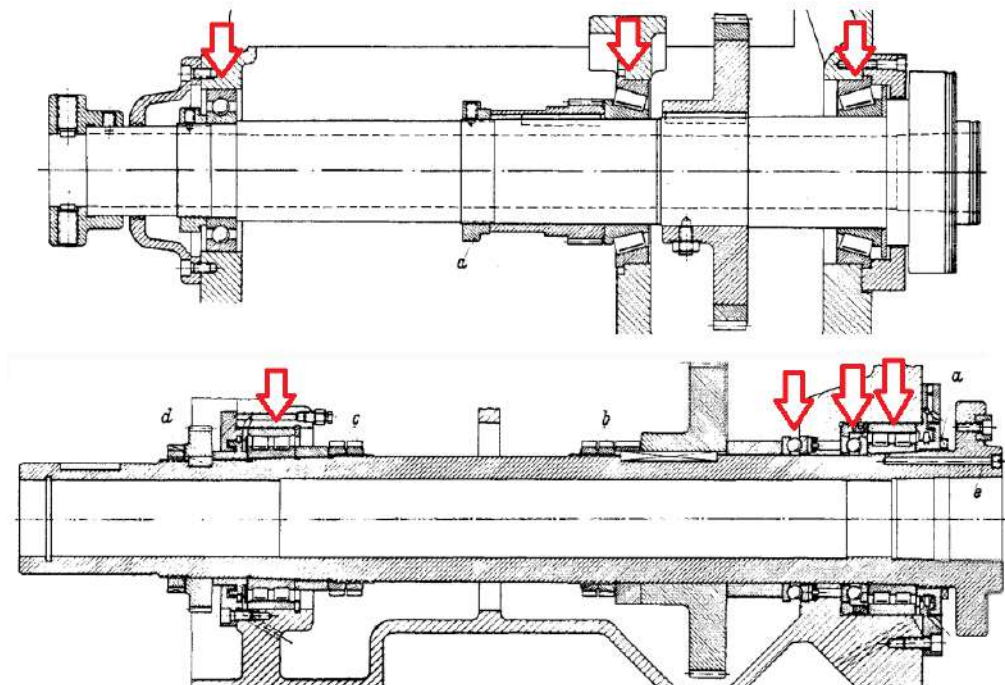


Figura 104. Disposición de rodamientos de husillo en un torno inglés (arriba) y alemán (abajo). Nótese que ambas disposiciones son marcadamente distintas.

Las disposiciones mostradas en la figura 104 son excesivamente complejas para un torno de banco, donde las fuerzas aplicadas y el peso y longitud del husillo no justifica el empleo de combinaciones complicadas de rodamientos. En la mayoría de este tipo de máquinas, si son relativamente modernas, se hace uso de dos rodamientos.

Respecto del tipo de rodamientos a emplear, en gran parte de los tornos de banco presentes en el mercado se observa uno o varios de las siguientes clases:

- Rodamiento de bolas común
- Rodamiento de bolas de contacto angular
- Rodamiento de rodillos cónicos

Se debe descartar desde un principio la primera opción, dado que los rodamientos de bolas comunes no tienen como propósito soportar cargas combinadas radiales-axiales, sino que están pensados para esfuerzos predominantemente radiales. Se los observa en tornos de banco muy económicos, en los cuales el diseño enfatiza un coste reducido, a costa de la rigidez, la precisión y la vida útil.

Para decidir entre los dos tipos restantes, se recurrirá al catálogo de SKF para estudiar la oferta de rodamientos de superprecisión^[5]. En la figura 105 se puede observar cuál es la oferta de esta empresa.

Rodamientos de superprecisión	
Rodamientos de bolas de contacto angular	Rodamientos axiales-radiales de rodillos cilíndricos
Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos axiales de bolas de contacto angular para accionamientos mediante husillo
Rodamientos axiales de bolas de contacto angular de doble efecto	

Figura 105. Variedad de rodamientos de superprecisión ofrecida por SKF.

Nótese que no figuran los rodamientos de rodillos cónicos dentro de este listado, y por lo tanto se seguirá adelante con los rodamientos de contacto angular.

Dentro de los rodamientos de contacto angular de superprecisión, se los puede encontrar con una o dos hileras de elementos rodantes, diversos ángulos de contacto y varios formatos de forma estandarizados.

Comenzando con los formatos de forma, se ofrecen las siguientes series:

- 718: Serie ultraliviana. Para casos en los que el espacio a utilizar debe ser mínimo. Presenta la menor diferencia entre diámetro interno y externo, el menor diámetro de bola y la mayor cantidad de elementos rodantes.
- 719: Serie superliviana. De mayor robustez que la serie 718, presenta mayor diferencia entre diámetro interno y externo, mayor diámetro de bola y menor cantidad de elementos rodantes.
- 720: Serie liviana. De mayor robustez que la serie 719, presenta todavía más diferencia entre diámetro interno y externo, mayor diámetro de bola y menor cantidad de elementos rodantes.
- 722: Serie robusta. El formato más robusto de todos. Se caracteriza por presentar la mayor diferencia entre diámetro interno y externo, el mayor diámetro de bola y la menor cantidad de elementos rodantes.

La serie 718, al contener la mayor cantidad de elementos rodantes, es la más rígida. Si además se tiene en cuenta que las cargas aplicadas son, para el tamaño de rodamiento a emplear (entre 30 mm y 50 mm), relativamente ligeras, entonces esta es la opción ideal.

Luego, se tienen dos opciones de ángulo de contacto: 15° y 25° . Cuanto mayor el ángulo de contacto, mayor se hace la capacidad de carga axial y menor la radial. Se seleccionará esta última, ya que la carga axial, especialmente cuando se realizan taladrados, no es reducida en comparación a la radial y por lo tanto el rodamiento debe presentar una resistencia elevada a este tipo de esfuerzos.

Luego, se cuentan con tres variedades de diseño. La primera es la D, pensada para cargas elevadas a velocidades altas, en temperaturas bajas a

moderadas. Se caracteriza por maximizar cantidad y diámetro de elementos rodantes, resultando en una gran rigidez. La segunda es la B que está pensada para cargas ligeras, velocidades muy elevadas y temperaturas bajas. Presentan elementos rodantes muy numerosos y de diámetro reducido. La tercera es la E, y es un punto medio entre la D y la E.

Se presenta como elección ideal la serie D, ya que maximiza la rigidez y puede soportar temperaturas más elevadas que las otras dos. Además, un torno de banco no opera a velocidades consideradas “elevadas” para SKF, por lo que no habrá problemas en este aspecto. Vale la pena mencionar que el catálogo cita como ejemplo de uso de la serie D los husillos de tornos.

Solo resta seleccionar entre los grados de precisión. Se presentan las clases P4 y P4A. Se empleará esta última por ser la más precisa.

Resta verificar si la elección realizada puede considerarse apta para el uso que se le dará. Se muestra en la figura 106 el esquema planteado por Acherkan^[22] para solucionar este problema:

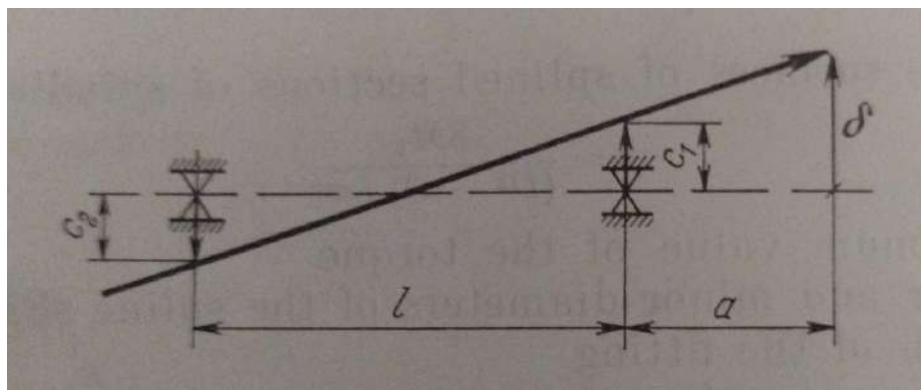


Figura 106. Esquema planteado por N. Acherkan para analizar la validez del uso rodamientos en un husillo.

Puede verse en la ilustración que c_1 y c_2 corresponden a excentricidades del diámetro interior del rodamiento del lado de la boca y del lado de la guitarra, respectivamente; L es la distancia entre los alojamientos de los rodamientos (para un torno de banco puede llegar a ser 200 mm); a es el voladizo del husillo (para un torno de banco puede llegar a ser 50 mm) y δ es la desviación de la boca del husillo causada por defectos en los rodamientos.

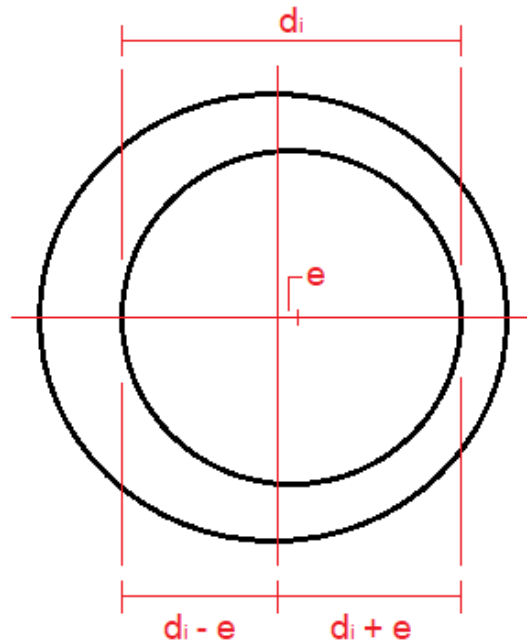
Acherkan afirma que δ debe ser un tercio de la desviación admisible en la boca del husillo. El fabricante de máquinas herramienta Haas, en el apartado sobre mantenimiento de husillos de la sección “How To”, pone $5 \mu\text{m}$ como valor aceptable. Esto resulta en que δ deba tener un valor máximo de $1,67 \mu\text{m}$.

Luego, para determinar la excentricidad de los diámetros internos de los rodamientos, se recurre a la tabla de tolerancias provista por SKF para rodamientos de contacto angular de precisión P4A^[5], la cual puede verse en la figura 107. Se entra a esta tabla teniendo en cuenta que el diámetro interno de los rodamientos a utilizar, teniendo en cuenta las dimensiones de un husillo comunes para un torno de banco, oscilará entre 30 mm y 50 mm.

Class P4A tolerances															
Inner ring		$\Delta_{dmp}^{1)}$		$\Delta_{ds}^{2)}$		V_{dp}	V_{dmp}	$\Delta_{\beta s}$		$\Delta_{\beta 1s}$		$V_{\beta s}$	K_{ia}	S_d	S_{ia}
d	incl.	high	low	high	low	max.	max.	high	low	high	low	max.	max.	max.	max.
mm		μm		μm		μm	μm	μm		μm		μm	μm	μm	μm
2,5	10	0	-4	0	-4	1,5	1	0	-40	0	-250	1,5	1,5	1,5	1,5
10	18	0	-4	0	-4	1,5	1	0	-80	0	-250	1,5	1,5	1,5	1,5
18	30	0	-5	0	-5	1,5	1	0	-120	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
30	50	0	-6	0	-6	1,5	1	0	-120	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
50	80	0	-7	0	-7	2	1,5	0	-150	0	-250	1,5	2,5	1,5	2,5
80	120	0	-8	0	-8	2,5	1,5	0	-200	0	-380	2,5	2,5	2,5	2,5

Figura 107. Tolerancias correspondientes a la precisión P4A de SKF.

El valor de interés para el análisis que se está realizando es K_{ia} . Dicho valor representa la máxima oscilación radial medible con un indicador para el diámetro interno. Esta variación está causada por una combinación de excentricidad y defectos de circularidad. Si se asume el peor caso, que implica que la variación está causada completamente por excentricidad, entonces se tiene que la excentricidad máxima es de $1,25 \mu\text{m}$. Puede verse en la figura 108 un esquema en el que se ilustra lo recién escrito.



Al indicar con un comparador el diámetro interno del rodamiento, se tendrá una oscilación máxima de $2e$ en una vuelta completa

Figura 108. Esquema del efecto de la excentricidad sobre la oscilación obtenida al indicar con un comparador el diámetro interno del rodamiento.

Luego, conociéndose la excentricidad de los rodamientos, puede deducir cuál es el valor de δ del husillo debido a ella aplicando una regla de tres:

$$\delta = c_1 + \frac{c_1 - c_2}{L} \cdot a = 1,25 \mu\text{m} + \frac{1,25 \mu\text{m} - (-1,25 \mu\text{m})}{200 \text{ mm}} \cdot 50 \text{ mm} = 1,875 \mu\text{m}$$

El valor de δ es ligeramente mayor al límite impuesto, pero puede considerarse aceptable, especialmente si se tiene en cuenta que difícilmente se encontrará una opción de rodamiento más precisa que la encontrada y, de haberla, su precio y su dificultad de obtención aún mayores la hacen impráctica.

Finalmente, teniendo en cuenta todas las características elegidas, los rodamientos a comprar deben pedirse de la siguiente manera:

718XX ACD/P4A

Deben reemplazarse la X por la combinación de números que resulten en el diámetro deseado. Dicho dato solo podrá conocerse luego de dimensionar el husillo en su entereza.

Motor eléctrico

El motor eléctrico es, en el caso de un torno de banco, la única fuente de potencia que tiene la máquina. En tornos de gran porte suele ocurrir que el sistema de refrigeración, el avance longitudinal y a veces el transversal cuentan con sus propios motores.

Dado que un torno generalmente forma parte de un taller, su motor estará expuesto a particulado metálico, virutas producto del mecanizado y salpicaduras con agua o lubricantes. Es por esta razón que, además de estar protegido por un cerramiento, también debe contar con una protección intrínseca para poder asegurar un buen funcionamiento y una vida útil extensa.

Se tiene, del prediseño, el siguiente listado de características con las que debe cumplir el motor a seleccionar.

- Debe ser monofásico
- Debe operar a 220 V
- Debe contar con una potencia de $\frac{3}{4}$ de HP (0,55 kW).

Se estudiará la oferta de la empresa nacional Czerweny, debido a su renombre y para evitar tener que importar el motor.

Czerweny cuenta con dos líneas de motores monofásicos asíncronos: ALEX y NEMA. Ambas funcionan a 220 V y 50 Hz, y están pensadas para servicio continuo. La segunda línea queda descartada, debido a que los productos que la componen no cuentan con protección suficiente. La línea ALEX, a su vez, se divide en motores de alto par de arranque y bajo par de arranque. Se muestra el listado de productos ALEX de bajo par en la figura 109, y el de alto par en la figura 110, siendo ambas tablas tomadas del catálogo de motores monofásicos de la empresa^[7].

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PARTES PARA TORNO DE BANCO

Tipo	Potencia		Inom. (A)	RPM	Cos ϕ	Eff (%)	I_{arr}/I_{nom}	M_{nom} (Nm)	M_{arr}/M	M_k/M	Peso (Kg)
	kW	CV									
2 POLOS											
A63 CP 2E	0.18	1/4	1.5	2800	0.96	50	2.5	0.61	0.55	2.6	4.9
A71 CP 2A	0.25	1/3	2.3	2840	0.96	52	3.1	0.84	0.57	2.3	6.8
A71 CP 2B	0.37	1/2	3.0	2830	0.95	58	3.1	1.25	0.55	2.0	6.9
A80 CP 2C	0.55	3/4	4.4	2800	0.90	63	3.7	1.87	0.35	2.0	11.3
A80 CP 2D	0.75	1	5.6	2800	0.93	66	3.9	2.56	0.35	2.1	11.5
A80 CP 2E	1.1	1.5	7.6	2820	0.94	70	4.1	3.72	0.45	2.4	11.6
A90S CP 2C	1.5	2	10.0	2860	0.92	72	5.2	5.01	0.35	2.3	14.9
A90L CP 2D	2.2	3	14.7	2860	0.93	74	5.1	7.34	0.30	2.1	19.3
4 POLOS											
A63 CP 4E	0.18	1/4	1.6	1420	0.92	52	3.1	1.21	0.44	2.0	4.9
A71 CP 4A	0.25	1/3	2.2	1420	0.95	57	3.4	1.68	0.52	1.9	6.8
A71 CP 4B	0.37	1/2	3.1	1400	0.92	59	3.2	2.52	0.46	1.7	6.9
A80 CP 4C	0.55	3/4	4.5	1400	0.90	63	3.5	3.75	0.45	1.9	11.5
A80 CP 4D	0.75	1	6.0	1400	0.90	64	3.8	5.11	0.46	2.2	11.6
A90S CP 4A	1.1	1.5	7.3	1410	0.95	72	4.5	7.45	0.60	2.0	14.9
A90L CP 4C	1.5	2	9.2	1410	0.98	73	4.0	10.2	0.43	1.9	19.3

Figura 109. Listado de motores de la línea ALEX de bajo par de arranque.

Tipo	Potencia		Inom. (A)	RPM	Cos ϕ	Eff (%)	I_{arr}/I_{nom}	M_{nom} (Nm)	M_{arr}/M	M_k/M	Peso (Kg)
	kW	CV									
2 POLOS											
A90S MC 2A	0.75	1	6.0	2920	0.85	68	7.4	2.45	2.8	2.8	15.4
A90S MC 2B	1.1	1.5	8.2	2880	0.86	71	6.3	3.65	2.2	2.2	15.6
A90L MC 2B	1.5	2	10.3	2900	0.88	76	6.5	4.94	2.3	2.4	19.8
A100L MC 2B	2.2	3	14.7	2900	0.91	77	6.7	7.24	2.7	2.4	26.5
112M MC 2B	3	4	19.7	2900	0.90	80	6.4	9.88	2.3	2.4	43.5
4 POLOS											
A90S MC 4A	0.37	1/2	4.7	1450	0.62	58	5.6	2.44	3.6	2.5	15.3
A90S MC 4B	0.55	3/4	6.2	1430	0.67	61	5.3	3.67	3.7	2.5	15.4
A90S MC 4C	0.75	1	6.4	1430	0.78	68	6.5	5.01	3.6	2.3	15.6
A90L MC 4B	1.1	1.5	8.0	1430	0.88	74	6.0	7.34	2.6	2.1	19.6
A90L MC 4C	1.5	2	11.3	1420	0.86	72	5.9	10.1	2.4	2.1	19.8
A100L MC 4C	2.2	3	15.8	1430	0.88	73	6.2	14.7	2.5	2.2	26.8
112M MC 4B	3	4	19.5	1430	0.90	77	5.9	20.0	2.4	2.0	43.5

Figura 110. Listado de motores de la línea ALEX de alto par de arranque.

Tanto los motores de bajo y alto par de arranque cuentan con protección clase IP54, lo cual implica que están protegidos contra el polvo y contra salpicaduras.

Se decide emplear la línea de bajo par de arranque debido a que presentan el menor pico de corriente en el arranque, lo cual reduce la posibilidad de un corte súbito por exceso en el consumo eléctrico.

Respecto de la cantidad de polos, es ideal contar con cuatro, ya que se maximiza el par provisto y se reduce la velocidad, resultando esto último en que la reducción a aplicar entre el motor y el husillo sea menor.

Finalmente, sabiendo la línea, la potencia y la cantidad de polos, puede determinarse el modelo necesario, siendo este el A80 CP 4C.

Conclusiones

Este proyecto comenzó a raíz del hecho de que la oferta de tornos de banco nuevos en el mercado nacional está compuesta, mayoritariamente, de máquinas de origen chino de diseño excesivamente simplista y económico. Sufren de juegos excesivos, vibraciones durante el funcionamiento y componentes cruciales fabricados a partir de materiales poco aptos.

Se han encontrado dos grandes dificultades:

- El hecho de que la bibliografía de calidad de tipo **ingenieril** dedicadas al diseño de máquinas herramienta no es abundante. Una gran cantidad de los libros que tratan sobre este tema son de carácter científico, teniendo un tratamiento exhaustivo del tema, con desarrollos física y matemáticamente sólidos, pero de poca utilidad práctica debido al foco que se hace en pormenores de índole teórica y en ecuaciones, fórmulas y curvas de difícil empleo. Otros textos se caracterizan por su falta de profundización y la simplificación excesiva de los problemas a analizar, además de no especificar el origen de mucha de la información presentada en tablas o gráficos.
- El hecho de que, para muchos de los cálculos realizados durante la ingeniería básica, se requiere conocer las dimensiones de las partes o los conjuntos que se están analizando, siendo esta información desconocida hasta terminar la ingeniería de detalle.

Superadas estas dificultades, y completado el desarrollo de este proyecto, se llegó a una conclusión muy interesante: la gran mayoría de las partes estudiadas pueden fabricarse o mecanizarse con procesos comunes (torneado, fresado, rectificado y colado) a partir de materia prima de amplia disponibilidad (aceros al carbono, fundiciones grises y bronce). Existen varias empresas en el país capaz de proveer el material y/o los mecanizados necesarios.

Puede decirse entonces que es posible fabricar un torno de banco de calidad, con prestaciones y detalles que hagan su uso eficiente y agradable, sin tener que recurrir a materiales importados (excepto para casos muy particulares, como ciertos rodamientos) o tener que tercerizar trabajos a empresas del exterior.

Las características a determinar y lo resuelto acerca de las mismas son:

- **Bancada:**
 - **Material:** Fundición gris SAE J431 grado G3500.
 - **Tratamiento térmico:** Luego del mecanizado se aplica un templado por inducción en las superficies correspondientes a las guías, austenizando a 870°C, empleando agua como medio de extracción de calor, seguido de un revenido a 370°C.
 - **Guías:** Son integrales a la bancada, de sección mitad prismática y mitad plana. Las dimensiones de dicha sección pueden observarse en las figuras 40 y 41.
- **Delantal:**
 - **Cadena cinemática:** Se empleará la cadena mostrada por W. Bartsch en su libro “Alrededor del torno”. La misma permite desplazamiento manual, y avances longitudinales y transversales automáticos. Se la puede observar en la figura 46.
- **Cremallera (y su respectivo piñón):**
 - **Material:** Acero al carbono calidad SAE 1045.
 - **Tratamiento térmico:** Temple por inducción del dentado, austenizando a 845°C, empleando agua como medio de enfriamiento, seguido de un revenido a 370°C.
 - **Dentado:** 18 dientes de módulo $M = 1$, con ángulo de presión 20°.
- **Husillo de roscar (y su tuerca matriz):**
 - **Material:** Acero al carbono calidad SAE 1045 para el tornillo y bronce calidad SAE 64 para la tuerca matriz.

- **Tratamientos:** Se debe estudiar la factibilidad /económica de un niquelado químico para el tornillo. No se aplican tratamientos a la tuerca.
- **Rosca:** Rosca trapezoidal TR12x2 según norma DIN 103.
- **Husillo de cilindrar:**
 - **Tipo:** Eje cilíndrico, con chavetero longitudinal.
 - **Material:** Acero al carbono calidad SAE 1045.
 - **Tratamientos:** Se debe estudiar la factibilidad económica de un niquelado químico.
- **Carro transversal:**
 - **Cadena cinemática:** Se empleará la cadena mostrada en la figura 80.
 - **Guía:** Será integral al conjunto del carro, y estará fabricada del mismo material que la bancada. Se le aplicará un recocido para aliviar tensiones residuales. Se hará uso de una colisa en cuña de acero al bajo carbono para regular el juego entre guía y carro transversal. La sección de la guía será del tipo cola de milano, y sus dimensiones pueden observarse en la figura 88.
- **Charriot:**
 - **Cadena cinemática:** Se empleará la cadena mostrada en la figura 91.
 - **Guía:** La guía será integral a su base, y estará fabricada a partir del mismo material que la bancada. Se le aplicará un recocido para aliviar tensiones residuales. Se hará uso de una colisa en cuña de acero al bajo carbono para regular el juego entre guía y*-*- charriot. La sección de la guía será del tipo cola de milano, y sus dimensiones pueden observarse en la figura 93.
 - **Elemento de medición de ángulo entre charriot y carro transversal:** Se empleará un transportador fabricado con aluminio, al cual se le graban las graduaciones. Un ejemplo de lo buscado puede observarse en la figura 95.

- **Husillo:**
 - **Forma:** La observada en la figura 102.
 - **Material:** acero al carbono calidad SAE 1045.
 - **Tratamiento térmico:** se aplicará lo que N. Acherkan denomina “Mejoramiento estructural”, que consiste en un templado seguido de un revenido hasta llevar la pieza a una dureza de entre 22 y 28 HRC.
 - **Cabezal:** Se empleará un formato de cabezal no estandarizado, pero de amplio uso en tornos de banco de origen chino, lo cual permitirá hacer uso de la gran cantidad de accesorios fabricados para este tipo de máquinas.
- **Rodamientos del husillo:**
 - **Cantidad:** Se emplearán dos rodamientos.
 - **Tipo:** Rodamiento de superprecisión de bolas de contacto angular.
 - **Marca:** SKF.
 - **Modelo:** El código correspondiente es 718XX ACD/P4A. Las X deben reemplazarse por la combinación de números que correspondan con el diámetro deseado.
- **Motor eléctrico:**
 - **Tipo:** El motor será asíncrono y monofásico, de 4 polos.
 - **Potencia:** $\frac{3}{4}$ HP o, lo que es lo mismo, 550 W.
 - **Velocidad:** 1400 rpm.
 - **Marca:** Czerweny.
 - **Aislación:** Clase IP 54.

Cabe mencionar que el costo de un torno de banco con piezas que se ajusten a lo desarrollado en el proyecto resultará ser más elevado que el que corresponde al torno base, sea cual sea su marca. El precio puede llegar a ser igual o mayor al que corresponde a primeras marcas, aunque para llegar a una conclusión precisa en este aspecto requiere una estimación de costos que cubra todo el proceso de adquisición de partes y materia prima, fabricación y ensamblaje.

Trabajos futuros

A lo largo de este proyecto se han dimensionado, verificado o seleccionado numerosos componentes propios de un torno de banco. Aun así, se dista mucho de contar con todas las dimensiones y características necesarias para tener completamente diseñado una máquina de este estilo.

Usando este trabajo como un punto de inicio un ingeniero o un equipo de trabajo puede continuar el desarrollo para llegar finalmente a un producto terminado si se encarga de las siguientes tareas:

- Diseñar el contrapunto
- Diseñar la transmisión que se empleará para transmitir potencia del motor al husillo
- Diseñar la cadena cinemática que transmitirá movimiento del husillo al delantal, decidiendo particularmente si se utilizará una caja Norton o engranajes intercambiables
- Terminar de dimensionar el husillo. Esta tarea es, debido a la necesidad de rigidez estática y dinámica (es decir, la parte no debe sufrir vibraciones que puedan llegar a ser perjudiciales para su integridad estructural o para el nivel de precisión alcanzable), una de las más complejas y se recomienda como bibliografía de consulta el capítulo 5 del volumen 3 de “Machine Tool Design”, de N. Acherkan
- Diseñar cada uno de los componentes que forman parte de la cadena cinemática del carro
- Asignar todas las dimensiones que sean necesarias para definir de manera completa cada una de las partes
- Hacer un estudio de los procesos de fabricación a emplear
- Hacer, en base a toda la información mencionada en los puntos anteriores y a la ya presente en este trabajo, un análisis completo de costos

Bibliografía

1. ***Diseño de Máquinas, 4ta edición.*** Por R. L. Norton. Editorial Pearson
2. ***Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley, 9na edición.*** Por R. G. Budynas y J. K. Nisbett. Editorial McGraw Hill
3. ***Apunte de cátedra sobre tornillos.*** Por la cátedra de Cálculo de Elementos de Máquinas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata
4. ***Apunte de cátedra sobre engranajes.*** Por la cátedra de Cálculo de Elementos de Máquinas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata
5. ***Super-precision bearings.*** De la empresa SKF, pp 127-150.
6. ***Catálogo de rodamientos.*** De la empresa SKF
7. ***Catálogo de motores monofásicos.*** De la empresa Czerweny
8. ***Tabla de recomendaciones de uso.*** De la empresa Uranga
9. ***Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Norma ANSI/AMGA 2001-D04).*** Por la American Gear Manufacturers Association
10. ***Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth (Hoja de información AGMA 908-B89).*** Por la American Gear Manufacturers Association.
11. ***ASM Handbook, 10ma edición, Volumen 1: Properties and Selection: Irons, Steels and High Performance Alloys.*** Por la American Society of Metals
12. ***ASM Handbook, 10ma edición, Volumen 4: Heat Treating.*** Por la American Society of Metals. pp 1468-1472.
13. ***ASM Handbook, 10ma edición, Volumen 5: Surface Engineering.*** Por la American Society of Metals.

14. ***Cutting Forces in Turning Operations***. Por S. M. Umbert. Para la Norwegian University of Science and Technology, pp 44-48.
15. ***Technical Guide – Materials***. De la empresa Sandvik Coromant
16. ***Training Handbook – Metal Cutting Technology***. De la empresa Sandvik Coromant
17. ***Machine Tool Structures, Volumen 1***. Por F. Koenigsberger y J. Tlustý. Editorial Pergamon Press
18. ***Machine Tools Handbook***. Por P. Joshi. Editorial McGraw Hill
19. ***Modular Design for Machine Tools***. Por Y. Ito. Editorial McGraw Hill
20. ***Selection of Lathe Spindle Material Based on Static and Dynamic Analyses Using Finite Element Method***. Por R. Subbarao y R. Dey. Editorial Elsevier.
21. ***Manual del Constructor de Máquinas, Volumen 2***. Por H. Dubbel. Editorial Labor, pp 868 – 869.
22. ***Machine Tool Design, Volumen 3***. Por N. Acherkan. Editorial Mir.
23. ***Alrededor del torno***. Por W. Bartsch. Editorial Reverté, p 56.
24. ***Heat Treater's Guide: Practices and Procedures for Irons and Steels***. Por la American Society of Metals, p 184.
25. ***Design and Optimization of Screwed Fasteners to Reduce Stress Concentration Factor***. Por N. Govindu, K. Jayanand y S. Venkatesh, p 4.