

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE
EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS
HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION.”**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

MAX ANTONIO CHU DEL AGUILA

PROMOCION 2000-I

LIMA-PERU

2005

CONTENIDO

PROLOGO	9
1. INTRODUCCION	12
2. CONCEPTOS GENERALES	15
2.1. Funciones y especificaciones en el diseño. Criterios para evaluar decisiones en el diseño de máquinas	15
2.2. Consideraciones de diseño de esfuerzo y resistencia. Factor de seguridad....	17
2.3. Fases del diseño.....	19
2.4. Filosofía de un diseño seguro	20
2.5. Materiales en el diseño. Propiedades	21
2.5.1. Resistencia a la tracción S_u	22
2.5.2. Resistencia al punto cedente (a la deformación), S_y	23
2.5.3. Límite proporcional.....	24
2.5.4. Límite elástico	24
2.5.5. Coeficiente de elasticidad en tensión (E)	25
2.5.6. Ductilidad y elongación porcentual.....	25
2.5.7. Resistencia al esfuerzo de corte.....	26
2.5.8. Razón de Poisson	26
2.5.9. Coeficiente de elasticidad en esfuerzo de corte.....	27
2.5.10. Dureza	28
2.5.11. Maquinabilidad.....	28
2.5.12. Resistencia al impacto.....	29
2.5.13. Resistencia a la fatiga y resistencia por durabilidad	29

2.6. Reducciones de engranajes. Tipos y aplicaciones.....	30
2.6.1. Transmisión por engranajes rectos o cilíndricos de formas varias.....	30
2.6.2. Transmisión por engranajes cónicos	32
2.6.3. Transmisión por engranajes cónicos desplazados.....	32
2.6.4. Transmisión por tornillo sin fin.....	33
2.6.5. Transmisión por ruedas cruzadas (engranajes cilíndricos helicoidales cruzados)	34
2.7. Reductores de engranajes helicoidales en el mercado.....	34
3. METODOS DE DISEÑO Y CALCULO.....	35
3.1. Diseño de engranajes helicoidales. Método AGMA.....	35
3.1.1. Características	36
3.1.2. Nomenclatura de los engranajes helicoidales.....	39
3.1.3. Método de Wilfred Lewis.....	41
3.1.4. Método de Hertz.....	43
3.1.5. Método de la AGMA.....	44
3.1.5.1. Cálculo por esfuerzo de flexión o resistencia.....	45
3.1.5.2. Cálculo por resistencia a la picadura o fatiga superficial.....	46
3.1.5.3. Definición y determinación de factores.....	48
3.2. Diseño de ejes.....	56
3.2.1. Fuerzas que ejercen los elementos de máquinas	57
3.2.1.1. Engranajes helicoidales	57
3.2.1.2. Ruedas de cadena	58
3.2.1.3. Poleas acanaladas para fajas en “V” y poleas para fajas planas.....	59
3.2.2. Criterios de cálculo del diámetro mínimo	60

3.2.2.1. Método ASME	60
3.2.2.2. Verificación por fatiga	62
3.2.3. Deflexión en vigas y ejes. Método de superposición	70
3.2.3.1. Viga simplemente apoyada con carga intermedia y un extremo en voladizo	71
3.2.3.2. Viga simplemente apoyada con carga en un extremo en voladizo....	72
3.2.3.3. Viga simplemente apoyada con momento intermedio y un extremo en voladizo	73
3.2.4. Consideraciones de deformación	75
3.2.4.1. Deformación por flexión	75
3.2.4.2. Deformación por torsión	76
3.2.5. Configuración inicial de los ejes	77
3.3. Diseño de cuñas de unión.....	78
3.3.1. Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares	79
3.3.2. Selección e instalación de cuñas y cuñeros.....	82
3.3.3. Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión.....	83
3.4. Selección de cojinetes	86
3.4.1. Tipos de rodamientos	86
3.4.2. Elementos de un rodamiento	87
3.4.3. Selección del tipo y tamaño del rodamiento	88
3.5. Lubricación.....	98
3.5.1. Clases de lubricantes	103
3.5.2. Tipos de lubricación.....	104
a. Lubricación por inmersión	104

b. Lubricante por chorro o duchas de aceite a presión	105
c. Lubricante por barboteo	107
3.6. Selección de juntas de estanqueidad	108
3.7. Cálculo del espesor de pared del bastidor	113
3.7.1. Rigidez vertical	114
3.7.2. Rigidez horizontal	115
3.7.3. Rigidez torsional	116
3.8. Diseño de tapas laterales	117
3.8.1. Diseño de tapas laterales lisas	118
3.8.2. Diseño de tapas laterales anulares	120
3.9. Diseño de uniones atornilladas. Método ASME	122
3.9.1. Uniones con empaquetadura en toda la superficie de la brida	123
3.9.2. Uniones metal – metal.....	126
3.10. Diseño de uniones soldadas.....	129
3.11. Balance térmico.....	134
3.11.1. Potencia perdida por barboteo.....	135
3.11.2. Potencia perdida en los engranajes.....	136
3.11.3. Potencia perdida en los rodamientos.....	137
3.11.4. Potencia transmisible.....	138
4. DESARROLLO DEL PROGRAMA	144
4.1. Definición de parámetros iniciales	144
4.2. Modelos matemáticos.....	145
4.2.1. Cálculo de engranajes helicoidales	145
4.2.1.1. Cálculo por resistencia	145

4.2.1.2. Cálculo por fatiga superficial	149
4.2.2. Cálculo de ejes	152
4.2.2.1. Determinación de fuerzas actuantes	152
4.2.2.2. Cálculo del diámetro mínimo	175
4.2.2.3. Verificación del diámetro mínimo por deflexión.....	178
4.2.3. Cálculo de cuñas de unión.....	193
4.2.3.1. Cálculo por corte	194
4.2.3.2. Calculo por aplastamiento	195
4.2.4. Selección de cojinetes	195
4.2.5. Selección de juntas de estanqueidad	203
4.2.6. Cálculo del espesor de pared del bastidor	203
4.2.7. Cálculo de las tapas laterales.....	219
4.2.7.1. Cálculo de tapas circulares lisas.....	220
4.2.7.2. Cálculo de tapas circulares anulares.....	220
4.2.8. Cálculo de uniones atornilladas.....	221
4.2.8.1. Selección de pernos para las tapas laterales	221
4.2.8.2. Selección de pernos para los semicuerpos	222
4.2.8.3. Cálculo del torque de ajuste	234
4.2.8.4. Cálculo de los agujeros de anclaje	234
4.2.9. Cálculo de uniones soldadas	240
4.2.10. Balance térmico del conjunto.....	260
4.2.10.1. Cálculo del calor generado por los elementos internos	260
4.2.10.2. Cálculo de la capacidad de disipación de la caja	263
4.2.11. Estimación de Costos	272

4.2.11.1. Engranajes y piñones.....	274
4.2.11.2. Ejes	277
4.2.11.3. Tapas laterales	282
4.2.11.4. Soportes y separadores	284
4.2.11.5. Bastidor	285
4.2.11.6. Accesorios	286
4.3. Diagrama de flujo del programa.....	287
4.4. Desarrollo del software	288
5. APLICACION.....	297
6. CONCLUSIONES	346
7. BIBLIOGRAFIA.....	349
8.PLANOS	352
9.APENDICES.....	365
APENDICE A	366
APENDICE B	404
APENDICE C	415
APENDICE D.....	417
APENDICE E.....	440
APENDICE F	445
APENDICE G	448
APENDICE H	475
APENDICE I.....	479
APENDICE J.....	481
APENDICE K.....	504

A mis padres y hermanos por su incondicional apoyo.

PROLOGO

Como principal necesidad industrial de ser competitivo para no colapsar en los escenarios mercantiles actuales, la optimización de recursos tanto como materias para los procesos como de la maquinaria involucrada para ello se hacen indispensables. Esta necesidad de competitividad hace que los empresarios estén en una búsqueda constante de mejora de su infraestructura, lo cual requiere contar con maquinaria que se ajuste perfectamente a sus necesidades las cuales son únicas para cada tipo de aplicación; es pues crucial determinar el hábitat correcto en cual se desempeñarán los equipos para no incurrir en sobrecostos innecesarios por una mala adecuación de los mismos. Ante esta problemática de encontrar el equipo específico para esas condiciones particulares de los procesos entran a tallar los diversos proveedores de los cuales podemos encontrar dos tipos; los de grandes marcas, que distribuyen costosos equipos de calidad comprobada fabricados en serie para amplio abanico de aplicaciones a los cuales en muchas oportunidades deben ser modificados para adecuarlos al proceso, y los de marcas desconocidas, que ofrecen productos de calidad no comprobada fabricados en poco volumen los cuales no tienen un amplio rango de aplicaciones por lo que también deben ser modificados para adecuarlos al proceso.

Al tener este tipo de proveedores es un tanto complejo tomar una decisión económica para la adquisición por tener grandes marcas que implican un alto costo por su tecnología invertida encareciendo los costos de renovación y las desconocidas mas baratas que ayudan a reducirlos con la incertidumbre si durará y optimizará los recursos según lo proyectado. Ante esto nace otra posibilidad de desarrollar un equipo particular un prototipo para cada aplicación el cual debe ser de la duración deseada y de bajos costos.

Esta alternativa de los prototipos es tediosa e implica gran inversión de recurso humano ya que se debe diseñar y calcular para cada equipo para cada aplicación poniendo en riesgo su viabilidad. Ante esto es necesario contemplar la manera de minimizar los esfuerzos para dicho propósito, los cuales hacen ventilar las diferentes opciones de diseño vigentes. Una de estas opciones es desarrollar un *software o programa computacional de diseño* de una familia determinada de equipos el cual debe permitir un diseño singular que contemple las variables inherentes al tipo de aplicación.

Resulta pues ventajoso la adopción de métodos computaciones para el diseño de equipos ya que con una sola inversión del recurso humano es posible conseguir un sistema ágil y práctico con características en su entorno de *amigabilidad y a prueba de errores*, que sirva al empresario de herramienta para renovación de sus maquinarias con costos razonables en el tiempo adecuado y sobre todo de máxima eficiencia por tener un equipo singular para sus requerimientos.

Durante el desarrollo de un programa de diseño los principales inconvenientes suscitados es el cómo volcar a un lenguaje de programación la metódica de cálculo, su facilidad de uso y la claridad de los datos resultantes. Estos deben ser atacados con un sólido conocimiento del lenguaje de programación por parte del diseñador con el permanente soporte de un programador y así trabajar juntos para la correcta interpretación de la metodología, ya que si el diseñador carece de estos conocimientos se hace mucho mas difícil la traducción de los cálculos al lenguaje computacional pudiendo generar falsos resultados haciendo que el programa sea inservible desperdiciándose el gran esfuerzo desplegado.

1.

INTRODUCCION

Al ser la esencia de una tesis de grado la integración y aplicación de las materias aprendidas en el transcurso del ciclo universitario, el presente trabajo pretende mostrar la aplicación de todo lo recibido en ese período, destacando disciplinas como resistencia de materiales, cálculo de elementos de máquinas, dibujo mecánico, procesos de manufactura, costos y presupuestos, transferencia de calor, proyectos de ingeniería entre otras de las cuales depende el diseño a cabalidad de un Reductor de Velocidad.

Conjuntamente con el objeto de un trabajo de esta índole se ha tomado, para efectivizar lo antes mencionado, un problema bastante común de la empresa nacional como son sus equipos de transmisión de potencia, específicamente los reductores de velocidad que casi en su totalidad de origen extranjero lo que limita al proyectista o ingeniero de planta por los elevados costos y la limitada variedad disponible (que no necesariamente encaja con los requerimientos específicos), teniendo que adaptarlo para cumplir los objetivos. Al tener una alternativa de efectiva como un software de diseño, esta problemática se atenúa porque se dispone de un mayor abanico de

posibilidades para la toma de decisiones técnico-económicas y así evaluar las ventajas y desventajas que puede brindar el producto fabricado en serie versus la manufactura de uno diseñado específicamente para los requerimientos.

Para ser una alternativa real con la cual el proyectista o ingeniero de planta puede contar, este software de diseño de cajas reductoras ha sido desarrollado en base a los siguientes parámetros:

1. Potencia a transmitir
2. Relación de transmisión
3. Tipo de fuente de poder
4. Tipo de fuente de aplicación
5. Confiabilidad de los componentes
6. Tipo de materiales disponibles
7. Condiciones ambientales de trabajo
8. Tipo de trabajo a realizar
9. Tipo de accesorio a emplear
10. Factores de seguridad

La secuencia de desarrollo consta de dos grandes grupos:

- a. ***El modelo matemático o cálculo literal***, el cual implica la aplicación de las teorías y conceptos que actúen con sinergia ante la modificación de variables. En el se establecen los siguientes cálculos de componentes en la secuencia mostrada:

Engranajes, ejes, chavetas, selección de rodamientos, bastidor, elementos de unión, uniones soldadas, transferencia de calor y costos.

- b. *El desarrollo del software*, lo cual implica volcar el modelo matemático a lenguaje de programación adicionando el concepto del software “amigable” con lo cual se facilita su uso y lectura de información resultante. En él se procede con la misma secuencia del anterior concatenados entre sí para tener un producto con sinergia.

Como producto final podemos encontrar una aplicación útil y versátil capaz de adaptarse a todo tipo de requerimiento industrial actual. A continuación se muestra el desarrollo paso a paso de este proyecto.

2.

CONCEPTOS GENERALES

A continuación se citaran algunas definiciones y se definirán algunos conceptos importantes necesarios para la adecuada interpretación de lo que se desarrollará:

2.1. Funciones y especificaciones en el diseño. Criterios para evaluar decisiones en el diseño de máquinas

El objetivo final del diseño mecánico es, desde luego, producir un dispositivo de utilidad que sea seguro, eficiente y práctico. Cuando se inicia el diseño de una máquina, o de un elemento mecánico independiente, es importante definir las *funciones* y las *especificaciones de diseño* para el dispositivo por completo y en forma clara.

Los enunciados que hacen mención a las funciones indican lo que se supone debe hacer el dispositivo. A menudo son generales, sin embargo, en ellos, se deben emplear frases en voz activa por ejemplo, *para transmitir*, *para sostener o dar soporte*, o bien, *para levantar*.

Después que se determinan las funciones, se elabora un conjunto de *especificaciones de diseño*. A diferencia de los enunciados acerca de

funciones, que son más generales, las especificaciones de diseño deben detallarse en forma minuciosa y específica, deben proporcionar información cuantitativa siempre que sea posible.

Elaborar con todo cuidado los enunciados de funciones y las especificaciones de diseño, asegurará que el trabajo de diseño se concentre en obtener los resultados que se pretenden. Se puede incurrir en dispendio de dinero y tiempo en diseños que, si bien son correctos en términos técnicos, no satisfacen las especificaciones de diseño. Las especificaciones deben incluir todo lo necesario. Al mismo tiempo, es pertinente considerar un amplio margen para hacer innovaciones.

Al enfocarse en un diseño, el responsable debe establecer criterios que servirán de guía en los procesos de toma de decisiones inherentes a cualquier proyecto. Como para cada problema de diseño existen distintas alternativas con relación a su solución, cada uno debe evaluarse en función de los criterios que integran la lista. Quizá no exista un mejor diseño pero los diseñadores deben trabajar para obtener el que resulte ser óptimo. Esto es, el responsable del diseño debe maximizar los beneficios y reducir al mínimo las desventajas.

A Continuación se mencionan los criterios generales en el diseño mecánico o de maquinaria.

- Seguridad
- Rendimiento (el grado en el que el diseño satisface o excede los objetivos de diseño)

- Confiabilidad (una alta probabilidad de que el diseño cumplirá con la vida útil o la excederá)
- Facilidad para fabricar
- Disponibilidad de servicio o reemplazo de componentes (mantenimiento)
- Facilidad en cuanto a operación
- Costo inicial bajo
- Costos de operación y mantenimiento bajos
- Tamaño reducido y de poco peso
- Poco ruido y escasa vibración; que opere con suavidad
- Uso de materiales accesibles y facilitar la compra de componentes
- Uso prudente de partes cuyo diseño es único junto con componentes del mercado
- Que su aspecto resulte atractivo y adecuado para su aplicación
- Responsabilidad legal, desde el punto de vista de seguridad del equipo

2.2. Consideraciones de diseño de esfuerzo y resistencia. Factor de seguridad

La *resistencia es una propiedad* de un material o de un elemento mecánico. La resistencia de un elemento depende de la elección, el tratamiento y el procesado del material. Cuando este elemento mecánico se utiliza en un mecanismo o una máquina, se aplican fuerzas externas que originan esfuerzos, cuya magnitud depende de la configuración y es independiente del material y de su procesamiento, Si este elemento se retira de la máquina al desarmarla, el esfuerzo debido a las fuerzas externas se reduce a cero, el valor que tenía antes de su instalación. Pero la resistencia

permanece como una sus propiedades. Recuérdese, entonces, que la resistencia es una *propiedad inherente de un elemento*, propiedad integrada en la pieza debido al uso de un material y un proceso particular.

Algunos procesos de labrado de metales y de tratamiento térmico, como forja, laminado o rolado, conformado en frío, causan variaciones en la resistencia de punto a punto de todo el elemento. Por consiguiente, recuérdese también que un valor de resistencia dado para una pieza puede aplicarse a sólo un punto o a un conjunto de puntos en particular sobre la parte o pieza en cuestión.

Uno de los problemas básicos al tratar con esfuerzo y resistencia es la forma de relacionar los dos conceptos a fin de crear un diseño seguro económico y eficiente.

El idioma de los diseñadores con frecuencia incluye los términos *esfuerzo permisible o valor permisible de esfuerzo*. Estos términos indican valores de resistencia reducidos que se utilizan en el diseño para determinar las dimensiones de elementos con tamaños establecidos de acuerdo con la resistencia. Se designa el esfuerzo normal permisible como σ_{perm} y el esfuerzo cortante permisible como τ_{perm} . Luego la relación entre esfuerzos permisibles y resistencias mínimas especificadas utilizando el código AISC (American Institute of Steel Construction) se expresa como:

$$\text{TENSION} \quad 0,45 S_y \leq \sigma_{perm} \leq 0,60 S_y$$

$$\text{CORTE} \quad \tau_{perm} = 0,40 S_y$$

$$\text{FLEXION} \quad 0,60 S_y \leq \sigma_{perm} \leq 0,75 S_y$$

APLASTAMIENTO $\sigma_{perm} = 0,90 S_y$

Un enfoque general para el problema de esfuerzo y resistencia es el *método del factor de seguridad*, un procedimiento tan antiguo como el propio diseño de ingeniería y, por tanto, con frecuencia se le llama *método clásico de diseño*. Un factor de seguridad para diseño “n”, algunas veces denominado simplemente *factor de diseño*, se define por la relación:

$$n = \frac{\text{resistencia}}{\text{esfuerzo}}$$

En esta ecuación la “resistencia” puede ser algo que el diseñador elige como tal. Con frecuencia se usarán resistencias tales como las calificadas como mínima, media, de fluencia, última, de fatiga, a la tensión y al corte, así como otros valores. Asimismo, la resistencia y el esfuerzo deben aplicarse al mismo punto o conjunto de puntos en el elemento que se diseña.

2.3. Fases del diseño

A menudo se describe el proceso total de diseño (desde que empieza hasta que termina) como se muestra en la figura 2.1, principia con la identificación de una necesidad y con una decisión de hacer algo al respecto. Después de muchas iteraciones, el proceso finaliza con la presentación de los planes para satisfacer la necesidad.

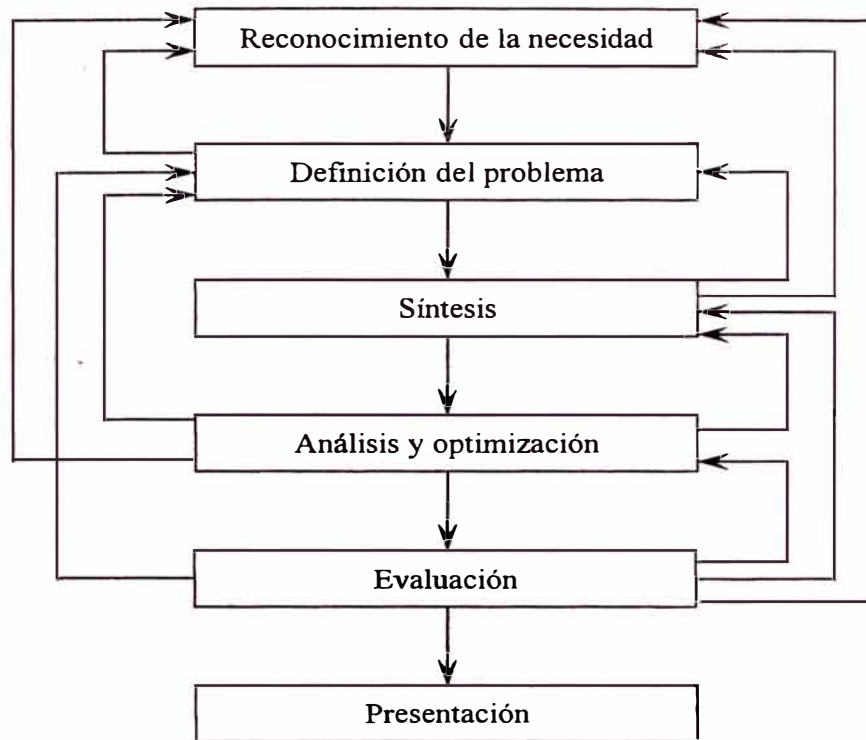


Figura 2.1

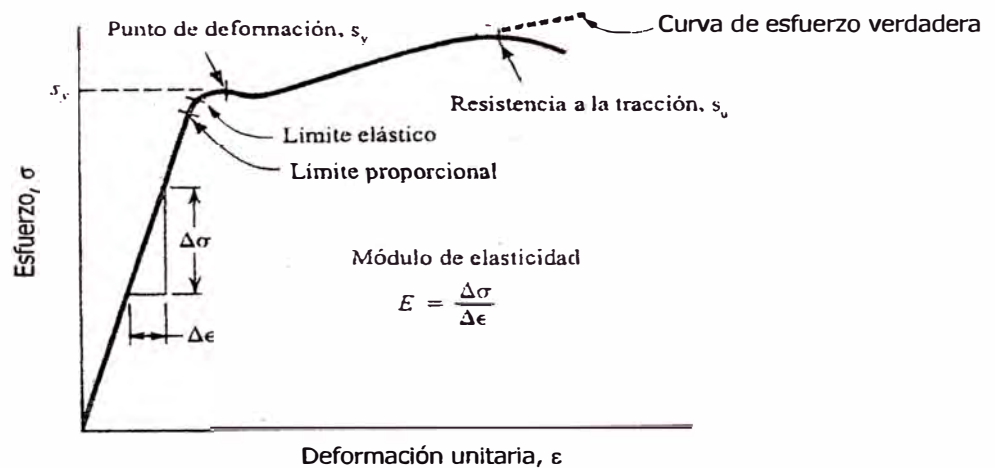
2.4. Filosofía de un diseño seguro

Todo enfoque de diseño pretende asegurar que el nivel de tensión no rebase el punto de deformación en materiales dúctiles, lo cual asegura, de manera automática, que la parte no se fracturará bajo la acción de una carga. Para materiales quebradizos o frágiles, aseguramos que los niveles de tensiones se encuentren muy por abajo de la resistencia máxima a la tracción.

La fatiga y el desgaste constituyen otros dos modos en que se presentan fallas en piezas de maquinaria. La *fatiga* es la respuesta de una pieza que se somete a la acción de cargas en forma sucesiva.

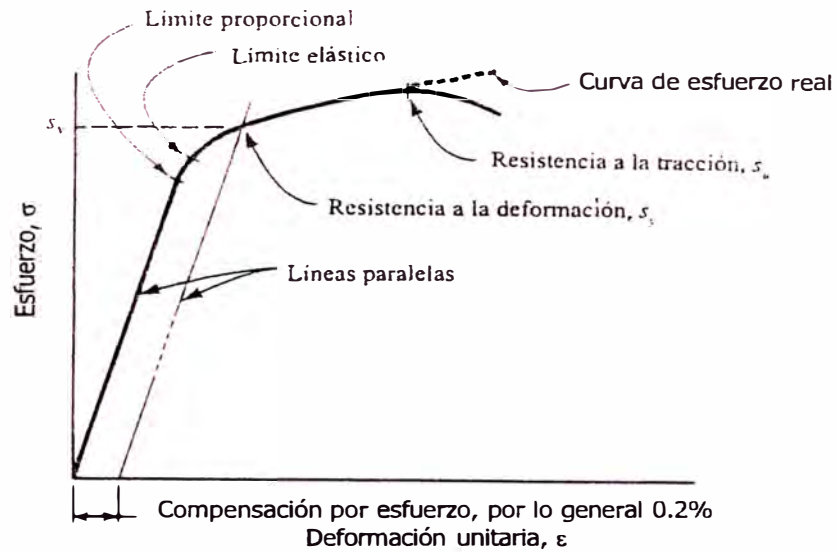
2.5. Materiales en el diseño. Propiedades

Por lo regular, las propiedades de resistencia, elasticidad y ductilidad de los metales y otros tipos de materiales se determinan a partir de una *prueba de tracción o ensayo traccional* en la cual una muestra del material, casi siempre en forma de barra redonda o plana, se sostiene con prensas y se jala hasta que se rompe como consecuencia de la tensión (esfuerzo). Se hace un seguimiento de la magnitud de la fuerza en la barra y el correspondiente cambio en longitud (deformación unitaria) y se registran en forma continua mientras transcurre la prueba. Como la tensión en la barra es igual a la fuerza que se aplica entre el área, la tensión es proporcional a la fuerza aplicada. La información relativa a tal prueba de tracción se muestra a menudo en *diagramas de esfuerzo - deformación unitaria*, como los que se ilustran en las figuras 2.2 (a) y 2.2 (b).



Gráfica típica de esfuerzo-deformación unitaria para el acero

Figura 2.2 (a)



Gráfica típica de esfuerzo-deformación unitaria para el aluminio y otros metales que no tienen punto de deformación

Figura 2.2 (b)

2.5.1. Resistencia a la tracción S_u

La cresta o punto máximo de la curva de tensión - esfuerzo de tirantez se considera como la *resistencia máxima a la tracción*, también conocida como *resistencia máxima* o sólo *resistencia a la tracción*. En este punto de la prueba se cuantifica la tensión aparente en una barra de prueba del material. Al parecer, la curva toma una trayectoria descendente después de llegar a la cresta. No obstante, nótese que la instrumentación que se utiliza para generar el diagrama es en realidad una gráfica de *carga contra deflexión* en lugar de *tensión real contra esfuerzo de tirantez*. La tensión aparente se calcula dividiendo la carga entre el área del corte transversal de la barra de prueba. Después que se llega a la cresta de la curva hay un decremento notorio en el diámetro de la barra el cual recibe el nombre de

adelgazamiento. Por tanto, la carga actúa sobre un área más pequeña y la tensión continúa hasta que sobreviene la fractura. Es difícil hacer un seguimiento de la reducción del diámetro durante el proceso de adelgazamiento, en consecuencia, se ha hecho costumbre utilizar la cresta de la curva como la resistencia a la tracción, si bien, es un valor más conservador.

2.5.2. Resistencia al punto cedente (a la deformación), S_y

Esa parte de la gráfica o diagrama esfuerzo – deformación unitaria en la cual hay un incremento considerable de la tirantez con poco o nulo aumento de tensión se denomina resistencia a punto cedente (a la deformación). Esta propiedad indica que, en realidad, el material se ha deformado o dado de sí (elongado) plásticamente, en forma permanente y en un grado significativo. Si el punto de deformación es lo suficiente notorio, como en la figura 2.2 (a), la propiedad se denomina *punto de deformación* en lugar de resistencia a la deformación.

La figura 2.2 (b) muestra la forma de gráfica esfuerzo – deformación unitaria característica de un metal no ferroso, por ejemplo aluminio o titanio, o de ciertos aceros muy resistentes. Nótese que no existe un punto de deformación pronunciado, sin embargo, el material se ha deformado hasta el nivel de tensión que se indica como S_y , o cerca de éste. El punto se determina por el *método de compensación*, en el cual

se dibuja una línea paralela a la parte en línea recta de la curva y se compensa hacia la derecha por medio de una cantidad de ajuste, por lo general 0,20% de tirantez (0,002 mm/mm). La intersección entre esta línea y la curva tensión - tirantez define la resistencia a la deformación del material.

2.5.3. Límite proporcional

El punto en la curva tensión - tirantez que se aleja de la línea recta se denomina *límite proporcional*. Esto es, por abajo o arriba de ese valor de tensión, la tensión ya no es proporcional a la tirantez. Por abajo del límite proporcional, se aplica la ley de Hook; la tensión es proporcional a la tirantez. En diseño mecánico, los materiales rara vez se utilizan por arriba del límite proporcional.

2.5.4. Límite elástico

En algún punto, al que se le da el nombre de *límite elástico*, un material registra cierta cantidad de tirantez plástica y por tanto no recobrará su forma original una vez que se libere la carga. Por abajo de ese nivel, el material muestra un comportamiento por completo elástico. El límite proporcional y el límite elástico se encuentran muy cerca de la resistencia a la deformación. Como es difícil determinarlos se señalan con poca frecuencia.

2.5.5. Coefficiente de elasticidad en tensión (E)

Para aquella parte de la gráfica de tensión - tirantez que es recta, la tensión es proporcional a la tirantez y el valor de “E” es la constante de proporcionalidad. Es decir:

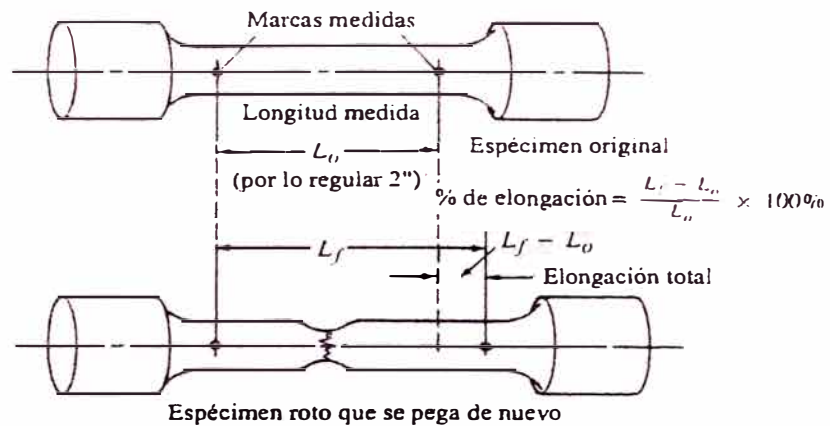
$$E = \frac{\text{Tensión}}{\text{Deformación unitaria}} = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Esta es la pendiente de la parte en línea recta de la gráfica. El coeficiente de elasticidad indica la rigidez del material, o bien, su resistencia a la deformación.

2.5.6. Ductilidad y elongación porcentual

Ductilidad es el grado en el cual se deformará un material antes que se fracture. Fragilidad es lo opuesto a ductilidad. Cuando en elementos de maquinaria se utilizan materiales dúctiles, la fractura inminente se detecta con facilidad y es poco probable que tenga lugar una falla. Además, los materiales dúctiles, por lo regular, resisten las cargas sucesivas en elementos de maquinaria mejor que los materiales quebradizos o frágiles.

La medida común de ductilidad es el alargamiento o la elongación porcentual del material después de la fractura en una prueba estándar de resistencia a la tracción. La figura 2.3 muestra un ejemplo común de tracción estándar antes y después de la prueba.



Medición de la elongación porcentual

Figura 2.3

2.5.7. Resistencia al esfuerzo de corte

Tanto la resistencia a la deformación como la resistencia máxima al esfuerzo de corte son propiedades importantes de los materiales. Desafortunadamente, muy rara vez se reportan estos valores. Utilizaremos los estimados que se indican a continuación:

$$S_{ys} = 0,50 S_y = \text{Resistencia a la deformación ante esfuerzo de corte}$$

$$S_{us} = 0,75 S_u = \text{Resistencia máxima al esfuerzo de corte}$$

2.5.8. Razón de Poisson

Cuando un material es sometido a una tensión por tracción, existe una contracción simultánea de las dimensiones transversales perpendicular al sentido de la tensión por tracción. La razón entre la tensión por contracción con la tirantez por tracción recibe el nombre de *Razón de Poisson*, que por lo general se denota por medio de “ ν ” la

letra griega un. (En ocasiones se utiliza la letra griega mu, “ μ ”, para esta razón.) (Véase figura 2.4). Los rangos típicos de valores para la razón de Poisson son 0,25 a 0,27 para el hierro fundido, 0,27 a 0,30 para el acero y 0,30 a 0,33 para el aluminio y el titanio.

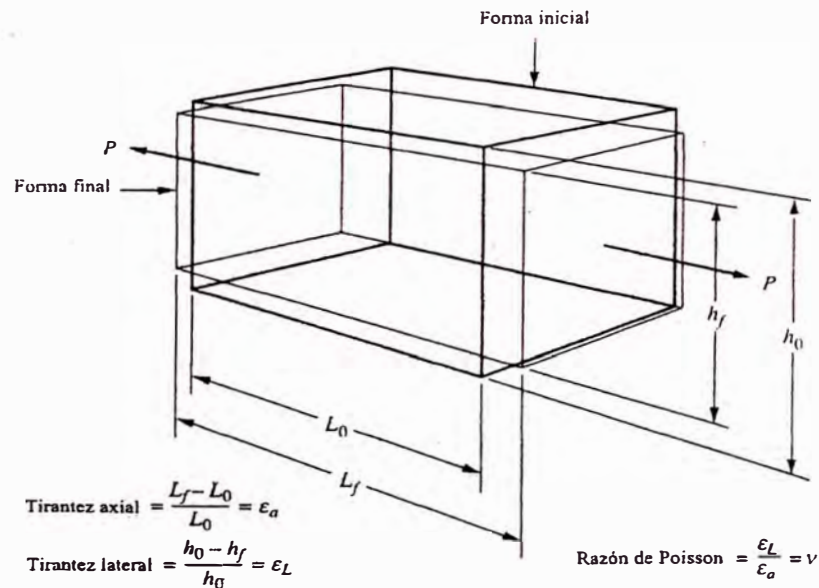


Ilustración de la razón de Poisson para un elemento en tensión

Figura 2.4

2.5.9. Coefficiente de elasticidad en esfuerzo de corte

El *coeficiente de elasticidad en esfuerzo de corte* es la relación o razón entre tensión por esfuerzo de corte y tirantez por esfuerzo de corte, que se denota con “G”. Esta propiedad indica la rigidez de un material bajo carga de esfuerzo de corte, esto es la resistencia a la deformación por esfuerzo de corte.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Esta ecuación es válida dentro del rango de elasticidad del material.

2.5.10. Dureza

La resistencia de un material a ser rayado o perforado (indentación) por un agente penetrante es una indicación de su *dureza*. Existen diversos dispositivos, procedimientos y agentes penetrantes para medir la dureza; el aparato para medir la dureza de Brinell y el de Rockwell se utilizan a menudo para elementos de maquinaria. Para los aceros, el valor de HB o BHN (dureza Brinell) varía entre cerca de 100 para un acero recocido al bajo carbón y 700 para aceros de alta aleación de alta resistencia en la condición en que se enfría por inmersión.

Para metales blandos, la dureza resultante se enlista como Rockwell B, R_B , o HRB. Para metales más duros, como aceros que contienen aleaciones con tratamiento térmico, se utiliza la escala Rockwell C. Existe cierto traslape entre las escalas HRB y HRC. Casi siempre, la HRB se emplea para metales blandos y rangos entre aproximadamente 60 y 100, mientras que la HRC se utiliza para metales de mayor dureza y rangos entre 20 y 65. No se recomienda utilizar números de HRB por arriba de 100 o números de HRC menores de 20. La dureza en un acero indica resistencia al desgaste así como resistencia.

2.5.11. Maquinabilidad

La *maquinabilidad* se relaciona con la facilidad con la que puede maquinarse un material hasta obtener un buen acabado superficial con una vida útil razonable de la herramienta.

2.5.12. Resistencia al impacto

Las partes que están sujetas a cargas, choques o impactos que se aplican en forma repentina requieren de valores altos en cuanto a resistencia al impacto. Una medida de dureza la *resistencia al impacto*, se mide sometiendo una muestra ranurada a un dispositivo que golpea y se mueve con rapidez y tiene una masa relativamente alta. La muestra absorbe energía del dispositivo que golpea citando sobreviene la fractura, y la cantidad de energía que absorbe se reporta como la resistencia al impacto. Los dos métodos que más se utilizan para medir la resistencia al impacto son las pruebas de Charpy y la de Izod.

2.5.13. Resistencia a la fatiga y resistencia por durabilidad

Las partes sujetas a aplicaciones sucesivas de cargas o a condiciones que generan tensión, que varían con el tiempo a lo largo de varios miles o millones de ciclos, fallan como consecuencia del fenómeno que se conoce como *fatiga*. Los materiales se prueban someténdolos a la acción de cargas cíclicas controladas para determinar su capacidad de resistir tales cargas sucesivas o repetitivas. La información resultante se reporta como *resistencia a la fatiga*, a la cual también se le asigna el nombre de resistencia por durabilidad del material.

2.6. Reducciones de engranajes. Tipos y aplicaciones

Las transmisiones por engranaje constituyen el tipo de transmisión más utilizado, tanto como para ejes cruzados o que se corten, y sirven para una gama de potencias, velocidades y relaciones de transmisión que cubren desde valores mínimos a máximos. Las transmisiones por engranaje se caracterizan por una transmisión de fuerza sin deslizamientos (relación de transmisión constante e independiente de la carga); por una gran seguridad de funcionamiento y larga duración, soportando sobrecargas y no precisando más que una escasa vigilancia, y por sus dimensiones reducidas y elevado rendimiento. En cambio, hay que tener en cuenta su mayor precio de costo y los mayores ruidos que producen durante la marcha, además de que la transmisión de fuerza es relativamente rígida (debe preverse eventualmente un acoplamiento elástico para la absorción de choques y vibraciones). En las transmisiones por engranajes se distinguen:

2.6.1. Transmisión por engranajes rectos o cilíndricos de formas varias (figuras 2.5 (a) a 2.5 (f))

Se utilizan entre árboles paralelos, admitiéndose en transmisiones de un solo paso o escalón de transmisión relaciones de transmisión de hasta 8 (en caso extremo hasta 20); en transmisiones de 2 pasos, hasta 45 (en caso extremo hasta 60), y en transmisiones de 3 pasos hasta 200 (en caso extremo hasta 300). La potencia puede llegar a 25 000 CV con velocidades de 100 000 rpm, siendo posible alcanzar velocidades tangenciales de hasta 200 m/s. El rendimiento en cada

paso es del 96 al 99%, según la ejecución y el tamaño. Para que la marcha sea más silenciosa, los engranajes se construyen con dentado helicoidal o, en caso de esfuerzos pequeños de materiales sintéticos. Se consiguen dimensiones especialmente reducidas con los engranajes templados (por ejemplo en las transmisiones de los vehículos). La ejecución en forma de *transmisión planetaria* (figura 2.5 (b)) ahorra mucho espacio y peso (aunque suele ser también algo más cara), consiguiéndose relaciones de transmisión de 3 a 13 en un solo paso, y de hasta 140 en 2 pasos, con un rendimiento elevado, o de hasta 1000 con un rendimiento de sólo un 60%, a base de una ejecución en forma de transmisión diferencial.

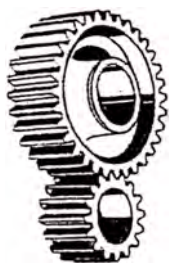


Fig. 2.5 (a)
Dentado recto

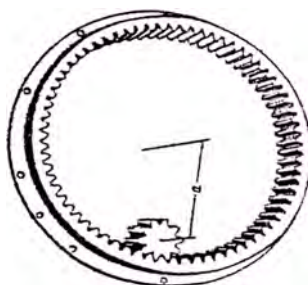


Fig. 2.5 (b)
Con rueda de dentado interior

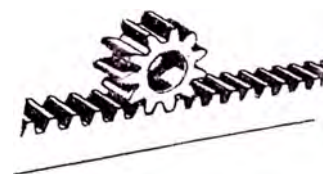


Fig. 2.5 (c)
Con cremallera

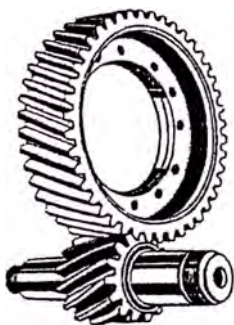


Fig. 2.5 (d)
Dentado helicoidal

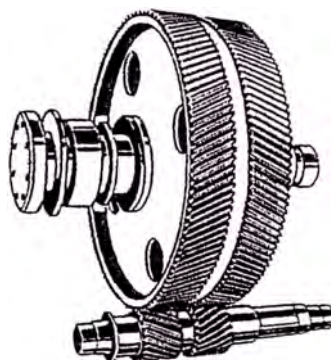


Fig. 2.5 (e)
Dentado helicoidal doble

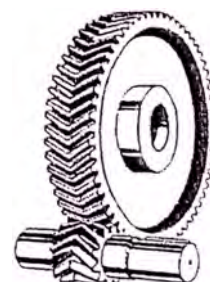


Fig. 2.5 (f)
Dentado en flecha
(bihelicoidal)

2.6.2. Transmisión por engranajes cónicos (figuras 2.6 (a) a 2.6 (c))

Se emplea para árboles que se cortan, y para relaciones de transmisión hasta 6 (en casos extremos puede ser aún mayor). Para relaciones de transmisión superiores a 1,2 suele ser más cara que con engranajes cilíndricos, y por encima de 2,7 también resulta más cara que una transmisión combinada de engranajes cónicos y cilíndricos. Para exigencias elevadas, generalmente se ejecutan con dentado en espiral y templados.



Fig. 2.6 (a)
Dentado recto

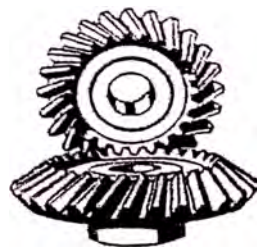


Fig. 2.6 (b)
Dentado Oblicuo



Fig. 2.6 (c)
Dentado helicoidal

2.6.3. Transmisión por engranajes cónicos desplazados (figura 2.7)

Se utilizan para ejes cruzados con una distancia entre ejes “a” pequeña, como por ejemplo en ejes traseros de vehículos automóviles, al objeto de disminuir los ruidos y tener posibilidad de prolongar los árboles de transmisión. El rendimiento es algo más bajo, si se compara con los engranajes cónicos simples, y el calentamiento mayor debido al deslizamiento a lo largo de los dientes.

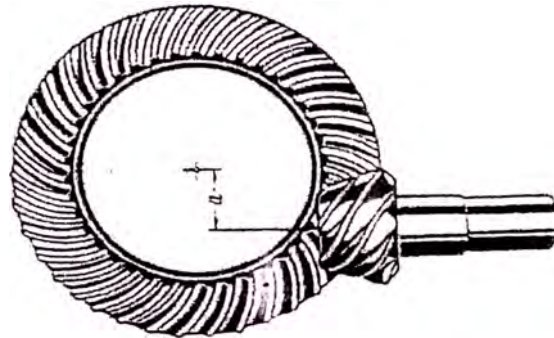


Fig. 2.7
Ruedas cónicas
desplazadas (hipoidal)

2.6.4. Transmisión por tornillo sin fin (figura 2.8)

Se emplea para ejes cruzados, para relaciones de transmisión de 1 a más de 100 por paso de transmisión y para rendimientos del 97 al 45% (el rendimiento disminuye al aumentar la relación de transmisión y disminuir la velocidad de deslizamiento).

Son más silenciosos y amortiguan mejor las vibraciones que cualquier otra transmisión por engranajes y, para relaciones de transmisión grandes, suelen ser más baratos que los de engranajes cilíndricos. Se construyen para potencias de hasta unos 1000 CV, par en la rueda de hasta 25 000 kg-m y velocidad periférica de hasta 70 m/s y 30 000 rpm.

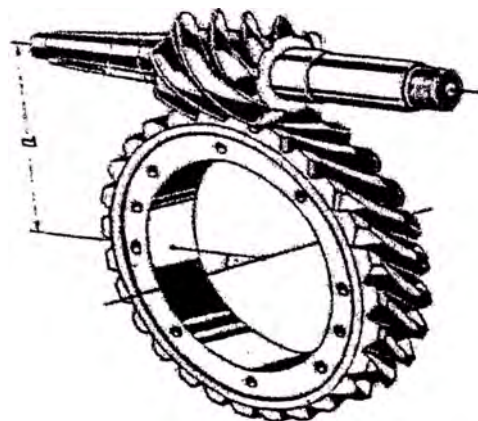


Fig. 2.8
Engranaje de
tornillo sin fin

2.6.5. Transmisión por ruedas cruzadas (engranajes cilíndricos helicoidales cruzados) (figura 2.9)

Se usan igualmente para ejes cruzados con una distancia entre ejes pequeña, pero sólo tienen aplicación cuando los esfuerzos son pequeños (puesto que el contacto es puntual) y para relaciones de transmisión de 1 a 5, aproximadamente.

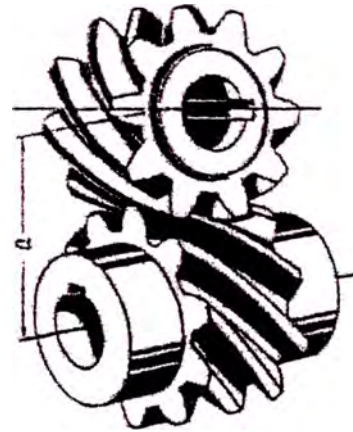


Fig. 2.9
Ruedas helicoidales

2.7. Reductores de engranajes helicoidales en el mercado

Entre los principales tipos de reductores de engranajes, tenemos:

1. De ejes paralelos de dos a más etapas, en sus diversas combinaciones con engranajes cilíndricos de talle recta y cónicos rectos
2. De ejes concéntricos y sus diversas combinaciones con engranajes cilíndricos de talle recta
3. De tipo planetario

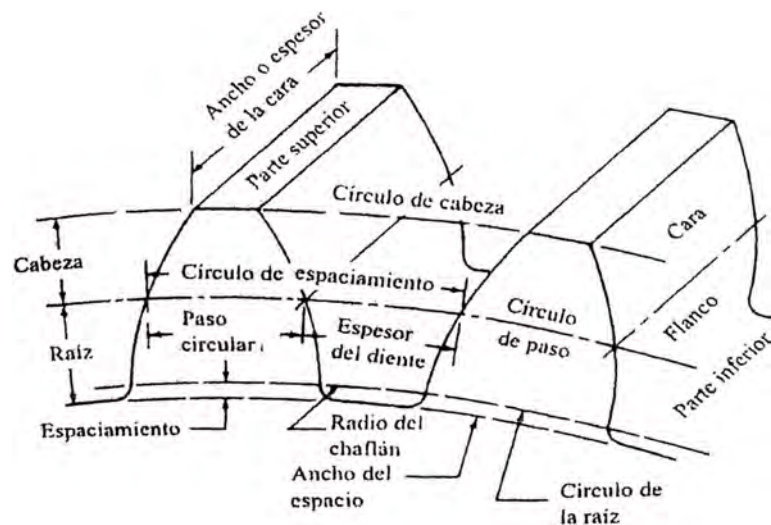
3.

MÉTODOS DE DISEÑO Y CALCULO

A continuación se desarrollarán y adaptarán algunos métodos conocidos para el diseño de elementos mecánicos, a fin de que sean los más prácticos y precisos para el objetivo del presente trabajo.

3.1. Diseño de engranajes helicoidales. Método AGMA

Antes de pasar a describir los métodos para el cálculo de engranajes, primero se debe conocer sus principales propiedades y características (figura 3.1 y 3.2):



Características de los dientes de un engrane de talla recta o cilíndrico

Figura 3.1

3.1.1. Características

1. **Cabeza o addendum** “a”. Es la distancia radial del círculo de paso a la parte exterior del diente.
2. **Raíz, pie o dedendum** “b”. Es la distancia radial del círculo de paso a la parte inferior del espacio entre dientes.
3. **Espaciamiento** “c”. Es la distancia radial de la parte superior de un diente a la parte inferior del espacio entre dientes del engrane que embona cuando está accionado por completo.

$$c = b - a$$

4. **Diámetro exterior** “D_o”. Es el diámetro del círculo que encierra la parte exterior de los dientes del engrane.

$$D_o = D + 2a$$

5. **Diámetro de raíz** “D_R”. Es el diámetro del círculo que contiene la parte inferior del espacio del diente.

$$D_R = D + 2b$$

6. **Profundidad total** “h_t”. Es la distancia radial desde la parte superior de un diente hasta la parte superior del espacio del diente.

$$h_t = a + b$$

7. **Profundidad de trabajo** “h_k”. Es la distancia radial a la que se proyecta el diente de un engranaje hacia el espacio del diente del engrane con el que enlaza.

$$h_k = 2a$$

8. **Espesor de diente “t”**(transversal y normal). Es la longitud de arco medido en el círculo de paso, de u lado del diente hasta el otro. Su valor teórico es:

$$t_t = p_{ct}/2 ; t_n = p_{cn}/2$$

9. **Espesor o ancho de cara “F”**. Es el espesor del diente medido en forma paralela al eje del engranaje. La mayoría de la bibliografía consultada sugiere que el ancho mínimo debe ser al menos 2 pasos axiales para obtener acción helicoidal total y la transferencia suave de la carga de un diente a otro, además Dudley¹ señala que frente a altas velocidades, ruidos o diseños críticos debe ser como mínimo 4 pasos axiales. Por tanto se puede considerar para efectos de este trabajo un ancho de 2 a 3 pasos axiales:

$$F_{min} = 2\pi m_n/\text{sen } \psi$$

$$F_{max} = 3\pi m_n/\text{sen } \psi$$

10. **Chaflán**. Es el arco que une el perfil envolvente de un diente con la raíz del espacio del diente.
11. **Cara**. Es la superficie de un diente de un engranaje a partir del círculo de paso hasta el círculo externo.
12. **Flanco**. Es la superficie de un diente de un engranaje a partir del círculo de paso hasta la raíz de espacio del diente, incluyendo en chaflán.

¹ Dudley, Darle W. Manual de Engranajes. Editorial CECSA. 4ª impresión 1983. p. 186.

13. Distancia entre centros “C”. Es la distancia desde el centro del piñón al centro del engrane; es la suma de radios de paso de los dos engranajes enlazados.

$$C = (D_G + D_P)/2 = m_t (Z_G + Z_P)/2$$

14. Angulo de presión transversal “ ϕ_t ”. Es el ángulo entre la tangente a los círculos de paso transversal y la línea que se traza en forma normal a la superficie del diente del engranaje.

$$\phi_t = \text{tg}^{-1}(\text{tg } \phi_n / \cos \psi)$$

15. Angulo de presión normal “ ϕ_n ”. Es el ángulo entre la tangente a los círculos de paso normal y la línea que se traza en forma normal a la superficie del diente del engranaje.

16. Angulo de hélice “ ψ ”. Es el ángulo entre el plano normal al diente del engranaje y el plano transversal. Según el manual de Marks² y Dudley³ este valor puede variar entre 15° y 35° en árboles paralelos.

17. Longitud de la línea de acción “La”. Es la longitud del lugar geométrico, a lo largo de la cual ocurre el contacto entre los dientes, es decir donde se da la transmisión de potencia.

$$La = [(r_P + a_P)^2 - (r_P \cos \phi_t)^2]^{1/2} + [(r_G + a_G)^2 - (r_G \cos \phi_t)^2]^{1/2} - (r_P + r_G) \sin \phi_t$$

Donde:

² Avallone, Eugene A. y Theodore Baumeister III. Manual del Ingeniero Mecánico de Marks. Editorial Mc Graw – Hill. 3ª edición en español 1995. p. 8-107.

³ Dudley, Darle W. Op. cit. p. 51.

r_p , r_g : Radio del círculo de paso del piñón y engranaje respectivamente.

18. Relación de contacto “ m_p ”. Expresa el número promedio de pares de dientes teóricamente en contacto y se obtiene numéricamente al dividir la longitud de la línea de acción entre el paso circular base transversal.

$$m_p = La/p_{cbt}$$

Según Shigley⁴ m_p debe ser mayor o igual que 1,2 para asegurar la ausencia de choques entre los dientes, por consiguiente un bajo nivel de ruido.

3.1.2. Nomenclatura de los engranajes helicoidales

1. **Diámetro de paso “D”.** Es un círculo teórico en el que generalmente se basan todos los cálculos y en un par de engranajes son tangentes.
2. **Paso circular transversal “ p_{ct} ”.** Es la distancia desde un punto en un diente hasta el punto correspondiente en el diente siguiente adyacente, medida en la línea de paso en el plano transversal.

$$p_{ct} = \pi D/Z = \pi m_t$$

Donde:

Z : número de dientes del engranaje

⁴ Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial Mc Graw – Hill. 4ª edición en español 1990. p. 608.

3. **Paso circular normal** “ p_{cn} ”. Es la distancia entre dos puntos correspondientes en dientes adyacentes medida en la superficie en el sentido normal.

$$p_{cn} = p_{ct} \cos \psi$$

4. **Paso diametral transversal** “ P_{dt} ”. Es la relación del número de dientes con el diámetro de paso.

$$P_{dt} = Z/D$$

5. **Paso diametral normal** “ P_{dn} ”. Es el paso diametral transversal equivalente en el plano normal respecto a los dientes.

$$P_{dn} = P_{dt} / \cos \psi$$

6. **Paso axial** “ P_x ”. Es la distancia entre dos puntos correspondientes en dientes adyacentes, medida en la superficie de paso en sentido axial.

$$P_x = p_{ct} / \tan \psi$$

Es necesario tener cuando menos dos pasos axiales en el ancho de la cara para obtener acción helicoidal total y la transferencia suave de la carga de un diente a otro.

7. **Módulo en el plano transversal** “ m_t ”. Es la relación entre el diámetro de paso y el número de dientes.

$$m_t = D/Z$$

8. **Módulo en el plano normal** “ m_n ”. Es la relación entre el diámetro de paso normal y el número de dientes. En la tabla 1 del apéndice A se muestra una lista de los módulos más usados.

$$m_n = m_t \cos \psi$$

9. **Diámetro del círculo de base transversal** “ d_t ”. Es la medida del diámetro de la circunferencia tangente a la línea de acción en el plano transversal.

$$d_t = D \cos \phi_t$$

10. **Diámetro del círculo de base normal** “ d_n ”. Es la medida del diámetro de la circunferencia tangente a la línea de acción en el plano normal.

$$d_n = D \cos \phi_n$$

11. **Paso circular base transversal** “ p_{cbt} ”. Es la distancia a lo largo de la línea de acción entre superficies sucesivas de los dientes en el plano transversal.

$$p_{cbt} = p_{ct} \cos \phi_t$$

12. **Paso circular base transversal** “ p_{cbn} ”. Es la distancia a lo largo de la línea de acción entre superficies sucesivas de los dientes en el plano normal.

$$p_{cbn} = p_{cn} \cos \phi_n$$

Para el cálculo de engranajes existen varios métodos, los cuales a continuación se describirán brevemente:

3.1.3. **Método de Wilfred Lewis**

Wilfred Lewis fue el primero que presentó una fórmula para calcular el esfuerzo por flexión, en la que interviene la forma de los mismos. Esta fórmula fue publicada en 1892 y en la actualidad sigue siendo fundamental para la mayor parte de diseños de engranajes. Lewis basó

su análisis en hacer una analogía del diente de un engranaje con la de una viga empotrada en voladizo, en la cual actúa una fuerza en su extremo volado, calculando después la resistencia a la máxima a la flexión que esta configuración originaba. Posteriormente la adaptó a la geometría detallada del diente y obtuvo la siguiente ecuación:

$$\sigma_t = \frac{W_t \cdot P_d}{F \cdot Y}$$

Donde:

σ_t : esfuerzo permisible

W_t : fuerza tangencial

P_d : paso diametral

F : espesor de la cara del diente

Y : factor de la forma de Lewis

Algunas de las desventajas que se suscitan en el empleo de esta ecuación, es que no considera la compresión generada por la componente radial de la fuerza, el efecto de concentración de esfuerzos, carga compartida por otros dientes, entre otros.

Cuando un engranaje o par de engranajes funciona a velocidades moderadas o altas y se genera ruido, es seguro que existen efectos dinámicos. Uno de los primeros intentos para tener en cuenta un incremento en la carga dinámica debido a la velocidad de operación consideró cierto número de engranajes del mismo tamaño, el mismo material y la misma resistencia, que fueron probados hasta su

destrucción. Carl G. Barth, investigador del siglo XIX, fue el primero que expresó el factor de velocidad (denominado factor dinámico) en la ecuación (V: velocidad en la línea de paso en pies/min)

$$K_v = \frac{600}{600 + V}$$

En consecuencia la ecuación de Lewis se vio modificada a:

$$\sigma_t = \frac{W_t \cdot P_d}{K_v \cdot F \cdot Y}$$

3.1.4. Método de Hertz

Los dientes de engranajes deben asegurarse contra fallas por fractura, y también deben ser capaces de operar durante su vida útil que se desea sin que exista corrosión significativa de la forma del diente. La corrosión es el fenómeno en la cual pequeñas partículas se eliminan de la superficie de los dientes debido a altas fuerzas de contacto que se presentan entre los dientes. En realidad la corrosión es la falla por fatiga en la superficie de estos. Una operación prolongada después que ha ocurrido corrosión provoca que la forma de los dientes se modifique, lo cual origina ruido y vibración, por tanto, la propiedad más importante de los dientes que proporciona resistencia a la corrosión es la dureza de los dientes.

Ante este panorama, Hertz desarrolla su teoría, tomando como base el esfuerzo de contacto existente entre dos cilindros, obteniendo la siguiente ecuación:

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1-\nu_1^2)/E_1] + [(1-\nu_2^2)/E_2]}$$

Donde:

σ_c : esfuerzo de compresión en la superficie (esfuerzo de Hertz)

F : ancho de cara del diente

$W_t/\cos\phi$: fuerza entre los dientes del engranaje

r_1, r_2 : radios instantáneos de los radios de curvatura de los dientes

ν_1, ν_2, E_1, E_2 : constantes elásticas (razón de Poisson y módulo de elasticidad respectivamente)

3.1.5. Método de la AGMA (American Gear Manufacturers Association)

En el enfoque de la institución estadounidense AGMA (American Gear Manufacturers Association), se utilizan dos fórmulas fundamentales, una para el esfuerzo por flexión y una para la resistencia a la picadura, que toman como base los dos métodos anteriormente descritos. Cabe mencionar que al igual que la AGMA existen otras instituciones como la de las normas alemanas DIN (Deutscher Normenausschuss), que han desarrollado su método de cálculo. A continuación desarrollaremos los métodos propuestos por la AGMA.

$$S_t = \frac{W_t \cdot K_a \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B}{K_v \cdot F \cdot m_t \cdot J} \quad ; \quad S_t \leq \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_T \cdot K_R}$$

3.1.5.1. Cálculo por esfuerzo de flexión o resistencia

Donde:

S_t : Esfuerzo calculado en la raíz del diente, MPa =
N/mm²

W_t :Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, N

K_a : Factor de aplicación

K_s : Factor de tamaño

K_m : Factor de distribución de carga

K_B : Factor de espesor de corona

K_v : Factor dinámico

F : ancho del diente, mm

m_t : módulo en el plano transversal, mm/diente

J : Factor geométrico

S_{at} : esfuerzo admisible del material, MPa = N/mm²

K_L : Factor de duración

K_T : Factor de temperatura

K_R : Factor de confiabilidad

Si combinamos estas dos ecuaciones tenemos:

$$S_{at} = \frac{W_t \cdot K_a \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_T \cdot K_R}{K_v \cdot F \cdot m_t \cdot J \cdot K_L}$$

Expresando en función de la potencia a transmitir:

$$P = 5,2360 \times 10^{-8} W_t \cdot D \cdot n \Rightarrow W_t = \frac{1,9099 \times 10^7 P}{D \cdot n}$$

Donde:

P : potencia, kW

n : velocidad de rotación del piñón o engranaje, rpm

D : diámetro de paso del piñón o engranaje, mm

Combinando estas ecuaciones tenemos:

$$P = 5,2360 \times 10^{-8} \frac{S_{at} \cdot D \cdot n \cdot K_v \cdot F \cdot m_t \cdot J \cdot K_L}{K_a \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_T \cdot K_R}$$

ó

$$S_{at} = 1,9099 \times 10^7 \frac{P \cdot K_a \cdot K_s \cdot K_m \cdot K_B \cdot K_T \cdot K_R}{D \cdot n \cdot K_v \cdot F \cdot m_t \cdot J \cdot K_L}$$

3.1.5.2. Cálculo por resistencia a la picadura o fatiga superficial

$$S_c = c_p \left(\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot F \cdot D \cdot I} \right)^{1/2} ; S_c \leq \frac{S_{ac} \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$$

Donde:

S_c : Esfuerzo por contacto, MPa = N/mm²

c_p : Coeficiente elástico, MPa^{1/2} = (N/mm²)^{1/2}

W_t :Carga tangencial a transmitir en el diámetro de paso, N

C_a : Factor de aplicación

C_s : Factor de tamaño

C_m : Factor de distribución de carga

C_f : Factor de estado o condición de superficie

C_v : Factor dinámico

- F : ancho del diente, mm
- D : diámetro de paso del piñón o engranaje, mm
- I : Factor geométrico
- S_{ac} : esfuerzo admisible por contacto del material, MPa =
N/mm²
- C_L : Factor de duración
- C_H : Factor de relación de dureza
- C_T : Factor de temperatura
- C_R : Factor de confiabilidad

Si combinamos estas dos ecuaciones tenemos:

$$S_{ac} = c_p \left(\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot F \cdot D \cdot I} \right)^{1/2} \left(\frac{C_T \cdot C_R}{C_L \cdot C_H} \right)$$

Expresando en función de la potencia a transmitir y combinando estas ecuaciones tenemos:

$$S_{ac} = \frac{c_p}{D} \left(\frac{1,9099 \times 10^7 P \cdot C_a \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{n \cdot C_v \cdot F \cdot I} \right)^{1/2} \left(\frac{C_T \cdot C_R}{C_L \cdot C_H} \right)$$

ó

$$P = 5,2360 \times 10^{-8} \left(\frac{n \cdot C_v \cdot F \cdot I}{C_a \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \right) \left(\frac{S_{ac} \cdot D \cdot C_L \cdot C_H}{c_p \cdot C_T \cdot C_R} \right)^2$$

3.1.5.3. Definición y determinación de factores

Factor de aplicación K_a y C_a

Los factores de aplicación consideran la posibilidad de que las variaciones de carga, vibraciones, el choque, los cambios de velocidad y otras condiciones particulares en una aplicación puedan dar por resultado picos de carga que excedan W_t cuando se aplican a los dientes de los engranajes durante la operación; es decir tiene una función compensadora. Algunos valores se dan en la tabla 2 del apéndice A.

Factor de tamaño K_s y C_s

El objetivo original del factor de tamaño es considerar cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material. La presencia del factor de tamaño en las fórmulas de esfuerzo es un recordatorio importante de que debe evaluarse este efecto. En la tabla 3 del apéndice A se encuentran los valores que generan la ecuación para calcular estos factores.

$$K_s; C_s = 5,21556 \cdot 10^{-1} + 1,30745 \cdot 10^{-1} \cdot m_t - 8,06735 \cdot 10^{-3} \cdot m_t^2 - 1,86305 \cdot 10^{-4} \cdot m_t^3$$

Factor de espesor de corona K_B

El análisis básico que se utilizó para desarrollar la ecuación de Lewis supone que los dientes de los engranajes se comportan como una viga en voladizo que se conecta con una

estructura de apoyo perfectamente rígida en su base. Si la corona del engranaje es muy delgada, puede deformarse y provocar que el punto de tensión máxima cambie del área del chaflán de los dientes a un punto dentro de la corona. La figura 1 del apéndice A puede utilizarse para estimar el grado de influencia del espesor de corona. El parámetro geométrico clave se denomina relación de respaldo o apoyo m_B , donde:

$$m_B = t_r/h_t$$

t_r : espesor de la corona, mm

h_t : profundidad total de los dientes del engranaje, mm

Para $m_B \geq 1,2$ la corona es lo suficiente resistente y rígida para soportar los dientes y $K_B = 1$.

Factor de distribución de carga K_m y C_m

El factor de distribución de carga se emplea para tomar en cuenta el desalineamiento geométrico de los ejes de rotación por algún motivo, desviaciones en el avance, deflexiones elásticas causadas por carga en ejes o árboles, cojinetes o en el alojamiento. Por tanto es uno de los factores más difíciles de especificar. En la tabla 4 del apéndice A se encuentran los valores que generan la ecuación para calcular estos factores.

Si $K_m; C_m \leq 50$ $> K_m; C_m = 1,2$

Si $50 < K_m; C_m < 400 \Rightarrow$

$$K_m; C_m = 1,16135 + 6,83046 \cdot 10^{-4} \cdot F + 1,65985 \cdot 10^{-6} \cdot F^2$$

Si $K_m; C_m \geq 400 \Rightarrow K_m; C_m = 1,7$

Factor dinámico K_v y C_v

El factor dinámico considera el hecho de que la carga es asumida por un diente con cierto grado de impacto y que la carga real a la que se somete el diente es mayor que la carga transmitida sola. El valor de K_v depende de la precisión del perfil del diente, de sus propiedades elásticas y de la velocidad con que los dientes entran en contacto. La figura 2 del apéndice A muestra los valores AGMA que se sugieren para K_v , donde los números Q_v son los números de calidad AGMA. Los engranajes en el diseño mecánico común caerán en las clases que representan las curvas 5, 6 ó 7, las cuales corresponden a engranajes que se fabrican fresando o mediante cepillo – limador con herramientas que van del promedio a buenas. Si a los dientes se les da un acabado lijándolos o rebajándolos para mejorar la precisión del perfil del diente y el espaciado, se debe utilizar la curva 8, 9, 10 u 11. Bajo condiciones muy especiales donde se utilizan dientes de alta precisión en aplicaciones en las que hay escasa oportunidad que se desarrollen cargas dinámicas externas, pueden utilizarse el área sombreada. Para aplicaciones donde las condiciones son severas, en particular operaciones por arriba de 20,32 m/s (4000 pies/min), hay que utilizar métodos que tomen en cuenta

las propiedades del material, la masa y la inercia de los engranajes y el error real en la forma de los dientes para hacer una proyección de la carga dinámica. En consecuencia para engranajes promedio, se tomará $Q_v > 5$.

$$K_v = C_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200v_t}} \right)^B \quad v_t = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60000}$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad v_{\max} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200}$$

Donde:

v_t, v_{\max} : velocidad tangencial, m/s

D : diámetro de paso, mm

n : velocidad angular, rpm

Factor geométrico J e I

Se ha visto cómo se utiliza el factor Y en la ecuación de Lewis para introducir el efecto de la forma del diente en la ecuación de esfuerzo. Los factores de AGMA tiene por objeto cumplir el mismo efecto pero de manera más elaborada. En la tabla 5 del apéndice A se encuentran los valores que generan las ecuaciones para calcular los valores de J.

$$J_{[z=20]} = 4,03429 \cdot 10^{-1} + 7,02619 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,17619 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[z=30]} = 4,42429 \cdot 10^{-1} + 7,37619 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,47619 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[z=60]} = 4,85714 \cdot 10^{-1} + 7,61429 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,68571 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[z=150]} = 5,20286 \cdot 10^{-1} + 7,99524 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,98095 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[z=500]} = 5,39000 \cdot 10^{-1} + 7,95714 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 3,02857 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

En la tabla 6 del apéndice A se encuentran los valores que generan las ecuaciones para calcular los valores modificatorios de J (K), utilizables cuando el número de dientes de la rueda engranada es diferente de 75.

$$K_{[z=20]} = 9,27714 \cdot 10^{-1} - 2,85714 \cdot 10^{-5} \cdot \psi + 2,00000 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

$$K_{[z=30]} = 9,55000 \cdot 10^{-1} - 4,28571 \cdot 10^{-5} \cdot \psi + 1,42857 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

$$K_{[z=50]} = 9,83571 \cdot 10^{-1} - 7,85714 \cdot 10^{-5} \cdot \psi + 7,14286 \cdot 10^{-6} \cdot \psi^2$$

$$K_{[z=75]} = 1$$

$$K_{[z=150]} = 1,01829 + 3,83333 \cdot 10^{-4} \cdot \psi - 1,76190 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

$$K_{[z=500]} = 1,03971 - 1,40476 \cdot 10^{-4} \cdot \psi - 1,09524 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

. Para el cálculo del factor geométrico por fatiga superficial I, se dispone de la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\cos \phi_t \cdot \operatorname{sen} \phi_t}{2m_n'} \cdot \frac{m_g}{m_g + 1}$$

Donde:

$$m_n' = \frac{P_{cbn}}{0,95La}$$

Factor de duración K_L y C_L

Las resistencias AGMA, están basadas en 10^7 ciclos de carga en los dientes, definidos como “número de contactos de

conexión de los engranajes con acción de la carga”. El objetivo de los factores de duración de los dientes consiste en modificar las resistencias AGMA para obtener duraciones distintas de 10^7 . En la figura 3 y 4 del apéndice A se muestran los gráficos de los valores de K_L y C_L respectivamente con sus ecuaciones equivalentes. Si se diseña para más de 10^7 ciclos se tiene:

$$K_L = 1,6831 N^{-0,0323} \quad (N_{\max} = 10^{10} \text{ ciclos})$$

$$C_L = 1,4488 N^{-0,023} \quad (N_{\max} = 10^{10} \text{ ciclos})$$

Factor de temperatura K_T y C_T

Este factor tiene por objeto compensar el debilitamiento del diente del engranaje, como consecuencia de la temperatura. Para temperaturas de engrane hasta de 120°C , se puede usar $C_T = K_T = 1$. En caso de temperaturas más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad.

Factor de confiabilidad K_R y C_R

Las resistencias AGMA están basadas en una confiabilidad $R = 0,99$, correspondiente a 10^7 ciclos de duración. El objetivo de los factores de confiabilidad de los dientes consiste en modificar las resistencias AGMA para obtener confiabilidades distintas de $R = 0,99$ (si $R = 0,99$ $K_R = C_R = 1$). Se debe advertir que en $R = 0,90$ puede ocurrir fluencia en vez de

picadura en los dientes. A continuación se muestran las ecuaciones para calcular estos factores:

$$\text{Si } 0,9 \leq R < 0,99 \quad K_R; C_R = 0,7 - 0,15 \log (1 - R)$$

$$\text{Si } 0,99 \leq R < 0,9999 \quad K_R; C_R = 0,5 - 0,25 \log (1 - R)$$

Número de esfuerzo o tensión permisible S_{at}

Las AGMA ha desarrollado un conjunto de números de tensión por esfuerzo de flexión permisibles, los cuales se comparan con los niveles de tensión por contacto que se calcularon en el diente para calificar el grado de aceptabilidad de un diseño. Para engranajes de acero se tiene (véase la figura 5 del apéndice A):

$$145,0377 S_{at} = -274 + 167 HB - 0,152 HB^2 \text{ (Grado 1)}$$

$$145,0377 S_{at} = 6235 + 174 HB - 0,126 HB^2 \text{ (Grado 2)}$$

Tomando la curva media de ambas:

$$S_{at} = 20,5498 + 1,1756 HB - 9,5834 \cdot 10^{-4} HB^2$$

$$\text{Para esta curva } HB_{\max} = 400 \text{ y } S_{at\max} = 337,45$$

Número de tensión permisible debida al contacto S_{ac}

Las AGMA ha desarrollado un conjunto de números de tensión permisible debida al contacto, los cuales se comparan con los niveles calculados de tensión debida al contacto en los dientes para calificar el grado de aceptabilidad de un diseño.

picadura en los dientes. A continuación se muestran las ecuaciones para calcular estos factores:

$$\text{Si } 0,9 \leq R < 0,99 \quad K_R; C_R = 0,7 - 0,15 \log (1 - R)$$

$$\text{Si } 0,99 \leq R < 0,9999 \quad K_R; C_R = 0,5 - 0,25 \log (1 - R)$$

Número de esfuerzo o tensión permisible S_{at}

Las AGMA ha desarrollado un conjunto de números de tensión por esfuerzo de flexión permisibles, los cuales se comparan con los niveles de tensión por contacto que se calcularon en el diente para calificar el grado de aceptabilidad de un diseño. Para engranajes de acero se tiene (véase la figura 5 del apéndice A):

$$145,0377 S_{at} = -274 + 167 \text{ HIB} - 0,152 \text{ HIB}^2 \text{ (Grado 1)}$$

$$145,0377 S_{at} = 6235 + 174 \text{ HIB} - 0,126 \text{ HIB}^2 \text{ (Grado 2)}$$

Tomando la curva media de ambas:

$$S_{at} = 20,5498 + 1,1756 \text{ HB} - 9,5834 \cdot 10^{-4} \text{ HB}^2$$

Para esta curva $\text{HIB}_{\max} = 400$ y $S_{at\max} = 337,45 \text{ MPa}$

Número de tensión permisible debida al contacto S_{nc}

Las AGMA ha desarrollado un conjunto de números de tensión permisible debida al contacto, los cuales se comparan con los niveles calculados de tensión debida al contacto en los dientes para calificar el grado de aceptabilidad de un diseño.

Para engranajes de acero se tiene (véase la figura 6 del apéndice A):

$$145,0377 S_{ac} = 26000 + 327 \text{ HB} \quad (\text{Grado 1})$$

$$145,0377 S_{ac} = 27000 + 364 \text{ HB} \quad (\text{Grado 2})$$

Tomando la curva media de ambas:

$$S_{ac} = 182,7111 + 2,3821 \text{ HB}$$

Para esta curva $\text{HB}_{\max} = 400$ y $S_{ac\max} = 1135,55 \text{ MPa}$

Coefficiente elástico c_p

Este factor considera la influencia de las propiedades elásticas de los materiales que están fabricados los engranajes en la resistencia a la fatiga superficial. Se puede obtener este valor de tablas (véase tabla 7 del apéndice A) o directamente de la siguiente ecuación:

$$c_p = \sqrt{\frac{1}{\pi[(1-\nu_p^2)/E_p + (1-\nu_g^2)/E_g]}}$$

Donde:

ν_p, ν_g, E_p, E_g : constantes elásticas del piñón y engranaje

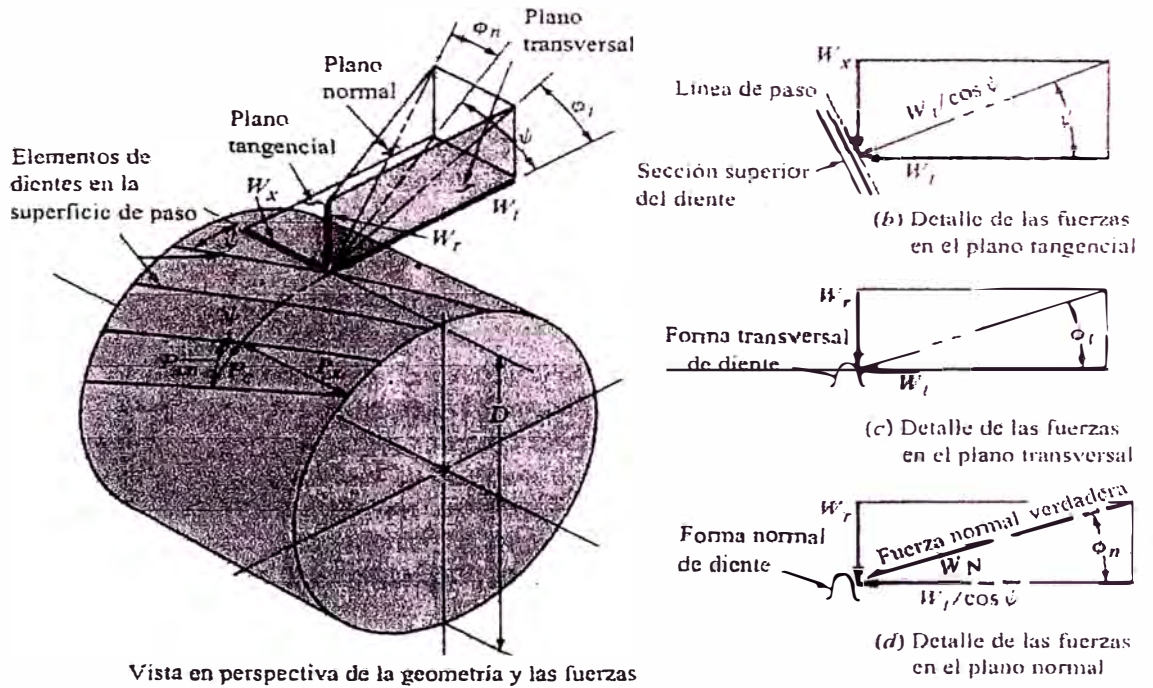
Factor de estado o condición de superficie C_r

La AGMA no ha establecido aun valores para este factor, pero sugiere que se utilicen valores mayores a la unidad cuando existan defectos obvios en la superficie.

3.2.1. Fuerzas que ejercen los elementos de máquinas

Los elementos de máquinas relevantes para este trabajo son:

3.2.1.1. Engranajes helicoidales



Geometría y fuerzas de engranes helicoidales

Figura 3.2

Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n}$$

Donde:

W_t (N), Potencia P (kW), diámetro de paso D (mm) y velocidad angular n (rpm)

Fuerza axial

$$W_x = W_t \operatorname{tg} \psi$$

Fuerza radial

$$W_r = \frac{W_t \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi}$$

3.2.1.2. Ruedas de cadena

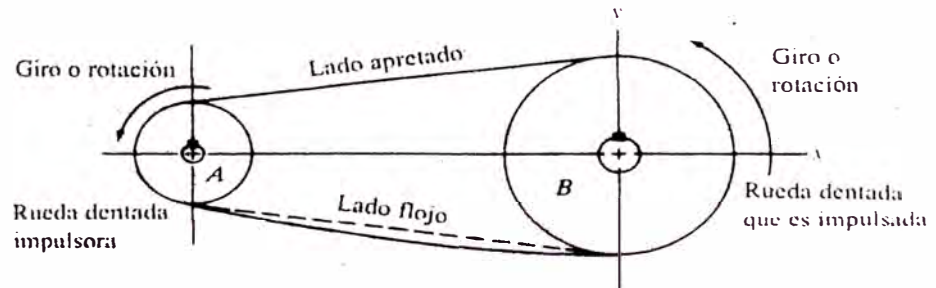


Figura 3.3

Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n}$$

Donde:

W_t (N), Potencia P (kW), diámetro de paso D (mm) y velocidad angular n (rpm)

Fuerza vertical

$$W_{ty} = W_t \cos \theta$$

Fuerza horizontal

$$W_{tx} = W_t \operatorname{sen} \theta$$

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right)$$

Donde:

D : diámetro de paso de la rueda mayor, mm

d : diámetro de paso de la rueda menor, mm

C : distancia entre centros de las ruedas, mm

En caso de no tener datos a cerca de la geometría se puede asumir⁵:

$$W_{tx} = W_t; W_{ty} = 0$$

3.2.1.3. Poleas acanaladas para fajas en "V" y poleas para fajas planas

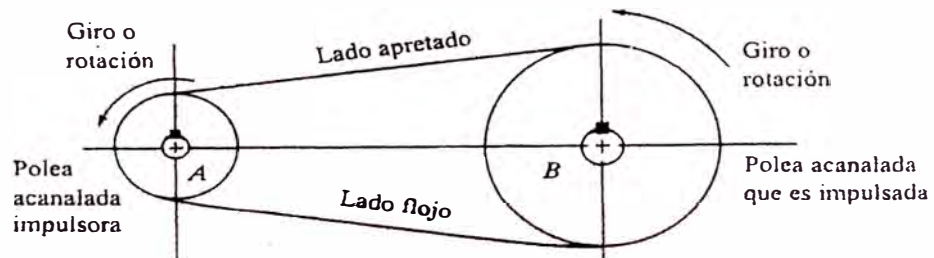


Figura 3.4

Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D \cdot n}$$

Donde:

W_t (N), Potencia P (kW), diámetro de paso D (mm) y velocidad angular n (rpm)

Fuerza vertical

$$W_{ty} = W_t \cos \theta$$

⁵ Mott, Robert L. Diseño de Elementos de Máquinas. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 2ª edición 1995. p.290.

Fuerza horizontal

$$W_{tx} = W_t \sen \theta$$

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right)$$

Donde:

D : diámetro de paso de la polea mayor, mm

d : diámetro de paso de la polea menor, mm

C : distancia entre centros de las poleas, mm

En caso de no tener datos a cerca de la geometría se puede asumir⁶:

Para fajas en “V” : $W_{tx} = 1,5 W_t$; $W_{ty} = 0$

Para fajas planas : $W_{tx} = 2 W_t$; $W_{ty} = 0$

3.2.2. Criterios de cálculo del diámetro mínimo

Existen varios métodos a los cuales se puede recurrir. A continuación se presentan los siguientes:

3.2.2.1. Método ASME (American Society of Mechanics Engineers)

Este método, basado en la teoría del esfuerzo cortante máximo, si bien es cierto consiste en un procedimiento antiguo, es muy útil y fácil de aplicar, ya que en cierta medida relaciona la flexión, torsión, fuerzas axiales y fatiga.

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d_0^3 (1 - k^4)} \sqrt{\left[k_m M + \frac{\alpha F d_0 (1 + k^2)}{8} \right]^2 + (k_t T)^2}$$

Donde:

S_{sd} : esfuerzo permisible al corte, MPa. Es el menor valor de 0,3 S_y ó 0,18 S_u . Si en la zona a evaluar existe un canal chavetero o rosca, se debe multiplicar 0,75 a S_{sd} .

k : relación d_i/d_0 (diámetro interno (mm)/diámetro externo (mm))

α : factor de carga axial. Si la carga es tracción $\alpha=1$, caso contrario se tiene:

$$\begin{aligned} \text{si } L/d \leq 28,75 \quad \alpha &= \frac{1}{1 - 0,0176(L/d)} \\ \text{si } L/d > 28,75 \quad \alpha &= \frac{16 \cdot S_y}{n\pi^2 E} (L/d)^2 \end{aligned}$$

donde:

L : distancia sometida a compresión

n : constante que depende del tipo de apoyo ($n = 1$ para extremos articulados, $n = 2$ para extremos empotrados y $n = 1,6$ para extremos parcialmente restringidos como en los cojinetes).

E : módulo de elasticidad, MPa

k_m : factor de carga de momento flector (véase tabla 2 del apéndice A)

⁶ Mott, Robert L. Op. cit. p. 291.

k_t : factor de carga de torsión (véase tabla 2 del apéndice A)

M : momento flector, N-mm

T : momento torsor, N-mm

F : carga axial, N

Si se supone una fuerza axial nula y un eje macizo, para una primera aproximación del cálculo del diámetro mínimo se puede usar:

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d_0^3} \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2}$$

Para ejes macizos:

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d_0^3} \sqrt{\left[k_m M + \frac{\alpha F d_0}{8} \right]^2 + (k_t T)^2}$$

3.2.2.2. Verificación por fatiga

Como se sabe la mayor parte de los ejes están sujetos a flexión y torsión combinadas, cualquiera de las cuales puede ser estable o variable. Las condiciones de impacto, como el arranque y la detención repentinos, provocarán momentáneamente esfuerzos mayores que los relacionados con las partes estables o variables de la operación.

El diseño de los ejes, requiere una teoría de fallas para expresar un esfuerzo en términos de las cargas y de las dimensiones de éste, y del esfuerzo admisible según lo fije la

resistencia del material y el factor de seguridad. Las teorías que se aplican con más frecuencia son las del “esfuerzo cortante máximo” y “energía de distorsión”. Existen varios enfoques del cómo relacionar las cargas, que fueron propuestos por investigadores e instituciones tales como: Soderberg, Goodman, Gerber, Bagci, Langer o de la ASME (American Society of Mechanical Engineers).

A diferencia del método AGMA, en estos métodos es necesario tener la forma definitiva del eje. A continuación se muestran el método de Soderberg y Goodman, que son los dos más conservadores, combinados con las dos teorías de fallas mencionadas previamente.

a. Método de Soderberg con la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot n}{\pi} \left[\left(\frac{M_m}{S_y} + \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_y} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

b. Método de Soderberg con la teoría de la energía de distorsión

$$d = \left(\frac{32 \cdot n}{\pi} \left\{ \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{M_m}{S_y} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

c. Método de Goodman modificado con la teoría del esfuerzo cortante máximo

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot n}{\pi} \left[\left(\frac{M_m}{S_u} + \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{S_u} + \frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

d. Método de Goodman modificado con la teoría de la energía de distorsión

$$d = \left(\frac{32 \cdot n}{\pi} \left\{ \left[\left(\frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_a}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} + \left[\left(\frac{M_m}{S_u} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Donde:

d : diámetro del eje, mm

n : factor de seguridad o diseño

Según Mott⁷ para condiciones:

Impacto o choque $n \geq 4$

Condiciones industriales típicas $n = 3$

Aplicaciones en extremo suave $n = 2$

T_a : momento de torsión de amplitud = $(T_{\max} - T_{\min})/2$, N-mm

T_m : momento de torsión medio = $(T_{\max} + T_{\min})/2$, N-mm

M_a : momento flexionante de amplitud = $(M_{\max} - M_{\min})/2$, N-mm

⁷ Mott, Robert L. Op. cit. p. 298.

M_a : momento flexionante medio = $(M_{\max} + M_{\min})/2$, N-mm

S_y : esfuerzo de fluencia del material, MPa

S_u : esfuerzo de rotura del material, MPa

S_e : límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e = \frac{k_a k_b k_c k_d}{k_f} S_e'$$

S_e' : límite de resistencia a la fatiga

Determinación de factores para el cálculo de S_e

1. Límite de resistencia a la fatiga S_e'

Representa la resistencia de una probeta pulida sin ningún tipo de rayadura en su superficie.

Si $S_u \leq 1378,951$ MPa $S_e' = 0,5 S_u$

Si $S_u > 1378,951$ MPa $S_e' = 689,476$ MPa

2. Factor de superficie k_a

Tiene como objetivo ajustar a S_e' a otro acabado que no sea pulido.

$$k_a = a S_u^b$$

Los valores de a y b se obtienen de la tabla 3.1⁸:

Tabla 3.1

Acabado de superficie	Factor a	Exponente b
Esmerilado (rectificado)	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

3. Factor de tamaño k_b

Tiene como objetivo ajustar a S_e' para otro tamaño que no sea el estándar de prueba. Los valores se calculan según las siguientes expresiones⁹:

$$\text{Si } d(\text{mm}) \leq 8 \quad k_b = 1$$

$$\text{Si } 8 < d(\text{mm}) < 250 \quad k_b = 1,189 d^{-0,097}$$

$$\text{Si } d(\text{mm}) \leq 250 \quad k_b = 0,696$$

4. Factor de confiabilidad k_c

Tiene como objetivo ajustar a S_e' a otro promedio estadístico que no sea el implícito de un factor de seguridad del 50%. Los valores se muestran en la tabla 3.2¹⁰:

⁸ Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 318.

⁹ Avallone, Eugene A. y Theodore Baumeister III. Op. cit. p.8-54.

¹⁰ Avallone, Eugene A. y Theodore Baumeister III. Op. cit. p.8-54.

Tabla 3.2

Confiabilidad	K_c
50%	1,00
90%	0,89
95%	0,87
99%	0,81

5. Factor de temperatura k_d

Tiene como objetivo ajustar a S_e' a otra temperatura que no sea ambiente. Si se va a trabajar a temperaturas menores a 450°C se puede considerar 1.

6. Factor de concentración de esfuerzos k_f

Tiene como objetivo ajustar a S_e' a otro mayor generado por la elevación de esfuerzos ocasionado por agujeros, filetes, chaveteros, ajustes a presión, etc. Se calcula de la siguiente manera:

$$k_f = k_{f1} * k_{f2} * k_{f3}$$

k_{f1} : factor de concentración de esfuerzos geométrico reducido

$$k_{f1} = 1 + q (k_t - 1)$$

donde:

q : factor de sensibilidad a las muescas (véase tabla 1 del apéndice B)

Si $S_{ut} = 413.685 \text{ MPa}$

$$q = 3,49358 \cdot 10^{-1} + 5,31415 \cdot 10^{-1} \cdot r - 3,03023 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 8,00034 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 7,68520 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

Si $S_{ut} = 689.476 \text{ MPa}$

$$q = 5,17163 \cdot 10^{-1} + 3,95783 \cdot 10^{-1} \cdot r - 2,07613 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 5,11806 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 4,68614 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

Si $S_{ut} = 1034.214 \text{ MPa}$

$$q = 6,39705 \cdot 10^{-1} + 4,02310 \cdot 10^{-1} \cdot r - 2,50384 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 6,89278 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 6,77429 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

Si $S_{ut} = 1378.951 \text{ MPa}$

$$q = 8,04871 \cdot 10^{-1} + 1,92910 \cdot 10^{-1} \cdot r - 1,03159 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 2,59365 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 2,42563 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

k_t : factor de concentración de esfuerzos geométrico (véase tabla 2 del apéndice B)

Si $D/d = 1,01$

$$k_t = 1,18280 + 5,63600 \cdot 10^{-3} \cdot (d/r) - 1,26052 \cdot 10^{-6} \cdot (d/r)^2 - 3,24596 \cdot 10^{-8} \cdot (d/r)^3$$

Si $D/d = 1,05$

$$k_t = 1,29549 + 2,20079 \cdot 10^{-2} \cdot (d/r) - 1,51282 \cdot 10^{-4} \cdot (d/r)^2 + 4,19253 \cdot 10^{-7} \cdot (d/r)^3$$

Si $D/d = 1,20$

$$k_t = 1,16510 + 5,59964 \cdot 10^{-2} \cdot (d/r) - 7,07116 \cdot 10^{-4} \cdot (d/r)^2 + 4,03175 \cdot 10^{-6} \cdot (d/r)^3$$

Si $D/d = 2,00$

$$k_t = 1,04208 + 8,96726 \cdot 10^{-2} \cdot (d/r) - 1,70587 \cdot 10^{-3} \cdot (d/r)^2 + 1,39291 \cdot 10^{-5} \cdot (d/r)^3$$

k_{σ} : factor de concentración de esfuerzos por elementos de superficie. En la tabla 3.3¹¹ se dan algunos valores:

Tabla 3.3

Material Acero	Chavetero de perfil		Chavetero de corredera	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido	1,6	1,3	1,3	1,3
Templado	2,0	1,6	1,6	1,6

De estos se tomará $k_{\sigma} = 1,6$ para chavetera de corredera (véase figura 3.10 (a)) y $k_{\sigma} = 2$ para chavetera de perfil (véase figura 3.10(b)).

k_{β} : factor de concentración de esfuerzos por ajustes a presión. En la tabla 3.4¹² se dan algunos valores:

Tabla 3.4

Elemento	k_{β}
Ejes trefilados en frío	1,9
Ejes tratados térmicamente	2,6
Ejes forjados	3,0
Los factores de concentración de esfuerzos en ajustes a presión varían de 1,4 a 3,3.	

De estos se tomará $k_{\beta} = 2,6$

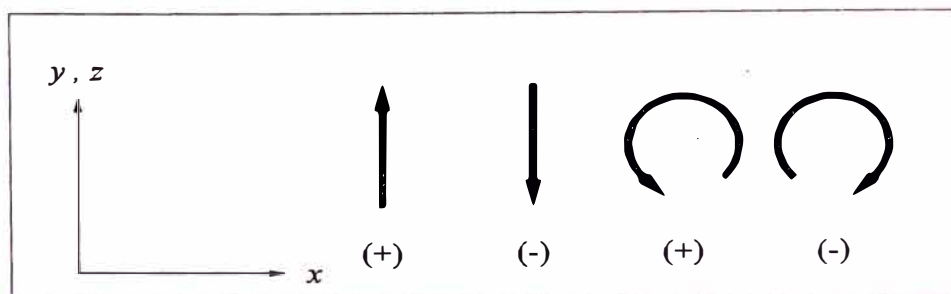
¹¹ Hori Asano, Juan José. Esfuerzos y Deformaciones. Universidad Nacional de Ingeniería. Facultad de Ingeniería Mecánica 1988. p. 175.

3.2.3. Deflexión en vigas y ejes. Método de superposición

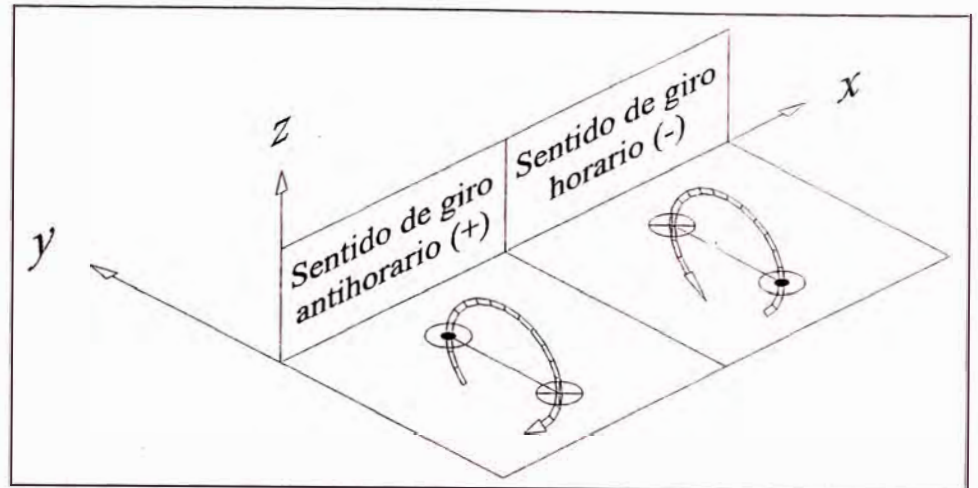
La metodología de cálculo descrita anteriormente, permite determinar el diámetro mínimo del eje para que éste no falle, pero posee una deficiencia, que es la de no contemplar las deformaciones de éste, ya que dependiendo del uso a dar se deben tomar restricciones en cuanto a las deflexiones. Para este propósito, existen varios métodos tales como el de área de momentos, funciones de singularidad, integración numérica, método gráfico, por superposición, etc.

El método a emplearse será el de superposición, el cual consiste en analizar el elemento con una sola influencia externa (fuerzas, momentos, etc.), haciendo el análisis para cada una de ellas, para luego sumarlas. Para ello se emplean soluciones particulares tales como se muestran a continuación:

Convención de signos



¹² Hori Asano, Juan José. Op. cit. p. 175.



3.2.3.1. Viga simplemente apoyada con carga intermedia y un extremo en voladizo

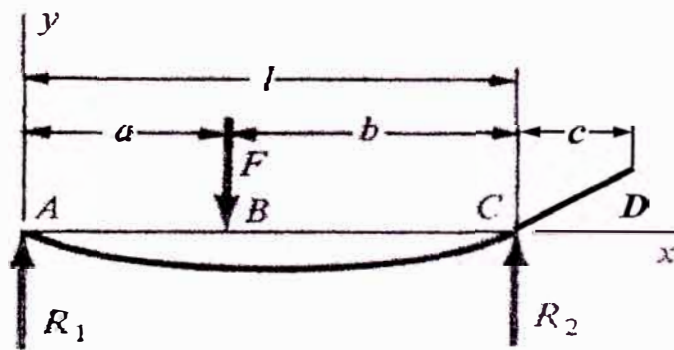


Figura 3.5

Reacciones

$$R_1 = -F \frac{b}{L} \quad ; \quad R_2 = -F \frac{a}{L}$$

Momento flector

$$A-B: \quad M = -F \frac{b}{L} x$$

$$B-C: \quad M = -F \frac{a}{L} (L-x)$$

$$C-D: \quad M = 0$$

Deflexiones

$$A-B: \quad y = -\frac{Fbx}{6EIL}(x^2 + b^2 - L^2)$$

$$B-C: \quad y = -\frac{Fa(L-x)}{6EIL}(x^2 + a^2 - 2Lx)$$

$$\text{En } D: \quad y = -\frac{Fabc}{6EIL}(L+a)$$

Pendientes

$$A-B: \quad \theta = -\frac{Fb}{6EIL}(3x^2 + b^2 - L^2)$$

$$B-C: \quad \theta = -\frac{Fa}{6EIL}(6Lx - 3x^2 - a^2 - 2L^2)$$

$$\text{En } D: \quad \theta = -\frac{Fab}{6EIL}(L+a)$$

3.2.3.2. Viga simplemente apoyada con carga en un extremo en voladizo

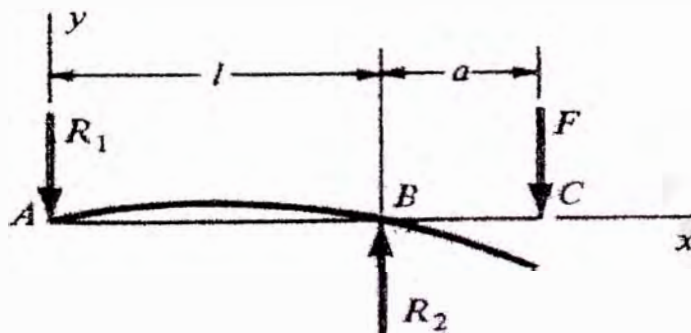


Figura 3.6

Reacciones

$$R_1 = F \frac{a}{L} \quad ; \quad R_2 = -\frac{F}{L}(L+a)$$

Momento flector

$$A-B: \quad M = \frac{Fax}{L}$$

$$B-C: \quad M = -F(x-L-a)$$

Deflexiones

$$A-B: \quad y = -\frac{Fax}{6EIL}(L^2 - x^2)$$

$$B-C: \quad y = -\frac{F(x-L)}{6EI}[(x-L)^2 - a(3x-L)]$$

$$\text{En } C: \quad y = \frac{Fa^2}{3EI}(L+a)$$

Pendientes

$$A-B: \quad \theta = -\frac{Fa}{6EIL}(L^2 - 3x^2)$$

$$B-C: \quad \theta = -\frac{F}{6EI}[3(x^2 + L^2) - 6x(L+a) + 4aL]$$

$$\text{En } C: \quad \theta = \frac{Fa}{6EI}(2L+3a)$$

3.2.3.3. Viga simplemente apoyada con momento intermedio y un extremo en voladizo

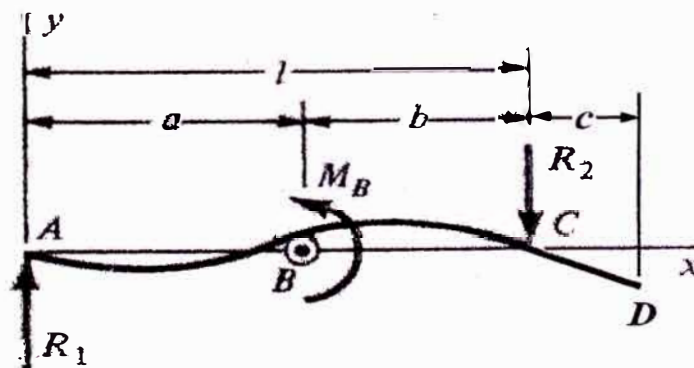


Figura 3.7

Reacciones

$$R_1 = \frac{M_B}{L} \quad ; \quad R_2 = -\frac{M_B}{L}$$

Momento flector

$$A - B: \quad M = \frac{M_B x}{L}$$

$$B - C: \quad M = \frac{M_B}{L}(x - L)$$

$$C - D: \quad M = 0$$

Deflexiones

$$A - B: \quad y = \frac{M_B x}{6EIL}(x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2)$$

$$B - C: \quad y = \frac{M_B}{6EIL}[x^3 - 3Lx^2 + x(2L^2 + 3a^2) - 3a^2L]$$

$$\text{En D:} \quad y = \frac{M_B c}{6EIL}(3a^2 - L^2)$$

Pendientes

$$A - B: \quad \theta = \frac{M_B}{6EIL}(3x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2)$$

$$B - C: \quad \theta = \frac{M_B}{6EIL}(3x^2 - 6Lx + 2L^2 + 3a^2)$$

$$\text{En D:} \quad \theta = \frac{M_B}{6EIL}(3a^2 - L^2)$$

Donde:

Dimensiones a, b, c, L : mm

Fuerzas y reacciones F, R₁, R₂ : N

Momentos flectores M_B, M : N-mm

Módulo de elasticidad E : MPa

Momento de inercia de la sección I : mm⁴

Deflexiones y : mm

Pendientes θ : rad

3.2.4. Consideraciones de deformación

3.2.4.1. Deformación por flexión

Para ejes que portan engranajes se tiene según:

Dobrovolski¹³ : $f_{\max}(\text{mm}) \leq 0,01 m_t$

Vallance & Doughtie¹⁴: $f_{\max}(\text{mm}) \leq 0,32258 / F$

(m_t : módulo transversal; F: ancho del diente)

En consecuencia si se toma un promedio de estas dos consideraciones se tiene:

$$f_{\max}(\text{mm}) \leq 0,005 m_t + 1,6129 / F$$

Además se tiene:

Pendientes permisibles para ejes que montan engranajes:

Faires¹⁵: $\theta_{\text{relativo}} \leq 0,0005 = |\theta_{\text{eje1}} - \theta_{\text{eje2}}| \text{ rad}$

Pendientes permisibles para ejes que montan cojinetes que no sean cojinetes de bolas:

Dobrovolski¹⁶: $\theta_{\text{absoluto}} \leq 0,001 \text{ rad}$

¹³ Dobrovolski, V. Elementos de Máquinas. Editorial MIR. 3ª edición 1980. p.450.

¹⁴ Vallance, Alex y Doughtie, V. Cálculo de Elementos de Máquinas. Editorial ALSINA. Edición 1959. p.216.

¹⁵ Faires, Virgil Morning. Diseño de Elementos de Máquinas. Editorial LIMUSA. 5ª reimpresión 1996. p.352.

¹⁶ Dobrovolski, V. Op. cit. p.450.

Para ejes de máquinas o transmisión según:

Faires¹⁷ : $f_{\max}(\text{mm}) \leq 0,00083 L$

Decker¹⁸ : $f_{\max}(\text{mm}) \leq 0,00035 L$

Dubbel¹⁹ : $f_{\max}(\text{mm}) \leq L / 3000$

Vallance & Doughtie²⁰ : $f_{\max}(\text{mm}) \leq 0,0015 L'$

(L': distancia del punto al apoyo más cercano)

Donde L, es la longitud entre apoyos en mm.

Asumiendo $L = 2 L_{\text{voladizo}}$ para un eje en voladizo y tomando el promedio de estas cuatro consideraciones se tiene:

$$f_{\max}(\text{mm}) = 0,00113 L_{\text{voladizo}}$$

3.2.4.2. Deformación por torsión

Según Dobrovolski²¹, Faires²² y Vallance & Doughtie²³:

$$\phi \leq 1^\circ = \pi/180 \text{ rad por cada } 20 \text{ diámetros de longitud.}$$

Por tanto como:

$$\phi = \frac{TL}{GJ} = \frac{32TL}{\pi Gd^4}$$

Donde:

ϕ : pendiente, rad

¹⁷ Faires, Virgil Morning. Op. cit. p. 351.

¹⁸ Decker, Karl Heinz. Elementos de Máquinas Volumen XIII. Editorial URMO. Edición 1979. p. 240.

¹⁹ Dubbel, H. Manual de Construcción de Máquinas Tomo I. Editorial LABOR. 2ª edición 1962. p. 688.

²⁰ Vallance, Alex y Doughtie, V. Op. cit. p.216.

²¹ Dobrovolski, V. Op. cit. p. 451.

²² Faires, Virgil Morning. Op. cit. p. 350.

T : momento torsor, N-mm

L : longitud sometida a torsión, mm

G : rigidez torsional, MPa

J : momento polar de inercia, mm⁴

$$J_{\text{circular}} = \pi d^4 / 32$$

Luego, si $\phi = \pi/180$ y $L = 20d$ se tiene:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{115200 \cdot T}{\pi^2 \cdot G}}$$

3.2.5. Configuración inicial de los ejes

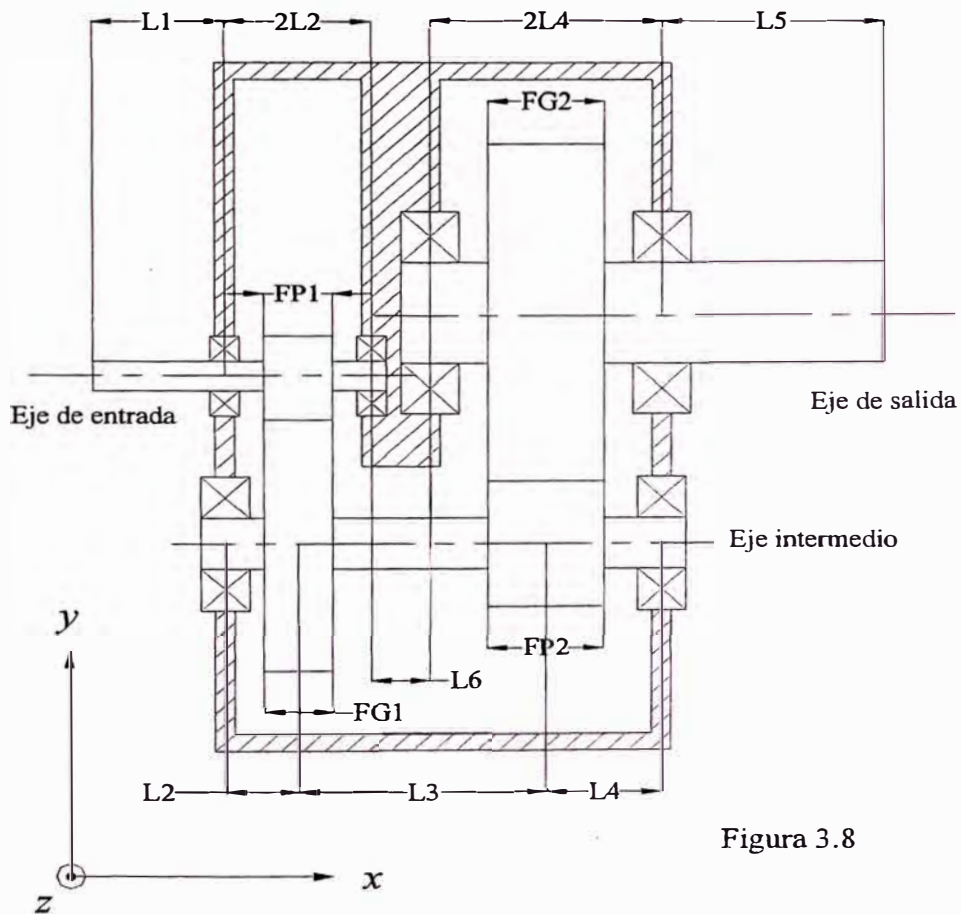


Figura 3.8

Donde:

F_{P1} y F_{P2} : ancho de diente de los piñones 1 y 2

F_{G1} y F_{G2} : ancho de diente de los engranajes 1 y 2

$F_{P1} = F_{G1}$; $F_{P2} = F_{G2}$

Las dimensiones se dan según la tabla 3.5:

Tabla 3.5

Dimensión	Primera aproximación
L_1	$2 * F_{P1}$
L_2	$1,25 * F_{P1}$
L_3	$2 * (F_{P1} + F_{P2})$
L_4	$1,25 * F_{P2}$
L_5	$2 * F_{P2}$
L_6	$0,75 * (F_{P1} + F_{P2})$

Para el proceso de cálculo se empezará con esta primera aproximación, la cual será rectificada con la primera selección de accesorios (rodamientos, retenes de aceite o manguitos separadores), convirtiéndose en un proceso iterativo hasta llegar al resultado óptimo. Tener en cuenta que estas dimensiones características son medidas en el punto medio del sector (centro del rodamiento, centro de la chaveta, centro del pinón, etc.). Verificación por *velocidad crítica* vease apéndice K.

3.3. Diseño de cuñas de unión

Una cuña de unión es un componente de maquinaria que se coloca en la interfase entre el eje y la maza de una pieza que transmite potencia con el fin de transmitir torque. La cuña es desmontable para facilitar el ensamble y desarmado del sistema de eje. Se instala dentro de una ranura axial que se

maquina en el eje, la cual se denomina cuñero. A una ranura similar en la maza de la pieza que transmite potencia se le da el nombre de asiento de la cuña, si bien, propiamente, es también un cuñero. Por lo regular la cuña se instala primero en el cuñero del eje; luego el cuñero de la maza se alinea con la cuña y la maza se desliza hasta quedar en su sitio.

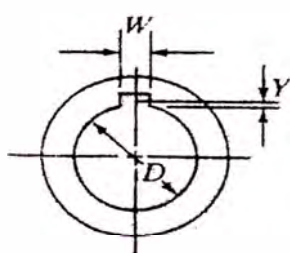
3.3.1. Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares

Es el tipo que se adoptará para el presente trabajo. El tipo más común de cuñas para ejes de hasta $6\frac{1}{2}$ " (165,1 mm) de diámetro es la cuña de sección cuadrada. La cuña rectangular, se sugiere para ejes largos y se utiliza en ejes cortos donde puede tolerarse una menor altura. Tanto la cuña cuadrada como la rectangular se denominan cuñas paralelas porque la parte superior, la inferior y los lados de la cuña son todos paralelos.

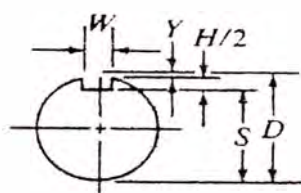
La tabla 1 del apéndice C proporciona las dimensiones que se prefieren para cuñas paralelas como una función del diámetro del eje.

Los cuñeros y la maza en el eje se diseñan de tal manera que exactamente la mitad de la altura de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje y la otra mitad en el lado del cuñero de la maza. La figura 3.9 (a), 3.9 (b) y 3.9 (c) muestran la geometría resultante. La distancia "Y" es la distancia radial a partir de la parte superior teórica del eje, antes que se machine el cuñero, hasta el borde superior del cuñero terminado para obtener una profundidad en el cuñero de exactamente "H/2". Como ayuda para el maquinado y la inspección

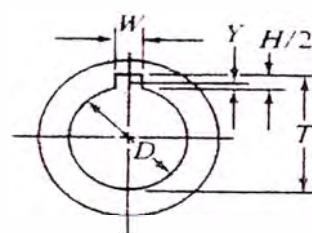
del eje o de la maza las dimensiones “S” y “T” pueden calcularse como se muestra en los dibujos de las piezas. Se dispone de valores tabulados de “Y”, “S” y “T”. Las ecuaciones se muestran a continuación (todas las dimensiones en mm):



Altura de la cuerda
Figura 3.9 (a)



Profundidad del cuñero del eje
Figura 3.9 (b)



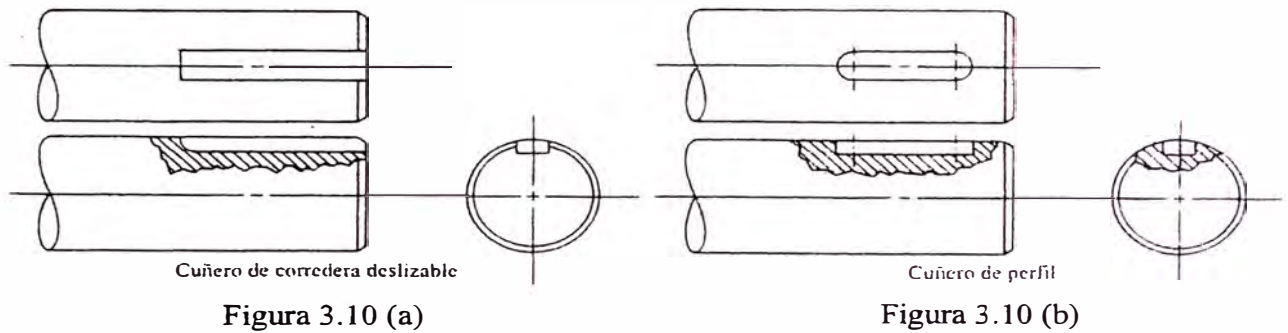
Profundidad del cuñero de la maza
Figura 3.9 (c)

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$S = D - Y - \frac{H}{2} = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

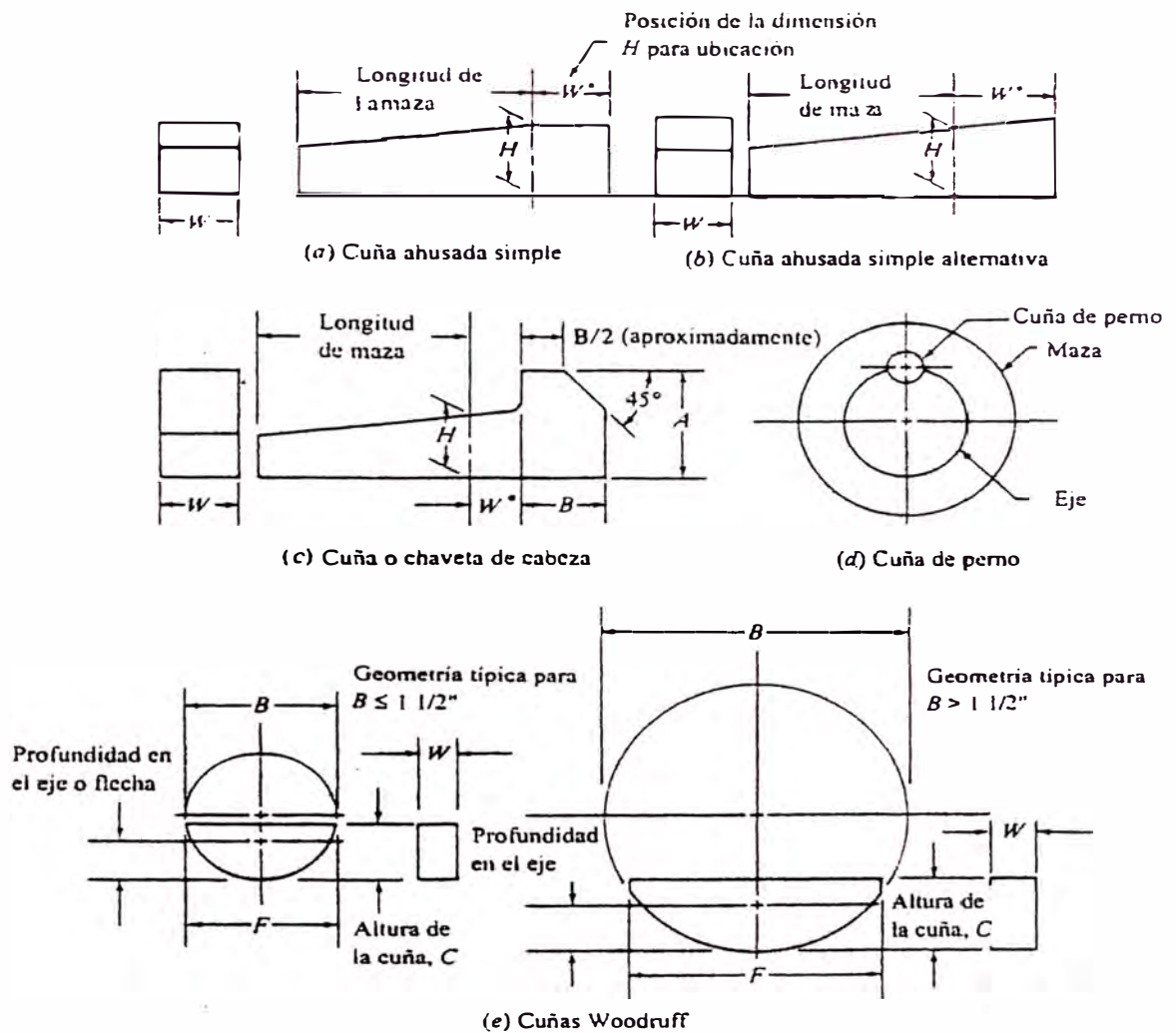
$$T = D - Y + \frac{H}{2} = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

Los cuñeros en los ejes por lo regular se maquinan ya sea con una fresa escariadora o de espiga, o bien, con un cortador rotatorio de metates o fresa, que, respectivamente, producen el cuñero de perfil o el de corredera deslizante (ver figura 3.10 (a) y 3.10 (b)).



En la práctica general, los cuñeros y las cuñas se dejan, en esencia, con las esquinas a escuadra. Pero los cuñeros a los que se les da un radio y las cuñas con chaflán pueden utilizarse para reducir las concentraciones de tensión.

Como alternativas al uso de cuñas paralelas pueden utilizarse cuñas ahusadas, cuñas o chavetas de cabeza, cuñas de perno y cuñas Woodruff para proporcionar características especiales de instalación u operación (figuras 3.11 (a) a 3.11 (e)).



Nota: las cuñas simples y las cuñas o chavetas de cabeza ahusadas tienen un ahusado de $1/8''$ en $12''$.

Figura 3.11

3.3.2. Selección e instalación de cuñas y cuñeros

La cuña y el cuñero para una aplicación específica casi siempre se diseñan después que se ha especificado el diámetro del eje, con el diámetro del eje como parámetro, se selecciona el tamaño de la cuña. Las únicas variables que restan son la longitud y el material con que se fabrica. Una de estas puede especificarse y así pueden calcularse las especificaciones para la otra.

Por lo regular, la longitud de una cuña se especifica como una parte sustancial de la longitud de la maza de la pieza que se instala para dar margen a una alineación satisfactoria y una operación estable. Pero si el cuñero en el eje debe estar cerca de otros cambios geométricos como chaflanes de los hombros y ranuras para anillos de sujeción, es importante prever cierto espaciamiento axial entre ellos de manera que los efectos de las concentraciones de tensión no se multipliquen.

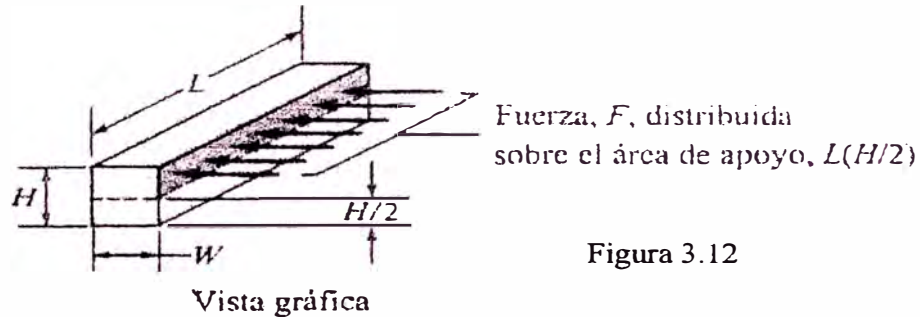
La cuña puede cortarse a escuadra en sus extremos, o bien, se le asigna un radio en cada extremo cuando se instala en un cuñero de perfil para mejorar su ubicación. Las cuñas que se cortan a escuadra se utilizan, por lo general, con el tipo de cuñero de corredera deslizable.

En ocasiones, la cuña se mantiene en su sitio mediante un tomillo de ajuste en la maza sobre la cuña. Sin embargo, la confiabilidad de este método es cuestionable debido a la posibilidad de que el tomillo de ajuste presente retroceso con la consecuente vibración del ensamble. Es necesario prever la ubicación axial del ensamble por medios más positivos como hombros, anillos de sujeción o separadores.

3.3.3. Análisis de tensión para determinar la longitud de la cuña de unión

Para las cuñas que transmiten potencia existen dos modos potenciales en que pueden presentarse fallas: corte a o largo de la interfase entre eje y maza y falla por compresión debida a la acción de apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza. El

análisis para cualquier de los modos en que se presentan fallas requiere de una comprensión de las fuerzas que ejercen acción sobre la cuña (la figura 3.12 muestra una distribución típica de fuerzas).



A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre el lado derecho del cuñero de la maza. Así la fuerza de reacción de la maza, de nuevo en la cuña, genera un conjunto de fuerzas opuestas que coloca a la cuña en esfuerzo de corte directo a lo largo de su sección transversal, $W \times L$. La magnitud de la fuerza de corte puede encontrarse a partir de:

$$F = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n}$$

Así, la fuerza de corte es:

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n \cdot W \cdot L}$$

En diseño, puede establecerse que la tensión por esfuerzo de corte es igual a una tensión de diseño en corte que corresponde a la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte o por energía de distorsión

$$\tau_d = 0,5 S_y / N \text{ (Teoría de esfuerzo cortante máximo)}$$

$$\tau_d = 0,57735 S_y / N \text{ (Teoría de la energía de distorsión)}$$

Por consiguiente la longitud que se necesita para la cuña es:

$$L = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\tau_d \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot W}$$

La falla en condición de apoyo se relaciona con la tensión o esfuerzo por compresión en el lado de la cuña; el lado del cuñero del eje o el lado del cuñero de la maza. El área en compresión es la misma para cualquiera de estas zonas, $L \times (H/2)$. Por tanto, la falla se presenta en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja. Definamos una tensión de diseño para compresión como:

$$\sigma_d = S_y / N$$

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n \cdot L \cdot H / 2} = \frac{1,2 \cdot 10^8 \cdot P}{\pi \cdot d \cdot n \cdot L \cdot H}$$

Por tanto, la tensión por compresión es

Permitir que esta tensión o esfuerzo sea igual a la tensión o esfuerzo de compresión ofrece la posibilidad de calcular la longitud de la cuña que se requiere para este tipo de falla.

$$L = \frac{1,2 \cdot 10^8 \cdot P}{\sigma_d \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot H}$$

Donde:

L : longitud de la cuña, mm

H : altura de la cuña, mm

W : ancho de la cuña, mm

P : potencia a transmitir, kW

σ_d : esfuerzo de compresión permisible, MPa

τ_d : esfuerzo de corte permisible, MPa

d : diámetro del eje, mm

n : velocidad angular, rpm

S_y : esfuerzo de fluencia, MPa

N : Factor de seguridad

Como se vio anteriormente, en aplicaciones industriales típicas, el factor de seguridad $N = 3$ resulta adecuado.

3.4. Selección de cojinetes

Un cojinete es un elemento mecánico montado en un eje móvil (cualquiera que sea su configuración), que tiene por función transmitir la carga al bastidor, minimizando la fricción durante su funcionamiento.

Existen dos tipos:

1. Cojinetes de rodamiento, contacto giratorio o simplemente rodamiento.
2. Cojinetes antifricción, contacto giratorio o de superficie plana.

El tipo de cojinete que se empleará son los rodamientos.

3.4.1. Tipos de rodamientos

Se pueden clasificar en dos grupos:

1. Rodamientos radiales

Rodamientos rígidos de bolas

Rodamientos de bolas a rótula

Rodamientos de bolas con contacto angular

Rodamientos de rodillos cilíndricos

Rodamientos de aguja

Rodamientos de rodillos a rótula

Rodamientos de rodillos cónicos

2. Rodamientos axiales

Rodamientos axiales de bolas

Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos

Rodamientos axiales de agujas

Rodamientos axiales de rodillos a rótula

3.4.2. Elementos de un rodamiento

Se distinguen cuatro elementos básicos (ver figura 3.15):

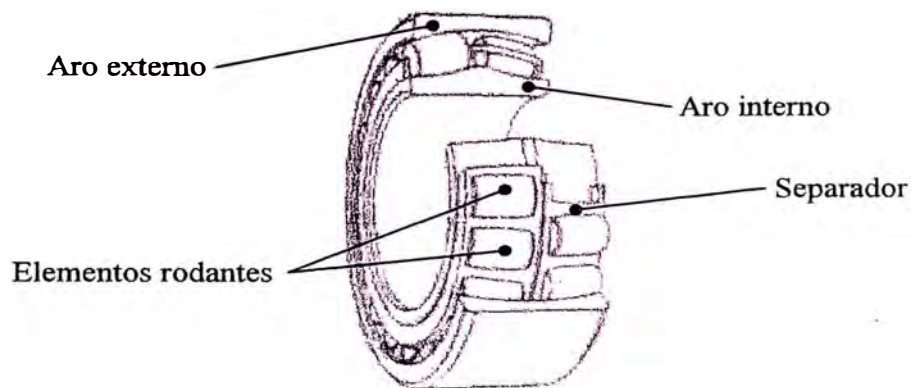


Figura 3.15

3.4.3. Selección del tipo y tamaño del rodamiento

Para seleccionar adecuadamente el tipo de rodamiento a emplear, se debe tener en cuenta el tipo y magnitud de carga actuante sobre este; por tanto es útil realizar un cuadro²⁴ comparativo (véase tabla 3.6).

Tabla 3.6

Tipo de cojinete	Capacidad de carga radial	Capacidad de carga axial	Capacidad de desalineación
Rodamientos rígidos de bolas	Buena	Aceptable	Aceptable
Rodamientos de bolas a rótula	Excelente	Buena	Aceptable
Rodamientos de bolas con contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamientos de rodillos cilíndricos	Excelente	Pobre	Aceptable
Rodamientos de aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamientos de rodillos a rótula	Excelente	Aceptable a Buena	Excelente
Rodamientos de rodillos cónicos	Excelente	Excelente	Pobre

Es por tanto visible, que los rodamientos de rodillos a rótula (figura 3.13) y de rodillos cónicos (figura 3.14), aunado a la experiencia de los fabricantes de reductores (tales como FALK®), son los más adecuados para cajas reductoras, ya que ellos los usan en la mayoría de sus productos. Es importante mencionar, que si bien es cierto los rodamientos de bolas en sus diversas variedades son capaces de cumplir con los requerimientos de carga, tienen la desventaja de no

soportar satisfactoriamente cargas de impacto a diferencia de los de rodillos. Véase las tablas 1 y 2 del apéndice D para la lista de rodamientos de rodillos a rótula y de rodillos cónicos respectivamente.

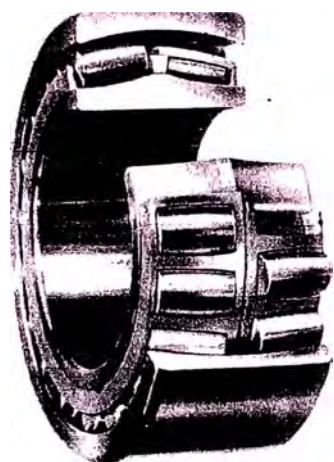


Figura 3.13

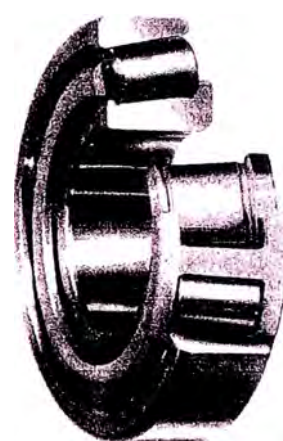


Figura 3.14

Para seleccionar adecuadamente el tamaño de un rodamiento es necesario tomar en cuenta lo siguiente:

a. Capacidad de carga

Existen dos tipos de cargas que se manifiestan de la siguiente manera: Cuando los rodamientos están sometidos a esfuerzos dinámicos, se usa la capacidad de carga dinámica, que expresa la carga que puede soportar alcanzando una duración de 10^6 revoluciones. Cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, están sometidos a movimientos lentos de oscilación, están

²⁴ Elaboración basada en la información extraída de Mott, Robert L. Op. cit. p. 601. y SKF. Catálogo

estacionarios bajo cargas durante ciertos períodos o cuando sobre un rodamiento giratorio sometido esfuerzos dinámicos actúan elevadas cargas de choque de corta duración, se usa la capacidad de carga estática, que expresa la carga que produce una deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura, en el punto de contacto más cargado, igual a 0,0001 del diámetro rodante.

b. Duración

La duración de un rodamiento se define como el número de revoluciones o de horas a una velocidad constante determinada que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

Las capacidades de carga dinámica están basadas en la duración alcanzada o sobrepasada por el 90% de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente grande. A esta duración se le denomina duración nominal. La relación existente entre la duración nominal, la capacidad de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento, viene expresada por:

$$\frac{C}{P} = L^{1/p}$$

Donde:

L : duración nominal, millones de revoluciones

C : capacidad de carga dinámica, N

P : carga dinámica equivalente sobre el rodamiento, N

p : exponente según el tipo de rodamiento. $p = 3$, para rodamientos de bolas y $p = 10/3$ para rodamientos de rodillos.

La duración puede ser expresada, también, en horas de servicio mediante la expresión:

Donde:

$$L_h = \frac{1000000 \cdot L}{60 \cdot n}$$

L_h : duración nominal en horas de servicio

n : velocidad de rotación en rpm

Para determinar el tamaño de un rodamiento, es esencial conocer la duración requerida. Tal duración generalmente del tipo de máquina, de las exigencias del servicio y de la confiabilidad. Estos valores de muestran la tabla 3 del apéndice D.

c. Influencia de la temperatura en el material del rodamiento

Los rodamientos pueden usarse a temperaturas hasta 120°C. Cuando tengan que operar a temperatura más elevadas, los rodamientos requieren de un tratamiento térmico de estabilización a fin de evitar que se produzcan cambios dimensionales

inaceptables a consecuencia de alteraciones estructurales del material.

A temperaturas elevadas disminuye la dureza del material, por tanto se reduce la capacidad de carga. El tratamiento térmico especial para conseguir la estabilidad dimensional se traduce en una disminución de la dureza, por lo que no deberán usarse para una temperatura más elevada que la prevista.

La capacidad de carga para una determinada temperatura se obtiene multiplicando la capacidad de carga dinámica por un factor de temperatura (véase tabla 3.7²⁵). El funcionamiento satisfactorio de los rodamientos a elevadas temperaturas depende también de que si el lubricante seleccionado conserva o no sus características.

Tabla 3.7

Temperatura °C	150	200	250	300
Factor	1,00	0,90	0,75	0,60

d. Cálculo de la carga dinámica equivalente en rodamientos radiales

La carga dinámica equivalente se define como una carga radial o axial hipotética constante en magnitud y dirección que produciría sobre la duración del rodamiento giratorio el mismo efecto que las cargas reales.

²⁵ SKF. Op. cit. p. 34.

Estos tipos de rodamiento, están sometidos con frecuencia a cargas radiales y axiales simultáneamente. Cuando la magnitud y la dirección de la carga resultante son constantes, la carga dinámica equivalente se obtiene de la ecuación siguiente:

$$P = X F_r + Y F_a$$

Donde:

P : Carga dinámica equivalente, N

F_r : Carga radial real, N

F_a : Carga axial real, N

X : Factor radial

Y : Factor axial

El fabricante suministra los valores de X e Y . En los rodamientos radiales de una hilera de bolas o de rodillos, una carga axial adicional no influye en la carga equivalente P para " $F_a/F_r \leq e$ ", pero en los rodamientos de dos hileras, pequeñas cargas axiales influyen considerablemente.

En los rodamientos rígidos de bolas sometidos a carga axial, se produce un ángulo de contacto " $\alpha > 0$ ", cuyo valor depende de la magnitud de la carga axial, por lo que los factores X e Y están en relación con F_a/C_0 . Todo cambio en el juego interno del rodamiento afecta a su capacidad para soportar cargas axiales.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos tipos NU y N y los rodamientos de agujas solamente pueden soportar cargas radiales y

los otros tipos de rodillos cilíndricos pueden soportar cargas axiales limitadas. La capacidad de soportar cargas axiales no depende de las características de resistencia a la fatiga del material, sino de la disposición que tengan las superficies de deslizamiento de las pestañas guías y las cabezas de los rodillos para soportar la carga, y por lo tanto de la lubricación. No es posible calcular exactamente la carga axial que pueden soportar estos rodamientos en las diferentes condiciones de funcionamiento. Existen expresiones basadas en experiencias que permiten calcularlas.

Cuando actúa una carga radial sobre los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular o sobre los rodamientos de rodillos cónicos, se induce una fuerza axial que tiende a separar los componentes del rodamiento y que debe ser contrarrestada. Estos rodamientos se montan normalmente por parejas (en O ó en X) y se ajustan generalmente el uno contra el otro para que el juego sea nulo, pero sin precarga. La carga axial inducida deberá considerarse en los cálculos.

En la tabla 4 del apéndice D se da las ecuaciones para las diversas disposiciones de montaje de los rodamientos y condiciones de carga.

e. **Carga fluctuante**

La carga actuante sobre un rodamiento puede ser fluctuante y para calcular la carga equivalente, se debe determinar una carga media constante “ F_m ” que produzca sobre el rodamiento el mismo efecto que la carga fluctuante real. Cuando las cargas son de magnitudes diferentes y permanecen constantes durante un determinado número de revoluciones, o cuando una carga que fluctúa continuamente puede descomponerse en un contorno escalonado, la carga media aproximada se puede calcular por medio de la expresión:

$$F_m = \sqrt{\frac{\sum F_i^3 \cdot U_i}{\sum U_i}}$$

Siendo:

F_m : Carga media constante, N

F_i : Cargas constantes durante U_i revoluciones, N

U_i : Número de revoluciones correspondiente a la carga constante

F_i , rpm

Cuando la velocidad del rodamiento y la dirección de la carga son constantes y la magnitud de la carga fluctúa linealmente entre un mínimo y máximo, la carga media será:

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3}$$

f. Cálculo de la carga estática equivalente en rodamientos radiales

Cuando un rodamiento bajo carga está parado, efectúa movimientos lentos de oscilación, funciona a velocidades muy bajas, o en rodamientos giratorios sometidos a cargas de choques fuertes durante una fracción de vuelta, su capacidad para soportar carga está determinado por la deformación permanente en los puntos de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura. La fatiga del material resulta ser un aspecto secundario.

Las cargas que tienen componente radial y axial deben ser convertidas en una carga (radial o axial) estática equivalente.

La carga estática equivalente se define como la carga radial o axial que si se aplicase produciría la misma deformación en el rodamiento que las cargas reales, y está dado por la ecuación:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Siendo:

P_0 : Carga estática equivalente, N

F_r : Carga radial real, N

F_a : Carga axial real, N

X_0 : Factor de la carga radial

Y_0 : Factor de la carga axial

En los rodamientos de bolas a rótula, de bolas con contacto angular, de rodillos a rótula y de rodillos cónicos, los factores X_0 e Y_0 dependen de “e”. El fabricante suministra estos valores.

g. Capacidad de carga estática

La capacidad de carga estática necesaria “ C_0 ” puede determinarse por la expresión:

$$C_0 = S_0 P_0$$

Siendo:

P_0 : Carga estática equivalente, N

S_0 : Factor de seguridad estático.

Cuando existan fluctuaciones grandes en la carga aplicada y particularmente cuando aparecen cargas elevadas de choques durante parte de una revolución, es esencial establecer una adecuada capacidad de carga estática.

Cargas fuertes de choques pueden originar marcas pronunciadas distribuidas irregularmente sobre los caminos de rodadura que afectan seriamente al funcionamiento del rodamiento. También, pueden producir deformación del alojamiento, lo cual origina una distribución desfavorable de la carga en el rodamiento. Si la carga pico a la que está sometido el rodamiento actúa durante varias revoluciones, los caminos de rodadura se deformarán por igual y se evitarán las marcas perjudiciales.

Cuando los rodamientos giran muy lentamente y su duración requerida en número de revoluciones es pequeña, se debe tomar en cuenta la capacidad de carga estática. La aplicación de la fórmula de duración puede prestar a confusión al calcular un valor de la carga admisible muy superior al valor de la capacidad de carga estática. En la tabla 5 del apéndice D, se da los valores del factor de seguridad para algunas aplicaciones típicas.

h. Ajustes y tolerancias

Las tolerancias para el agujero y para el diámetro exterior de los rodamientos están normalizados internacionalmente. En el Sistema Internacional de Tolerancias ISO, se puede seleccionar las tolerancias adecuadas para el eje y para el alojamiento a fin de conseguir el ajuste deseado. Las tablas 6 y 7 del apéndice D, contienen recomendaciones generales para la selección de las tolerancias del eje y del alojamiento, respectivamente, y son válidas para ejes de acero macizos y para alojamientos de fundición o de acero.

3.5. Lubricación

Es indudable que los engranajes como cualquier otro elemento mecánico que sufra rozamiento, para funcionar correctamente, deben estar lubricados. Muchas veces se atribuyen los desgastes y roturas de los dientes, así como en general el funcionamiento defectuoso de un engranaje a defectos de

lubricación, cuando en realidad se trata de un cálculo o proyecto defectuoso o de un mal mecanizado, particularmente en cuanto a la calidad del tallado de sus dientes. Solamente con un cálculo correcto y una mecanización perfecta, por un lado, y una buena lubricación, por otro, podrá obtenerse un resultado satisfactorio.

Las fallas en el sistema de lubricación son varios y sus causas, entre otras menos importantes, son las siguientes:

- El sistema de lubricación empleado no tiene la suficiente eficacia para obtener una lubricación conveniente de las superficies de flancos activos de los dientes.
- El lubricante no tiene la viscosidad necesaria para mantener una película del mismo entre las superficies en contacto.
- El calor producido en los engranajes y comunicado al lubricante, no se disipa en la cantidad necesaria y disminuye el poder lubricante del aceite.
- Las partículas procedentes de desgaste o corrosión no se eliminan del lubricante.
- El lubricante está sucio, por arenas, tierra, partículas de metal, lodo, ácidos, etc.
- El lubricante no moja toda la superficie de los flancos activos conjugados.

En la mayoría de los casos, el lubricante, además de actuar sobre los dientes del engranaje, debe hacerlo también sobre otras superficies u órganos de la máquina, cojinetes, etc. Ello implica que el lubricante empleado muchas veces deba diferir del mejor que se emplearía para la lubricación

exclusiva del engranaje. Tal es el caso, por ejemplo, de los engranajes para motores de aviación, turbo reactores, en los cuales es necesario la puesta en marcha del motor a temperaturas muy bajas, comparadas con las de funcionamiento en carga empleándose, por tanto, un aceite mucho más fluido del que aconseja un funcionamiento óptimo de los engranajes. Es indudable que ello obliga a una esmerada fabricación de los engranajes empleados en tales casos.

El problema de la disipación del calor producido por el funcionamiento de un engranaje (referimos siempre a engranajes dentro de una caja o cárter cerrado) es bien conocido en todo el mundo. Lo que ya no se sabe con exactitud es el procedimiento mejor para lograrlo. Como regla general puede admitirse que con 4,5 litros de aceite aproximadamente se disipa el calor producido por minuto al transmitir 400 CV, suponiendo que todo el calor pasará al aceite y que el mismo se eliminará por una refrigeración apropiada, y, por tanto, que la disipación por radiación través de la caja no es apreciable comparada con la que se obtendrá con la refrigeración.

Muchas instalaciones de pequeñas dimensiones no utilizan refrigerador. En este caso todo el calor producido debe ser eliminado por la caja. La AGMA ha establecido la que denomina “capacidad térmica”, con el fin de saber si un reductor o caja determinado puede disipar el calor producido. En muchas ocasiones, la “capacidad térmica” es inferior a la “capacidad mecánica” por tanto, es aquélla la que nos da las posibilidades del reductor. Algunos constructores, particularmente de reductores de tornillo sin fin, proveen las cajas de aletas de radiación, así como de ventiladores.

Muchos casos de fallas resultan de un sobrecalentamiento de los engranajes. Las cajas pueden estar sucias, cubiertas de polvo o cenizas, con lo que se impide la fácil disipación del calor producido. Cuando el reductor está provisto de sistema de refrigeración del aceite, la tubería de conducción puede estar sucia, y el aceite, a medida del transcurso de los días de funcionamiento, no se refrigera en el grado conveniente. Por otra parte, el terminal o ducha final desde la cual fluye el aceite a las superficies a lubricar, tiene también una importancia esencial. Ha de esparcir el baño de aceite en toda la longitud del diente. Algunos proyectistas opinan que la mejor lubricación se consigue echando el aceite sobre los flancos de salida del engrane en lugar de a la entrada. Particularmente para elevadas velocidades, es indudable que la lubricación eficiente y correcta de los flancos activos antes de entrar en contacto deberá quedar asegurada.

Cuando nos hallamos en presencia de presiones de trabajo muy altas y en particular de vibraciones, se produce el fenómeno denominado en inglés “fretting corrosion”, el cual origina desgastes en las superficies de ajuste a presión, como son, por ejemplo, los calados de rodamientos de bolas, árboles acanalados con el cubo, árboles en sus cubos, etc., y en los engranajes, cuando bajo una presión y vibraciones importantes, tenemos una velocidad de deslizamiento muy baja que no permite la expulsión de los óxidos formados. Este fenómeno se produce en engranajes que se hallan parados o frenados bajo carga importante que no giran durante un lapso de tiempo importante.

Los lubricantes han de estar limpios. En tractores, camiones, locomotoras, etc., es muy difícil evitar la entrada de polvo o suciedad en las cajas que contienen los engranajes. En los motores de combustión interna, las dificultades pueden venir por causa de la destrucción del aceite a consecuencia de las altas temperaturas de trabajo. Si el aceite no se cambia con frecuencia, puede presentarse una cantidad considerable de lodo y ácidos que lo destruyen. La oxidación producida por el agua procedente de la condensación del vapor de agua del ambiente, o de los refrigerantes, además de la destrucción de las superficies de los dientes es causa del deterioro del aceite de lubricación. La presencia de agua dentro de las cajas suele presentarse en los casos de un funcionamiento intermitente del engranaje, en los cuales, los períodos de calentamiento de funcionamiento alternan con períodos fríos de paro. Esta posibilidad de contaminación por humedad hace necesario el empleo de un aceite de alto grado desemulsionable, esto es, un aceite que se separe rápida y completamente del agua. El agua se separa lentamente, o no se separa totalmente, de un aceite oxidado o contaminado de suciedad. El óxido de hierro es particularmente una forma indeseable de contaminación. El agua con aceite fuertemente oxidado o sucio forma usualmente una emulsión permanente que priva la formación de la película lubricante, o también produce obstrucciones en los conductos que disminuyen la cantidad necesaria de lubricación en cojinetes y engranajes. Por tanto, es necesario el empleo de aceites de una máxima estabilidad química.

Los defectos de lubricación. Conforme se acaba de indicar, obedecen a varias causas y, por tanto, su corrección depende de su origen. Cuando el fallo proviene de una insuficiencia de lubricación, pueden seguirse varios caminos: colocación de un mayor número de bocas o duchas de lubricación, aumento de la presión de aceite, empleo de un aceite más fluido, etc. Es indudable que la mejor garantía de una buena lubricación es el empleo de sistemas y tipos de aceite que la práctica haya sancionado con su visto bueno, ya que en este aspecto, como en la mayoría de los casos, las enseñanzas de la experiencia no son fácilmente sustituibles por indicaciones más o menos teóricas.

3.5.1. Clases de lubricantes

Para la lubricación de cajas de engranajes se dispone de los siguientes:

- **Aceites minerales.** Son aceites que se extraen directamente del petróleo.
- **Aceites compuestos.** Son aceites minerales con aditivo, sin ácidos. Se designan por la abreviatura “comp.”.
- **Aceites de extrema presión.** Se emplean para engranajes con fuertes presiones específicas y que contienen aditivos minerales. Se designan por la abreviatura “EP”.
- **Grasas.**

3.5.2. Tipos de lubricación

a. Lubricación por inmersión

Es la más corriente y sencilla para engranajes que trabajen a velocidades lineales del dentado no superiores a los 13,33 m/s. En este procedimiento debe procurarse que el nivel del aceite mantenga sumergido en él una pequeña parte de la rueda de mayor diámetro (sólo las 3/4 partes de la altura de los dientes inferiores) debiéndose hacer el control de este nivel a través de la mirilla o tubo de nivel transparente, normalmente con trazo indicador del mismo, que generalmente poseen todas las máquinas con engranajes bajo cárter y que emplean este procedimiento de engrase. Naturalmente, si existen ruedas a nivel superior o necesidad de lubricar engranajes y sus cojinetes de apoyo a mayor altura, el nivel será algo superior, pero, como norma, hay que evitar los excesos de lubricantes que se traducen en calentamientos anormales y que pueden llegar a dejar fuera de servicio a la máquina.

Una preocupación de los constructores y usuarios de cajas de engranajes cerrados en cárter debe ser que el barboteo o proyección del lubricante en su movimiento llegue, o en su caso sea dirigido, a los cojinetes de los ejes de soporte, por regla general, de rodamientos. Hay algunos casos en que están previstos engrasadores por grasa para estos rodamientos, cosa a nuestro

juicio no aconsejable si no es con un engrase por grasa, permanente y de larga duración (entre revisión y revisión o del orden de las 6000 a 8000 horas), ya que las aportaciones de grasa más frecuentes tenderán a eliminar y mezclar con el aceite de engranajes, restos de grasa que, batidos por el movimiento con el aceite, pueden dar lugar a averías del conjunto.

b. Lubricante por chorro o duchas de aceite a presión

Cuando la velocidad circunferencial sobrepasa la de unos 13,33 m/s, o existen pares de engranajes a diferentes niveles que lo hacen preciso, se sustituye el sistema de lubricación por inmersión por el suministro de aceite a presión con lo que se hace llegar aquél, mediante bomba situada unas veces en el interior del propio cárter y en muchas ocasiones en depósito independiente, un chorro o ducha de lubricante a los engranajes en toma, adaptándose esta última, especialmente cuando la anchura de los engranajes es del orden de los 10 módulos o superior, para lograr una distribución más uniforme del lubricante en toda la anchura de los dientes.

En los conjuntos con altas potencias transmitidas o cuando la velocidad periférica sobrepase los 50 m/s, el chorro o ducha de aceite no debe hacerse antes de la toma de contacto, sino en ella o con tendencia a ser posterior a ella, para refrigerar más aún el dentado

e impedir la formación de espuma y régimen excesivamente turbulento del aceite.

Por lo que respecta al caudal, ha sido y es objeto de controversias, investigaciones y experiencias constantes. Se puede dar a título de sugerencia una cifra de unos 3 litros/hora por caballo de potencia transmitida y por tren de engranaje, admitiendo para una buena refrigeración de cinco a diez veces el caudal de aceite para lubricar, dato que nos permitirá calcular el volumen, de aceite necesario.

Naturalmente que con estas cifras, si la potencia transmitida es muy alta y también son varios los pares de engranajes, no puede impedirse el calentamiento del aceite empleando un gran volumen de éste y entonces se recurre a una refrigeración del aceite que ha de calcularse bien, especialmente cuando se trabaja con aceites muy viscosos, para mantener la capacidad de bombeo del mismo que se dificultaría si la refrigeración fuera excesiva.

En este sistema de lubricación, especialmente con grandes potencias transmitidas y un cierto número de trenes de engranaje (reductores grandes) es preciso prever el problema del filtrado del aceite al reciclarlo, antes del nuevo paso por la zona de engrase, para eliminar partículas metálicas y de tipo abrasivo. El mejor procedimiento es la combinación de un filtro mecánico (filtros de cartucho) y filtro magnético, con cuyo conjunto se consiguen resultados muy satisfactorios. No son aconsejables los filtros de

carbones activados, por el inconveniente de que retienen una parte de los aditivos, al mismo tiempo que efectúan el filtrado.

c. Lubricante por barboteo

Realmente el barboteo o niebla de aceite por salpicadura forma parte y existe en los dos procedimientos anteriores, en los cuales la misma velocidad de rotación de los engranajes unida a la fuerza centrífuga crea en el interior del cárter una niebla aceitosa, que ha de complementar la lubricación. Sin embargo, en mecanismos determinados se puede ampliar esta acción de salpicadura, mediante el accionamiento de resaltes, cucharillas o paletas que, batiendo el aceite, hagan más densa y constante la niebla, produciendo por inyección de pequeñas partículas de aceite una lubricación más uniforme.

De los tres métodos de lubricación descritos anteriormente, se puede considerar como adecuado el método de barboteo, dado que representaría simplicidad de funcionamiento y disminución de costos por concepto de accesorios.

La AGMA ha definido algunos una serie de tipos de lubricantes para transmisiones por engranajes, que están en función del número de etapas del reductor, el tipo y de sus dimensiones. También recomienda, que la primera carga de aceite, debe cambiarse o

limpiarse a las 250 ó 300 de servicio, haciéndose posteriormente cada 2500 ó 3000 horas, aunque como mínimo cada 6 meses. Además dice que para situaciones ambientales hostiles (altas temperaturas ambientales, alteraciones térmicas bruscas, atmósferas muy húmedas o polvorrientas, vapores químicos, etc.), puede ser necesario un cambio cada 1 a 3 meses. En la tabla 1 y 2 del apéndice E se muestran los tipos y grados, respectivamente, de lubricante recomendado por la AGMA y en la tabla 3 se muestran algunos lubricantes comerciales.

3.6. Selección de juntas de estanqueidad

Las juntas, sellos o empaques son una parte importante del diseño mecánico en situaciones en las que:

- Agentes contaminantes deben mantenerse fuera de áreas cuya importancia es crítica en una máquina.
- Los lubricantes deber estar contenidos dentro de un espacio.
- Los fluidos presurizados deben mantenerse dentro de un componente como una válvula o un cilindro hidráulico.

Algunos de los parámetros que inciden en la elección de un tipo de sistema de estanqueidad, los materiales que se utilizan y los detalles de su diseño son:

- La naturaleza de los fluidos que deben mantenerse contenidos o excluidos.
- Las presiones en ambos lados de la junta.

- La naturaleza de cualquier movimiento relativo entre la junta y los componentes que embonan.
- Las temperaturas en todas las parte del sistema.
- Grado de estanqueidad que se requiere: ¿es posible tolerar cierto grado de fuga?.
- Expectativas de vida útil del sistema.
- Naturaleza de los materiales sólidos contra los que debe actuar la junta: potencial de corrosión, suavidad, dureza, resistencia al desgaste.
- Facilidad de servicio para remplazar las juntas desgastadas.

El número de diseños para estos sistemas es virtualmente ilimitado y aquí sólo se presenta una descripción breve. Los diseñadores confían, muy a menudo, en la información técnica que les proporcionan los fabricantes de sistemas completos de juntas o en aquella relativa a algunas en particular. A su vez, en situaciones críticas o poco comunes, se sugiere realizar las pruebas necesarias con el diseño que se propone.

La selección de un sistema de juntas depende de la función que debe cumplir. Las condiciones comunes bajo las que deben operar se enumeran a continuación junto con algunos de los tipos que se utilizan:

1. Condiciones estáticas como sellar una tapa en un recipiente presurizado: anillos “O” elastoméricos; anillos “T”; anillos huecos de metal; selladores como resinas epóxicas, silicones, calafateo con butilo.
2. Sellado de un recipiente cerrado en tanto se permite movimiento relativo de alguna pieza, como en diafragmas, fuelles y botas.

3. Sellado alrededor de un vástago o un pistón continuo recíproco, como un cilindro hidráulico o una válvula de carrete en un sistema hidráulico: sellos de unión de reborde o de empaque; sello de copa en “U”; empaque en “V”; empaque de anillo partido, a los que en ocasiones se les denomina anillos para pistón.
4. Sellado alrededor de un eje giratorio como los ejes de entrada o salida de un reductor de velocidad, flechas de transmisión o de un motor: sello de unión de reborde o de empaque; sellos de álabe o leva, y rascadores o rascaceite; sellos de cara.
5. Protección de cojinetes de piezas giratorias que soportan ejes para mantener sustancias contaminantes lejos de las bolas y los rodamientos.
6. Sellar las piezas activas de una bomba para retener el fluido que se bombea: sellos de cara, empaque en “V”.
7. Sellar piezas que rara vez se mueven como el vástago de una válvula de control de flujo de fluido: empaques de compresión; empaque en “V”.
8. Sellado entre superficies duras rígidas como entre la cabeza de un cilindro y el bloque de un motor: empaques elásticos o flexibles.
9. Sellos circunferenciales, como los que se colocan en las puntas de las hojas de una turbina, y en piezas de gran tamaño que giran a altas velocidades: sellos de laberinto, sellos abrasibles; sellos hidrostáticos.

Las que más se han acreditado son las juntas radiales que pueden montarse como unidades completas. Son manguitos que actúan por la tensión radial propia o de un resorte. Para protegerlas contra daños exteriores pueden llevar

también una caja metálica (DIN 3760 con o sin caja). El material puede ser goma sintética resistente al aceite (en sus diversas composiciones) y raras veces cuero al cromo.

El labio de cierre debe oponerse al medio (el aceite) que pretende salir. Si, además, deben cerrar contra la entrada de polvo, el labio de cierre debe estar dirigido también hacia afuera. Sin embargo, para tales casos son mejores los anillos de cierre radiales con labio adicional para polvo. Los manguitos de cuero pueden trabajar con velocidades de deslizamiento de hasta 6 m/s, con +80°C como máximo, los de goma, hasta 28 m/s y +180°C. A fin de evitar un rápido desgaste, es necesario dar a los ejes un super acabado (véase tabla 3.8²⁶)

Tabla 3.8

Velocidad periférica del eje, m/s	Superficie del eje cuando el fluido que debe cerrarse está bajo presión		
	Cero	Baja	Alta
< 1	Estirado brillante	Mecanizado fino	Mecanizado fino y pulido
1 – 4	Mecanizado fino	Mecanizado fino y pulido	Templado, mecanizado fino, lapeado y cromado duro
4 – 10	Mecanizado fino y pulido	Templado, mecanizado fino, lapeado y cromado duro	-
10 – 28	Templado, mecanizado fino, lapeado y cromado duro	-	-

²⁶ Decker, Karl Heinz. Elementos de Máquinas Volumen XIII. Editorial URMO. Edición 1979. p. 326.

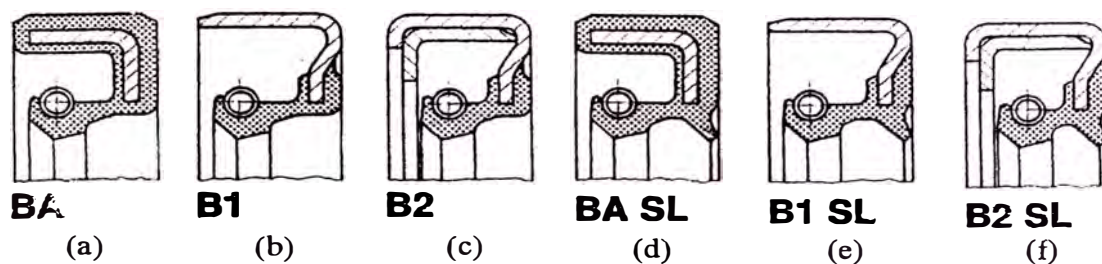
Para que las juntas radiales del eje no se calienten al marchar y se inutilicen, debe llegar constantemente aceite a sus labios. Por ello, es conveniente sumergirlas en un baño de aceite caliente antes del montaje. No pueden colocarse delante de la junta anillos difusores, laberintos y similares, porque impedirían la llegada del aceite. También las bolsas de aire pueden impedir la llegada del aceite y dar lugar a una marcha en seco. En este caso, son útiles las ranuras o los agujeros de purga de aire.

Contra la entrada de agua de salpicadura y de vapor, los mejores cierres son las juntas dobles de cuero.

Debe indicarse también que las juntas radiales solamente proporcionan un cierre correcto contra el escape de grasa, cuando ésta llega constantemente con pequeña viscosidad o muy caliente a las juntas. Para ello son necesarios elementos especiales; por ejemplo, una cámara de grasa entre dos juntas radiales. Pero de este modo las juntas resultan caras.

Los modelos más comunes de juntas radiales son del tipo DIN 3760 A, B y C con y sin labio guardapolvo adicional, según SIMRIT²⁷ (fabricante de juntas de estanqueidad) son los modelos BA, B1 y B2 respectivamente, y con la extensión SL para los casos con guardapolvo (figuras 3.16 (a) a 3.16 (f)). Según este fabricante en particular, el tipo junta radial recomendable para cajas partidas son del tipo BA y BA SL, siendo la última a emplearse en el presente trabajo (véase tabla 1 del apéndice F).

²⁷ SIMRIT. Catálogo 990. Producción completa 1977. p.106.



Figuras 3.16

3.7. Cálculo del espesor de pared del bastidor

La determinación del espesor de la pared del bastidor o caja, es fundamental, ya que es en ésta que todos los elementos antes calculados y seleccionados tendrán su posición y alojamiento. Por tanto, la metodología a emplearse²⁸ consistirá en determinar el momento de inercia (o sea la rigidez) de la sección transversal, que satisfaga las exigencias de esfuerzo y deformación, productos de la interacción con los elementos montados; para luego generar una sección cuya geometría cumpla con el resultado obtenido.

²⁸ Huapaya Bautista, Alejandro Orlando. Diseño de un Reductor de Velocidad de Engranajes Helicoidales de 150 kW, 1750 RPM y 20:1 de Relación de Transmisión Exacta. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica 1999. Tesis N° 1841. p. 169 a 177.

3.7.1. Rigidez vertical

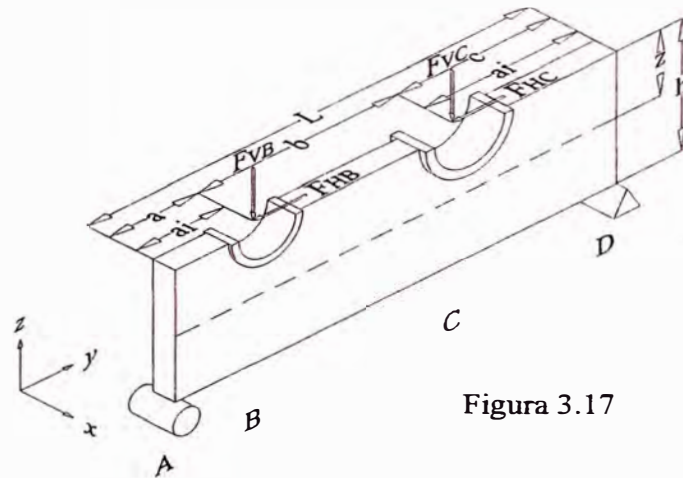


Figura 3.17

$$I_{X_{FV}} = \sum \frac{F_{Vi} \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot \varepsilon} \left[3 \left(\frac{a_i}{L} \right) - 4 \left(\frac{a_i}{L} \right)^3 \right]$$

$$I_{X_{FH}} = \sum \frac{F_{Hi} \cdot z_i \cdot L^2}{32 \cdot E \cdot \varepsilon} \left[4 \left(\frac{a_i}{L} \right)^2 - 1 \right]$$

$$I_X = I_{X_{FV}} + I_{X_{FH}}$$

Donde:

$I_{X_{FV}}$: momento de inercia (mm^4) necesario respecto al eje x-x para soportar las fuerzas verticales

$I_{X_{FH}}$: momento de inercia (mm^4) necesario respecto al eje x-x para soportar las fuerzas horizontales

F_{Vi} : fuerzas verticales, N. Peso de los elementos y cargas externas verticales

F_{Hi} : fuerzas horizontales, N. Cargas externas horizontales.

L : longitud del bastidor, mm

a_i : distancia del punto de aplicación de la carga al extremo más cercano, mm

z_i : distancia vertical del punto de aplicación a la fibra neutra, mm

E : módulo de elasticidad del material, MPa

ε : deflexión unitaria permisible, mm/mm

Según Mott²⁹ la deformación de bastidores en flexión debe ser:

Una parte de una máquina en general	0,0005-0,003
Precisión moderada	0,00001-0,0005
Alta precisión	0,000001-0,00001

Para este diseño se tomará 0,0005 mm/mm.

3.7.2. Rigidez horizontal

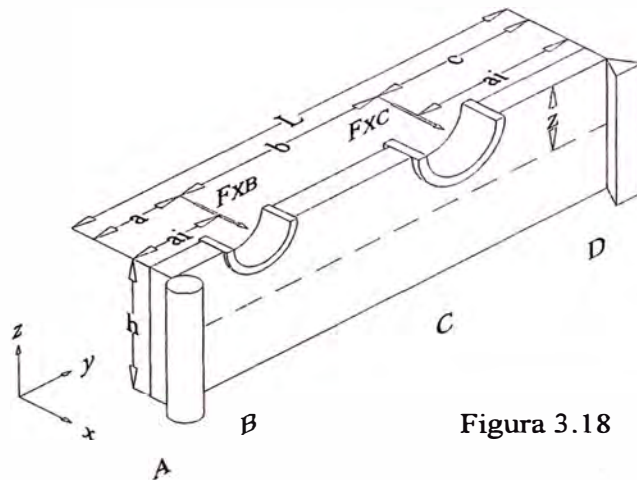


Figura 3.18

$$I_z = I_{z_{FX}} = \sum \frac{F_{xi} \cdot L^2}{48 \cdot E \cdot \varepsilon} \left[3 \left(\frac{a_i}{L} \right) - 4 \left(\frac{a_i}{L} \right)^3 \right]$$

Donde:

I_{zFX} : momento de inercia (mm^4) necesario respecto al eje z-z para soportar las fuerzas laterales

3.7.3. Rigidez torsional

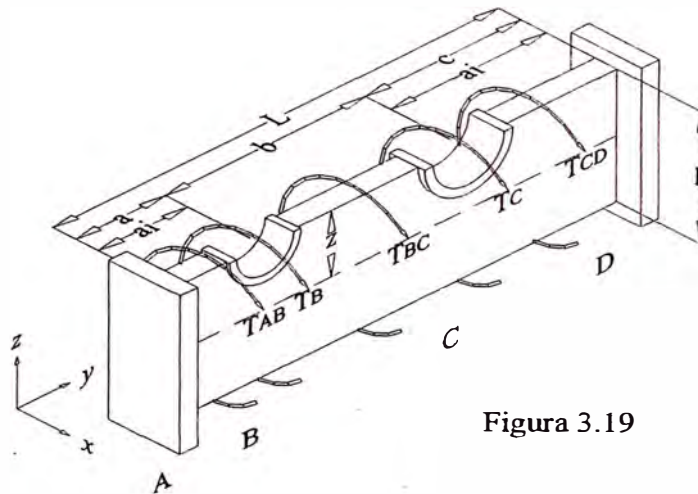


Figura 3.19

$$J_y = \frac{T}{G(\theta/L)}$$

Donde:

J_y : momento de polar de inercia (mm^4) necesario respecto al eje y-y para soportar las fuerzas que generan torsión

T : torque, N-mm

G : módulo de rigidez torsional, MPa

θ/L : deformación torsional unitarias, rad/mm

Según Mott³⁰ la deformación de bastidores en torsión debe ser:

³⁰ Mott, Robert L. Op. cit. p. 758.

Una parte de una máquina en general (Para este diseño se tomará el rango medio)

$$6,87138 \times 10^{-7} - 6,87138 \times 10^{-6}$$

Precisión moderada

$$1,37428 \times 10^{-8} - 2,74855 \times 10^{-7}$$

Alta precisión

$$6,87138 \times 10^{-10} - 1,37428 \times 10^{-8}$$

3.8. Diseño de tapas laterales

Para el diseño de las tapas laterales de configuración tipo brida, se supondrá que la zona atornillada se comporta como un simple apoyo, específicamente en el círculo de pernos, donde se generan las fuerzas de reacción. El anillo que soporta el empuje del rodamiento (fuerzas de acción) genera una carga uniformemente distribuida a lo largo de la longitud de su circunferencia tal como se muestran en las figuras 3.20 (tapa lisa) y 3.21 (tapa anular). Sólo se tomará como parte del problema la placa circular, mas no el anillo.

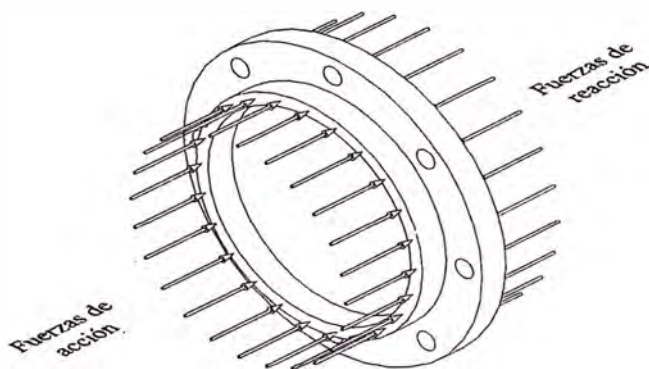


Figura 3.20

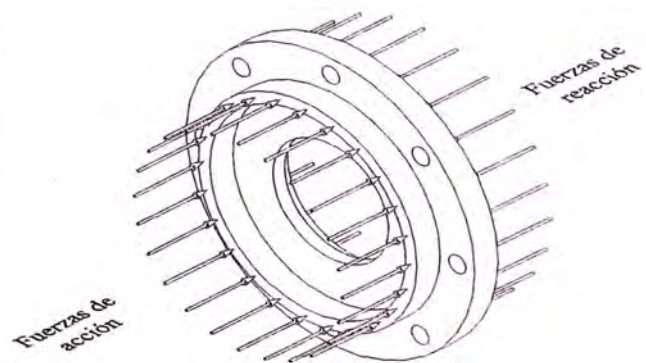


Figura 3.21

Esta distribución de fuerzas da como consecuencia soluciones que resultan ser casos típicos, en lo concerniente a placas planas circulares, como a continuación se verá. Cabe mencionar que sólo se realizará el cálculo del espesor de la placa, dado que para las condiciones de deformación permisibles, la determinación de la resistencia se hace innecesario, ya que el material soporta en gran medida las condiciones de carga sin colapsar.

3.8.1. Diseño de tapas laterales lisas

Estas tapas tiene como función retener los rodamientos del eje intermedio, que son empujados axialmente como resultado de la fuerza que en esta dirección generan los engranajes montados en el eje. La solución para este caso es la siguiente³¹:

Placa circular apoyada en el borde. Carga uniforme sobre una circunferencia (línea) de radio r_0 .

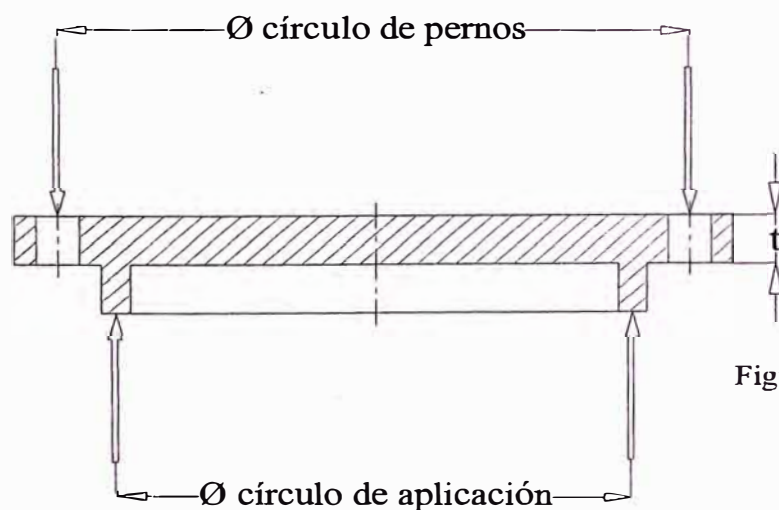


Figura 3.22

³¹ Roark, Raymond J. y Young, Warren C. Formulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones Traducción de la 2ª edición inglesa por de la Hoz, Mariano. Madrid 1952. p. 205.

$$y_{\max} = \frac{3W(m^2 - 1)}{2\pi Em^2 t^3} \left[\frac{(3m + 1)a^2 - (m - 1)r_0^2}{2(m + 1)} - r_0^2 (\ln(a/r_0) + 1) \right]$$

ó

$$t = \sqrt[3]{\frac{3W(m^2 - 1)}{2\pi Em^2 y_{\max}} \left[\frac{(3m + 1)a^2 - (m - 1)r_0^2}{2(m + 1)} - r_0^2 (\ln(a/r_0) + 1) \right]}$$

Donde:

y_{\max} : deflexión máxima permisible, mm

W : carga total aplicada, N

m : valor recíproco del número de Poisson ($\mu = 0,3$)

E : módulo de elasticidad, MPa

t : espesor de la placa, mm

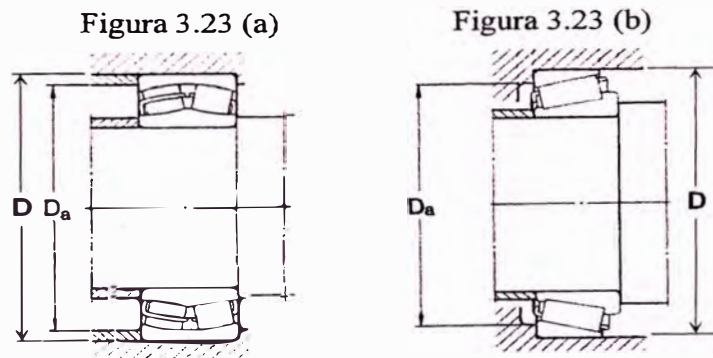
a : radio de la placa, mm.

En nuestro caso $a = \phi$ círculo de pernos/2

r_0 : radio del círculo de aplicación, mm. Según las figuras 3.23

(a) y (b) para los dos tipos de rodamientos a emplear se tiene:

$r_0 = (D + D_a)/4 = \phi$ círculo de aplicación/2



En función de la deformación unitaria ε (mm/mm de diámetro; para valores véase punto 3.7.1), se tiene:

$$\varepsilon = \frac{y_{\max}}{d/2} = \frac{y_{\max}}{2a} = -\frac{3W(m^2-1)}{4\pi Em^2 t^3 a} \left[\frac{(3m+1)a^2 - (m-1)r_0^2}{2(m+1)} - r_0^2 (\ln(a/r_0) + 1) \right]$$

ó

$$t = \sqrt[3]{\frac{3W(m^2-1)}{4\pi Em^2 a \varepsilon} \left[\frac{(3m+1)a^2 - (m-1)r_0^2}{2(m+1)} - r_0^2 (\ln(a/r_0) + 1) \right]}$$

3.8.2. Diseño de tapas laterales anulares

Estas tapas tiene como función retener los rodamientos del eje de entrada y de salida, que son empujados axialmente como resultado de la fuerza que en esta dirección generan los engranajes montados en estos ejes. Además tienen la función de alojar los retenes para el sellado respectivo del sistema. La solución para este caso es la siguiente³²:

Placa anular con borde exterior apoyado, borde interior libre.

Carga uniforme sobre un anillo concéntrico circular de radio r_0 .

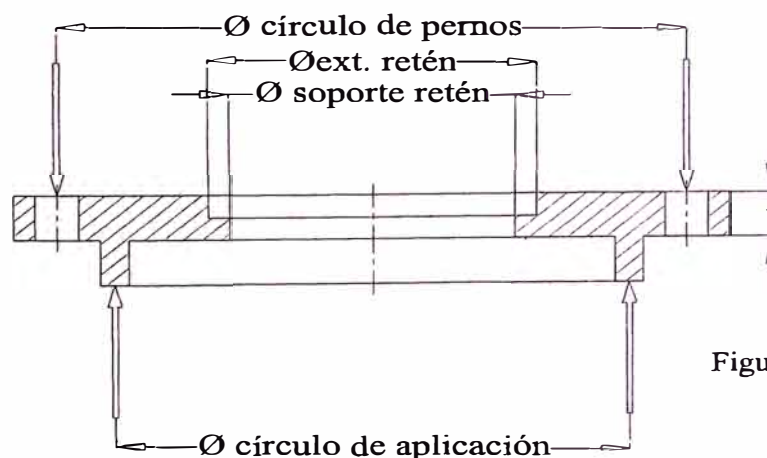


Figura 3.24

³² Roark, Raymond J. y Young, Warren C. Op. cit. p. 220.

$$y_{\max} = -\frac{3W(m^2 - 1)}{2\pi Em^2 t^3} \left[\frac{(a^2 - b^2)(3m + 1)}{2(m + 1)} - (b^2 + r_0^2) \ln(a/b) \right] - \frac{6M(m^2 - 1)}{Emt^3} \left[\frac{b^2}{m + 1} + \frac{2a^2 b^2}{(a^2 - b^2)(m - 1)} \ln(a/b) \right]$$

ó

$$t = \sqrt[3]{\frac{3W(m^2 - 1)}{2\pi Em^2 y_{\max}} \left[\frac{(a^2 - b^2)(3m + 1)}{2(m + 1)} - (b^2 + r_0^2) \ln(a/b) \right] - \frac{6M(m^2 - 1)}{Em y_{\max}} \left[\frac{b^2}{m + 1} + \frac{2a^2 b^2}{(a^2 - b^2)(m - 1)} \ln(a/b) \right]}$$

$$M = \frac{W}{8\pi m} \left[(m - 1) + 2(m + 1) \ln(a/r_0) - (m - 1) \frac{r_0^2}{a^2} \right]$$

Donde:

y_{\max} : deflexión máxima permisible, mm

W : carga total aplicada, N

m : valor recíproco del número de Poisson (μ)

E : módulo de elasticidad, MPa

t : espesor de la placa, mm

a : radio exterior de la placa, mm.

En nuestro caso $a = \phi$ círculo de pernos/2

b : radio del agujero anular, mm.

En nuestro caso $b = (\phi_{\text{ext retén}} + \phi_{\text{soporte retén}})/2$

El diámetro de soporte del retén se definirá como:

$$\phi_{\text{soporte retén}} = \phi_{\text{int retén}} + (\phi_{\text{ext retén}} - \phi_{\text{int retén}})/2$$

r_0 : radio del círculo de aplicación, mm. Según las figuras 3.23 (a) y (b) para los dos tipos de rodamientos a emplear se tiene:

$$r_0 = (D + D_a)/4 = \phi \text{ círculo de aplicación}/2$$

En función de la deformación unitaria ε (mm/mm de diámetro; para valores véase punto 3.7.1), se tiene:

$$\varepsilon = \frac{y_{\max}}{d2} = \frac{y_{\max}}{2a} = -\frac{3W(m^2 - 1)}{4\pi E m^2 t^3 a} \left[\frac{(a^2 - b^2)(3m + 1)}{2(m + 1)} - (b^2 + r_0^2) \ln(a/b) - \frac{r_0^2 (a^2 - b^2)(m - 1)}{2a^2 (m + 1)} \right] - \frac{3M(m^2 - 1)}{E m t^3 a} \left[\frac{b^2}{m + 1} + \frac{2a^2 b^2}{(a^2 - b^2)(m - 1)} \ln(a/b) \right]$$

ó

$$t = \sqrt[3]{\frac{3W(m^2 - 1)}{4\pi E m^2 a \varepsilon} \left[\frac{(a^2 - b^2)(3m + 1)}{2(m + 1)} - (b^2 + r_0^2) \ln(a/b) - \frac{r_0^2 (a^2 - b^2)(m - 1)}{2a^2 (m + 1)} \right] - \frac{3M(m^2 - 1)}{E m a \varepsilon} \left[\frac{b^2}{m + 1} + \frac{2a^2 b^2}{(a^2 - b^2)(m - 1)} \ln(a/b) \right]}$$

$$M = \frac{W}{8\pi m} \left[(m - 1) + 2(m + 1) \ln(a/r_0) - (m - 1) \frac{r_0^2}{a^2} \right]$$

3.9. Diseño de uniones atornilladas. Método ASME

Para el cálculo de las uniones atornilladas, se empleará el método ASME, el cual se ha tomado del texto N° 1 mostrado en la bibliografía. A continuación se describirán los métodos a emplearse.

3.9.1. Uniones con empaquetadura en toda la superficie de la brida

Este método se empleará para las tapas laterales y los dos cuerpos (superior e inferior) del bastidor del reductor. Para ello se debe definir lo siguiente:

a. Fuerza de tracción en los pernos

$$F = F_i + Kx F_e$$

Donde:

F : fuerza de tracción en el perno, N

F_i : fuerza de ajuste inicial, N

F_e : carga exterior aplicada en la unión, N

K : constante elástica de la unión (véase siguiente tabla 3.9³³)

Tabla 3.9

Valores para ciertos tipos de uniones	K
Empaquetadura blanda con espárragos	1,00
Empaquetadura blanda con pernos pasantes	0,75
Empaquetadura de asbestos con pernos pasantes	0,60
Empaquetadura de cobre suave con pernos pasantes	0,50
Empaquetadura de cobre duro con pernos pasantes	0,25
Uniones metal – metal	0,00

b. Condición de apertura de la unión

$$F_0 = F_i / (1 - K)$$

Donde:

F₀ : carga de apertura, N

³³ Alva Dávila, Fortunato. Diseño de Elementos de Máquinas I. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica 1995. p. 19.

c. **Fuerza inicial de ajuste**

$$F_0 = C \times F_e$$

Donde:

C : coeficiente que varía entre 1,2 – 2

Como se puede observar, el valor de C está definiendo la carga de apertura en función de la carga exterior.

Combinando las 3 ecuaciones anteriores, se tiene:

$$F_i = C \times F_e (1 - K)$$

d. **Torque de ajuste**

$$T = \alpha \times F_i \times d_b$$

Donde:

T : torque de ajuste, N-mm

d_b : diámetro nominal del perno, mm

α : coeficiente de fricción

Para pernos lubricados = [0,10 – 0,15]

Para pernos no lubricados = 0,20

e. **Esfuerzos permisibles**

El código ASME para recipientes a presión, fija el valor del esfuerzo permisible a temperatura ambiente en:

$$S_t = 0,16 \text{ a } 0,20 S_{ut}$$

Que correspondería a:

$$S_t = 0,19 \text{ a } 0,25 S_y$$

Por consiguiente se debe tener:

$$\sigma_t = F/A_s \leq S_t$$

Donde:

σ_t : esfuerzo de tracción, N/mm²

A_s : área de esfuerzo del perno, mm²

En la tabla 1 y 2 del apéndice G, se encuentra una lista de materiales y áreas de esfuerzo para diferentes diámetros nominales de pernos, respectivamente.

f. Recomendaciones generales

➤ **Margen mínimo**

Para recipientes a presión con pernos dispuestos en círculo se recomienda:

$$\text{Si } d_b \leq 16 \quad m = d_b + 3,2$$

$$\text{Si } 16 < d_b \leq 25 \quad m = d_b + 1,6$$

$$\text{Si } 25 < d_b \leq 57 \quad m = d_b$$

$$\text{Si } d_b > 57 \quad m = d_b - 3,2$$

En la tabla 3 del apéndice G, se encuentra una lista de pernos, tuercas y arandelas, así como sus costos en el mercado local.

➤ **Espaciamiento entre pernos**

Para recipientes a presión con pernos dispuestos en círculo se recomienda:

Mínimo:

Pernos serie regular : $p = 2d_b + 4,8$

Pernos serie pesada : $p = 2d_b + 6,4$

Recomendado : $3d_b \leq p \leq 7d_b$

3.9.2. Uniones metal – metal

Este método servirá para la determinación de los anclajes y de complemento para el cálculo de los pernos del bastidor. Para ello se debe definir lo siguiente:

a. Carga de tracción directa

$$F_t = W / n$$

F_t : carga de tracción en el perno, N

W : carga actuante, N

n : número de pernos

b. Carga de corte directo

$$F_s = W / n$$

F_s : carga de corte en el perno, N

c. Carga de tracción por un momento flector

$$F_{ti} = M \times c_i / \sum c_j^2$$

F_{ti} : carga de tracción en el perno i , N

M : momento actuante, N-mm

c_i : distancia entre el eje de pivote y el perno i , mm

c_j : distancia entre el eje de pivote y un perno cualquiera, mm

El eje pivote se define como la línea imaginaria de articulación del momento flector que da como resultado dos semiplanos donde en uno de ellos se genera fuerzas de tracción y en el otro fuerzas de compresión.

d. Carga de tracción por un momento torsor

$$F_{si} = T \times c_i / \sum c_j^2$$

F_{si} : carga de corte en el perno i, N

T : momento torsor actuante, N-mm

c_i : distancia entre el eje de pivote y el perno i, mm

c_j : distancia entre el eje de pivote y un perno cualquiera, mm

e. Evaluación de cargas y esfuerzos

Para el caso general en que sobre la unión actúan las cargas de tracción y de corte, los pernos pueden calcularse de 2 maneras:

1. Considerando que la fricción existente entre las superficies de contacto toma la carga de corte actuante. Esto requiere que la fuerza de tracción en el perno sea:

$$F_e \geq F_t + F_s / \mu$$

y que:

$$F_e \leq 0,6 S_y A_s$$

el perno se fijará con un ajuste de:

$$F_i \leq 0,8 S_y A_s$$

Donde:

F_t : carga de tracción actuante, N

F_s : carga de corte actuante, N

μ : factor de fricción entre las superficies en contacto, se puede tomar de 0,2 a 0,35

F_e : fuerza de tracción en el perno para que éste no tome la carga de corte, N

S_y : esfuerzo de fluencia del perno, MPa (véase tabla 1 del apéndice G)

A_s : área de esfuerzo del perno, mm² (véase tabla 2 del apéndice G)

F_i : ajuste inicial del perno, N

2. Considerando que el perno tomará la carga de corte por ajuste inadecuado. Para esta situación, la carga equivalente de tracción será:

De acuerdo al criterio de la máxima energía de distorsión:

$$F_e = (F_t^2 + 3F_s^2)^{1/2}$$

De acuerdo al criterio del máximo esfuerzo cortante:

$$F_e = (F_t^2 + 4F_s^2)^{1/2}$$

Para calcular el área de esfuerzo requerido, se puede hacer uso de las fórmulas de Seaton & Routhewaite (cargas dinámicas):

$$A_s = (6F_e / S_y)^{2/3} \quad ; \text{ para } d_b \leq 44,5 \text{ mm}$$

$$A_s = 4F_e / S_y \quad ; \text{ para } d_b > 44,5 \text{ mm}$$

También por la expresión de la AISC (cargas estáticas):

$$A_s = F_e / 0,4S_y$$

3.10. Diseño de uniones soldadas

A continuación se describirá el método de cálculo de cordones de soldadura de filete mostrado en la bibliografía 1.

Cargas actuantes en cordones de soldadura de filete

1. Carga de corte directo

$$f_{wP} = P/L_w$$

Donde:

f_w : carga de corte por unidad de longitud, N/mm

P : carga actuante, N

L_w : longitud efectiva del cordón, mm

2. Carga de corte producida por un momento flector

$$f_{wM} = M \cdot c / I_w = M / Z_w$$

$$I_w = \int y^2 ds \text{ ó } I_w = \int x^2 ds$$

$$I_w = I_{w0} + Ld^2 ; Z_w = I_w/c$$

Donde:

f_w : carga de corte por unidad de longitud, N/mm

M : momento flector actuante, N-mm

c : distancia del eje del centro de gravedad al extremo del cordón, mm.

I_w : momento de inercia de línea con respecto a uno de los ejes coordenados, mm³ (véase Tabla 1 apéndice H)

Z_w : módulo de línea, mm² (véase Tabla 1 apéndice H)

3. Carga de corte producida por un momento torsor

$$f_{wT} = T*c/J_w$$

Donde:

f_w : carga de corte por unidad de longitud, N/mm

T : momento torsor actuante, N-mm

c : distancia del eje del centro de gravedad al extremo más alejado del cordón, mm.

J_w : momento polar de inercia de línea, mm³ (véase Tabla 1 apéndice H)

4. Carga resultante de corte

$$f_w = \Sigma f_i$$

Para el caso de cargas que actúan en planos mutuamente perpendiculares:

$$f_w = (f_{wx}^2 + f_{wy}^2 + f_{wz}^2)^{1/2}$$

Tamaño del cordón de soldadura de filete

$$w = f_w / S_w$$

Donde:

w : longitud del filete de la soldadura, mm

f_w : carga por unidad de longitud, N/mm

S_w : esfuerzo permisible del cordón, N/mm² (véase Tabla 3.10)

Esfuerzos permisibles en cordones de soldadura de filete referido a los lados del filete

Tabla 3.10

Electrodo	Esfuerzos permisibles S_w, MPa (AWS D2.0-69)
E – 60XX	87,563
E – 70XX	102,042
E – 80XX	117,211
E – 90XX	131,690
E – 100XX	146,169
E – 110XX	160,648

1. Se toma igual al metal base en los siguientes casos:
 - a. Para elementos sometidos a esfuerzos de tracción o compresión paralelo al eje del cordón soldado a tope con penetración completa.
 - b. Para elementos sometidos a esfuerzo de tracción, normal al cordón soldado a tope con penetración completa.

- c. Para elementos sometidos a esfuerzos de compresión, normal al cordón soldado a tope con penetración completa o parcial.
 - d. Para elementos sometidos a esfuerzo de corte en la garganta de un cordón soldado a tope con penetración completa o parcial.
2. De acuerdo a la especificación AWS D2.0-69 (American Welding Society), se puede tomar:

$$S_t = 0,3 S_{ut}$$

$$S_s = 0,3 S_{ut}$$

Para los siguientes casos:

- a. Para elementos sometidos a esfuerzos de corte en la garganta efectiva de un cordón de soldadura de filete paralelo a la dirección de la carga (carga longitudinal).
- b. Para elementos sometidos a esfuerzos de tracción normal al cordón soldado a tope con penetración parcial.
- c. Para elementos sometidos a esfuerzos de corte en el área efectiva de una soldadura de tapón.

Recomendaciones generales

El tamaño del cordón de soldadura de filete, en lo posible deberá estar sujeto a lo indicado en la tabla 3.11.

El tamaño máximo de un cordón de soldadura de filete soldado a lo largo de los bordes a unir será:

$$\text{Para } t < 6,35 \text{ mm (1/4") } \Rightarrow w \leq t$$

Para $t \geq 6,35 \text{ mm (1/4")} \Rightarrow w \leq t - 1,6 \text{ (1/16")}$

Donde sea posible, el cordón de soldadura de filete debe terminar “doblando una esquina” con una longitud no menor de $2w$, en especial, en cordones sometidos a cargas excéntricas

La longitud efectiva de un cordón de soldadura de filete es la longitud total del cordón de tamaño completo, incluyendo la longitud “doblada en una esquina”.

La longitud efectiva mínima de un cordón de soldadura de filete debe ser:

$$L_w \leq 4w$$

La longitud efectiva de un segmento de cordón de soldadura de filete en cordones intermitentes, deberá ser: $L_w \geq 4w$ y no menor de 38 mm (1 1/2") .

El traslape mínimo en cordones de soldadura de filete deberá ser: $L \leq 5t$ y no menor de 25 mm (1") . Siendo, t = espesor de la plancha más delgada.

Cuando se requiera tener la resistencia completa por medio de cordones de soldadura de filete en ambos lados con metales bases de espesores diferentes, es necesario que: $w = 0,75 t$. Siendo, t = espesor de la plancha más delgada.

Cuando se diseñe un miembro que sólo sirva para dar rigidez y no se pueda evaluar las cargas que actúan sobre él, se puede considerar: $w = 0,25$ a $0,35 t$; para cordones soldados a ambos

lados. También se puede hacer uso de cordones intermitentes de tamaño completo, equivalente al valor recomendado.

Tabla 3.11

Tamaño mínimo del cordón de filete

Espesor de la plancha más gruesa en pulgadas	Tamaño mínimo del cordón de filete en pulgadas
$t \leq 1/4$	1/8
$1/4 < t \leq 1/2$	3/16
$1/2 < t \leq 3/4$	1/4
$3/4 < t \leq 1 \ 1/2$	5/16
$1 \ 1/2 < t \leq 2 \ 1/4$	3/8
$2 \ 1/4 < t \leq 6$	1/2
$t > 6$	5/8

Nota: el tamaño del cordón de soldadura de filete no debe exceder del espesor de la plancha más delgada. Se pasa por alto para aquellos casos que por cálculo de esfuerzos se requiera mayor tamaño del cordón.

3.11. Balance térmico

Esta etapa del diseño, constituye una etapa crucial, para la longevidad del equipo, dado que, como en toda máquina hecha por el hombre, se suscitan pérdidas (básicamente de fricción que es lo que se trata de minimizar), que genera calor el cual si no es eliminado eficazmente, empieza a alterar las propiedades de los materiales de los elementos (metales, lubricantes, sellos, etc.), como consecuencia del calor que éstos absorben. Por tanto es imperioso para el equipo que se

está diseñando, contar con los medios suficientes para la eliminación del calor remanente.

Para este trabajo en particular se hallará una superficie (de la caja) que por simple transferencia hacia el exterior, vale decir sin ningún elemento secundario de refrigeración (ventilador, radiador, etc.), cumpla con eliminar éstas pérdidas. Para ello se debe analizar los componentes, que durante su funcionamiento, generen calor remanente.

Según Niemann³⁴, la potencia perdida por los elementos de un reductor de engranajes es:

$$P_P = P_B + P_Z + P_R$$

Donde:

P_P : Potencia total perdida por los elementos, kW

P_B : Potencia pérdida de marcha en vacío, kW. La cual se reduce a la pérdida por el barboteo del lubricante

P_Z : Potencia perdida por la fricción en los dientes del engranaje, kW

P_R : Potencia perdida por la fricción en los rodamientos, kW

3.11.1. Potencia perdida por barboteo

Esta potencia perdida solo considera las ruedas que se encuentran inmersas en lubricantes, cuya fórmula³⁵ aproximadamente es:

$$P_B = \frac{b \cdot y}{2,71924 \times 10^6} \cdot v^{3/2}$$

Donde:

- P_B : Potencia perdida por barboteo, kW
 b : Ancho del engranaje sumergido, mm
 y : Profundidad de inmersión, mm
 v : velocidad tangencial de la rueda inmersa, m/s

3.11.2. Potencia perdida en los engranajes

La potencia perdida en los engranajes se puede determinar con la siguiente fórmula³⁶:

$$P_z = P \left(\frac{0,1}{z_p \cdot \cos \psi} + \frac{0,03}{v + 2} \right)$$

Donde:

- P_z : Potencia perdida en los engranajes, kW
 P : Potencia transmitida, kW
 z_p : Número de dientes del piñón.
 ψ : Angulo de hélice, (°)
 v : Velocidad tangencial, m/s

³⁴ Niemann, G. Op. cit. p. 461.

³⁵ Niemann, G. Op. cit. p. 468.

³⁶ Niemann, G. Op. cit. p. 470.

3.11.3. Potencia perdida en los rodamientos

Las potencias perdidas en los diversos cojinetes del engranaje deben sumarse, y su fórmula³⁷ es:

$$P_R = \sum \frac{\mu_R \cdot N_R \cdot d \cdot n}{1,90986 \times 10^7}$$

Donde:

P_R : Potencia perdida por todos los rodamientos, kW

μ_R : Coeficiente de fricción del rodamiento (véase tabla 3.12³⁸).

N_R : Carga aplicada al rodamiento, N

n : velocidad angular, rpm

d : Diámetro del eje, mm

Tabla 3.12

Tipo de rodamiento	μ_R
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de bolas con contacto angular	
de una hilera	0,0020
de dos hileras	0,0024
Rodamientos de rodillos cilíndricos	
con jaula	0,0011
llenos de rodillos (sin obturaciones)	0,0020
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018

Según Dudley³⁹ el diámetro más apropiado a considerar es la semisuma del diámetro externo de la pista exterior y el diámetro

³⁷ Niemann, G. Op. cit. p. 469.

interno de la pista interior del rodamiento, es decir el diámetro medio (d_m), dado que la fricción no sucede en el eje, sino en los elementos rodantes. Por tanto la ecuación será:

$$P_R = \sum \frac{\mu_R \cdot N_R \cdot d_m \cdot n}{1,90986 \times 10^7}$$

Para que haya un rechazo de calor eficaz se debe cumplir la siguiente condición:

$$P_{\text{Perdida}} \leq P_{\text{Transmisible por las paredes}}$$

Por tanto ahora se debe definir la capacidad de transferencia de calor del bastidor.

3.11.4. Potencia transmisible

La potencia transmisible, como se mencionó anteriormente, es la capacidad del bastidor de transmitir calor al exterior con un flujo como mínimo igual al calor generado por las pérdidas en los elementos internos.

$$P_{\text{transmisible}} = Q_{\text{aire interior - ambiente}} + Q_{\text{aceite lubricante - ambiente}}$$

Existen 3 formas de transferencia de calor: conducción (significativo sólo para sólidos), convección (significativo para líquidos y gases) y radiación (significativo para sólidos, líquidos y gases). Para este caso las formas significativas de transferencia lo constituye la conducción y

³⁸ SKF. Op. cit. p. 47.

convección, descartando la radiación dado que se considera importante a partir de 100°C, temperatura que no se va a alcanzar en el proceso.

Calor por conducción: $Q = k A/t (T_1-T_2) = A(T_1-T_2)/(t/k)$

Calor por convección: $Q = h A (T_1-T_2) = A(T_1-T_2)/(1/h)$

Donde:

Q : flujo de calor, W

k : conductividad térmica del material, W/m-K

Para aceros aleados con bajo contenido de carbono (como el acero estructural A36), se puede tomar con gran aproximación 51,9 W/m-K.

h : coeficiente de convección promedio, W/m²-K

A : área de transferencia, m²

e : espesor del material, m

Supuestos:

- Todo el calor generado por los elementos internos se transfiere al aire y lubricante que se encuentra en el interior del reductor.
- En el estado de equilibrio la temperatura del aire y del aceite es igual.

³⁹ Dudley, Darle W. Op. cit. p. 511.

- En el interior del reductor se da un proceso de convección forzada causado por el movimiento de los elementos que generan un ambiente turbulento.
- En el exterior del reductor se da un proceso de convección libre a raíz de no poseer ningún elemento que genere ventilación.
- La temperatura máxima del aceite y el ambiente interno será como máximo 70°C (basado en recomendaciones de Mott⁴⁰, Niemann⁴¹ y Mundi Crespo⁴²).
- El flujo de calor es unidimensional.

➤ **En el interior del reductor (convección forzada)**

Según Incropera⁴³ para régimen turbulento se puede emplear la siguiente correlación:

$$Nu_L = 0,037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3}$$

Donde:

Nu_L : número de Nusselt = hL/k

Re_L : número de Reynolds = $V\rho L/\mu = VL/\nu$

Pr : numero de Prandtl = $\mu c_p/k$

h : coeficiente de convección promedio, W/m^2-K

L : longitud característica de la placa, m

k : conductividad térmica de la sustancia, $W/m-K$

⁴⁰ Mott, Robert L. Op. cit. p. 456.

⁴¹ Niemann, G. Op. cit. p. 472.

⁴² Mundi Crespo, E. Los Lubricantes y sus aplicaciones. Editorial Interciencia. Edición 1972. p. 242.

V	: velocidad del fluido, m/s
ρ	: densidad del fluido, kg/m ³
μ	: viscosidad absoluta, kg/m-s
ν	: viscosidad cinemática, m ² /s
c_p	: capacidad calórica a presión constante, J/kg-K

Dado que no se sabe que velocidad relativa que adoptará el aire y el lubricante en el interior debido a la rotación de los elementos internos, se asumirá un número de Reynolds igual a 10^8 que corresponde a un flujo totalmente turbulento. Además como la longitud característica para esta correlación es la distancia paralela al flujo y en nuestro caso se tiene un una dirección errática, se adoptará como longitud característica la semisuma de los lados de la placa (véase figura 3.25):

$$L = (L_1 + L_2) / 2$$

➤ **En el exterior (convección libre)**

Según Churchill y Chu⁴⁴ para placas verticales en convección libre se puede emplea las siguientes correlaciones:

⁴³ Incropera Frank P. and DeWitt David P. Introduction to Heat Transfer. Editorial John Wiley & Sons. Second edition 1990. p. 369

Si $0 \leq Ra_L < 10^9$

$$Nu_L = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}$$

Si $Ra_L \geq 10^9$

$$Nu_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

Donde:

Ra_L : número de Rayleigh = $Gr_L Pr$

Gr_L : número de Grashof = $\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2$

Pr : número de Prandtl = $\mu c_p/k$

β : coeficiente de expansión térmica = $1/T$, K^{-1}

g : aceleración de la gravedad = $9,80665$; m/s^2

T_s : temperatura de la superficie, K

T_a : temperatura del ambiente, K

L : longitud característica de la placa, m

ν : viscosidad cinemática, m^2/s

Según Mc Adams⁴⁵ para placas horizontales calientes con cara hacia arriba o cara fría hacia abajo se pueden emplear las siguientes correlaciones:

$$\text{Si } 10^4 \leq Ra < 10^7 \Rightarrow Nu_L = 0,54Ra_L^{1/4}$$

$$\text{Si } 10^7 \leq Ra < 10^{11} \Rightarrow Nu_L = 0,15Ra_L^{1/3}$$

Y con cara fría hacia arriba o cara caliente hacia abajo se puede emplear la siguiente correlación:

$$\text{Si } 3 \times 10^5 \leq Ra < 3 \times 10^{10} \Rightarrow Nu_L = 0,27Ra_L^{1/4}$$

Según Fuji e Imura⁴⁶ para placas inclinadas calientes con cara hacia arriba y un ángulo respecto a la vertical $\theta > 30^\circ$ se puede utilizar las siguientes correlaciones:

$$\text{Si } 10^6 < Ra_L < 2 \times 10^8 \quad Nu_L = 0,16Ra_L^{1/3}$$

$$\text{Si } 5 \times 10^8 < Ra_L < 10^{11} \quad Nu_L = 0,13Ra_L^{1/3}$$

Para los tres casos anteriores la longitud características esta dada por (véase figura 3.25): $L = \text{Area/perímetro} = L_1L_2/[2(L_1+L_2)]$

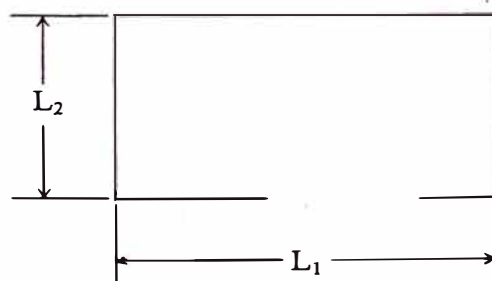


Figura 3.25

⁴⁵ Incropera Frank P. and DeWitt David P. Introduction to Heat Transfer. Editorial John Wiley & Sons. Second edition 1990. P. 506.

⁴⁶ Karlekar B. V. y Desmond R. M. Transferencia de Calor. Editorial Mc Graw Hill. 2ª edición 1995. p. 620.

4.

DESARROLLO DEL PROGRAMA

A continuación se pasará a aplicar la metodología de cálculo descrita anteriormente, para el caso particular del presente trabajo.

4.1. Definición de parámetros iniciales

Para el desarrollo del algoritmo del programa, es necesario definir los parámetros o variables iniciales, ya que de esta manera el antes mencionado se circunscribe a una solución única, estableciéndose de esta manera la metodología y secuencia de cálculo respectivo. Estos parámetros o datos de entrada son:

- Potencia a transmitir.
- Relación de transmisión total. En tabla 8 del apéndice A, se da una lista detallada relaciones de transmisión con el número de dientes primos entre cada pareja.
- Velocidad angular de entrada.
- Tipo de aplicación que tendrá el reductor.

- Presencia o no de cargas externas en los ejes de entrada o salida, como consecuencia de adaptar un elemento reductor (ruedas de cadena o poleas para fajas).
- Temperatura del ambiente de trabajo.

4.2. Modelos matemáticos

4.2.1. Cálculo de engranajes helicoidales

Para esta parte se considerará como dato el módulo normal (m_{nI}). Con el objeto de disminuir al mínimo las fuerzas axiales y así recargar menos al bastidor y rodamientos, se tomará un ángulo de hélice $\psi = 35^\circ$ para el primer tren y $\psi = 15^\circ$ para el segundo tren, ya que éstas aumentan con el incremento de ψ y con el decremento de las rpm y viceversa. Es importante resaltar que se está eligiendo un ángulo mayor en el primer tren que en el segundo, ya que existe una configuración (tal como se verá en el análisis de ejes), donde estas se restan. El ángulo de presión a considerar en ambos trenes será el normal ($\phi_n = 20^\circ$). Para obviar el factor de corona ($K_B = 1$), se considerará un factor de respaldo m_B mínimo de 1,2.

4.2.1.1. Cálculo por resistencia

Primer tren

Ancho del diente del piñón 1 y engranaje 1:

$$F_{\min P1} = F_{\min G1} = 2 \pi m_{nl} / \sin 35^\circ$$

- Módulo transversal:

$$m_{tl} = m_{nl} / \cos 35^\circ$$

- Diámetros primitivos:

$$D_{P1} = Z_{P1} m_{tl} = Z_{P1} m_{nl} / \cos 35^\circ$$

$$D_{G1} = Z_{G1} m_{tl} = Z_{G1} m_{nl} / \cos 35^\circ$$

- Velocidades tangenciales:

$$v_{tP1} = \pi D_{P1} n_{P1} / 60000$$

$$v_{tG1} = \pi D_{G1} n_{G1} / 60000 = \pi D_{G1} (n_{P1}/m_{gl}) / 60000$$

- Aplicando la ecuación de la AGMA se tiene:

$$S_{atP1} = 1,9099 \times 10^7 \frac{P \cdot K_{aP1} \cdot K_{sP1} \cdot K_{mP1} \cdot K_{TP1} \cdot K_{RP1}}{D_{P1} \cdot n_{P1} \cdot K_{vP1} \cdot F_{P1} \cdot m_{tl} \cdot J_{P1} \cdot K_{LP1}}$$

$$S_{atG1} = 1,9099 \times 10^7 \frac{P \cdot K_{aG1} \cdot K_{sG1} \cdot K_{mG1} \cdot K_{TG1} \cdot K_{RG1}}{D_{G1} \cdot n_{G1} \cdot K_{vG1} \cdot F_{G1} \cdot m_{tG1} \cdot J_{G1} \cdot K_{LG1}}$$

Donde:

- $K_{aP1} = K_{aG1} =$ Valor extraído de la tabla 2 apéndice A
- $K_{sP1} = K_{sG1} = 5,21556 \cdot 10^{-1} + 1,30745 \cdot 10^{-1} \cdot m_{tl} - 8,06735 \cdot 10^{-3} \cdot m_{tl}^2 - 1,86305 \cdot 10^{-4} \cdot m_{tl}^3$
- $K_{mP1} = K_{mG1} = 1,16135 + 6,83046 \cdot 10^{-4} \cdot F_{P1} + 1,65985 \cdot 10^{-6} \cdot F_{P1}^2$
- $K_{vP1} = \{A / [A + (200v_{tP1})^{1/2}]\}^B$
- $K_{vG1} = \{A / [A + (200v_{tG1})^{1/2}]\}^B$

Donde:

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

$$B = (12 - Q_v)^{2/3} / 4$$

- $J_{P1} = J_{P1[ZP1]} * K_{P1[ZP1]}$
- $J_{G1} = J_{G1[ZG1]} * K_{G1[ZG1]}$
- $K_{LP1} = K_{LG1} = 1,6831 N^{-0,0323}$ (para $10^7 \leq N \leq 10^{10}$)
- $K_{TP1} = K_{TG1} = 1$
- $K_{RP1} = K_{RG1} = K_{R[R]}$

- Por lo tanto se tiene:

$$S_{at} = 20,5498 + 1,1756 HB - 9,5834 * 10^{-4} HB^2$$

$$0 = (S_{at} - 20,5498) - 1,1756 HB + 9,5834 * 10^{-4} HB^2$$

- Resolviendo la ecuación para obtener HB se tiene:

$$HB = \frac{1,1756 - \sqrt{(-1,1756)^2 - 4(9,5837 * 10^{-4})(S_{at} - 20,5498)}}{2(9,5837 * 10^{-4})}$$

$$HB = \frac{1,1756 - \sqrt{1,3820 - 3,8335 * 10^{-3}(S_{at} - 20,5498)}}{1,91674 * 10^{-3}}$$

Entonces:

$$HB_{P1} = \frac{1,1756 - \sqrt{1,3820 - 3,8335 * 10^{-3}(S_{atP1} - 20,5498)}}{1,91674 * 10^{-3}}$$

$$HB_{G1} = \frac{1,1756 - \sqrt{1,3820 - 3,8335 * 10^{-3}(S_{atG1} - 20,5498)}}{1,91674 * 10^{-3}}$$

Segundo tren

- Ancho del diente del piñón 2 y engranaje 2:

$$F_{min P2} = F_{min G2} = 2 \pi m_{nII} / \text{sen} 15^\circ$$

- Módulo transversal:

$$m_{tII} = m_{nII} / \cos 15^\circ$$

- Diámetros primitivos:

$$D_{P2} = Z_{P2} m_{tII} = Z_{P2} m_{nII} / \cos 15^\circ$$

$$D_{G2} = Z_{G2} m_{tII} = Z_{G2} m_{nII} / \cos 15^\circ$$

- Velocidades tangenciales:

$$v_{tP2} = \pi D_{P2} n_{P2} / 60000 = \pi D_{G1} n_{G1} / 60000$$

$$v_{tG2} = \pi D_{G2} n_{G2} / 60000 = \pi D_{G2} (n_{P2}/m_{gII}) / 60000$$

- Aplicando la ecuación de la AGMA se tiene:

$$S_{atP2} = 1,9099 \times 10^7 \frac{P \cdot K_{aP2} \cdot K_{sP2} \cdot K_{mP2} \cdot K_{TP2} \cdot K_{RP2}}{D_{P2} \cdot n_{P2} \cdot K_{vP2} \cdot F_{P2} \cdot m_{tII} \cdot J_{P2} \cdot K_{LP2}}$$

$$S_{atG2} = 1,9099 \times 10^7 \frac{P \cdot K_{aG2} \cdot K_{sG2} \cdot K_{mG2} \cdot K_{TG2} \cdot K_{RG2}}{D_{G2} \cdot n_{G2} \cdot K_{vG2} \cdot F_{G2} \cdot m_{tG2} \cdot J_{G2} \cdot K_{LG2}}$$

Donde:

- $K_{aP2} = K_{aG2} =$ Igual que el primer tren
- $K_{sP2} = K_{sG2} = 5,21556 \cdot 10^{-1} + 1,30745 \cdot 10^{-1} \cdot m_{tII} - 8,06735 \cdot 10^{-3} \cdot m_{tII}^2 - 1,86305 \cdot 10^{-4} \cdot m_{tII}^3$
- $K_{mP2} = K_{mG2} = 1,16135 + 6,83046 \cdot 10^{-4} \cdot F_{P2} + 1,65985 \cdot 10^{-6} \cdot F_{P2}^2$
- $K_{vP2} = \{A / [A + (200v_{tP2})^{1/2}]\}^B$
- $K_{vG2} = \{A / [A + (200v_{tG2})^{1/2}]\}^B$

Donde:

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

$$B = (12 - Q_v)^{2/3} / 4$$

- $J_{P2} = J_{P2[ZP2]} \cdot K_{P2[ZP2]}$

- $J_{G2} = J_{G2[ZG2]} \cdot K_{G2[ZG2]}$
- $K_{LP2} = K_{LG2} = 1,6831 N^{-0,0323}$
- $K_{TP2} = K_{TG2} = 1$
- $K_{RP2} = K_{RG2} = \text{Igual que el primer tren}$

$$HB_{P2} = \frac{1,1756 - \sqrt{1,3820 - 3,8335 \cdot 10^{-3} (S_{atP2} - 20,5498)}}{1,91674 \cdot 10^{-3}}$$

$$HB_{G2} = \frac{1,1756 - \sqrt{1,3820 - 3,8335 \cdot 10^{-3} (S_{atG2} - 20,5498)}}{1,91674 \cdot 10^{-3}}$$

4.2.1.2. Cálculo por fatiga superficial

En esta etapa del cálculo, se busca, a manera de comprobación, la potencia que puede transmitir grupo piñón-engranaje.

Primer tren

Aplicando la ecuación de la AGMA se tiene:

$$P = 5,2360 \times 10^{-8} \left(\frac{n_{P1} \cdot C_{vP1} \cdot F_{P1} \cdot I_J}{C_{aP1} \cdot C_{sP1} \cdot C_{mP1} \cdot C_{fP1}} \right) \left(\frac{S_{acP1} \cdot D_{P1} \cdot C_{LP1} \cdot C_{HI}}{c_{p1} \cdot C_{TP1} \cdot C_{RP1}} \right)^2$$

$$P = 5,2360 \times 10^{-8} \left(\frac{n_{G1} \cdot C_{vG1} \cdot F_{G1} \cdot I_J}{C_{aG1} \cdot C_{sG1} \cdot C_{mG1} \cdot C_{fG1}} \right) \left(\frac{S_{acG1} \cdot D_{G1} \cdot C_{LG1} \cdot C_{HI}}{c_{p1} \cdot C_{TG1} \cdot C_{RG1}} \right)^2$$

Donde:

- $C_{vP1} = \text{Igual que } K_{vP1}$
- $C_{vG1} = \text{Igual que } K_{vG1}$
- $I_I = [(\cos\phi_t \text{ sen}\phi_t) / 2m_{nl}'] [m_{gl} / (m_{gl} + 1)]$

Donde:

- $\phi_t = \text{tg}^{-1}(\text{tg}\phi_n / \cos 35^\circ)$
- $m_{nl}' = p_{cbl} / 0,95La_I = \pi m_{nl} \cos\phi_n / 0,95 La_I$
- $La_I = [(0,5D_{P1} + a_{P1})^2 - (0,5D_{P1}\cos\phi_t)^2]^{1/2} + [(0,5D_{G1} + a_{G1}) - (0,5D_{G1}\cos\phi_t)^2]^{1/2} - (0,5D_{P1} + 0,5D_{G1})\text{sen}\phi_t$
- $La_I = [(0,5D_{P1} + m_{nl})^2 - (0,5D_{P1}\cos\phi_t)^2]^{1/2} + [(0,5D_{G1} + m_{nl}) - (0,5D_{G1}\cos\phi_t)^2]^{1/2} - (0,5D_{P1} + 0,5D_{G1})\text{sen}\phi_t$
- $C_{aP1} = C_{aG1}$ igual que $K_{aP1} = K_{aG1}$
- $C_{sP1} = C_{sG1}$ igual que $K_{sP1} = K_{sG1}$
- $C_{mP1} = C_{mG1}$ igual que $K_{mP1} = K_{mG1}$
- $C_{fP1} = C_{fG1} = 1$
- $S_{acP1} = 182,7111 + 2,3821 \text{ HB}_{P1}$
- $S_{acG1} = 182,7111 + 2,3821 \text{ HB}_{G1}$
- $C_{LP1} = C_{LG1} = 1,4488 N^{-0,023}$ (para $10^7 < N < 10^{10}$)
- $C_{HI} = 1 + [8,98 \cdot 10^{-3}(\text{HB}_{P1}/\text{HB}_{G1}) - 8,29 \cdot 10^{-3}][m_{gl} - 1]$
- $c_{pl} = 191$ (acero - acero) ó 179 (acero - hierro nodular)
- $C_{TP1} = C_{TG1} = 1$
- $C_{RP1} = C_{RG1} =$ igual que $K_{RP1} = K_{RG1}$

Segundo tren

Aplicando la ecuación de la AGMA se tiene:

$$P = 5,2360 \times 10^{-8} \left(\frac{n_{P2} \cdot C_{vP2} \cdot F_{P2} \cdot I_{II}}{C_{aP2} \cdot C_{sP2} \cdot C_{mP2} \cdot C_{fP2}} \right) \left(\frac{S_{acP2} \cdot D_{P2} \cdot C_{LP2} \cdot C_{HII}}{c_{pII} \cdot C_{TP2} \cdot C_{RP2}} \right)^2$$

$$P = 5,2360 \times 10^{-8} \left(\frac{n_{G2} \cdot C_{vG2} \cdot F_{G2} \cdot I_{II}}{C_{aG2} \cdot C_{sG2} \cdot C_{mG2} \cdot C_{fG2}} \right) \left(\frac{S_{acG2} \cdot D_{G2} \cdot C_{LG2} \cdot C_{HII}}{c_{pII} \cdot C_{TG2} \cdot C_{RG2}} \right)^2$$

Donde:

- $C_{vP2} =$ Igual que K_{vP2}
- $C_{vG2} =$ Igual que K_{vG2}
- $I_{II} = [(\cos\phi_t \text{ sen}\phi_t) / 2m_{nII}'] [m_{gII} / (m_{gII} + 1)]$

Donde:

- $\phi_t = \text{tg}^{-1}(\text{tg}\phi_n / \cos 15^\circ)$
- $m_{nII}' = p_{cbnII} / 0,95La_{II} = \pi m_{nII} \cos\phi_n / 0,95 La_{II}$
- $La_{II} = [(0,5D_{P2} + a_{P2})^2 - (0,5D_{P2}\cos\phi_t)^2]^{1/2} + [(0,5D_{G2} + a_{G2}) - (0,5D_{G2}\cos\phi_t)^2]^{1/2} - (0,5D_{P2} + 0,5D_{G2})\text{sen}\phi_t$
- $La_{II} = [(0,5D_{P2} + m_{nII})^2 - (0,5D_{P2}\cos\phi_t)^2]^{1/2} + [(0,5D_{G2} + m_{nII}) - (0,5D_{G2}\cos\phi_t)^2]^{1/2} - (0,5D_{P2} + 0,5D_{G2})\text{sen}\phi_t$
- $C_{aP2} = C_{aG2} =$ igual que $K_{aP2} = K_{aG2}$
- $C_{sP2} = C_{sG2} =$ igual que $K_{sP2} = K_{sG2}$
- $C_{mP2} = C_{mG2} =$ igual que $K_{mP2} = K_{mG2}$
- $C_{fP2} = C_{fG2} = 1$
- $S_{acP2} = 182,7111 + 2,3821 \text{ HB}_{P2}$
- $S_{acG2} = 182,7111 + 2,3821 \text{ HB}_{G2}$
- $C_{LP2} = C_{LG2} = 1,4488 N^{-0,023}$ (para $10^7 \leq N \leq 10^{10}$)
- $C_{HII} = 1 + [8,98 \cdot 10^{-3} (\text{HB}_{P2} / \text{HB}_{G2}) - 8,29 \cdot 10^{-3}] [m_{gII} - 1]$

- $c_{pII} = 191$ (acero - acero) ó 179 (acero – hierro nodular)
- $C_{TP2} = C_{TG2} = 1$
- $C_{RP2} = C_{RG2} =$ igual que $K_{RP1} = K_{RG1}$

La potencia a resistir por en grupo piñón-engranaje será 5% mayor que la potencia de diseño para garantizar la durabilidad de los componentes.

En caso no satisfaga la capacidad de transferencia de potencia se incrementará el ancho del diente según la siguiente progresión:

$$F_{P1/P2/G1/G2} = (2+i*0,05) \pi m_n I/II / \text{sen}\psi^\circ$$

Donde:

$i = 0, 1, 2, \dots, 20$. (para obtener un ancho máximo de 3 pasos axiales).

Si la condición de transmisión de potencia aún no se cumple se incrementará el módulo regresando el ancho al mínimo considerado.

4.2.2. Cálculo de ejes

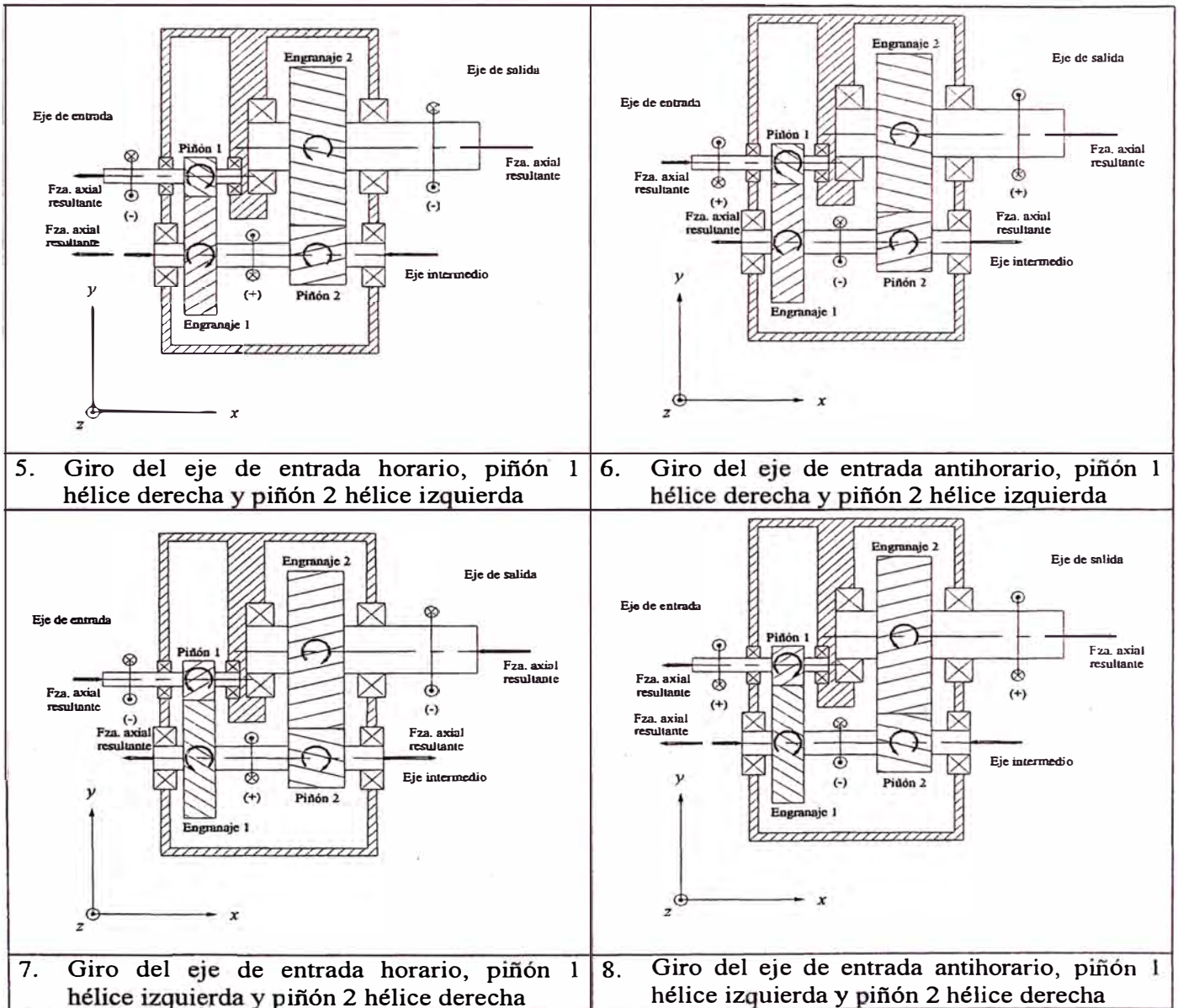
4.2.2.1. Determinación de fuerzas actuantes

Para determinar el sentido y resultante de las fuerzas actuantes, se debe conocer el sentido de giro de los ejes, dado que se presentan, tomando como referencia el eje de entrada (véase figura 3.8 y convención de signos del punto 3.2), dos

posibilidades que son el giro horario (-) y antihorario (+). Además, las direcciones de estas fuerzas estarán definidas por el sentido de las hélices de los engranajes. Por ello se determinará el caso crítico de estas configuraciones.

Tabla 4.1

Configuración de fuerzas y momento	
<p>Diagram 1: Gear assembly with clockwise input and right-hand helices. Shows axial force directions on input, intermediate, and output shafts.</p>	<p>Diagram 2: Gear assembly with counter-clockwise input and right-hand helices. Shows axial force directions on input, intermediate, and output shafts.</p>
<p>1. Giro del eje de entrada horario, piñón 1 y 2 hélice derecha</p>	<p>2. Giro del eje de entrada antihorario, piñón 1 y 2 hélice derecha</p>
<p>Diagram 3: Gear assembly with clockwise input and left-hand helices. Shows axial force directions on input, intermediate, and output shafts.</p>	<p>Diagram 4: Gear assembly with counter-clockwise input and left-hand helices. Shows axial force directions on input, intermediate, and output shafts.</p>
<p>3. Giro del eje de entrada horario, piñón 1 y 2 hélice izquierda</p>	<p>4. Giro del eje de entrada antihorario, piñón 1 y 2 hélice izquierda</p>



De las 8 posibilidades de configuración mostradas, se deduce fácilmente, que los 4 primeros casos, son contraproducentes, ya que a raíz del sentido de las hélices de los engranajes, se generan fuerzas axiales y momentos flectores aditivos, siendo el caso concreto el eje intermedio, lo cual hace cargar innecesariamente el bastidor, descartándolas. En los casos 5 a 8, se ve que el problema de adición de fuerzas axiales y momentos flectores se minimiza, ya que al cambiar el sentido

de la hélice de uno de los piñones se contrarresta el efecto aditivo. En consecuencia los casos a tener en cuenta son el 5 y 6 ó 7 y 8, por ser casos análogos. Cabe mencionar que en los casos 6 y 7 las fuerzas axiales en el eje intermedio no se restan, ya que éstas se transmiten a través de manguitos separadores a sus respectivos rodamientos. A continuación se hará el análisis de las configuraciones 5 y 6.

Caso I: Giro del eje de entrada horario, piñón 1 hélice derecha y piñón 2 hélice izquierda

1. Distribución espacial de fuerzas en el eje de entrada

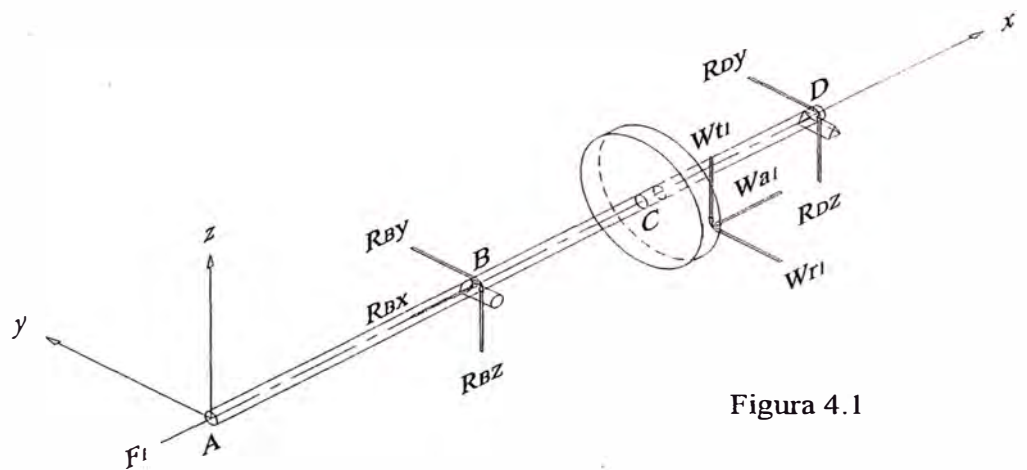
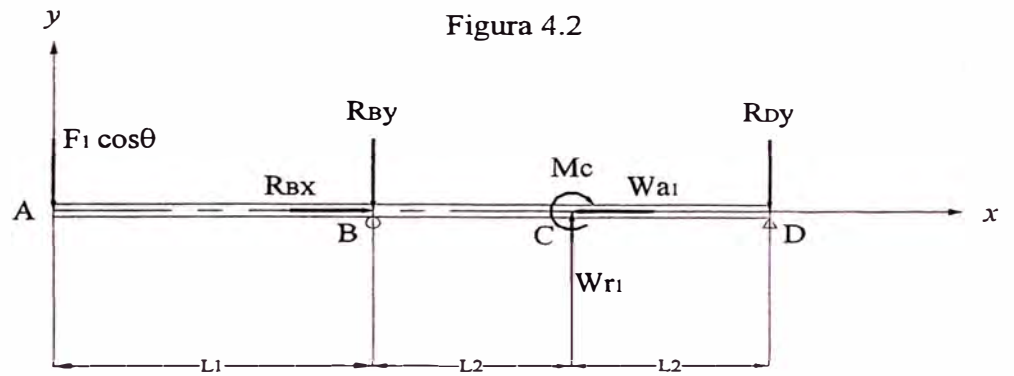
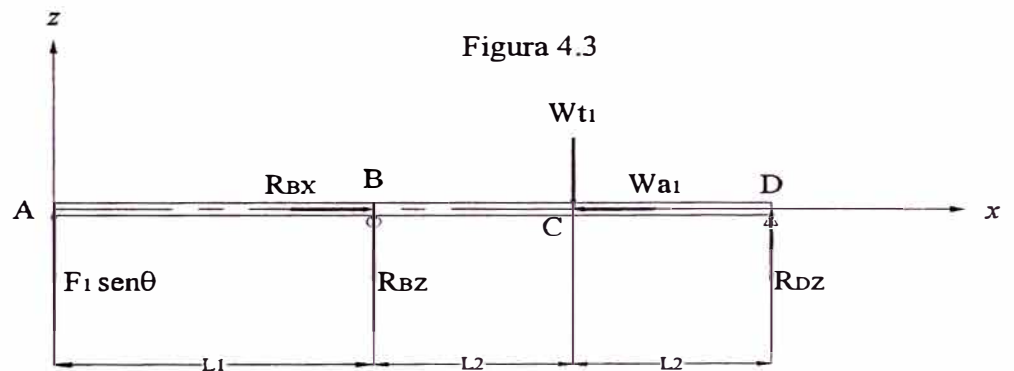


Figura 4.1

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y**



➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z**



Fuerza tangencial W_{t1} :

$$W_{t1} = -\frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{P1} \cdot n_{P1}}$$

Fuerza radial W_{r1} :

$$W_{r1} = -\frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = -\frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 35^\circ}$$

Fuerza axial $W_{a1 EE}$:

$$W_{a1 EE} = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 35^\circ$$

Momento flector M_C :

$$M_C = W_{a1 EE} \cdot D_{P1} / 2$$

2. Distribución espacial de fuerzas en el eje intermedio

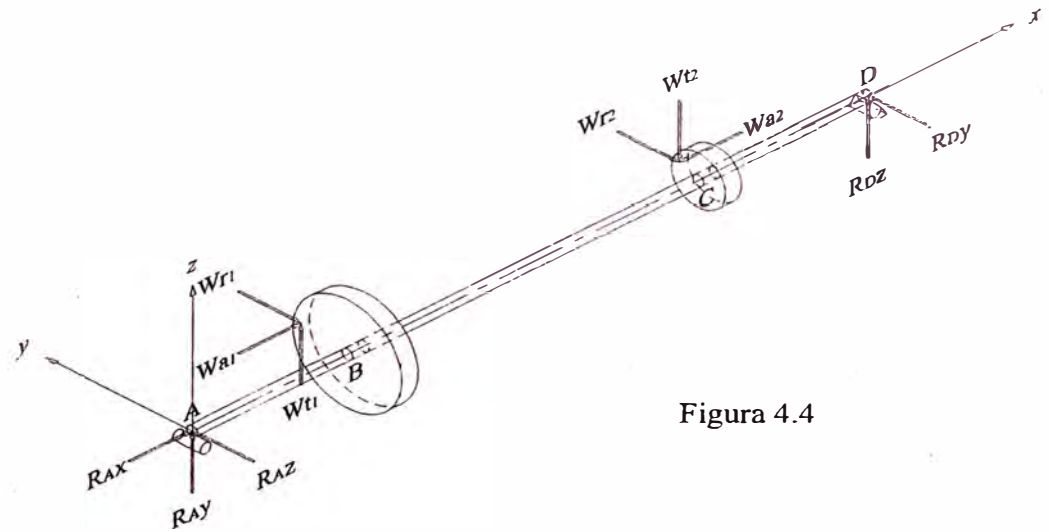


Figura 4.4

➤ Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y

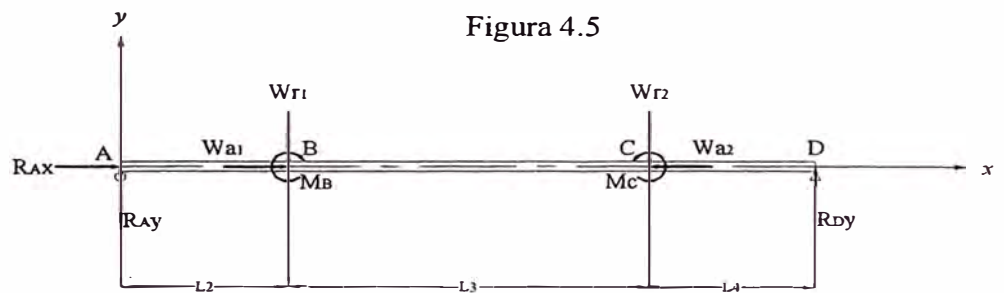


Figura 4.5

➤ Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z

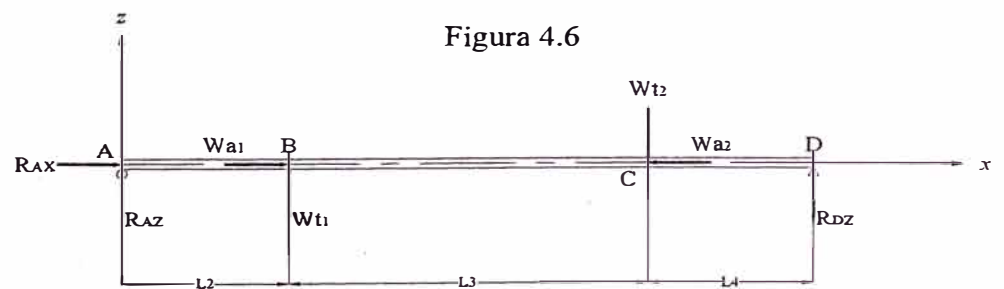


Figura 4.6

Fuerza tangencial W_{t1} :

$$W_{t1} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{P1} \cdot n_{P1}} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{G1} \cdot n_{G1}}$$

Fuerza radial W_{r1} :

$$W_{r1} = -\frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = -\frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 35^\circ}$$

Fuerza axial W_{a1EI} :

$$W_{a1EI} = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 35^\circ$$

Momento flector M_B :

$$M_B = -W_{a1EI} \cdot D_{G1} / 2$$

Fuerza tangencial W_{t2} :

$$W_{t2} = -\frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{P2} \cdot n_{P2}}$$

Fuerza radial W_{r2} :

$$W_{r2} = \frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = \frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}$$

Fuerza axial W_{a2EI} :

$$W_{a2EI} = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 15^\circ$$

Momento flector M_C :

$$M_C = -W_{a2EI} \cdot D_{P2} / 2$$

3. Distribución espacial de fuerzas en el eje de salida

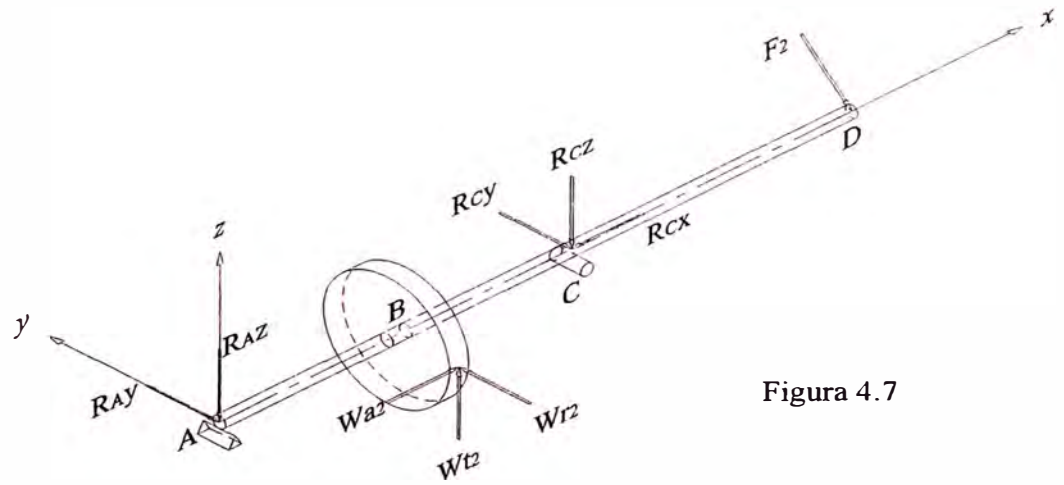


Figura 4.7

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y**

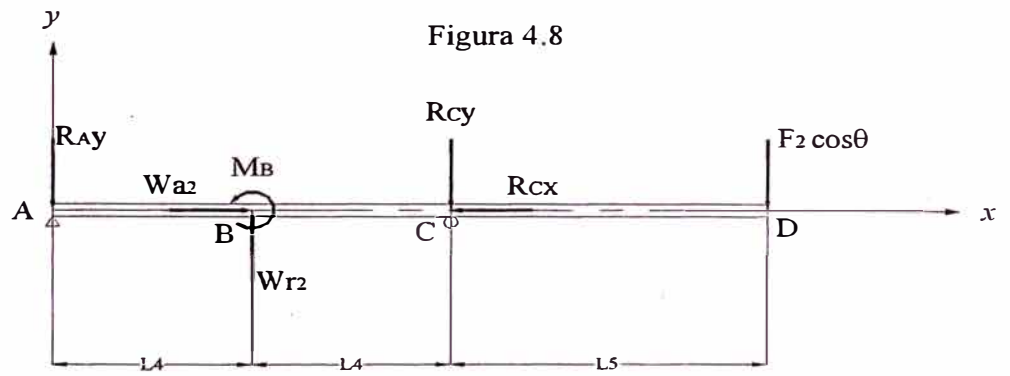


Figura 4.8

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z**

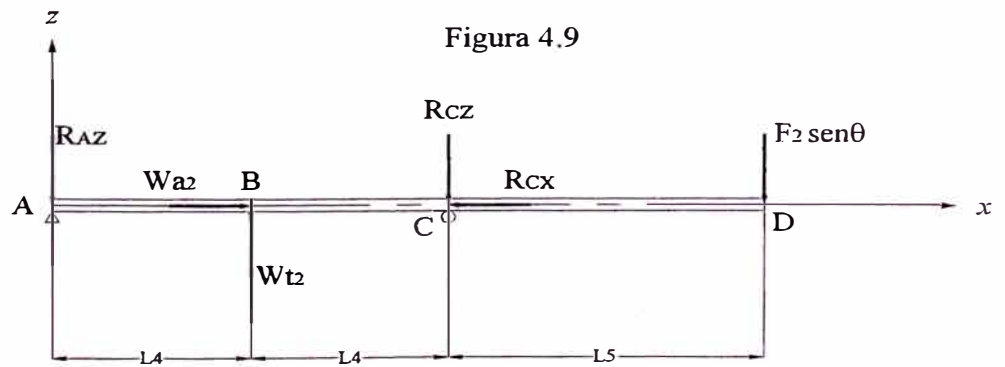


Figura 4.9

Fuerza tangencial W_{t2} :

$$W_{t2} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{P2} \cdot n_{P2}} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{G2} \cdot n_{G2}}$$

Fuerza radial W_{r2} :

$$W_{r2} = \frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = \frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}$$

Fuerza axial W_{a2ES} :

$$W_{a2ES} = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 15^\circ$$

Momento flector M_B :

$$M_B = W_{a2ES} \cdot D_{G2} / 2$$

Caso II: Giro del eje de entrada antihorario, piñón 1 hélice derecha y piñón 2 hélice izquierda

1. Distribución espacial de fuerzas en el eje de entrada

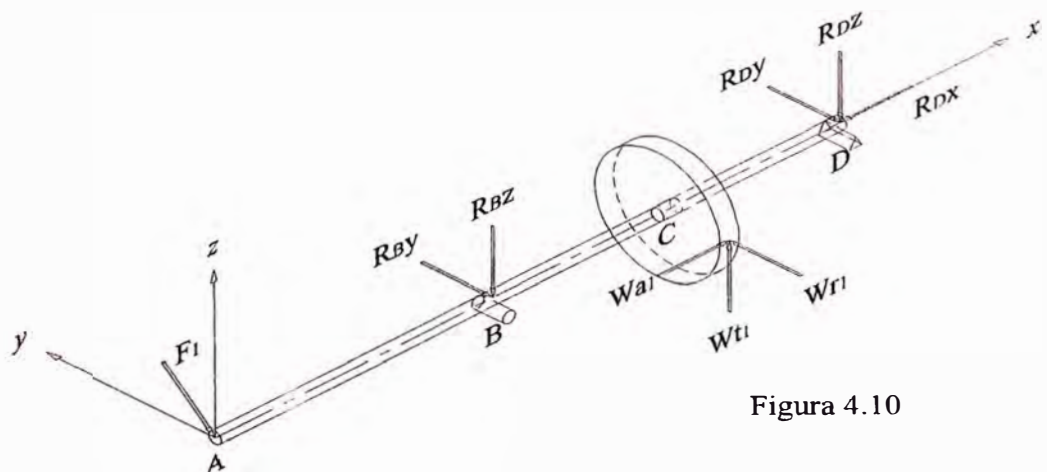
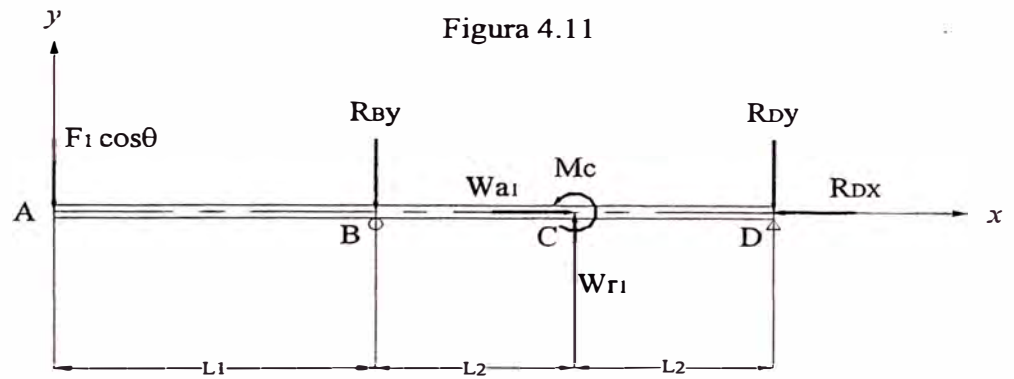
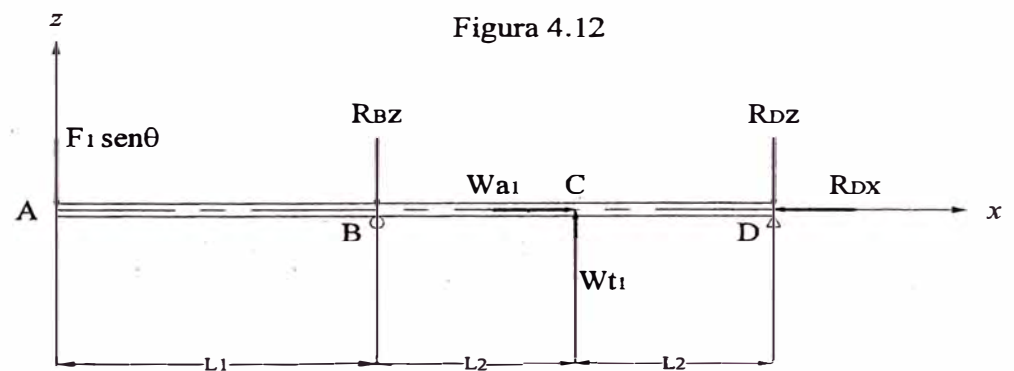


Figura 4.10

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y**



➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z**



Fuerza tangencial W_{t1} :

$$W_{t1} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_{p1}}$$

Fuerza radial W_{r1} :

$$W_{r1} = \frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = \frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 35^\circ}$$

Fuerza axial $W_{a1 EE}$:

$$W_{a1 EE} = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 35^\circ$$

Momento flector M_C :

$$M_C = W_{a1EE} \cdot D_{P1} / 2$$

2. Distribución espacial de fuerzas en el eje intermedio

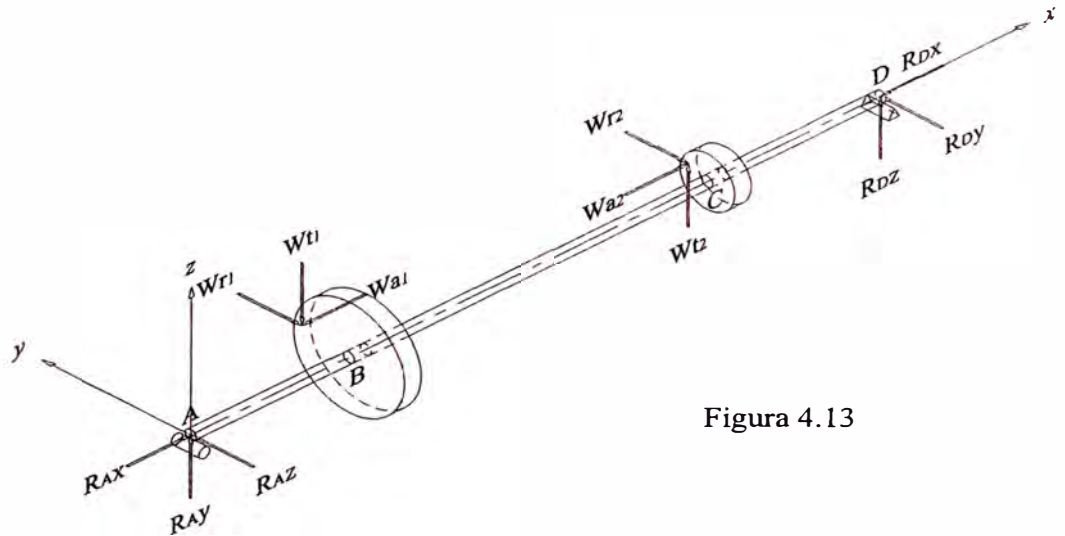


Figura 4.13

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y**

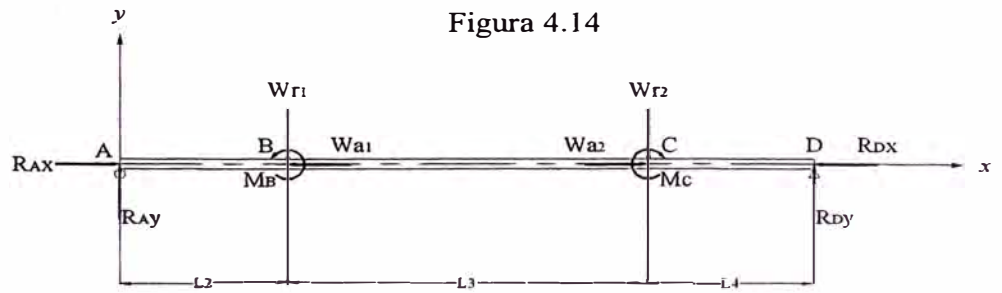


Figura 4.14

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z**

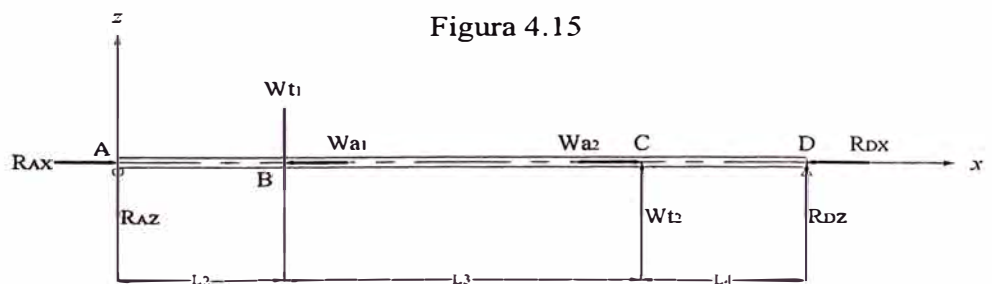


Figura 4.15

Fuerza tangencial W_{t1} :

$$W_{t1} = -\frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{P1} \cdot n_{P1}} = -\frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{G1} \cdot n_{G1}}$$

Fuerza radial W_{r1} :

$$W_{r1} = \frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = \frac{W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 35^\circ}$$

Fuerza axial W_{a1EI} :

$$W_{a1EI} = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t1} \cdot \operatorname{tg} 35^\circ$$

Momento flector M_B :

$$M_B = -W_{a1EI} \cdot D_{G1} / 2$$

Fuerza tangencial W_{t2} :

$$W_{t2} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{P2} \cdot n_{P2}}$$

Fuerza radial W_{r2} :

$$W_{r2} = -\frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = -\frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}$$

Fuerza axial W_{a2EI} :

$$W_{a2EI} = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 15^\circ$$

Momento flector M_C :

$$M_C = -W_{a2EI} \cdot D_{P2} / 2$$

3. Distribución espacial de fuerzas en el eje de salida

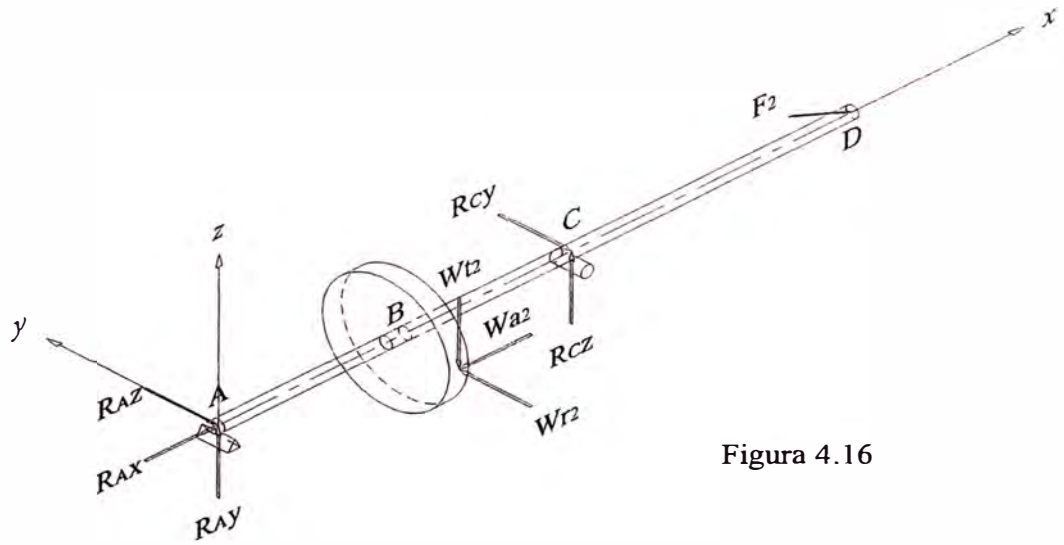


Figura 4.16

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y**

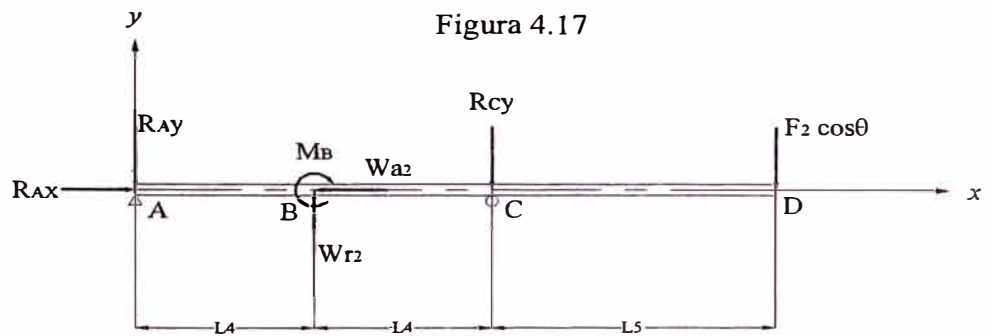


Figura 4.17

➤ **Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z**

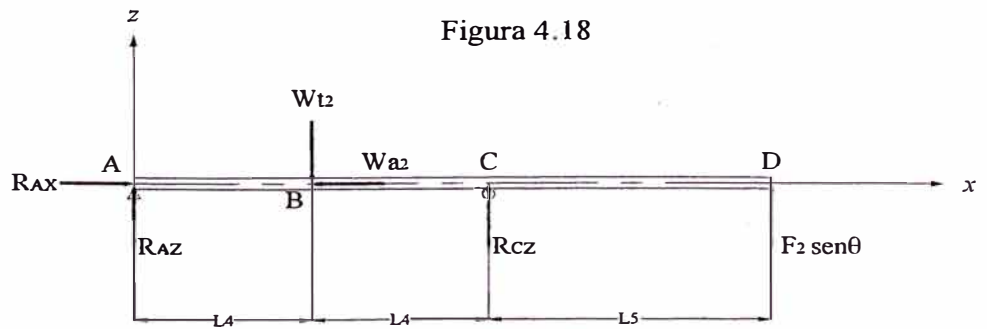


Figura 4.18

Fuerza tangencial W_{t2} :

$$W_{t2} = -\frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{P2} \cdot n_{P2}} = -\frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{G2} \cdot n_{G2}}$$

Fuerza radial W_{r2} :

$$W_{r2} = -\frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \phi_n}{\cos \psi} = -\frac{W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 15^\circ}$$

Fuerza axial W_{a2ES} :

$$W_{a2ES} = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} \psi = W_{t2} \cdot \operatorname{tg} 15^\circ$$

Momento flector M_B :

$$M_B = W_{a2ES} \cdot D_{G2} / 2$$

Fuerzas externas para el Caso I y Caso II

Fuerza externa F_1 :

Si es cadena:

$$F_1 = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{catalina} \cdot n_{catalina}} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{catalina} \cdot n_{P1}}$$

Si es faja en V:

$$F_1 = 1,5 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{polea \vee} \cdot n_{polea \vee}} = 1,5 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{polea \vee} \cdot n_{P1}}$$

Si es faja plana:

$$F_1 = 2 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{polea plana} \cdot n_{polea plana}} = 2 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{polea plana} \cdot n_{P1}}$$

El caso crítico, de haber una fuerza externa cargue al eje, se dará cuando ésta se encuentre en el mismo plano de la resultante de la fuerza radial y tangencial (del piñón 1 en el caso del eje de entrada y del engranaje 2 en el caso del eje de salida). Entonces el ángulo crítico será:

$$\theta = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{W_t}{W_r}\right) = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{W_t}{W_t \operatorname{tg} \phi_n / \cos \psi}\right) = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{\cos \psi}{\operatorname{tg} \phi_n}\right)$$

Caso I:

$$\theta = 180^\circ - \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{\cos 35^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ}\right) = 113,957^\circ$$

Caso II:

$$\theta = 180^\circ + \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{\cos 35^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ}\right) = 246,043^\circ$$

Fuerza externa F_2 :

Si es cadena:

$$F_2 = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{catalina}} \cdot n_{\text{catalina}}} = \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{catalina}} \cdot n_{G2}}$$

Si es faja en V:

$$F_2 = 1,5 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{polea V}} \cdot n_{\text{polea V}}} = 1,5 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{polea V}} \cdot n_{G2}}$$

Si es faja plana:

$$F_2 = 2 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{polea plana}} \cdot n_{\text{polea plana}}} = 2 \frac{6 \times 10^7 \cdot P}{\pi \cdot D_{\text{polea plana}} \cdot n_{G2}}$$

El ángulo crítico será:

Caso I:

$$\theta = 180^\circ + \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{\cos 15^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ}\right) = 249,353^\circ$$

Caso II:

$$\theta = 180^\circ - \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{\cos 15^\circ}{\operatorname{tg} 20^\circ}\right) = 110,647^\circ$$

Determinación de reacciones, momento flector y momento torsor para el Caso I y Caso II

1. Eje de entrada

Reacciones en B:

Plano x-y

$$R_{Bx} = -W_{a1 EE} \text{ (sólo para el Caso I)}$$

$$R_{By W_{r1}} = -W_{r1} * L_2 / 2L_2 = -0,5W_{r1}$$

$$R_{By F_1} = -F_1 \cos \theta * (L_1 + 2L_2) / 2L_2$$

$$R_{By M_C} = M_C / 2L_2$$

$$R_{By} = R_{By W_{r1}} + R_{By F_1} + R_{By M_C}$$

Plano x-z

$$R_{Bz W_{t1}} = -W_{t1} * L_2 / 2L_2 = -0,5W_{t1}$$

$$R_{Bz F_1} = -F_1 \operatorname{sen} \theta * (L_1 + 2L_2) / 2L_2$$

$$R_{Bz} = R_{Bz W_{t1}} + R_{Bz F_1}$$

$R_B = (R_{By}^2 + R_{Bz}^2)^{1/2}$ (sólo se considera el plano transversal)

Reacciones en D:

Plano x-y

$R_{Dx} = -W_{al EE}$ (sólo para el Caso II)

$R_{Dy W_{r1}} = -W_{r1} * L_2 / 2L_2 = -0,5W_{r1}$

$R_{Dy F_1} = F_1 \cos\theta * L_1 / 2L_2$

$R_{Dy M_c} = -M_c / 2L_2$

$R_{Dy} = R_{Dy W_{r1}} + R_{Dy F_1} + R_{Dy M_c}$

Plano x-z

$R_{Dz W_{t1}} = -W_{t1} * L_2 / 2L_2$

$R_{Dz F_1} = F_1 \sin\theta * L_1 / 2L_2$

$R_{Dz} = R_{Dz W_{t1}} + R_{Dz F_1}$

$R_D = (R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2)^{1/2}$ (sólo se considera el plano transversal)

Momento Flector en B:

Plano x-y

$M_{Bz W_{r1}} = 0$; $M_{Bz M_c} = 0$

$M_{Bz} = M_{Bz F_1} = F_1 \cos\theta * (L_1 * 2L_2) / 2L_2 = L_1 F_1 \cos\theta$

Plano x-z

$M_{By W_{t1}} = 0$

$$M_{By} = M_{By F1} = F_1 \sin\theta * (L_1 * 2L_2) / 2L_2 = L_1 F_1 \sin\theta$$

$$M_B = (M_{Bz}^2 + M_{By}^2)^{1/2}$$

Momento Flector en C:

Plano x-y

$$M_{Cz W_{r1}} = -W_{r1} * (L_2 * L_2) / 2L_2 = -0,5L_2 W_{r1}$$

$$M_{Cz F1} = F_1 \cos\theta * (L_1 * L_2) / 2L_2 = 0,5L_1 F_1 \cos\theta$$

$$M_{Cz M_c} = M_C * L_2 / 2L_2 = 0,5M_C \text{ (situación crítica 1)}$$

$$M_{Cz M_c} = M_C * (-L_2) / 2L_2 = -0,5M_C \text{ (situación crítica 2)}$$

Se debe verificar cual de las dos opciones anteriores es más desfavorable

$$M_{Cz} = M_{Cz W_{r1}} + M_{Cz F1} + M_{Cz M_c}$$

Plano x-z

$$M_{Cy W_{t1}} = -W_{t1} * (L_2 * L_2) / 2L_2 = -0,5L_2 W_{t1}$$

$$M_{Cy F1} = F_1 \sin\theta * (L_1 * L_2) / 2L_2 = 0,5L_1 F_1 \sin\theta$$

$$M_{Cy} = M_{Cy W_{t1}} + M_{Cy F1}$$

$$M_C = (M_{Cz}^2 + M_{Cy}^2)^{1/2}$$

Momento Torsor en A, B y C:

$$T_A = T_B = T_C = 3 \times 10^7 P / (\pi * n_{P1})$$

2. Eje intermedio

Reacciones en A:

Plano x-y

Si $|W_{a2 EI}| \leq |W_{a1 EI}| \Rightarrow R_{Ax} = -(W_{a1 EI} + W_{a2 EI})$; caso contrario = 0

(sólo para el Caso I)

$$R_{Ax} = -W_{a1 EI} \text{ (sólo para el Caso II)}$$

$$R_{Ay w_{r1}} = -W_{r1}(L_3 + L_4)/(L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Ay w_{r2}} = -W_{r2} * L_4 / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Ay M_B} = M_B / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Ay M_C} = M_C / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Ay} = R_{Ay w_{r1}} + R_{Ay w_{r2}} + R_{Ay M_B} + R_{Ay M_C}$$

Plano x-z

$$R_{Az w_{t1}} = -W_{t1}(L_3 + L_4)/(L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Az w_{t2}} = -W_{t2} * L_4 / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Az} = R_{Az w_{t1}} + R_{Az w_{t2}}$$

$$R_A = (R_{Ay}^2 + R_{Az}^2)^{1/2} \text{ (sólo se considera el plano transversal)}$$

Reacciones en D:

Plano x-y

Si $|W_{a1 EI}| \geq |W_{a2 EI}| \Rightarrow R_{Dx} = -(W_{a1 EI} + W_{a2 EI})$; caso contrario = 0

(sólo para el Caso I)

$$R_{Dx} = -W_{a2} EI \text{ (sólo para el Caso II)}$$

$$R_{Dy \text{ } w_{r1}} = -W_{r1} * L_2 / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Dy \text{ } w_{r2}} = -W_{r2} (L_2 + L_3) / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Dy \text{ } M_B} = -M_B / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Dy \text{ } M_c} = -M_C / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Dy} = R_{Dy \text{ } w_{r1}} + R_{Dy \text{ } w_{r2}} + R_{Dy \text{ } M_B} + R_{Dy \text{ } M_c}$$

Plano x-z

$$R_{Dz \text{ } w_{t1}} = -W_{t1} * L_2 / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Dz \text{ } w_{t2}} = -W_{t2} (L_2 + L_3) / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$R_{Dz} = R_{Dz \text{ } w_{t1}} + R_{Dz \text{ } w_{t2}}$$

$$R_D = (R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2)^{1/2} \text{ (sólo se considera el plano transversal)}$$

Momento Flector en B:

Plano x-y

$$M_{Bz \text{ } w_{r1}} = -W_{r1} (L_3 + L_4) * L_2 / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$M_{Bz \text{ } w_{r2}} = -W_{r2} * L_4 * L_2 / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$M_{Bz \text{ } M_B} = M_B * L_2 / (L_2 + L_3 + L_4) \text{ (situación crítica 1)}$$

$$M_{Bz \text{ } M_B} = M_B * [-(L_3 + L_4)] / (L_2 + L_3 + L_4) \text{ (situación crítica 2)}$$

Se debe verificar cual de las dos opciones anteriores es la más desfavorable.

$$M_{Bz \text{ } M_c} = M_C * L_2 / (L_2 + L_3 + L_4)$$

$$M_{Bz} = M_{Bz \text{ Wr1}} + M_{Bz \text{ Wr2}} + M_{Bz \text{ MB}} + M_{Bz \text{ Mc}}$$

Plano x-z

$$M_{By \text{ wt1}} = -W_{t1}(L_3+L_4)*L_2/(L_2+L_3+L_4)$$

$$M_{By \text{ wt2}} = -W_{t2}*L_4*L_2/(L_2+L_3+L_4)$$

$$M_{By} = M_{By \text{ wt1}} + M_{By \text{ wt2}}$$

$$M_B = (M_{Bz}^2 + M_{By}^2)^{1/2}$$

Momento Flector en C:

Plano x-y

$$M_{Cz \text{ Wr1}} = -W_{r1}*L_2*L_4/(L_2+L_3+L_4)$$

$$M_{Cz \text{ Wr2}} = -W_{r2}*L_4(L_2+L_3)/(L_2+L_3+L_4)$$

$$M_{Cz \text{ MB}} = M_B(-L_4)/(L_2+L_3+L_4)$$

$$M_{Cz \text{ Mc}} = M_c(L_2+L_3)/(L_2+L_3+L_4) \text{ (situación crítica 1)}$$

$$M_{Cz \text{ Mc}} = M_c(-L_4)/(L_2+L_3+L_4) \text{ (situación crítica 2)}$$

Se debe verificar cual de las dos opciones anteriores es la más desfavorable.

$$M_{Cz} = M_{Cz \text{ Wr1}} + M_{Cz \text{ Wr2}} + M_{Cz \text{ MB}} + M_{Cz \text{ Mc}}$$

Plano x-z

$$M_{Cy \text{ wt1}} = -W_{t1}*L_2*L_4/[(L_2+L_3+L_4)]$$

$$M_{Cy \text{ wt2}} = -W_{t2}*L_4(L_2+L_3)/(L_2+L_3+L_4)$$

$$M_{Cy} = M_{Cy \text{ wt1}} + M_{Cy \text{ wt2}}$$

$$M_C = (M_{Cz}^2 + M_{Cy}^2)^{1/2}$$

Momento Torsor en B y C:

$$T_B = T_C = 3 \times 10^7 P / (\pi * n_{G1}) = 3 \times 10^7 P / (\pi * n_{P2})$$

3. Eje de salida**Reacciones en A:****Plano x-y**

$$R_{Ax} = -W_{a2} \text{ ES (sólo para el Caso II)}$$

$$R_{Ay \text{ } W_{r2}} = -W_{r2} * L_4 / 2L_4 = -0,5 W_{r2}$$

$$R_{Ay \text{ } F_2} = F_2 \cos \theta * L_5 / 2L_4$$

$$R_{Ay \text{ } M_B} = M_B / 2L_4$$

$$R_{Ay} = R_{Ay \text{ } W_{r2}} + R_{Ay \text{ } F_2} + R_{Ay \text{ } M_B}$$

Plano x-z

$$R_{Az \text{ } W_{t2}} = -W_{t2} * L_4 / 2L_4 = -0,5 W_{t2}$$

$$R_{Az \text{ } F_2} = F_2 \sin \theta * L_5 / 2L_4$$

$$R_{Az} = R_{Az \text{ } W_{t2}} + R_{Az \text{ } F_2}$$

$$R_A = (R_{Ay}^2 + R_{Az}^2)^{1/2} \text{ (sólo se considera el plano transversal)}$$

Reacciones en C:**Plano x-y**

$$R_{Cx} = -W_{a2} \text{ ES (sólo para el Caso I)}$$

$$R_{Cy \text{ } W_{r2}} = -W_{r2} * L_4 / 2L_4 = -0,5 W_{r2}$$

$$R_{Cy \text{ } F_2} = -F_2 \cos \theta * (2L_4 + L_5) / 2L_4$$

$$R_{Cy MB} = -M_B/2L_4$$

$$R_{Cy} = R_{Cy W_{r2}} + R_{Cy F_2} + R_{Cy MB}$$

Plano x-z

$$R_{Cz W_{t2}} = -W_{t2} * L_2 / 2L_2 = -0,5W_{t2}$$

$$R_{Cz F_2} = -F_2 \text{sen}\theta * (2L_4 + L_5) / 2L_4$$

$$R_{Cz} = R_{Cz W_{t2}} + R_{Cz F_2}$$

$$R_C = (R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2)^{1/2} \text{ (sólo se considera el plano transversal)}$$

Momento Flector en B:

Plano x-y

$$M_{Bz W_{r2}} = -W_{r2} * (L_4 * L_4) / 2L_4 = -0,5L_4 W_{r2}$$

$$M_{Bz F_2} = F_2 \text{cos}\theta * (L_5 * L_4) / 2L_4 = 0,5L_5 F_2 \text{cos}\theta$$

$$M_{Bz MB} = M_B * L_4 / 2L_4 = 0,5M_B \text{ (situación crítica 1)}$$

$$M_{Bz MB} = M_B * (-L_4) / 2L_4 = -0,5M_B \text{ (situación crítica 2)}$$

Se debe verificar cual de las dos opciones anteriores es la más desfavorable.

$$M_{Bz} = M_{Bz W_{r2}} + M_{Bz F_2} + M_{Bz MB}$$

Plano x-z

$$M_{By W_{t2}} = -W_{t2} * (L_4 * L_4) / 2L_4 = -0,5L_4 W_{t2}$$

$$M_{By F_2} = F_2 \text{sen}\theta * (L_5 * L_4) / 2L_4 = 0,5L_5 F_2 \text{sen}\theta$$

$$M_{By} = M_{By W_{t2}} + M_{By F_2}$$

$$M_B = (M_{Bz}^2 + M_{By}^2)^{1/2}$$

Momento Flector en C:

Plano x-y

$$M_{Cz} w_{r2} = 0 ; M_{Cz} M_B = 0$$

$$M_{Cz} = M_{Cz F2} = F_2 \cos \theta * (L_5 * 2L_4) / 2L_4 = L_5 F_2 \cos \theta$$

Plano x-z

$$M_{Cy} w_{r2} = 0$$

$$M_{Cy} = M_{Cy F2} = F_2 \sin \theta * (L_5 * 2L_4) / 2L_4 = L_5 F_2 \sin \theta$$

$$M_C = (M_{Cz}^2 + M_{Cy}^2)^{1/2}$$

Momento Torsor en B, C y D:

$$T_B = T_C = T_D = 3 \times 10^7 P / (\pi * n_{G2})$$

4.2.2.2. Cálculo del diámetro mínimo

A continuación se empleará el método simplificado de la ASME para ejes macizos en las secciones críticas.

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S_{sd}} \sqrt{(k_m M)^2 + (k_t T)^2}}$$

En esta ecuación se reemplazarán los valores de momento flector (M) y momento torsor (T) para cada sección crítica de los ejes. Los factores k_m y k_t se extraerán de la tabla 2 del apéndice A. El esfuerzo de corte permisible será el mínimo

valor de $0,3 S_y$ ó $0,18 S_u$; asimismo si en la zona a evaluar existe un canal chavetero o rosca, se debe multiplicar $0,75$ a S_{sd} . En la tabla 4.2 se muestra las secciones críticas de los ejes de acuerdo a su configuración.

Tabla 4.2

Secciones críticas en los ejes		
Elemento	Casos I y II	
	Secciones críticas normales	Secciones críticas con chavetero
Eje de entrada	B	A y C
Eje intermedio	-	B y C
Eje de salida	C	B y D

De esos resultados se verá cual diámetro de una determinada sección resulta ser la mayor, pasando a ser la mínima para todo el eje. Seguidamente, con el diámetro mínimo obtenido, se verificara con la ecuación completa, incluyendo las fuerzas axiales en el eje.

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d_0^3} \sqrt{\left[k_m M + \frac{\alpha F d_0}{8} \right]^2 + (k_t T)^2}$$

Para el caso del eje intermedio se tomará la fuerza axial de menor módulo.

En caso no satisfaga la ecuación, se aumentará en 1 mm el diámetro obtenido y así sucesivamente hasta cumplir la condición. Para el factor de carga axial (α) se tiene:

$$\text{si } L/d \leq 28,75 \quad \alpha = \frac{1}{1 - 0,0176(L/d)}$$

$$\text{si } L/d > 28,75 \quad \alpha = \frac{16 \cdot S_y}{n\pi^2 E} (L/d)^2$$

En la tabla 4.3 se dan los valores de L para cada configuración.

Tabla 4.3

Longitud L sometida a compresión		
Elemento	Caso I	Caso II
Eje de entrada	La fuerza axial se transmite por el manguito separador	L ₂ (afecta los puntos B y C)
Eje intermedio	Si $ W_{a2} > W_{a1} $ L ₃ (afecta los puntos B y C) L ₂ (afecta el punto A y B*) Si $ W_{a2} = W_{a1} $ L ₃ (afecta los puntos B y C) Si $ W_{a2} < W_{a1} $ L ₃ (afecta los puntos B y C) L ₄ (afecta el punto C y D**)	Las fuerzas axiales se transmiten por los manguitos separadores
Eje de salida	La fuerza axial se transmite por el manguito separador	L ₄ (afecta los puntos B y C)

* Se incluye en el eje intermedio a B en el rango de L₃ por ser la situación más desfavorable

** Se incluye en el eje intermedio a C en el rango de L₃ por ser la situación más desfavorable

El valor del coeficiente “n”, será igual a 1,6 por tener rodamientos como apoyos.

Al final se tendrá:

- Diámetro mínimo del eje de entrada = d_{EE}
- Diámetro mínimo del eje intermedio = d_{EI}
- Diámetro mínimo del eje de salida = d_{ES}

4.2.2.3. Verificación del diámetro mínimo por deflexión

Al haber obtenido una primera aproximación del diámetro mínimo de los ejes, se debe comprobar si cumple con las recomendaciones de deformación, ya que se podría dar el caso de que un eje resista satisfactoriamente a su carga de trabajo y a su vez tener una gran deformación que llegue a hacer fallar el sistema.

Para la verificación de acuerdo a los límites recomendados de deformación torsional, bastará evaluar la expresión mostrada a continuación (véase punto 3.2.4.2), con los valores de las torsiones calculadas para cada caso.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{115200 \cdot T}{\pi^2 \cdot G}}$$

Para verificar el eje de acuerdo a los límites recomendados de deformación lateral así como de inclinación, se analizará una de las dos configuraciones posibles (mediante el método de superposición), ya que las expresiones serán las mismas para las dos situaciones, siendo el signo de las fuerzas (al momento de evaluar los resultados) lo que los diferenciará. Una vez calculado los valores se procederán a compararlos con los valores permisibles, tal como se muestra a continuación (véase punto 3.2.4.1):

Para ejes que portan engranajes:

$$f_{\max}(\text{mm}) \leq 0,005 m_t + 1,6129 / F$$

$$\theta_{\text{relativo}} \leq 0,0005 = |\theta_{\text{eje1}} - \theta_{\text{eje2}}| \text{ rad}$$

Para ejes que portan rodamientos:

$$\theta_{\text{absoluto}} \leq 0,001 \text{ rad}$$

Para ejes en voladizo:

$$f_{\text{max}}(\text{mm}) = 0,00113 L_{\text{voladizo}}$$

En caso de no cumplir con los valores permisibles, se incrementará el diámetro de la sección en 1 mm y así sucesivamente hasta que se satisfaga.

1. Eje de entrada (referencias figuras 4.1 a 4.3 Caso I y 4.10 a 4.12 Caso II)

Deformación transversal en A:

Momento de inercia de una sección circular: $I = \pi \cdot d^4 / 64$

Plano x-y

$$y_{A W_{r1}} = -W_{r1} \cdot L_2 \cdot L_2 \cdot L_1 / (6EI \cdot 2L_2) \cdot (2L_2 + L_2)$$

$$y_{A F1} = F_1 \cos \theta \cdot (L_1)^2 / (3EI) \cdot (2L_2 + L_1)$$

$$y_{A M_C} = -M_C \cdot L_1 / (6EI \cdot 2L_2) \cdot [3(L_2)^2 - (2L_2)^2]$$

$$y_A = y_{A W_{r1}} + y_{A F1} + y_{A M_C}$$

Plano x-z

$$z_{A W_{t1}} = -W_{t1} \cdot L_2 \cdot L_2 \cdot L_1 / (6EI \cdot 2L_2) \cdot (2L_2 + L_2)$$

$$z_{A F1} = F_1 \sen \theta \cdot (L_1)^2 / (3EI) \cdot (2L_2 + L_1)$$

$$z_A = z_{A W_{t1}} + z_{A F1}$$

Por tanto para un eje en voladizo:

$$f_A = (y_A^2 + z_A^2)^{1/2} \leq 0,00113 * L_1$$

Deformación transversal en C:

Plano x-y

$$y_{C W_{r1}} = -W_{r1} * L_2 * L_2 / (6EI * 2L_2) * [(L_2)^2 + (L_2)^2 - (2L_2)^2]$$

$$y_{C F_1} = -F_1 \cos \theta * L_1 * L_2 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - (L_2)^2]$$

$$y_{C M_c} = 0$$

$$y_C = y_{C W_{r1}} + y_{C F_1}$$

Plano x-z

$$z_{C W_{t1}} = -W_{t1} * L_2 * L_2 / (6EI * 2L_2) * [(L_2)^2 + (L_2)^2 - (2L_2)^2]$$

$$z_{C F_1} = -F_1 \sin \theta * L_1 * L_2 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - (L_2)^2]$$

$$z_C = z_{C W_{t1}} + z_{C F_1}$$

Por tanto para un eje que porta un engranaje (piñón 1):

$$f_C = (y_C^2 + z_C^2)^{1/2} \leq 0,005 m_t P_1 + 1,6129 / F_{P1}$$

Pendiente en A:

Plano x-y

$$\theta_{Ax-y W_{r1}} = W_{r1} * L_2 * L_2 / (6EI * 2L_2) * (2L_2 + L_2)$$

$$\theta_{Ax-y F_1} = -F_1 \cos \theta * L_1 / (6EI) * [2(2L_2) + 3(L_1)]$$

$$\theta_{Ax-y M_c} = M_C / (6EI * 2L_2) * [3(L_2)^2 - (2L_2)^2]$$

$$\theta_{Ax-y} = \theta_{Ax-y W_{r1}} + \theta_{Ax-y F_1} + \theta_{Ax-y M_c}$$

Plano x-z

$$\theta_{Ax-z W_{t1}} = W_{t1} * L_2 * L_2 / (6EI * 2L_2) * (2L_2 + L_2)$$

$$\theta_{Ax-z F_1} = -F_1 \text{sen}\theta * L_1 / (6EI) * [2(2L_2) + 3(L_1)]$$

$$\theta_{Ax-z} = \theta_{Ax-z W_{t1}} + \theta_{Ax-z F_1}$$

$$\theta_A = (\theta_{Ax-y}^2 + \theta_{Ax-z}^2)^{1/2}$$

Pendiente en B:

Plano x-y

$$\theta_{Bx-y W_{r1}} = W_{r1} * L_2 / (6EI * 2L_2) *$$

$$[6 * 2L_2 * 2L_2 - 3(2L_2)^2 - (L_2)^2 - 2(2L_2)^2]$$

$$\theta_{Bx-y F_1} = F_1 \text{cos}\theta * L_1 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - 3(2L_2)^2]$$

$$\theta_{Bx-y M_c} = M_c / (6EI * 2L_2) *$$

$$[3(2L_2)^2 - 6 * 2L_2 * 2L_2 + 2(2L_2)^2 + 3(L_2)^2]$$

$$\theta_{Bx-y} = \theta_{Bx-y W_{r1}} + \theta_{Bx-y F_1} + \theta_{Bx-y M_c}$$

Plano x-z

$$\theta_{Bx-z W_{t1}} = W_{t1} * L_2 / (6EI * 2L_2) *$$

$$[6 * 2L_2 * 2L_2 - 3(2L_2)^2 - (L_2)^2 - 2(2L_2)^2]$$

$$\theta_{Bx-z F_1} = F_1 \text{sen}\theta * L_1 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - 3(2L_2)^2]$$

$$\theta_{Bx-z} = \theta_{Bx-z} W_{t1} + \theta_{Bx-z} F_1$$

Por tanto para ejes que portan rodamientos:

$$\theta_B = (\theta_{Bx-y}^2 + \theta_{Bx-z}^2)^{1/2} \leq 0,001 \text{ rad}$$

Pendiente en C:

Plano x-y

$$\theta_{Cx-y} W_{r1} = 0$$

$$\theta_{Cx-y} F_1 = F_1 \cos\theta * L_1 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - 3(L_2)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} M_C = M_C / (6EI * 2L_2) * [3(L_2)^2 + 3(L_2)^2 - 6 * L_2 * 2L_2 + 2(2L_2)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} = \theta_{Cx-y} F_1 + \theta_{Cx-y} M_C$$

Plano x-z

$$\theta_{Cx-z} W_{r1} = 0$$

$$\theta_{Cx-z} = \theta_{Cx-z} F_1 = F_1 \sen\theta * L_1 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - 3(L_2)^2]$$

$$\theta_C = (\theta_{Cx-y}^2 + \theta_{Cx-z}^2)^{1/2}$$

Pendiente en D:

Plano x-y

$$\theta_{Dx-y} W_{r1} = W_{r1} * L_2 / (6EI * 2L_2) * [3(0)^2 + (L_2)^2 - (2L_2)^2]$$

$$\theta_{Dx-y} F_1 = F_1 \cos\theta * L_1 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - 3(0)^2]$$

$$\theta_{Dx-y} M_C = M_C / (6EI * 2L_2) *$$

$$[3(0)^2+3(L_2)^2-6*L_2*2L_2+2(2L_2)^2]$$

$$\theta_{Dx-y} = \theta_{Dx-y W_{r1}} + \theta_{Dx-y F_1} + \theta_{Dx-y M_c}$$

Plano x-z

$$\theta_{Dx-z W_{t1}} = W_{t1} * L_2 / (6EI * 2L_2) * [3(0)^2 + (L_2)^2 - (2L_2)^2]$$

$$\theta_{Dx-z F_1} = F_1 \text{sen}\theta * L_1 / (6EI * 2L_2) * [(2L_2)^2 - 3(0)^2]$$

$$\theta_{Dx-z} = \theta_{Dx-z W_{t1}} + \theta_{Dx-z F_1}$$

Por tanto para ejes que portan rodamientos:

$$\theta_D = (\theta_{Dx-y}^2 + \theta_{Dx-z}^2)^{1/2} \leq 0,001 \text{ rad}$$

2. Eje intermedio (referencias figuras 4.4 a 4.6 Caso I y 4.13 a 4.15 Caso II)

Deformación transversal en B:

Plano x-y

$$y_{B W_{r1}} = -W_{r1} * [L_3 + L_4] * L_2 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [(L_2)^2 + (L_3 + L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$y_{B W_{r2}} = -W_{r2} * L_4 * L_2 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [(L_2)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$y_{B M_B} = M_B * L_2 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [(L_2)^2 + 3(L_2)^2 - 6(L_2)(L_2 + L_3 + L_4) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$y_{B M_c} = M_c * L_2 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [(L_2)^2 + 3(L_2 + L_3)^2 -$$

$$6(L_2+L_3)(L_2+L_3+L_4)+2(L_2+L_3+L_4)^2]$$

$$y_B = y_{B \text{ Wr1}} + y_{B \text{ Wr2}} + y_{B \text{ MB}} + y_{B \text{ Mc}}$$

Plano x-z

$$z_{B \text{ wt1}} = -W_{t1} * (L_3+L_4) * L_2 / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] * \\ [(L_2)^2 + (L_3+L_4)^2 - (L_2+L_3+L_4)^2]$$

$$z_{B \text{ wt2}} = -W_{t2} * L_4 * L_2 / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] * \\ [(L_2)^2 + (L_4)^2 - (L_2+L_3+L_4)^2]$$

$$z_B = z_{B \text{ wt1}} + z_{B \text{ wt2}}$$

Por tanto para un eje que porta un engranaje (engranaje 1):

$$f_B = (y_B^2 + z_B^2)^{1/2} \leq 0,005 m_{t \text{ G1}} + 1,6129 / F_{G1}$$

Deformación transversal en C:

Plano x-y

$$y_{C \text{ Wr1}} = -W_{r1} * L_2 * L_4 / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] * \\ [(L_2+L_3)^2 + (L_2)^2 - 2(L_2+L_3+L_4)(L_2+L_3)]$$

$$y_{C \text{ Wr2}} = -W_{r2} * L_4 * (L_2+L_3) / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] * \\ [(L_2+L_3)^2 + (L_4)^2 - (L_2+L_3+L_4)^2]$$

$$y_{C \text{ MB}} = M_B / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] * \\ \{(L_2+L_3)^3 - 3(L_2+L_3+L_4)(L_2+L_3)^2 + \\ [L_2+L_3][2(L_2+L_3+L_4)^2 + 3(L_2)^2] - 3(L_2)^2(L_2+L_3+L_4)\}$$

$$y_{C \text{ Mc}} = M_C(L_2+L_3) / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] * [(L_2+L_3)^2 + \\ 3(L_2+L_3)^2 - 6(L_2+L_3)(L_2+L_3+L_4) + 2(L_2+L_3+L_4)^2]$$

$$y_C = y_{C\ Wr1} + y_{C\ Wr2} + y_{C\ MB} + y_{C\ Mc}$$

Plano x-z

$$z_{C\ Wr1} = -W_{r1} * L_2 * L_4 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [(L_2 + L_3)^2 + (L_2)^2 - 2(L_2 + L_3 + L_4)(L_2 + L_3)]$$

$$z_{C\ Wr2} = -W_{r2} * L_4 * [L_2 + L_3] / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [(L_2 + L_3)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$z_C = z_{C\ Wr1} + z_{C\ Wr2}$$

Por tanto para un eje que porta un engranaje (piñón 2):

$$f_C = (y_C^2 + z_C^2)^{1/2} \leq 0,005 m_t P_2 + 1,6129 / F_{P2}$$

Pendiente en A:

Plano x-y

$$\theta_{Ax-y\ Wr1} = -W_{r1} * (L_3 + L_4) / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(0)^2 + (L_3 + L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-y\ Wr2} = -W_{r2} * L_4 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(0)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-y\ MB} = M_B / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(0)^2 + 3(L_2)^2 - 6(L_2)(L_2 + L_3 + L_4) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-y\ Mc} = M_C / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [3(0)^2 + 3(L_2 + L_3)^2 - \\ 6(L_2 + L_3)(L_2 + L_3 + L_4) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-y} = \theta_{Ax-y\ Wr1} + \theta_{Ax-y\ Wr2} + \theta_{Ax-y\ MB} + \theta_{Ax-y\ Mc}$$

Plano x-z

$$\theta_{Ax-z} W_{t1} = -W_{t1} * (L_3 + L_4) / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(0)^2 + (L_3 + L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-z} W_{t2} = -W_{t2} * L_4 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(0)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-z} = \theta_{Ax-z} W_{t1} + \theta_{Ax-z} W_{t2}$$

Por tanto para ejes que portan rodamientos:

$$\theta_A = (\theta_{Ax-y}^2 + \theta_{Ax-z}^2)^{1/2} \leq 0,001 \text{ rad}$$

Pendiente en B:**Plano x-y**

$$\theta_{Bx-y} W_{r1} = -W_{r1} * (L_3 + L_4) / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(L_2)^2 + (L_3 + L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-y} W_{r2} = -W_{r2} * L_4 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(L_2)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-y} M_B = M_B / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(L_2)^2 + 3(L_2)^2 - 6(L_2)(L_2 + L_3 + L_4) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-y} M_C = M_C / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [3(L_2)^2 + 3(L_2 + L_3)^2 - \\ 6(L_2 + L_3)(L_2 + L_3 + L_4) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-y} = \theta_{Bx-y} W_{r1} + \theta_{Bx-y} W_{r2} + \theta_{Bx-y} M_B + \theta_{Bx-y} M_C$$

Plano x-z

$$\theta_{Bx-z} W_{t1} = -W_{t1} * (L_3 + L_4) / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(L_2)^2 + (L_3 + L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-z} W_{t2} = -W_{t2} * L_4 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(L_2)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-z} = \theta_{Bx-z} W_{t1} + \theta_{Bx-z} W_{t2}$$

$$\theta_B = (\theta_{Bx-y}^2 + \theta_{Bx-z}^2)^{1/2}$$

Por tanto para el piñón 1 y el engranaje 1 se tiene:

$$\theta_{\text{relativo}} = |\theta_B \text{ eje intermedio} - \theta_C \text{ eje de entrada}| \leq 0,0005 \text{ rad}$$

Pendiente en C:**Plano x-y**

$$\theta_{Cx-y} W_{r1} = -W_{r1} * L_2 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [6(L_2 + L_3 + L_4)(L_2 + L_3) - 3(L_2 + L_3)^2 - (L_2)^2 - \\ 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} W_{r2} = -W_{r2} * L_4 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(L_2 + L_3)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} M_B = M_B / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [3(L_2 + L_3)^2 - \\ 6(L_2 + L_3 + L_4)(L_2 + L_3) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2 + 3(L_2)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} M_C = M_C / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [3(L_2 + L_3)^2 + 3(L_2 + L_3)^2 - \\ 6(L_2 + L_3)(L_2 + L_3 + L_4) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} = \theta_{Cx-y} W_{r1} + \theta_{Cx-y} W_{r2} + \theta_{Cx-y} M_B + \theta_{Cx-y} M_C$$

Plano x-z

$$\theta_{Cx-z} W_{t1} = -W_{t1} * L_2 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [6(L_2 + L_3 + L_4)(L_2 + L_3) - 3(L_2 + L_3)^2 - (L_2)^2 - \\ 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-z} W_{t2} = -W_{t2} * L_4 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [3(L_2 + L_3)^2 + (L_4)^2 - (L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-z} = \theta_{Cx-z} W_{t1} + \theta_{Cx-z} W_{t2}$$

$$\theta_C = (\theta_{Cx-y}^2 + \theta_{Cx-z}^2)^{1/2}$$

Pendiente en D:

Plano x-y

$$\theta_{Dx-y} W_{r1} = -W_{r1} * L_2 / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [6(L_2 + L_3 + L_4)(L_2 + L_3 + L_4) - 3(L_2 + L_3 + L_4)^2 - (L_2)^2 - \\ 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Dx-y} W_{r2} = -W_{r2} * (L_2 + L_3) / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * \\ [6(L_2 + L_3 + L_4)(L_2 + L_3 + L_4) - 3(L_2 + L_3 + L_4)^2 - \\ (L_2 + L_3)^2 - 2(L_2 + L_3 + L_4)^2]$$

$$\theta_{Dx-y} M_B = M_B / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [3(L_2 + L_3 + L_4)^2 - \\ 6(L_2 + L_3 + L_4)(L_2 + L_3 + L_4) + 2(L_2 + L_3 + L_4)^2 + 3(L_2)^2]$$

$$\theta_{Dx-y} M_C = M_C / [6EI * (L_2 + L_3 + L_4)] * [3(L_2 + L_3 + L_4)^2 -$$

$$6(L_2+L_3+L_4)(L_2+L_3+L_4)+2(L_2+L_3+L_4)^2+3(L_2+L_3)^2]$$

$$\theta_{Dx-y} = \theta_{Dx-y} W_{r1} + \theta_{Dx-y} W_{r2} + \theta_{Dx-y} M_B + \theta_{Dx-y} M_c$$

Plano x-z

$$\theta_{Dx-z} W_{t1} = -W_{t1} * L_2 / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] *$$

$$[6(L_2+L_3+L_4)(L_2+L_3+L_4)-3(L_2+L_3+L_4)^2-(L_2)^2-2(L_2+L_3+L_4)^2]$$

$$\theta_{Dx-z} W_{t2} = -W_{t2} * (L_2+L_3) / [6EI * (L_2+L_3+L_4)] *$$

$$[6(L_2+L_3+L_4)(L_2+L_3+L_4)-3(L_2+L_3+L_4)^2-(L_2+L_3)^2-2(L_2+L_3+L_4)^2]$$

$$\theta_{Dx-z} = \theta_{Dx-z} W_{t1} + \theta_{Dx-z} W_{t2}$$

Por tanto para ejes que portan rodamientos:

$$\theta_D = (\theta_{Dx-y}^2 + \theta_{Dx-z}^2)^{1/2} \leq 0,001 \text{ rad}$$

3. Eje de salida (referencias figuras 4.7 a 4.9 Caso I y 4.16 a 4.18 Caso II)

Deformación transversal en B:

$$y_B W_{r2} = -W_{r2} * L_4 * L_4 / (6EI * 2L_4) * [(L_4)^2 + (L_4)^2 - (2L_4)^2]$$

$$y_B F_2 = -F_2 \cos \theta * L_5 * L_4 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - (L_4)^2]$$

$$y_B M_B = 0$$

$$y_B = y_{B \text{ wr2}} + y_{B \text{ F2}}$$

Plano x-z

$$z_{B \text{ wr2}} = -W_{t2} * L_4 * L_4 / (6EI * 2L_4) * [(L_4)^2 + (L_4)^2 - (2L_4)^2]$$

$$z_{B \text{ F2}} = -F_2 \text{sen}\theta * L_5 * L_4 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - (L_4)^2]$$

$$z_B = z_{B \text{ wr2}} + z_{B \text{ F2}}$$

Por tanto para un eje que porta un engranaje (engranaje 2):

$$f_B = (y_B^2 + z_B^2)^{1/2} < 0,005 m_{t \text{ G2}} + 1,6129 / F_{G2}$$

Deformación transversal en D:

Plano x-y

$$y_{D \text{ wr2}} = -W_{r2} * L_4 * L_4 * L_5 / (6EI * 2L_4) * (2L_4 + L_4)$$

$$y_{D \text{ F2}} = F_2 \text{cos}\theta * (L_5)^2 / (3EI) * (2L_4 + L_5)$$

$$y_{D \text{ MB}} = M_B * L_5 / (6EI * 2L_4) * [3(L_4)^2 - (2L_4)^2]$$

$$y_D = y_{D \text{ wr2}} + y_{D \text{ F2}} + y_{D \text{ MB}}$$

Plano x-z

$$z_{D \text{ wr2}} = -W_{t2} * L_4 * L_4 * L_5 / (6EI * 2L_4) * (2L_4 + L_4)$$

$$z_{D \text{ F2}} = F_2 \text{sen}\theta * (L_5)^2 / (3EI) * (2L_4 + L_5)$$

$$z_D = z_{D \text{ wr2}} + z_{D \text{ F2}}$$

Por tanto para un eje en voladizo:

$$f_D = (y_D^2 + z_D^2)^{1/2} \leq 0,00113 * L_5$$

Pendiente en A:**Plano x-y**

$$\theta_{Ax-y W_{r2}} = -W_{r2} * L_4 / (6EI * 2L_4) * [3(0)^2 + (L_4)^2 - (2L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-y F_2} = -F_2 \cos \theta * L_5 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - 3(0)^2]$$

$$\theta_{Ax-y M_B} = M_B / (6EI * 2L_4) * [3(0)^2 + 3(L_4)^2 - 6 * L_4 * 2L_4 + 2(2L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-y} = \theta_{Ax-y W_{r2}} + \theta_{Ax-y F_2} + \theta_{Ax-y M_B}$$

Plano x-z

$$\theta_{Ax-z W_{t2}} = -W_{t2} * L_4 / (6EI * 2L_4) * [3(0)^2 + (L_4)^2 - (2L_4)^2]$$

$$\theta_{Ax-z F_2} = -F_2 \sin \theta * L_5 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - 3(0)^2]$$

$$\theta_{Ax-z} = \theta_{Ax-z W_{t2}} + \theta_{Ax-z F_2}$$

Por tanto para ejes que portan rodamientos:

$$\theta_A = (\theta_{Ax-y}^2 + \theta_{Ax-z}^2)^{1/2} \leq 0,001 \text{ rad}$$

Pendiente en B:**Plano x-y**

$$\theta_{Bx-y W_{r2}} = 0$$

$$\theta_{Bx-y F_2} = -F_2 \cos \theta * L_5 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - 3(L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-y M_B} = M_B / (6EI * 2L_4) * [3(L_4)^2 + 3(L_4)^2 - 6 * L_4 * 2L_4 + 2(2L_4)^2]$$

$$\theta_{Bx-y} = \theta_{Bx-y F_2} + \theta_{Bx-y M_B}$$

Plano x-z

$$\theta_{Bx-z} W_{r2} = 0$$

$$\theta_{Bx-z} F_2 = -F_2 \operatorname{sen}\theta * L_5 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - 3(L_4)^2]$$

$$\theta_B = (\theta_{Bx-y}^2 + \theta_{Bx-z}^2)^{1/2}$$

Por tanto para el piñón 2 y el engranaje 2 se tiene:

$$\theta_{\text{relativo}} = |\theta_B \text{ eje de salida} - \theta_C \text{ eje intermedio}| \leq 0,0005 \text{ rad}$$

Pendiente en C:**Plano x-y**

$$\theta_{Cx-y} W_{r2} = -W_{r2} * L_4 / (6EI * 2L_4) *$$

$$[6 * 2L_4 * 2L_4 - 3(2L_4)^2 - (L_4)^2 - 2(2L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} F_2 = -F_2 \operatorname{cos}\theta * L_5 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - 3(2L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} M_B = M_B / (6EI * 2L_4) *$$

$$[3(2L_4)^2 - 6 * 2L_4 * 2L_4 + 2(2L_4)^2 + 3(L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-y} = \theta_{Cx-y} W_{r2} + \theta_{Cx-y} F_2 + \theta_{Cx-y} M_B$$

Plano x-z

$$\theta_{Cx-z} W_{t2} = -W_{t2} * L_4 / (6EI * 2L_4) *$$

$$[6 * 2L_4 * 2L_4 - 3(2L_4)^2 - (L_4)^2 - 2(2L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-z} F_2 = -F_2 \operatorname{sen}\theta * L_5 / (6EI * 2L_4) * [(2L_4)^2 - 3(2L_4)^2]$$

$$\theta_{Cx-z} = \theta_{Cx-z} W_{t2} + \theta_{Cx-z} F_2$$

Por tanto para ejes que portan rodamientos:

$$\theta_C = (\theta_{C_{x-y}}^2 + \theta_{C_{x-z}}^2)^{1/2} \leq 0,001 \text{ rad}$$

Pendiente en D:

Plano x-y

$$\theta_{D_{x-y} W_{r2}} = -W_{r2} * L_4 * L_4 / (6EI * 2L_4) * (2L_4 + L_4)$$

$$\theta_{D_{x-y} F_2} = F_2 \cos \theta * L_5 / (6EI) * [2(2L_4) + 3(L_5)]$$

$$\theta_{D_{x-y} M_B} = M_B / (6EI * 2L_4) * [3(L_4)^2 - (2L_4)^2]$$

$$\theta_{D_{x-y}} = \theta_{D_{x-y} W_{r2}} + \theta_{D_{x-y} F_2} + \theta_{D_{x-y} M_B}$$

Plano x-z

$$\theta_{D_{x-z} W_{t2}} = -W_{t2} * L_4 * L_4 / (6EI * 2L_4) * (2L_4 + L_4)$$

$$\theta_{D_{x-z} F_2} = F_2 \sin \theta * L_5 / (6EI) * [2(2L_4) + 3(L_5)]$$

$$\theta_{D_{x-z}} = \theta_{D_{x-z} W_{t2}} + \theta_{D_{x-z} F_2}$$

$$\theta_D = (\theta_{D_{x-y}}^2 + \theta_{D_{x-z}}^2)^{1/2}$$

4.2.3. Cálculo de cuñas de unión

Para el cálculo de las cuñas de unión se tomarán los diámetros (d) mínimos de los ejes calculados en el punto anterior, luego se buscará una cuña normalizada recomendada para estos diámetros (tabla 1 del

apéndice C) y seguidamente se calculará la longitud por resistencia al corte y aplastamiento.

4.2.3.1. Cálculo por corte

Se tiene:

1. Eje de entrada (Caso I y II). Cuña de sección $H_{EE} \times W_{EE}$

$$L_{EE} = 6 \cdot 10^7 P / (\tau_d \cdot \pi \cdot d_{EE} \cdot n_{P1} \cdot W_{EE})$$

(válido para el extremo voladizo y el piñón 1)

2. Eje intermedio (Caso I y II). Cuña de sección $H_{EI} \times W_{EI}$

$$L_{EI} = 6 \cdot 10^7 P / (\tau_d \cdot \pi \cdot d_{EI} \cdot n_{G1} \cdot W_{EI}) \text{ ó}$$

$$L_{EI} = 6 \cdot 10^7 P / (\tau_d \cdot \pi \cdot d_{EI} \cdot n_{P2} \cdot W_{EI})$$

(válido para el engranaje 1 y el piñón 2)

3. Eje de salida (Caso I y II). Cuña de sección $H_{ES} \times W_{ES}$

$$L_{ES} = 6 \cdot 10^7 P / (\tau_d \cdot \pi \cdot d_{ES} \cdot n_{G2} \cdot W_{ES})$$

(válido para el engranaje 2 y el extremo voladizo)

El valor del esfuerzo de corte permisible τ_d y el factor de seguridad N , quedarán a criterio del usuario, pudiendo seleccionar:

$$\tau_d = 0,5 S_y / N \text{ (Teoría de esfuerzo cortante máximo)}$$

$$\tau_d = 0,57735 S_y / N \text{ (Teoría de la energía de distorsión)}$$

4.2.3.2. Calculo por aplastamiento

Se tiene:

1. Eje de entrada (Caso I y II). Cuña de sección $H_{EE} \times W_{EE}$

$$L_{EE} = 1,2 \cdot 10^8 P / (\sigma_d \cdot \pi \cdot d_{EE} \cdot n_{P1} \cdot H_{EE})$$

(válido para el extremo voladizo y el piñón 1)

2. Eje intermedio (Caso I y II). Cuña de sección $H_{EI} \times W_{EI}$

$$L_{EI} = 1,2 \cdot 10^8 P / (\sigma_d \cdot \pi \cdot d_{EI} \cdot n_{G1} \cdot H_{EI}) \text{ ó}$$

$$L_{EI} = 1,2 \cdot 10^8 P / (\sigma_d \cdot \pi \cdot d_{EI} \cdot n_{P2} \cdot H_{EI})$$

(válido para el engranaje 1 y el piñón 2)

3. Eje de salida (Caso I y II). Cuña de sección $H_{ES} \times W_{ES}$

$$L_{ES} = 1,2 \cdot 10^8 P / (\sigma_d \cdot \pi \cdot d_{ES} \cdot n_{G2} \cdot H_{ES})$$

(válido para el engranaje 2 y el extremo voladizo)

El factor de seguridad N , quedará a criterio del usuario.

$$\sigma_d = S_y / N$$

Una vez calculada se verificará si no es mayor que el ancho de los engranajes para proceder a mejorar la calidad del material redimensionar la sección.

4.2.4. Selección de cojinetes

Para la selección de cojinetes se debe conocer la carga a que estarán sometidos. Tomando como referencia los gráficos 4.1 a 4.18 se tiene la siguiente tabla de cargas:

Tabla 4.4

Fuerzas actuantes en los rodamientos					
Elemento		Eje de entrada	Eje Intermedio	Eje de salida	
Caso I	Rodamiento Izquierdo (A)	Carga axial	$ W_{a1 EE} $	$ W_{a2 EI} \leq W_{a1 EI} $ $ W_{a2 EI} + W_{a1 EI} $	-
		Carga radial	$ -R_B $	$ -R_A $	$ -R_A $
	Rodamiento Derecho (B)	Carga axial	-	$ W_{a2 EI} < W_{a1 EI} $ $ W_{a1 EI} + W_{a2 EI} $	$ W_{a2 ES} $
		Carga radial	$ -R_D $	$ -R_D $	$ -R_C $
Caso II	Rodamiento Izquierdo (A)	Carga axial	-	$ W_{a1 EI} $	$ W_{a2 ES} $
		Carga radial	$ -R_B $	$ -R_A $	$ -R_A $
	Rodamiento Derecho (B)	Carga axial	$ W_{a1 EE} $	$ W_{a2 EI} $	-
		Carga radial	$ -R_D $	$ -R_D $	$ -R_C $

Con esta información, el usuario elegirá el tipo de rodamiento a usar, sea este un rodamiento de rodillos a rótula o de rodillos cónicos, asimismo, definirá la duración L_h deseada para los mismos (tabla 3 del apéndice D). A continuación se determinará el tamaño para los dos tipos de rodamientos.

➤ **Rodamientos de rodillos a rótula**

- **Duración en millones de revoluciones**

Se sabe que el número de horas de duración es:

$$L_h = L * 1000000 / (60 * n)$$

Despejando L (millones de revoluciones)

$$L = L_h * 60 * n / 1000000$$

- **Seguridad de carga requerida**

Se tiene que $C/P = L^{1/p}$. Como sólo se está considerando rodamientos de rodillos a rótula y rodillos cónicos $p = 3/10$

$$C/P = L^{3/10}$$

- **Relación entre carga axial y radial (F_a/F_r)**

Para las configuraciones analizadas se tiene:

Tabla 4.5

Relación entre fuerza axial y fuerza radial F_a/F_r				
	Elemento	Eje de entrada	Eje Intermedio	Eje de salida
Caso I	Rodamiento Izquierdo (A)	$ W_{a1 EE} / -R_B $	$ W_{a2 EI} \geq W_{a1 EI} $ $ W_{a2 EI} + W_{a1 EI} / -R_A $	$0/R_A = 0$
	Rodamiento Derecho (B)	$0/R_D = 0$	$ W_{a2 EI} < W_{a1 EI} $ $ W_{a1 EI} + W_{a2 EI} / -R_D $	$ W_{a2 ES} / -R_C $
Caso II	Rodamiento Izquierdo (A)	$0/R_A = 0$	$ W_{a1 EI} / -R_A $	$ W_{a2 ES} / -R_A $
	Rodamiento Derecho (B)	$ W_{a1 EE} / -R_D $	$ W_{a2 EI} / -R_D $	$0/R_C = 0$

- **Coefficiente e, X, Y**

Con el diámetro mínimo del eje, se seleccionará el rodamiento que presente un diámetro interno del aro interior igual al del eje. Con ello se tendrá definido los coeficientes teniéndose las siguientes posibilidades:

Si F_{aA}/F_{rA} ó $F_{aB}/F_{rB} \leq e_{A,B}; \Rightarrow X_{A,B} = 1; Y_{A,B} = \text{dato}$

Si F_{aA}/F_{rA} ó $F_{aB}/F_{rB} > e_{A,B}; \Rightarrow X_{A,B} = 0,67; Y_{A,B} = \text{dato}$

Carga equivalente

Con los coeficientes definidos, se pasa a calcular la carga equivalente, entonces se tiene:

$$P_A = X_A F_{rA} + Y_A F_{aA}$$

$$P_B = X_B F_{rB} + Y_B F_{aB}$$

Capacidad de carga requerida

Una vez calculada la carga equivalente, se procede a calcular la capacidad de carga requerida. Seguidamente, se comparará este valor con la capacidad de carga del rodamiento, sucediendo lo siguiente:

Si $C_{A,B} \leq C_{\text{rodamiento}}$, \Rightarrow rodamiento adecuado

Si $C_{A,B} > C_{\text{rodamiento}}$, \Rightarrow rodamiento inadecuado

De darse la segunda condición se debe buscar otro que satisfaga. Si no existe otro rodamiento con el diámetro especificado, se buscará el inmediato superior y así sucesivamente hasta satisfacer los requerimientos, siendo el diámetro de la sección de los hombros de retención del rodamiento como máximo, igual al diámetro exterior del engranaje para no causar asimetría.

En caso de tener varios rodamientos que cumplan la condición y el diámetro interno de su aro interior sea el mismo del eje, se escogerá el de menor costo.

➤ **Rodamientos de rodillos cónicos**

Duración en millones de revoluciones

$$L = L_h * 60 * n / 1000000$$

Seguridad de carga requerida

$$C/P = L^{3/10}$$

Relación entre carga axial y radial (F_a/F_r)

Los rodamientos de rodillos cónicos al recibir una carga radial o radial y axial combinada, por el diseño que poseen, inducen fuerzas axiales las cuales deben calcularse. Para ello se deben conocer sus coeficientes e, X, Y y como una primera aproximación se puede asumir para ambos rodamientos (A y B) de un eje:

$$F_{aA}/F_{rA} \text{ y } F_{aB}/F_{rB} > e; e_{A,B} = 0,37; X_{A,B} = 0,4 \text{ e } Y_{A,B} = 1,6$$

Por la configuración de eje, la cual se definirá posteriormente, se escogerá el montaje tipo X, ya que se busca transmitir la carga axial al bastidor por medio del aro exterior.

De la tabla 4 del apéndice D, se tienen las siguientes posibilidades:

a. Si $F_{rA}/Y_A \leq F_{rB}/Y_B$ y $K_a \leq 0$; entonces

$$F_{aA} = 0,5F_{rA}/Y_A$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a$$

b. Si $F_{rA}/Y_A < F_{rB}/Y_B$ y $K_a \geq 0,5(F_{rB}/Y_B - F_{rA}/Y_A)$; entonces

$$F_{aA} = 0,5F_{rA}/Y_A$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a$$

c. Si $F_{rA}/Y_A < F_{rB}/Y_B$ y $K_a < 0,5(F_{rB}/Y_B - F_{rA}/Y_A)$; entonces

$$F_{aA} = F_{aB} - K_a$$

$$F_{aB} = 0,5F_{rB}/Y_B$$

d. Si $F_{rA}/Y_A \leq F_{rB}/Y_B$ y $K_a \leq 0$; entonces

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a$$

$$F_{aB} = 0,5F_{rB}/Y_B$$

e. Si $F_{rA}/Y_A > F_{rB}/Y_B$ y $K_a \leq 0,5(F_{rA}/Y_A - F_{rB}/Y_B)$; entonces

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a$$

$$F_{aB} = 0,5F_{rB}/Y_B$$

f. Si $F_{rA}/Y_A > F_{rB}/Y_B$ y $K_a < 0,5(F_{rA}/Y_A - F_{rB}/Y_B)$; entonces

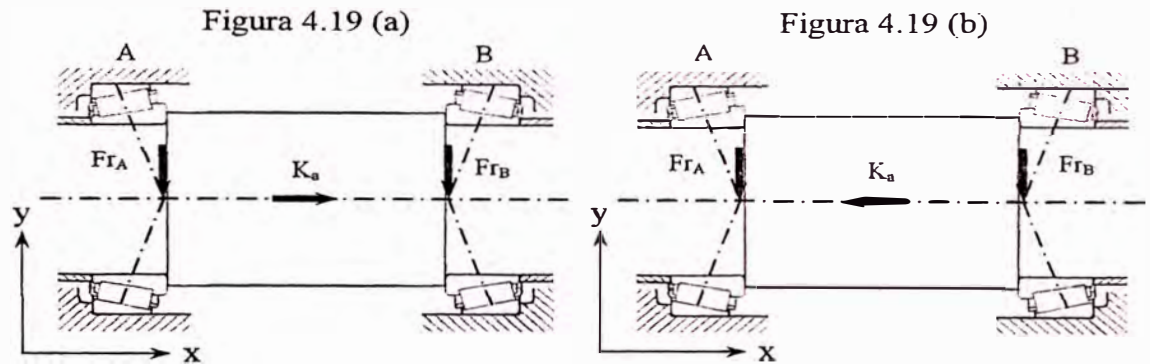
$$F_{aA} = 0,5F_{rA}/Y_A$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a$$

Paso siguiente se debe analizar a cual de las 6 posibilidades corresponde cada eje, por tanto se tiene:

Si $K_a \leq 0 \Rightarrow$ Usar los casos a, b y c (figura 4.19 (a))

Si $K_a < 0 \Rightarrow$ Usar los casos d, e y f (figura 4.19 (b))



Seguidamente se calculan las fuerzas axiales y se selecciona los coeficientes X, Y a emplear inicialmente según lo siguiente:

Si F_{aA}/F_{rA} ó $F_{aB}/F_{rB} > e_{A,B} = 0,37 \Rightarrow$ usar $X_{A,B} = 0,4$; $Y_{A,B} = 1,6$

Si F_{aA}/F_{rA} ó $F_{aB}/F_{rB} \leq e_{A,B} = 0,37 \Rightarrow$ usar $X_{A,B} = 1$; $Y_{A,B} = 0$

- Carga equivalente

Con los coeficientes y fuerzas definidas, se pasa a calcular la carga equivalente, entonces se tiene:

$$P_A = X_A F_{rA} + Y_A F_{aA}$$

$$P_B = X_B F_{rB} + Y_B F_{aB}$$

- Capacidad de carga requerida

Una vez calculada la carga equivalente, se procede a calcular la capacidad de carga requerida:

$$C_A = P_A * L^{3/10}; C_B = P_B * L^{3/10}$$

Seguidamente con el diámetro del eje como base y el dato anterior se buscará un rodamiento que cumpla con los requerimientos ($C_{A,B} \leq C_{\text{rodamiento}}$), siendo el tamaño máximo permisible cuando el diámetro de la sección de los hombros de retención del aro interior sea igual al diámetro exterior del engranaje para no causar asimetría. En caso de no cumplir esta condición se recomendará el uso de rodamientos de rodillos a rótula.

Para el caso del eje intermedio en que cada rodamiento soporta su propia fuerza axial, el cálculo se hará por separado, ya que no hay interacción directa a través del eje sino por los manguitos separadores.

Con los coeficientes de los rodamientos seleccionados se verificará todo el cálculo y si cumplen con los requerimientos se tomarán como válidos, caso contrario se buscará otro superior teniendo en cuenta las recomendaciones para no causar asimetría o la sugerencia del posible uso de rodamientos de rodillos rótula.

En caso de tener varios rodamientos que cumplan la condición y el diámetro interno de su aro interior sea el mismo del eje, se escogerá el de menor costo.

4.2.5. Selección de juntas de estanqueidad

Para la selección de los retenes, los cuales sólo serán necesario sólo para el eje de entrada y de salida, bastará tomar como base un diámetro menor que el que tiene el eje en la zona del rodamiento, dando las recomendaciones de mecanizado de la tabla 3.7, según la velocidad tangencial que se tenga en la zona de contacto.

4.2.6. Cálculo del espesor de pared del bastidor

Para determinar el espesor de la pared del bastidor, se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

Para efectos de cálculo se despreciará el peso ejercido por el semicuerpo superior del reductor, ya que se distribuye uniformemente a lo largo de en el otro semicuerpo haciendo su efecto insignificante.

Se tomará como base el semicuerpo inferior.

Las fuerzas actuantes verticales a ser consideradas serán únicamente las de sentido negativo, es decir sólo las que cargan a semicuerpo inferior.

Ejes y espaciadores

Para efectos constructivos y de cálculo se considerarán como ancho de los separadores igual a:

Si $B_{ROD A EI} \geq B_{ROD A EE}$

Separador izquierdo eje de entrada = $B_{ROD A EI} / 2 + 10 - B_{ROD A EE} / 2$

Separador izquierdo eje intermedio = 10

Si $B_{ROD A EI} < B_{ROD A EE}$

Separador izquierdo eje de entrada = 10

Separador izquierdo eje intermedio = $B_{ROD A EE}/2 + 10 - B_{ROD A EI}/2$

Si $B_{ROD B ES} \geq B_{ROD B EI}$

Separador derecho eje intermedio = $B_{ROD B ES}/2 + 10 - B_{ROD B EI}/2$

Separador derecho eje de salida = 10

Si $B_{ROD B ES} < B_{ROD B EI}$

Separador derecho eje intermedio = 10

Separador derecho eje de salida = $B_{ROD B EI}/2 + 10 - B_{ROD B ES}/2$

Separador derecho eje de entrada = $L_2 - B_{ROD B EE}/2 - F_{P1}/2$

Separador izquierdo eje de salida = $L_4 - F_{G2}/2 - B_{ROD A ES}/2$

a. Eje de entrada

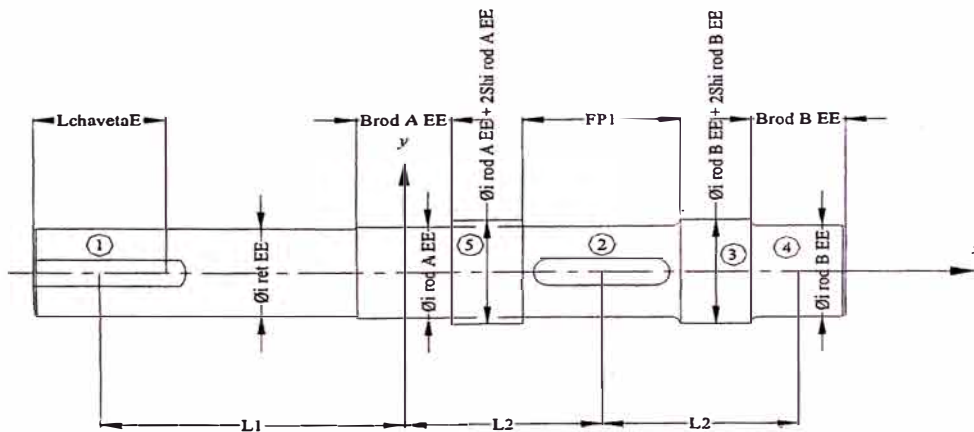


Figura 4.20

Volúmenes

$$V_1 = \pi/4(\phi_{i \text{ ret EE}})^2(L_1 + L_{\text{chaveta E}}/2 - B_{\text{rod A EE}}/2)/1000$$

$$V_2 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod A EE}})^2(L_2 + B_{\text{rod A EE}}/2 + F_{P1}/2)/1000$$

$$V_3 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod B EE}} + 2Sh_{i \text{ rod B EE}})^2(L_2 - F_{P1}/2 - B_{ROD B EE}/2)/1000$$

$$V_4 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod B EE}})^2(B_{rod B EE})/1000$$

$$V_5 = \pi/4[(\phi_{i \text{ rod A EE}} + 2Sh_{i \text{ rod A EE}})^2 - (\phi_{i \text{ rod A EE}})^2] \\ [L_2 - B_{ROD A EE}/2 - F_{P1}/2]/1000$$

Centros de gravedad

$$CG_1 = -[(L_1 + L_{chaveta E}/2 - B_{rod A EE}/2)/2 + B_{rod A EE}/2]$$

$$CG_2 = (L_2 + B_{rod A EE}/2 + F_{P1}/2)/2 - B_{rod A EE}/2$$

$$CG_3 = (L_2 - F_{P1}/2 - B_{rod B EE}/2)/2 + L_2 + F_{P1}/2$$

$$CG_4 = 2L_2$$

$$CG_5 = (L_2 - B_{rod A EE}/2 - F_{P1}/2)/2 + B_{rod A EE}/2$$

b. Eje intermedio

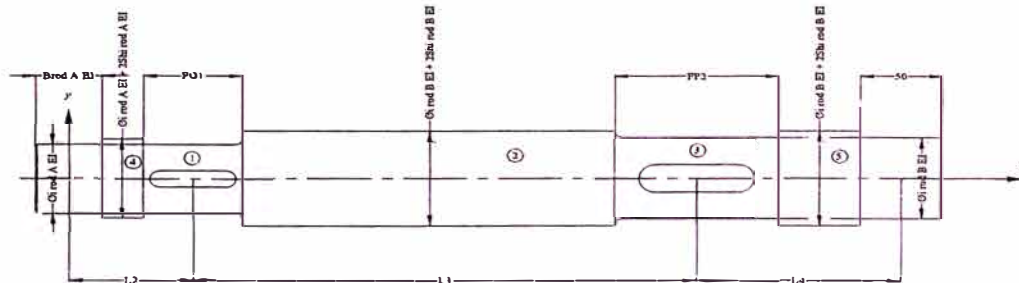


Figura 4.21

Volúmenes

$$V_1 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod A EI}})^2(B_{rod A EI}/2 + L_2 + F_{G1}/2)/1000$$

$$V_2 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod B EI}} + 2Sh_{i \text{ rod B EI}})^2(L_3 + F_{G1}/2 - F_{P2}/2)/1000$$

$$V_3 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod B EI}})^2(L_4 + F_{P2}/2 + B_{rod B EI}/2)/1000$$

$$V_4 = \pi/4[(\phi_{i \text{ rod A EI}} + 2Sh_{i \text{ rod A EI}})^2 - (\phi_{i \text{ rod A EI}})^2] \\ [L_2 - B_{ROD AEI}/2 - F_{G1}/2]/1000$$

$$V_5 = \pi/4[(\phi_{i \text{ rod B EI}} + 2Sh_{i \text{ rod B EI}})^2 - (\phi_{i \text{ rod B EI}})^2]$$

$$[L_4 - F_{P2}/2 - B_{ROD BEI}/2]/1000$$

Centros de gravedad

$$CG_1 = (L_2 + B_{rod A EI}/2 + F_{G1}/2)/2 - B_{rod A EI}/2$$

$$CG_2 = (L_3 - F_{G1}/2 + F_{P2}/2)/2 + L_2 + F_{G1}/2$$

$$CG_3 = (L_4 - F_{P2}/2 - B_{rod B EI}/2)/2 + L_2 + L_3 - F_{P2}/2$$

$$CG_4 = (L_2 - B_{rod A EI}/2 - F_{G1}/2)/2 + B_{rod A EI}/2$$

$$CG_5 = (L_4 - F_{P2}/2 - B_{rod B EI}/2)/2 + L_2 + L_3 + F_{P2}/2$$

c. Eje de salida

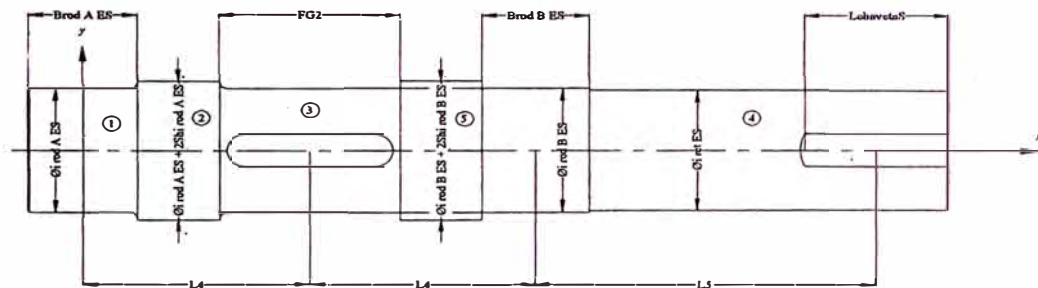


Figura 4.22

Volúmenes

$$V_1 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod A ES}})^2 B_{rod A ES}/1000$$

$$V_2 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod A ES}} + 2Sh_{i \text{ rod A ES}})^2 (L_4 - F_{G2}/2 - B_{ROD A ES}/2)/1000$$

$$V_3 = \pi/4(\phi_{i \text{ rod B ES}})^2 (L_4 + F_{G2}/2 + B_{rod B ES}/2)/1000$$

$$V_4 = \pi/4(\phi_{i \text{ ret ES}})^2 (L_5 - B_{rod B ES} + L_{chaveta S}/2)/1000$$

$$V_5 = \pi/4[(\phi_{i \text{ rod B ES}} + 2Sh_{i \text{ rod B ES}})^2 - (\phi_{i \text{ rod B ES}})^2]$$

$$[L_4 - F_{G2}/2 - B_{ROD BES}/2]/1000$$

Centros de gravedad

$$CG_1 = 0$$

$$CG_2 = B_{rod A ES}/2 + (L_4 - B_{rod A ES}/2 - F_{G2}/2)/2$$

$$CG_3 = L_4 - F_{G2}/2 + (L_4 + F_{G2}/2 + B_{rod B ES}/2)/2$$

$$CG_4 = 2L_4 + B_{rod B ES}/2 + (L_5 - B_{rod B ES}/2 + L_{chaveta S}/2)/2$$

$$CG_5 = L_4 + F_{G2}/2 + (L_4 - F_{G2}/2 - B_{rod B ES}/2)/2$$

Piñones y Engranajes

a. Piñón 1

Vallance & Doughtie⁴⁷ dicen que el espacio mínimo entre el canal chavetero y el diámetro de raíz del engranaje debe ser $m(Z/5)^{1/2}$; donde m es el módulo y Z el número de dientes.

Entonces se tiene:

$$\text{Si } \phi_{rod A EE}/2 < D_{R P1}/2 < \phi_{rod A EE}/2 + H_{chaveta P1}/2 + 2m_I(Z_{P1}/5)^{1/2}$$

→ Tallar el piñón en el eje, caso contrario incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{R P1} < \phi_{rod A EE} \text{ ó } D_{R P1} < \phi_{rod B EE}$$

=> incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{R P1}/2 \geq \phi_{rod A EE}/2 + H_{chaveta P1}/2 + 2m_I(Z_{P1}/5)^{1/2}$$

=> tallar el piñón por separado del eje

Volumen

$$V_{P1} = \pi/4(D_{P1}^2 - \phi_{i rod A EE}^2)F_{P1}$$

Centro de gravedad

$$CG_{P1} = L_2$$

b. Piñón 2

$$\text{Si } \phi_{rod B EI}/2 < D_{R P2}/2 < \phi_{rod B EI}/2 + H_{chaveta P2}/2 + 2m_{II}(Z_{P2}/5)^{1/2}$$

⁴⁷ Vallance, Alex y Doughtie, V. Op. cit. p. 376.

> Tallar el piñón en el eje , caso contrario incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{R P2} < \phi_{\text{rod B EI}}$$

> incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{R P2}/2 \geq \phi_{\text{rod B EI}}/2 + H_{\text{chaveta P2}}/2 + 2m_{\Pi}(Z_{P2}/5)^{1/2}$$

=> tallar el piñón por separado del eje

Volumen

$$V_{P2} = \pi/4(D_{P2}^2 - \phi_{\text{rod B EI}}^2)F_{P2}$$

Centro de gravedad

$$CG_{P1} = L_4$$

c. Engranaje 1

En el caso de engranajes se pueden presentar las siguientes alternativas en el proceso de alivianamiento (manufactura de agujeros), presentándose las siguientes configuraciones:

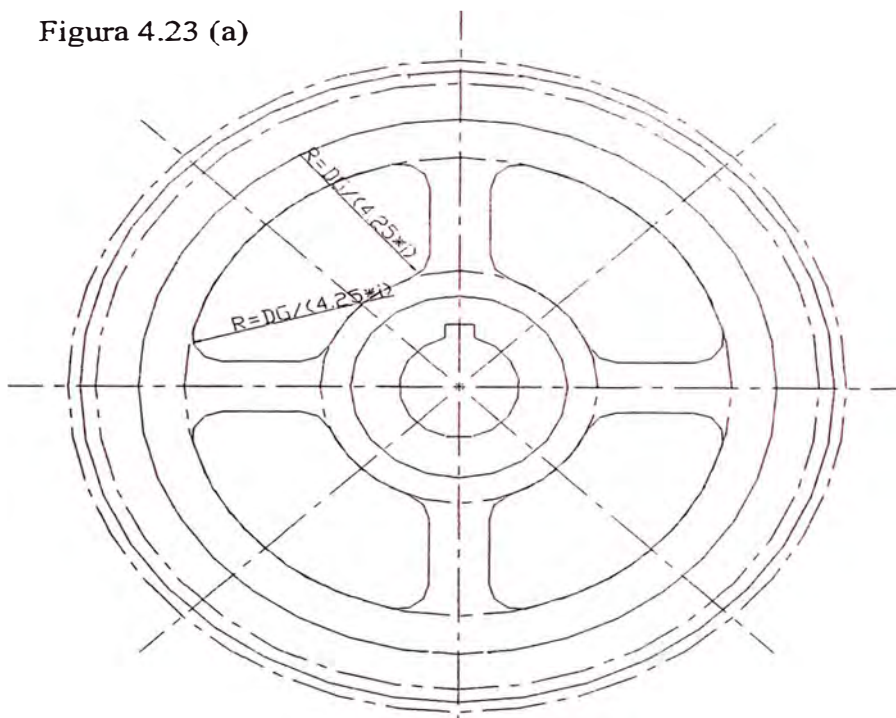
➤ Radios de redondeo iguales a:

Según Vallance & Doughtie⁴⁸

$$R = DG/4,25i$$

⁴⁸ Vallance, Alex y Doughtie, V. Op. cit. p. 376.

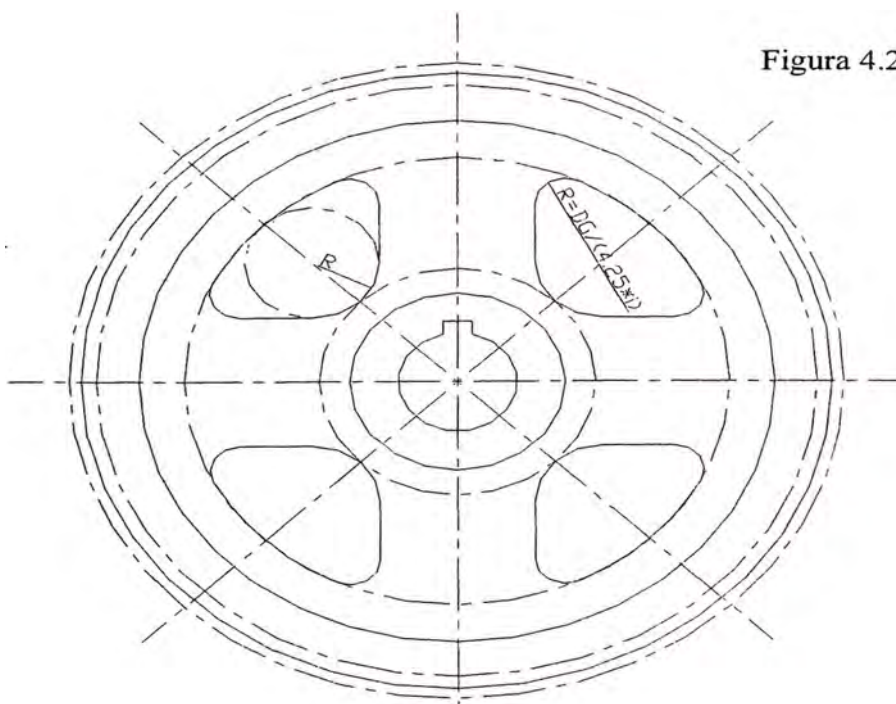
Figura 4.23 (a)



➤ Radios de redondeo igual a:

En los radios superiores igual que el caso anterior y en el caso del inferior un radio menor o igual a la circunferencia inscrita delimitada por la región del alma de la llanta.

Figura 4.23 (b)



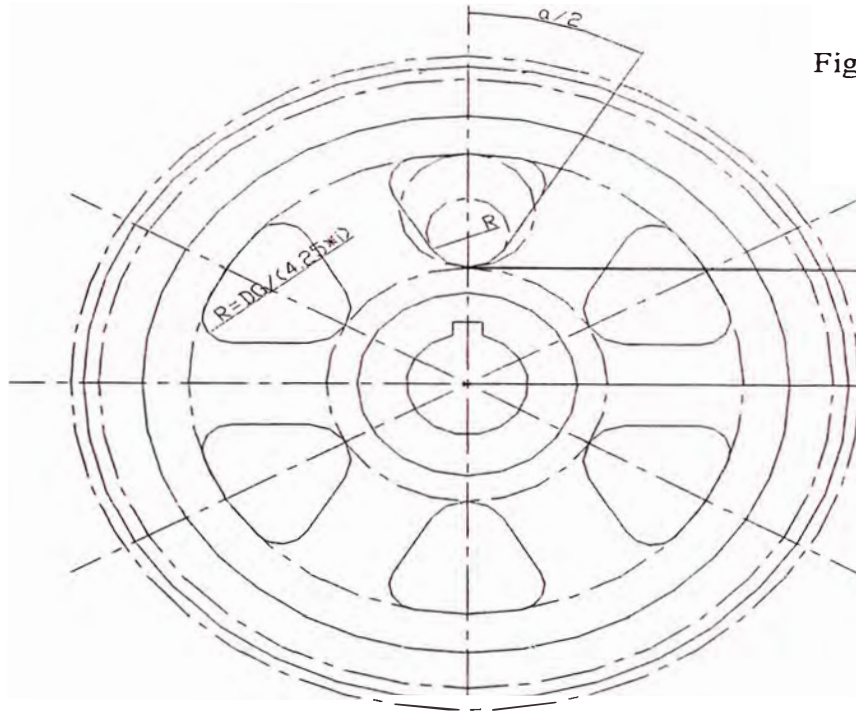


Figura 4.23 (c)

Por geometría:

$$R = [1,12D_{\text{eje}} * \text{sen}(\gamma/2) - b_{\text{llanta}}/2] / [1 - \text{sen}(\gamma/2)]$$

Donde:

γ : ángulo de los sectores

b_{llanta} : ancho de los rayos

Si $2R > D_{\text{RG}}/2 - t_{\text{R}} - 1,25t_{\text{R}} - 1,12D_{\text{eje}}$, entonces recurrir al primer caso.

En situación adversa el segundo caso.

$$\text{Si } \phi_{\text{rod A EI}}/2 < D_{\text{R G1}}/2 < \phi_{\text{rod A EI}}/2 + H_{\text{chaveta G1}}/2 + 2m_i(Z_{\text{G2}}/5)^{1/2}$$

=> Tallar el engranaje en el eje, caso contrario incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{\text{R G1}} < \phi_{\text{rod A EI}}$$

-> Incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{R G1}/2 \geq \phi_{\text{rod A EI}}/2 + H_{\text{chaveta } G1}/2 + 2m_I(Z_{G1}/5)^{1/2}$$

=> Tallar el engranaje por separado del eje

$$\text{Si } D_{R G1} - 2t_{R G1} - 1,8\phi_{\text{rod A EI}} < 4t_{R G1} \text{ engranaje macizo}$$

$$\text{Si } 4t_{R G1} \leq D_{R G1} - 2t_{R G1} - 1,8\phi_{\text{rod A EI}} < 200 \text{ alma macizo}$$

$$\text{Si } 200 \leq D_{R G1} - 2t_{R G1} - 1,8\phi_{\text{rod A EI}} < 900 \text{ alma con 4 agujeros}$$

$$\text{Si } D_{R G1} - 2t_{R G1} - 1,8\phi_{\text{rod A EI}} \geq 900 \text{ alma con 6 agujeros}$$

Donde $t_{R G1} = 1,2h_t = 1,2(2,25m_I) = \text{espesor de la llanta.}$

Volumen

Si es macizo:

$$V_{G1} = \pi/4(D_{G1}^2 - \phi_{\text{rod A EI}}^2)F_{G1}$$

Si tiene alma:

En el caso de tener alma con agujeros considerando ancho de rayo igual al doble del espesor del alma y por geometría:

$$\begin{aligned} V_{G1} = & \pi/4 \{ D_{G1}^2 - [D_{R G1} - 2t_{R G1}]^2 \} F_{G1} \\ & + \pi/4 \{ [1,8\phi_{\text{rod A EI}}]^2 - [\phi_{\text{rod A EI}}]^2 \} F_{G1} \\ & + \pi/4 \{ [D_{R G1} - 2t_{R G1}]^2 - [1,8\phi_{\text{rod A EI}}]^2 \} t_{\text{alma } G1} \\ & - i \cdot 1/2 \cdot \gamma \{ [D_{R G1}/2 - t_{R G1} - 1,25t_{R G1} - t_{\text{alma } G1}/\text{sen}(\gamma/2)]^2 \\ & - (1,12\phi_{\text{rod A EI}} - t_{\text{alma } G1}/\text{sen}(\gamma/2))^2 \} * t_{\text{alma } G1} \end{aligned}$$

i : número de agujeros.

γ : ángulo de los sectores

Según Campabadal Martí⁴⁹ para engranajes con rayos helicoidales, el espesor del alma es 3.2 veces el módulo normal. En tal sentido con gran aproximación se puede optar por 1/3 del ancho del diente ya que el primero se refiere a engranajes rectos y no hay efectos del ángulo de hélice.

$$T_{\text{almaG1/G2}} = 1/3 * F_{G1/G2}$$

Centro de gravedad

$$CG_{G1} = L_2$$

d. Engranaje 2

$$\text{Si } \phi_{\text{rod B ES}}/2 < D_{R G2}/2 < \phi_{\text{rod B ES}}/2 + H_{\text{chaveta G2}}/2 + 2m_{II}(Z_{G2}/5)^{1/2}$$

=> Tallar el engranaje en el eje , caso contrario incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{R G2} < \phi_{\text{rod A ES}} \text{ ó } D_{R G2} < \phi_{\text{rod B ES}}$$

=> incrementar el módulo.

$$\text{Si } D_{R G2}/2 \geq \phi_{\text{rod B ES}}/2 + H_{\text{chaveta G2}}/2 + 2m_{II}(Z_{G2}/5)^{1/2}$$

=> tallar el engranaje por separado del eje

$$\text{Si } D_{R G2} - 2t_{R G2} - 1,8\phi_{i \text{ rod B ES}} < 4t_{R G2} \text{ engranaje macizo}$$

$$\text{Si } 4t_{R G2} \leq D_{R G2} - 2t_{R G2} - 1,8\phi_{i \text{ rod B ES}} < 200 \text{ alma macizo}$$

$$\text{Si } 200 \leq D_{R G2} - 2t_{R G2} - 1,8\phi_{i \text{ rod B ES}} < 900 \text{ alma con 4 agujeros}$$

$$\text{Si } D_{R G2} - 2t_{R G2} - 1,8\phi_{i \text{ rod B ES}} \leq 900 \text{ alma con 6 agujeros}$$

⁴⁹Campabadal Martí., José. E ngranajes. Ediciones Ariel S.A. Barcelona 1969. p.145.

Donde $t_{RG2} = 1,2h_{tG2} = 1,2 (2,25m_{II}) =$ espesor de la llanta.

Volumen

Si es macizo:

$$V_{G2} = \pi/4(D_{G2}^2 - \phi_{i \text{ rod B EI}}^2)F_{G2}$$

Si tiene alma:

$$\begin{aligned} V_{G2} = & \pi/4 \{D_{G2}^2 - [D_{RG2} - 2t_{RG2}]^2\} F_{G2} \\ & + \pi/4 \{ [1,8\phi_{i \text{ rod B ES}}]^2 - [\phi_{i \text{ rod B ES}}]^2 \} F_{G2} \\ & + \pi/4 \{ [D_{RG2} - 2t_{RG2}]^2 - [1,8\phi_{i \text{ rod B ES}}]^2 \} t_{alma G2} \\ & - i \ 1/2 \ \gamma \{ [D_{RG2}/2 - t_{RG2} - 1,25t_{RG2} - t_{almaG2}/\text{sen}(\gamma/2)]^2 \\ & - (1,12\phi_{i \text{ rod B ES}} - t_{almaG2}/\text{sen}(\gamma/2))^2 \} * t_{alma G2} \end{aligned}$$

i : número de agujeros.

γ : ángulo de los sectores

Centro de gravedad

$$CG_{G2} = L_4$$

Rodamientos

Pesos

$W_{\text{rod A EE}} =$ Valor tabla 1 ó 2 del apéndice D.

$W_{\text{rod B EE}} =$ Valor tabla 1 ó 2 del apéndice D.

$W_{\text{rod A EI}} =$ Valor tabla 1 ó 2 del apéndice D.

$W_{\text{rod B EI}} =$ Valor tabla 1 ó 2 del apéndice D.

$W_{\text{rod A ES}} =$ Valor tabla 1 ó 2 del apéndice D.

$W_{\text{rod B ES}} = \text{Valor tabla 1 ó 2 del apéndice D.}$

Centro de gravedad (respecto al sistema de coordenadas de cada eje)

$$CG_{\text{rod A EE}} = 0$$

$$CG_{\text{rod B EE}} = 2L_2$$

$$CG_{\text{rod A EI}} = 0$$

$$CG_{\text{rod B EI}} = L_2 + L_3 + L_4$$

$$CG_{\text{rod A ES}} = 0$$

$$CG_{\text{rod B ES}} = 2L_4$$

Por tanto para cada eje y sus accesorios se tiene:

Pesos (Newtons)

$$W_{\text{EE} + \text{Acc.}} = [(V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_{P1})\rho_{\text{acero}}/1000 + W_{\text{rod A EE}} + W_{\text{rod B EE}}] * g$$

$$W_{\text{EI} + \text{Acc.}} = [(V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_{G1} + V_{P2})\rho_{\text{acero}}/1000 + W_{\text{rod A EI}} + W_{\text{rod B EI}}] * g$$

$$W_{\text{ES} + \text{Acc.}} = [(V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_{G2})\rho_{\text{acero}}/1000 + W_{\text{rod A ES}} + W_{\text{rod B ES}}] * g$$

Centros de gravedad

$$CG_{\text{EE} + \text{Acc.}} = [(V_1 CG_1 + V_2 CG_2 + V_3 CG_3 + V_4 CG_4 + V_5 CG_5 + V_{P1} CG_{P1}) * \rho_{\text{acero}}/1000 + W_{\text{rod A EE}} CG_{\text{rod A EE}} + W_{\text{rod B EE}} CG_{\text{rod B EE}}] / [(V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 + V_{P1})\rho_{\text{acero}}/1000 + W_{\text{rod A EE}} + W_{\text{rod B EE}}]$$

$$CG_{\text{EI} + \text{Acc.}} = [(V_1 CG_1 + V_2 CG_2 + V_3 CG_3 + V_4 CG_4 + V_5 CG_5 + V_{G1} CG_{G1} +$$

$$\begin{aligned}
& V_{P2}CG_{P2}) * \rho_{acero}/1000 + W_{rod A EI}CG_{rod A EI} + W_{rod B EI}CG_{rod B} \\
& EI]/[(V_1+V_2+V_3+V_4+V_5+V_{G1}+V_{P2}) * \rho_{acero}/1000 + W_{rod A} \\
& EI + W_{rod B EI}] \\
CG_{ES + Acc.} = & [(V_1CG_1+V_2CG_2+V_3CG_3+V_4CG_4+V_5CG_5+V_{G2}CG_{G2}) * \\
& \rho_{acero}/1000 + W_{rod A ES}CG_{rod A ES} + W_{rod B ES}CG_{rod B ES}]/ \\
& [(V_1+V_2+V_3+V_4+V_5+V_{G2}) * \rho_{acero}/1000 + W_{rod A ES} + W_{rod B ES}]
\end{aligned}$$

$$W1^+ = W_{EE+Acc.}(2L_2 - CG_{EE+Acc.})/2L_2$$

$$W2^+ = W_{EE+Acc.} * CG_{EE+Acc.}/2L_2$$

$$W3^+ = W_{EI+Acc.}(L_2+L_3+L_4 - CG_{EI+Acc.})/(L_2+L_3+L_4)$$

$$W4^+ = W_{EI+Acc.} * CG_{EI+Acc.}/(L_2+L_3+L_4)$$

$$W5^+ = W_{ES+Acc.}(2L_4 - CG_{ES+Acc.})/2L_4$$

$$W6^+ = W_{ES+Acc.} * CG_{ES+Acc.}/2L_4$$

Pared lateral izquierda

Sea L = largo interior total = $a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b$ (véase figura 4.25)

a. Rigidez vertical

Si $a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2 \geq L/2$

$$\begin{aligned}
I_{X_{FV}} = & (W1+W1^+)(L^2/48E\epsilon)(3\{[L-(a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2)]/L\} - \\
& 4\{[L-(a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2)]/L\}^3) \\
& + (W3+W3^+)(L^2/48E\epsilon)(3\{[a+D_{oG1}/2]/L\} - 4\{[a+D_{oG1}/2]/L\}^3)
\end{aligned}$$

$$I_{x_{FH}} = (W_{1x}/2 * (b + D_{oG2}/2) / 2 * L^2 / 32E\epsilon) \\ (4 \{ [L - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)] / L \}^2 - 1) \\ + (W_{3x}/2 * (b + D_{oG2}/2) / 2 * L^2 / 32E\epsilon) (4 \{ [a + D_{oG1}/2] / L \}^2 - 1)$$

$$\text{Si } a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2 < L/2$$

$$I_{x_{FV}} = (W_1 + W_1^+) (L^2 / 48E\epsilon) (3 \{ [a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2] / L \} - \\ 4 \{ [a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2] / L \}^3) \\ + (W_3 + W_3^+) (L^2 / 48E\epsilon) (3 \{ [a + D_{oG1}/2] / L \} - 4 \{ [a + D_{oG1}/2] / L \}^3)$$

$$I_{x_{FH}} = (W_{1x}/2 * (b + D_{oG2}/2) / 2 * L^2 / 32E\epsilon) \\ (4 \{ [(a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)] / L \}^2 - 1) \\ + (W_{3x}/2 * (b + D_{oG2}/2) / 2 * L^2 / 32E\epsilon) (4 \{ [a + D_{oG1}/2] / L \}^2 - 1)$$

$$I_x = t * L^3 / 12 = I_{x_{FV}} + I_{x_{FH}}$$

$$t = 12 / L^3 (I_{x_{FV}} + I_{x_{FH}})$$

b. Rigidez horizontal

Considerando sólo las fuerzas axiales negativas.

$$\text{Si } a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2 \geq L/2$$

$$I_z = (W_{x_{EE}}) (L^2 / 48E\epsilon) (3 \{ [L - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)] / L \} - \\ 4 \{ [L - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)] / L \}^3) \\ + (W_{x_{EI}}) (L^2 / 48E\epsilon) (3 \{ [a + D_{oG1}/2] / L \} - 4 \{ [a + D_{oG1}/2] / L \}^3)$$

$$\text{Si } a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2 < L/2$$

$$I_z = (W_{x_{EE}}) (L^2 / 48E\epsilon) (3 \{ [(a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)] / L \} -$$

$$4\left\{\left[\frac{a+D_{oG1}}{2}+\frac{D_{G1}}{2}+\frac{D_{P1}}{2}\right]/L\right\}^3$$

$$+(W_{x EI})(L^2/48E\varepsilon)(3\left\{\left[\frac{a+D_{oG1}}{2}\right]/L\right\}-4\left\{\left[\frac{a+D_{oG1}}{2}\right]/L\right\}^3)$$

$$I_z = (b+D_{oG2}/2)t^3/12$$

$$t = [12I_z/(b+D_{oG2}/2)]^{1/3}$$

c. Rigidez torsional

Considerando sólo las fuerzas axiales negativas.

$$T_B = W_{x EE}*(D_{oG2}/2+b)/2$$

$$T_C = W_{x EI}*(D_{oG2}/2+b)/2$$

$$T_{AB} = [T_B(D_{P1}/2+D_{G1}/2+D_{oG1}/2+a)+T_C(D_{oG1}/2+a)]/L$$

$$T_{BC} = \{-T_B[L-(D_{P1}/2+D_{G1}/2+D_{oG1}/2+a)]+T_C(D_{oG1}/2+a)\}/L$$

$$T_{CD} = \{-T_B[L-(D_{P1}/2+D_{G1}/2+D_{oG1}/2+a)]+T_C[L-(D_{oG1}/2+a)]\}/L$$

Con el torque máximo:

$$J_y = I_x + I_z = t(b+D_{oG2}/2)^3/12 + (b+D_{oG2}/2)t^3/12 = T/G(\theta/L)$$

Aplicando la solución de Newton - Raphson

$$t_{i+1} = t_i - f(t_i)/f'(t_i)$$

Donde:

$$f(t) = (b+D_{oG2}/2)t^3/12 + t(b+D_{oG2}/2)^3/12 - T/G(\theta/L)$$

$$f'(t) = (b+D_{oG2}/2)t^2/4 + (b+D_{oG2}/2)^3/12$$

La iteración se iniciará con $t_i = t$ calculado

Pared lateral derecha

a. Rigidez vertical

$$I_{X_{FV}} = (W_6 + W_6^+)(L/48E\varepsilon)(3\{[b+D_{oG2}/2]/L\} - 4\{[b+D_{oG2}/2]/L\}^3) \\ + (W_4 + W_4^+)(L/48E\varepsilon)(3\{[a+D_{oG1}/2]/L\} - 4\{[a+D_{oG1}/2]/L\}^3)$$

$$I_{X_{FH}} = (W_{6X/2} * (b+D_{oG2}/2)/2 * L^2/32E\varepsilon)(4\{[b+D_{oG2}/2]/L\}^2 - 1) \\ + (W_{4X/2} * (b+D_{oG2}/2)/2 * L^2/32E\varepsilon)(4\{[a+D_{oG1}/2]/L\}^2 - 1)$$

$$I_X = t * L^3/12 = I_{X_{FV}} + I_{X_{FH}}$$

$$t = 12/L^3(I_{X_{FV}} + I_{X_{FH}})$$

b. Rigidez horizontal

Considerando sólo las fuerzas axiales positivas

$$I_z = (W_{xES})(L^2/48E\varepsilon)(3\{[a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2]/L\} - \\ 4\{[a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2]/L\}^3) + \\ (W_{xEI})(L^2/48E\varepsilon)(3\{[a+D_{oG1}/2]/L\} - 4\{[a+D_{oG1}/2]/L\}^3)$$

$$I_z = (b+D_{oG2}/2)t^3/12$$

$$t = [12I_z/(b+D_{oG2}/2)]^{1/3}$$

c. Rigidez torsional

Considerando sólo las fuerzas axiales positivas

$$T_B = W_{xES} * (D_{oG2}/2 + b)/2$$

$$T_C = W_{xEI} * (D_{oG2}/2 + b)/2$$

$$T_{AB} = [T_B(D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG1}/2 + a) + T_C(D_{oG1}/2 + a)]/L$$

$$T_{BC} = [-T_B(b + D_{oG2}/2) + T_C(D_{oG1}/2 + a)]/L$$

$$T_{BC} = \{-T_B(b + D_{oG2}/2) + T_C[L - (D_{oG1}/2 + a)]\}/L$$

Con el torque máximo:

$$J_y = I_x + I_z = t(b + D_{oG2}/2)^3/12 + (b + D_{oG2}/2)t^3/12 = T/G(\theta/L)$$

Aplicando la solución de Newton - Raphson

$$t_{i+1} = t_i - f(t_i)/f'(t_i)$$

Donde:

$$f(t) = (b + D_{oG2}/2)t^3/12 + t(b + D_{oG2}/2)^3/12 - T/G(\theta/L)$$

$$f'(t) = (b + D_{oG2}/2)t^2/4 + (b + D_{oG2}/2)^3/12$$

La iteración se iniciará con $t_i = t_{\text{calculado}}$

De todos los espesores calculados se tomará el mayor para todas las paredes.

4.2.7. Cálculo de las tapas laterales

Para el cálculo de las tapas laterales, debe tenerse como dato las cargas a las que están sometidas. Esto se puede resumir en el siguiente cuadro:

Tabla 4.6

Fuerzas actuantes en las tapas laterales				
Elemento	Tapa izquierda		Tapa derecha	
	Caso I	Caso II	Caso I	Caso II
Eje de entrada	$ W_{a1 EE} $	0	No tiene	No tiene
Eje intermedio	Si $ W_{a2 EI} \geq W_{a1 EI} $ $ W_{a2 EI} + W_{a1 EI} $	$ W_{a1 EI} $	Si $ W_{a2 EI} < W_{a1 EI} $ $ W_{a1 EI} + W_{a2 EI} $	$ W_{a2 EI} $
Eje de salida	No tiene	No tiene	$ W_{a2 ES} $	0

4.2.7.1. Cálculo de tapas circulares lisas

Este tipo de tapa lateral será la que contendrá las fuerzas axiales en el eje intermedio. Para calcular el espesor mínimo bastará evaluar las ecuaciones mostradas en el punto 3.8.1.

4.2.7.2. Cálculo de tapas circulares anulares

Este tipo de tapa lateral será la que contendrá las fuerzas axiales en el eje de entrada y de salida. Para calcular el espesor mínimo bastará evaluar las ecuaciones mostradas en el punto 3.8.2.

NOTA:

Una vez determinado el espesor de las paredes del bastidor y las tapas laterales, se procederá a optimizar las dimensiones de los ejes L_1 , L_2 , L_3 , L_4 y L_5 para no generar espacios innecesarios (vease figuras 4.20, 4.21 y 4.22).

$$L_1 = (L_{\text{Chaveta1}} + B_{\text{Rod A EE}})/2 + B_{\text{Rod A EE}}/2 + 1,5 * t_{\text{tapalZqEE}}$$

$$L_2 = (F_{P1} + B_{\text{Rod A EE}})/2 + (B_{\text{Rod A EI}} - B_{\text{Rod A EE}}/2)$$

$$L_3 = L_2 + (B_{\text{Rod B EE}} + B_{\text{Rod A ES}})/2 + t_{\text{tapalZqEE}} + t_{\text{tapaDerES}} + L_4$$

$$L_4 = (F_{P2} + B_{\text{Rod B ES}})/2 + (B_{\text{Rod B ES}} - B_{\text{Rod B EI}}/2)$$

$$L_5 = (L_{\text{Chaveta6}} + B_{\text{Rod B ES}})/2 + B_{\text{Rod B ES}}/2 + 1,5 * t_{\text{tapaDerES}}$$

4.2.8. Cálculo de uniones atornilladas

Para la determinación de los elementos de unión se harán las siguientes restricciones ya que existen un sin número de soluciones:

- Para el caso de las tapas laterales se usarán 8 pernos para cada una de ellas, un coeficiente elástico de unión $K = 0,75$ y un coeficiente elástico $C = 1,6$.
- Para el caso de los pernos de anclaje se tomarán 8 pernos, 4 en el lado del eje de entrada y 4 en el lado del eje de salida.
- Las uniones en las tapas laterales así como de los dos semicuerpos del reductor llevarán empaques de fibra vegetal (cartón), para evitar fugas de lubricante.

4.2.8.1. Selección de pernos para las tapas laterales

Para calcular el diámetro nominal mínimo de los pernos se debe conocer la carga a que están sometidos. Esto se resume en la tabla 4.6.

Se sabe que:

$$F = F_i + KxF_e$$

$$F_i = CxF_e (1 - K)$$

Entonces combinando ambas:

$$F = Cx F_e (1 - K) + Kx F_e$$

$$F = F_e (C - CK + K)$$

Reemplazando valores:

$$F = F_e (1,6 - 1,6 * 0,75 + 0,75)$$

$$F = 1,15 F_e$$

Entonces:

$$F/A_{s \text{ total}} \leq S_t \quad A_{s \text{ total}} \leq 1,15 F_e / S_t$$

Tomando $S_t = 0,22 S_y$ y como se tiene 8 pernos el área de esfuerzo por perno es:

$$A_s \geq 1,15 F_e / (8 * 0,22 S_y) = 115/176 * F_e / S_y$$

El diámetro mínimo del círculo de pernos será ($m = \text{margen}$):

$$\phi_{\text{círculo de pernos}} = \phi_{\text{exterior rodamiento}} + 2m$$

Si no se cumple con la recomendación de paso entre pernos proseguirá de la siguiente manera:

Si $p < 3d_b \Rightarrow$ reducir el número de pernos a 6.

Si $p > 7d_b \Rightarrow$ incrementar el diámetro del perno.

4.2.8.2. Selección de pernos para los semicuerpos

Para calcular el diámetro mínimo de los pernos de los semicuerpos del bastidor, primero se debe conocer el punto de aplicación de la resultante de las fuerzas. Para ello se analizará

las dos configuraciones que se han venido citando y se usará el que resulte crítico.

➤ **Determinación del punto de aplicación de las fuerzas actuantes**

La fuerza actuante esta constituida por la suma de las fuerzas verticales positivas de los elementos, que es igual al negativo de las resultantes verticales de las reacciones en los apoyos (cojinetes). La razón de considerar sólo este tipo de carga estriba en que las fuerzas laterales y longitudinales, son absorbidas por los apoyos de los rodamientos; es decir los elementos de sujeción de la caja sólo trabajan a tracción. Asimismo se esta despreciando el peso del semicuerpo superior para conducirnos a una situación crítica. Según la tabla 4.7 las coordenadas de las fuerzas son las siguientes (véase figura 4.24):

Tabla 4.7

Coordenadas de las fuerzas actuantes, mm			
Elemento	Fuerza	Caso I y II	
		X	Y
Eje de entrada (EE)	$W1 = -R_{Bz}$	0	$a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2$
	$W2 = -R_{Dz}$	$2L_2$	$a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2$
Eje intermedio (EI)	$W3 = -R_{Az}$	0	$a+D_{oG1}/2$
	$W4 = -R_{Dz}$	$L_2+L_3+L_4$	$a+D_{oG1}/2$
Eje de salida (ES)	$W5 = -R_{Az}$	$(L_2+L_3+L_4)-2L_4$	$a+D_{oG1}/2+(D_{P2}+D_{G2})/2$
	$W6 = -R_{Cz}$	$L_2+L_3+L_4$	$a+D_{oG1}/2+(D_{P2}+D_{G2})/2$
Válido sólo si $R_{iz} < 0$, caso contrario $W_i = 0$			

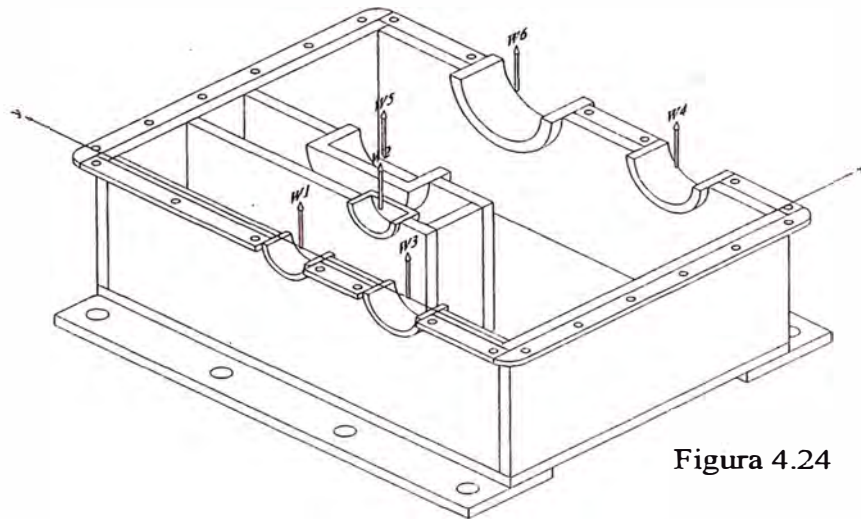


Figura 4.24

La fuerza actuante resultante es:

$$W = W1 + W2 + W3 + W4 + W5 + W6$$

$$W = R_{Bz} EE + R_{Dz} EE + R_{Az} EI + R_{Dz} EI + R_{Az} ES + R_{Cz} ES$$

(Sólo se considerarán los sumandos positivos)

Las coordenadas son:

$$X_w = [W1 \cdot x_{w1} + W2 \cdot x_{w2} + W3 \cdot x_{w3} + W4 \cdot x_{w4} + W5 \cdot x_{w5} + W6 \cdot x_{w6}] / W$$

$$Y_w = [W_1 \cdot y_{w1} + W_2 \cdot y_{w2} + W_3 \cdot y_{w3} + W_4 \cdot y_{w4} + W_5 \cdot y_{w5} + W_6 \cdot y_{w6}] / W$$

Donde:

X_w, Y_w : Coordenadas del punto de aplicación de las fuerzas actuantes, mm.

W : Fuerza total actuante, N.

➤ **Determinación del centro de gravedad de los pernos**

Para determinar la ubicación de los pernos, es necesario conocer las dimensiones del lugar donde se alojan, por tanto primero se debe calcular las longitudes (véase figura 4.25, 4.26(a) y (b)):

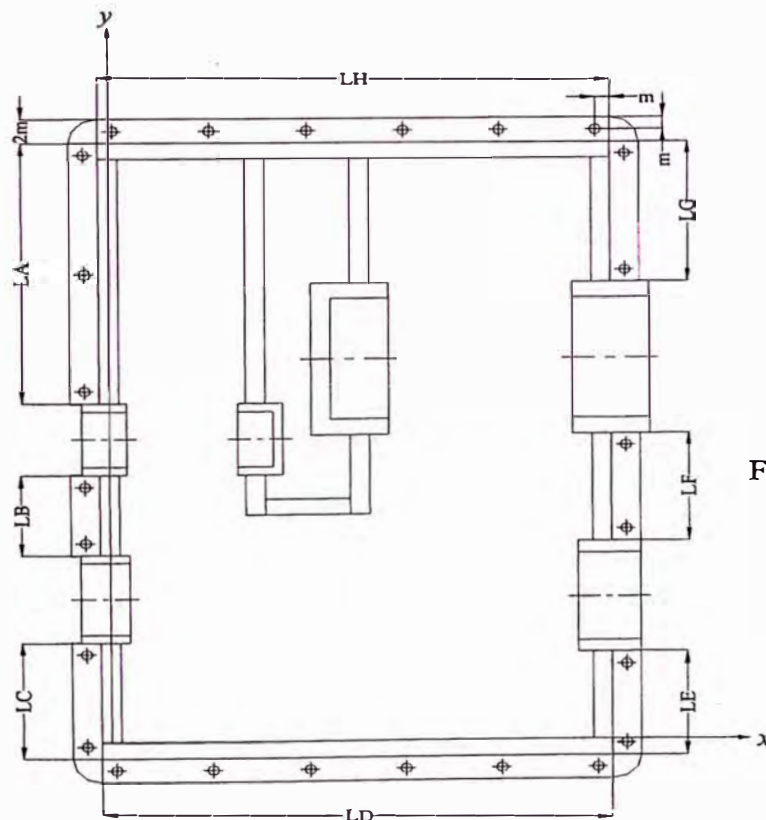


Figura 4.25

Donde:

$$a = i \cdot \text{módulo de la primera etapa} = i \cdot m_1$$

$$b = i \cdot \text{módulo de la segunda etapa} = i \cdot m_2$$

$i = 1, 2, \dots, n$ (factores multiplicadores de incremento si no se cumple los requerimientos de espacio)

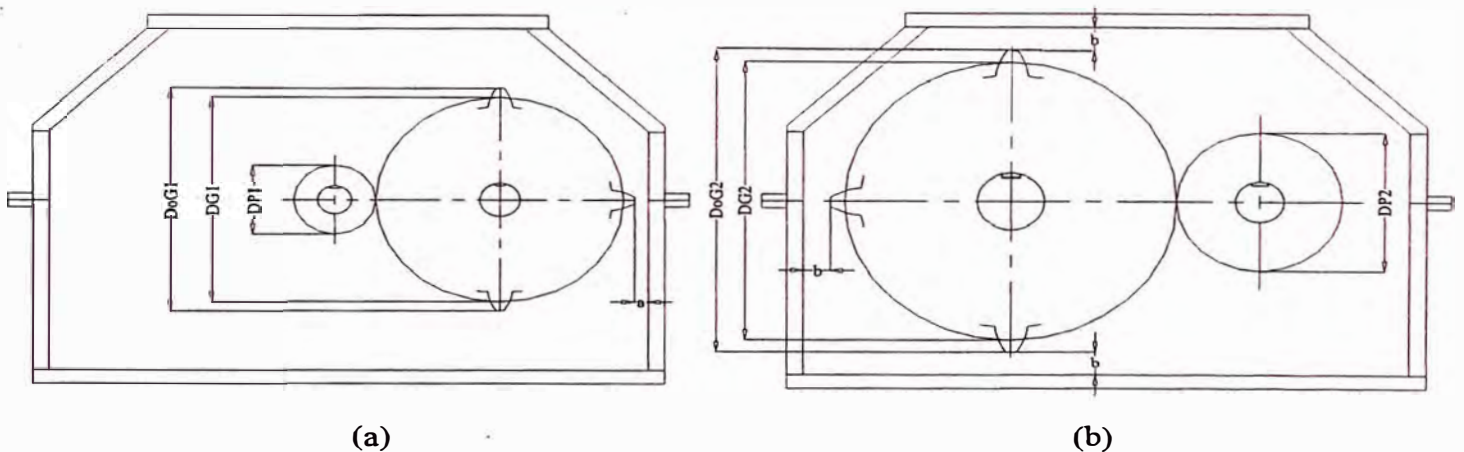


Figura 4.26

Sector A:

$$L_A = t + b + D_{oG2}/2 + D_{G2}/2 + D_{P2}/2 - (D_{P1} + D_{G1})/2 - \phi_{o \text{ sop rod A EE}}/2$$

Sector B:

$$L_B = (D_{P1} + D_{G1})/2 - \phi_{o \text{ sop rod A EE}}/2 - \phi_{o \text{ sop rod A EI}}/2$$

Sector C:

$$L_C = t + a + D_{oG1}/2 - \phi_{o \text{ sop rod A EI}}/2$$

Sector D:

$$L_D = (L_2 + L_3 + L_4) + t$$

Sector E:

$$L_E = t + a + D_{oG1}/2 - \phi_{o \text{ sop rod B EI}}/2$$

Sector F:

$$L_F = (D_{P2} + D_{G2})/2 - \phi_{O \text{ sop rod B EI}}/2 - \phi_{O \text{ sop rod B ES}}/2$$

Sector G:

$$L_G = D_{OG2}/2 + b + t - \phi_{O \text{ sop rod B ES}}/2$$

Sector H:

$$L_H = (L_2 + L_3 + L_4) + t$$

➤ **Coordenadas de los centros de gravedad de los pernos**

Las coordenadas dependerán del número de pernos a utilizar para sujetar los dos semicuerpos. En consecuencia se tiene:

Tabla 4.8

Coordenadas de los pernos, mm		
Sector	Caso I y II	
	X	y
A	$-(t/2+m)$	*
B	$-(t/2+m)$	*
C	$-(t/2+m)$	*
D	*	$-(t+m)$
E	$L_2 + L_3 + L_4 + t/2 + m$	*
F	$L_2 + L_3 + L_4 + t/2 + m$	*
G	$L_2 + L_3 + L_4 + t/2 + m$	*
H	*	$A + D_{OG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{OG2}/2 + b + t + m$

* Si n = número de pernos e $i = 1$ a n ; entonces se tiene:

Sector A:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$y = a + D_{OG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2 + \phi_{O \text{ sop rod A EE}}/2 + L_A/2$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$y_i = [(i-1)/(n-1)](L_A-2m)+a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2+ \\ \phi_{o \text{ sop rod A EE}}/2+m$$

Sector B:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$y = a+D_{oG1}/2+\phi_{o \text{ sop rod A EI}}/2+L_B/2$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$y_i = [(i-1)/(n-1)](L_B-2m)+a+D_{oG1}/2+\phi_{o \text{ sop rod A EI}}/2+m$$

Sector C:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$y = L_C/2-t$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$y_i = [(i-1)/(n-1)](L_C-2m)-t+m$$

Sector D:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$x = L_D/2-t/2$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$x_i = [(i-1)/(n-1)](L_D-2m)-t/2+m$$

Sector E:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$y = L_E/2-t$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$y_i = [(i-1)/(n-1)](L_E-2m)-t+m$$

Sector F:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$y = a + D_{oG1}/2 + \phi_{o \text{ sop rod B EI}}/2 + L_F/2$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$y_i = [(i-1)/(n-1)](L_F - 2m) + a + D_{oG1}/2 + \phi_{o \text{ sop rod B EI}}/2 + m$$

Sector G:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$y = a + D_{oG1}/2 + (D_{P2} + D_{G2})/2 + \phi_{o \text{ sop rod B ES}}/2 + L_G/2$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$y_i = [(i-1)/(n-1)](L_G - 2m) + a + D_{oG1}/2 + (D_{P2} + D_{G2})/2 + \phi_{o \text{ sop rod B ES}}/2 + m$$

Sector H:

Si $n=1$ (no poner rigidizador de triángulo)

$$x = L_H/2 - t/2$$

Si $n \geq 2$ (poner $n-1$ rigidizadores)

$$x_i = [(i-1)/(n-1)](L_H - 2m) - t/2 + m$$

Por tanto, si todos los pernos son iguales, el centro de gravedad

es:

$$X_P = [A_{Si} * \Sigma(x_i \text{ Sector A} + x_i \text{ Sector B} + x_i \text{ Sector C} + x_i \text{ Sector D} + x_i \text{ Sector E} + x_i \text{ Sector F} + x_i \text{ Sector G} + x_i \text{ Sector H})] / \Sigma A_{Si}$$

$$Y_P = [A_{Si} * \Sigma(y_i \text{ Sector A} + y_i \text{ Sector B} + y_i \text{ Sector C} + y_i \text{ Sector D} + y_i \text{ Sector E} + y_i \text{ Sector F} + y_i \text{ Sector G} + y_i \text{ Sector H})] / \Sigma A_{Si}$$

Donde:

X_P, Y_P : Coordenadas del centro de gravedad de los pernos, mm.

A_{Si} : Area de esfuerzo del i-ésimo perno, mm^2 .

Al empezar a calcular, se tendrá un proceso iterativo el cual se iniciará tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- Como primera iteración se asumirá que los pernos trabajan a tracción pura con una repartición uniforme para cada uno.
- Se empleará un paso máximo de 7db para tener mayor facilidad de armado y tener espacio para colocar los rigidizadores.
- Se asumirá una pestaña y rigidizador de espesor igual al espesor de la plancha del bastidor.
- Se tomará como número máximo de pernos por sector de 10. Esto se debe cumplir simultáneamente para todos (A, B, C, D, E, F, G y H), para no generar asimetría al colocar muchos pernos pequeños o pocos pernos grandes.
- La cantidad de rigidizadores a emplear es la siguiente:

Tabla 4.9

Número de pernos	Rigidizadores
1	0
2	0
3	0
4	1
6	2
8	3
10	4

El proceso se iniciará con el menor de los pernos (M3).

Se sabe que para pernos sometidos a tracción y una junta con empaquetadura se tiene:

$$F = 1,15 F_e = 1,15 W$$

Entonces tomando $S_t = 0,22 S_y$ se tiene:

$$F/A_{s \text{ total}} \leq S_t \Rightarrow A_{s \text{ total}} \leq 1,15W/S_t$$

El espacio disponible en cada sector dependerá de los márgenes que se recomiendan así como del diámetro de los pernos, por tanto se tiene:

$$\text{Margen} = m$$

$$L_{\text{disponible}} = L_{\text{Sector}} - 2m$$

$$\text{Paso de referencia} = 7d_b$$

$$\text{Número de pernos } n = L_{\text{disponible}} / 7d_b + 1$$

La expresión anterior debe ser evaluada para cada sector y el resultado tendrá un redondeo al entero inmediato inferior (se puede obviar la recomendación de $7d_b$ ya que este no es un recipiente a presión).

Una vez obtenido la cantidad de pernos se debe tener en cuenta lo siguiente:

Si $n = 5; 7$ ó 9 incrementar 1 perno.

Si $n \leq 10$ para todos los sectores A, B, C, D, E, F, G y H la solución es correcta.

Si $n > 10$ usar un perno de mayor diámetro.

Si $A_{s \text{ total}} > n \cdot A_{s \text{ Perno}}$ usar un perno de mayor diámetro, caso contrario la solución es correcta.

Al tener una primera aproximación del número de pernos, se pasa a calcular las posiciones de cada uno de ellos y seguidamente su centro de gravedad. A continuación se calcula la excentricidad de la carga actuante W respecto del centro de gravedad de los pernos. Si la excentricidad es cero, los pernos sólo estarán sometidos a tracción pura, caso contrario, considerando el semicuerpo superior totalmente rígido como una situación crítica, los ejes pivote del momento flector se ubicarán en:

$$\text{Si } X_W \geq X_P \Rightarrow X_{\text{Pivote}} = - (t/2 - 2m)$$

$$\text{Si } X_W < X_P \rightarrow X_{\text{Pivote}} = L_2 + L_3 + L_4 + t/2 + 2m$$

$$\text{Si } Y_W \geq Y_P \rightarrow Y_{\text{Pivote}} = - (t + 2m)$$

$$\text{Si } Y_W < Y_P \rightarrow Y_{\text{Pivote}} = a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + \\ D_{oG2}/2 + b + t + 2m$$

Entonces los momentos son:

$$M_{Wx} = W(Y_W - Y_{\text{Pivote}}); M_{Wy} = W(X_{\text{Pivote}} - X_W)$$

Donde M_{Wx} y M_{Wy} , son los momentos flectores en el eje x e y respectivamente en N-mm.

La distancia de cada perno a los ejes pivote es:

$$c_{xi} = X_{Pivote} - x_{Pi}$$

$$c_{yi} = y_{Pi} - Y_{Pivote}$$

Por tanto según la teoría de uniones Metal – Metal (punto 3.9.2) la fuerza de tracción real en cada perno es:

$$F_{ti} = 1,15(F_{\text{tracción directa}} + F_{\text{tracción momento flector}})$$

$$F_{ti} = 1,15(W/n + M_{Wx} * c_{yi} / \sum c_j^2 + M_{Wy} * c_{xi} / \sum c_j^2)$$

El área de esfuerzo es:

$$A_{si} = F_{ti} / S_t \Rightarrow d_{bi}$$

Esta expresión se evaluará para cada perno y el mayor diámetro nominal obtenido se empleará en todos los sectores. Seguidamente se verificará todo el cálculo siguiendo todo el proceso anterior, omitiendo el paso inicial de sólo considerar tracción pura en los pernos y la restricción “ $A_{s \text{ total}} > n * A_s$ ”.

4.2.8.3. Cálculo del torque de ajuste

Una vez definidos todos los pernos, el torque de ajuste será:

Para pernos adecuadamente lubricados:

$$T = 0,125 * F_i * d_b \quad \text{N-mm}$$

$$T = 1,27465 \times 10^{-5} * F_i * d_b \quad \text{kg-m}$$

Para pernos no lubricados:

$$T = 0,20 * F_i * d_b \quad \text{N-mm}$$

$$T = 2,03943 \times 10^{-5} * F_i * d_b \quad \text{kg-m}$$

Donde:

F_i : fuerza en el perno (para el caso de los semicuerpos la mayor), N.

d_b : diámetro nominal del perno, mm.

4.2.8.4. Cálculo de los agujeros de anclaje

Para el cálculo de los pernos de anclaje se tomarán las siguiente consideraciones:

Se dispondrán 2 placas laterales (ortogonales a los ejes) como superficies de anclaje.

Se usará 8 pernos, 4 a cada lado distribuido simétricamente.

- El espesor de las placas será igual a la plancha más gruesa del bastidor.
- El ancho de la placa será 4 veces el margen para los pernos, donde la mitad servirá de apoyo de la caja.

Según las ecuaciones para la determinación de fuerzas en pernos de uniones tipo metal - metal, los más cargados son los más alejados del centro de gravedad del grupo y de los ejes pivote de los momentos flectores. En consecuencia se puede apreciar que en los pernos 2 y 8 resultarán críticos (véase figura 4.27), para los cuales se generara una situación donde se desprecie el peso del equipo, se tenga tracción directa, tracción por flexión, corte directo y corte por torsión obteniéndose lo siguiente:

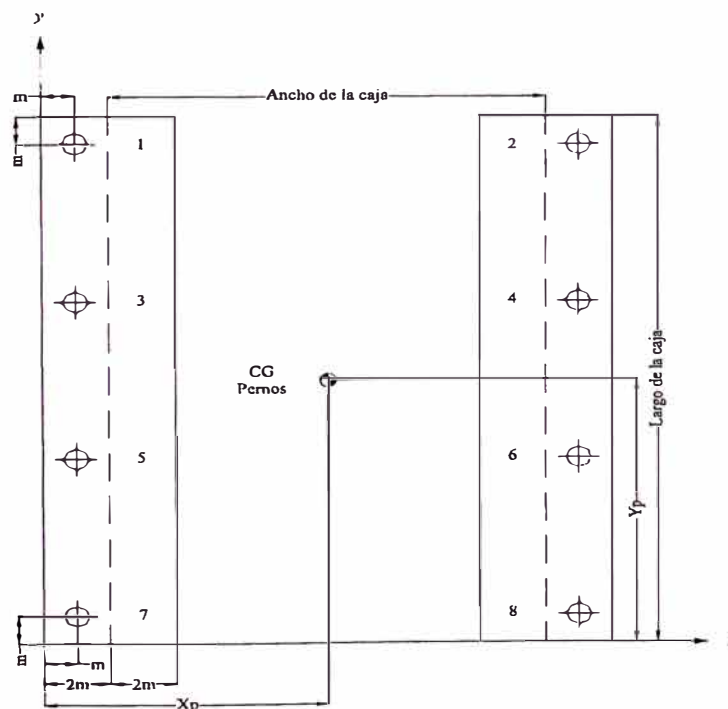


Figura 4.27

➤ **Posición del eje pivote**

$$Y_P = (t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t)/2$$

$$X_P = 2m + (t + L_2 + L_3 + L_4)/2$$

Posición X_{Pivote} :

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ y } |F_{1 \text{ vertical}}| \geq |F_{2 \text{ vertical}}| \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} \geq 0 \text{ y } |F_{1 \text{ vertical}}| \leq |F_{2 \text{ vertical}}|$$

$$X_{Pivote} = 0$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \geq 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} \leq 0 \text{ y } |F_{1 \text{ vertical}}| \leq |F_{2 \text{ vertical}}| \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \geq 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} \geq 0 \text{ y } |F_{1 \text{ vertical}}| \leq |F_{2 \text{ vertical}}|$$

$$X_{Pivote} = 2 X_P$$

Posición Y_{Pivote} :

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} > 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} = 0 \text{ y } y_{F1} \geq Y_P \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} = 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} > 0 \text{ y } y_{F2} \geq Y_P$$

$$Y_{Pivote} = 0$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} > 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} = 0 \text{ y } y_{F1} < Y_P \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} = 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} > 0 \text{ y } y_{F2} < Y_P$$

$$Y_{Pivote} = 2 Y_P$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} > 0 \text{ y } F_{2 \text{ vertical}} > 0$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \geq F_{2 \text{ vertical}} \text{ y } y_{F1} \geq Y_P \text{ y } y_{F2} \geq Y_P \text{ ó}$$

$$y_{F1} \geq YP \text{ y } y_{F2} < YP \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} < F_{2 \text{ vertical}} \text{ y } y_{F1} \geq YP \text{ y } y_{F2} \geq YP \text{ ó}$$

$$y_{F1} < YP \text{ y } y_{F2} \geq YP$$

$$Y_{\text{Pivote}} = 0$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} \geq F_{2 \text{ vertical}} \text{ y } y_{F1} < YP \text{ y } y_{F2} < YP \text{ ó}$$

$$y_{F1} < YP \text{ y } y_{F2} \geq YP \text{ ó}$$

$$\text{Si } F_{1 \text{ vertical}} < F_{2 \text{ vertical}} \text{ y } y_{F1} < YP \text{ y } y_{F2} < YP \text{ ó}$$

$$y_{F1} \geq YP \text{ y } y_{F2} < YP$$

$$Y_{\text{Pivote}} = 2 YP$$

En caso $F_1=F_2=0$ el cálculo se hará tomando como base el torque generado por la potencia transmitida.

➤ **Fuerza de tracción directa**

$$F = F_1 \text{sen} \alpha + F_2 \text{sen} \beta \text{ (sólo se considerará si es positiva)}$$

➤ **Momento flector**

$$\text{Pivote } y = 0$$

$$M_x = F_1 \text{sen} \alpha * [a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2] +$$

$$F_2 \text{sen} \beta * [a + D_{oG1}/2 + (D_{P2} + D_{G2})/2]$$

$$\text{Pivote } y = t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t$$

$$M_x = F_1 \text{sen} \alpha * [-(D_{P1} + D_{G1})/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t] +$$

$$F_2 \text{sen} \beta * [D_{oG2}/2 + b + t]$$

$$\text{Pivote } x = 0$$

$$M_y = F_1 \sin \alpha * [L_1 - (t/2 + 2m)] + F_2 \sin \beta * [2m + t/2 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5]$$

➤ **Fuerza de corte directo**

$$V = F_2 \cos \alpha - F_1 \cos \beta$$

➤ **Momento torsor**

$$T = |F_1 \cos \alpha * [(L_2 + L_3 + L_4)/2 + L_1] + F_2 \cos \beta * [(L_2 + L_3 + L_4)/2 + L_5]|$$

➤ **Centro de gravedad de los pernos**

$$X_T = 2m + [t/2 + L_2 + L_3 + L_4 + t/2]/2$$

$$Y_T = [t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t]/2$$

➤ **Coordenadas de cada perno**

Para esto sólo se tomarán en cuenta aquellos más alejados del centro de gravedad (pernos 1, 2, 7 y 8) ya que son los posibles más cargados.

Perno 1:

$$x_1 = m$$

$$y_1 = t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t - m$$

$$c_x = (L_2 + L_3 + L_4 + t + 2m)/2$$

$$c_y = (t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t - 2m)/2$$

Perno 2:

$$x_2 = 2m + t/2 + L_2 + L_3 + L_4 + t/2 + m$$

$$y_2 = t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t - m$$

$$c_x = (L_2 + L_3 + L_4 + t + 2m)/2$$

$$c_y = (t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t - 2m)/2$$

Perno 7:

$$x_7 = m$$

$$y_7 = m$$

$$c_x = (L_2 + L_3 + L_4 + t + 2m)/2$$

$$c_y = (t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t - 2m)/2$$

Perno 8:

$$x_8 = 2m + t/2 + L_2 + L_3 + L_4 + t/2 + m$$

$$y_8 = m$$

$$c_x = (L_2 + L_3 + L_4 + t + 2m)/2$$

$$c_y = (t + a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b + t - 2m)/2$$

Tomando ángulos representativos (respecto a la horizontal) α y β de 0° , 30° , 45° , 60° y 90° para determinar en cual de ellos se suscita el caso crítico las fuerzas actuantes en el perno son:

Fuerza de tracción:

$$F_{ti} = (W_{tracción}/n + M_{Wx} * c_{yi}/\sum c_j^2 + M_{Wy} * c_{xi}/\sum c_j^2)$$

Fuerza de corte:

$$F_{si\ x} = (W_{corte\ x}/n + T * c_{xi}/\sum c_j^2)$$

$$F_{si\ y} = (W_{corte\ y}/n + T * c_{yi}/\sum c_j^2)$$

Considerando el caso más crítico donde el perno por falta de un ajuste adecuado soporta la carga cortante y haciendo uso de las fórmulas de Seaton & Routhewaite (cargas dinámicas) y combinándolas con los criterios de máximo esfuerzo cortante y

máxima energía de distorsión (véase punto 3.9.2 e-2), la fuerza resultante en el perno es:

De acuerdo al criterio de la máxima energía de distorsión:

$$A_s = [6(F_t^2 + 3F_s^2)^{1/2} / S_y]^{2/3} \quad \text{para } d_b \leq 44,5 \text{ mm}$$

$$A_s = 4(F_t^2 + 3F_s^2)^{1/2} / S_y \quad \text{para } d_b > 44,5 \text{ mm}$$

De acuerdo al criterio del máximo esfuerzo cortante:

$$A_s = [6(F_t^2 + 4F_s^2)^{1/2} / S_y]^{2/3} \quad \text{para } d_b \leq 44,5 \text{ mm}$$

$$A_s = 4(F_t^2 + 4F_s^2)^{1/2} / S_y \quad \text{para } d_b > 44,5 \text{ mm}$$

De los dos criterios anteriores y de acuerdo a la elección del usuario, se evaluarán las expresiones para cada ángulo representativo y se elegirá el que mayor diámetro nominal de perno (mayor área de esfuerzo) resulte. De resultar los pernos de anclaje menores que los de la unión de los semicuerpos, se optará por el inmediato superior por razones de estética.

4.2.9. Cálculo de uniones soldadas

Como se comprenderá, el objetivo de este trabajo es prestar soluciones puntuales a las necesidades industriales locales y como tal esta debe ser rápida, fácil y económica. En tal sentido para la manufactura del bastidor o caja, como parte crítica del proceso por su complejidad y costo, se cuentan con dos procesos: por medio de

uniones soldadas o por fundición. La segunda sugiere un elevado costo, ya que al ser hecha para un solo equipo además del material, se debe construir un molde el cual encarece el producto. Por tanto la caja será diseñada como un conjunto de planchas soldadas como solución práctica y económica.

Nota:

$$L = \text{largo interior total} = a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2 + D_{oG2}/2 + b$$

(véase figura 4.22)

$$A = \text{ancho interior total} = L_2 + L_3 + L_4 - t \quad (\text{véase figura 3.8})$$

a. Planchas laterales inferiores

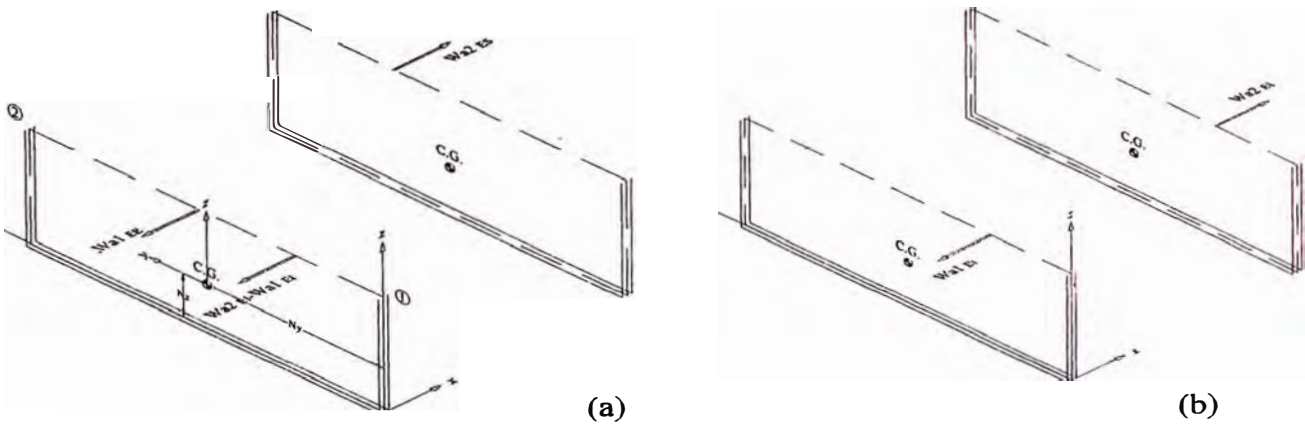


Figura 4.28

Para el caso I y II esquematizados en las figuras 4.28 (a) y (b) para los cordones de cada plancha tiene:

Coordenadas del centro de gravedad

$$N_x = t/2$$

$$N_y = L/2$$

$$Nz = [b+D_{oG2}/2]^2/[2(b+D_{oG2}/2)+L] \text{ (caso 6 tabla 1 apéndice H)}$$

Longitud efectiva

$$L_w = 2[L+2(b+D_{oG2}/2)]$$

Momentos de inercia

$$I_{w y-y} = 2(2\{(D_{oG2}/2+b)^3/12+[D_{oG2}/2+b][(D_{oG2}/2+b)/2-Nz]^2\} + L*Nz^2)$$

$$I_{w z-z} = 2[2(D_{oG2}/2+b)(L/2)^2+L^3/12]$$

Los posibles puntos más cargados en este caso son el inicio y fin del cordón, por ser los más alejados de su centro de gravedad.

Distancias de los puntos respecto al centro de gravedad

Tabla 4.10

Distancia	Punto 1	Punto 2
Cx	0	0
Cy	-L/2	L/2
Cz	$D_{oG2}/2+b-Nz$	$D_{oG2}/2+b-Nz$

Fuerzas y momentos actuantes

➤ **Caso I:**

Tapa lateral izquierda:

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| \geq |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = (W_{a1 EE})+(W_{a2 EI}+W_{a1 EI})$$

$$M_y = [(W_{a1 EE})+(W_{a2 EI}+W_{a1 EI})][(b+D_{oG2}/2)-Nz]$$

$$M_z = [W_{a1 EE}][L/2-(a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2)]+[W_{a2 EI}+W_{a1 EI}] * [L/2-(a+D_{oG1}/2)]$$

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| < |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = W_{a1 EE}$$

$$M_y = [W_{a1 EE}][(b+D_{oG2}/2)-Nz]$$

$$M_z = [W_{a1 EE}][L/2-(a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2)]$$

Tapa lateral derecha:

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| \geq |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = W_{a2 ES}$$

$$M_y = [W_{a2 ES}][(b+D_{oG2}/2)-Nz]$$

$$M_z = [W_{a2 ES}][L/2-(a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2)]$$

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| < |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = (W_{a2 ES})+(W_{a2 EI}+W_{a1 EI})$$

$$M_y = [(W_{a2 ES})+(W_{a2 EI}+W_{a1 EI})][(b+D_{oG2}/2)-Nz]$$

$$M_z = [W_{a2 ES}][L/2-(a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2)]+[W_{a2 EI}+W_{a1 EI}]^* \\ [L/2-(a+D_{oG1}/2)]$$

➤ **Caso II:**

Tapa lateral izquierda:

$$P_x = W_{a1 EI}$$

$$M_y = [W_{a1 EI}][(b+D_{oG2}/2)-Nz]$$

$$M_z = [W_{a1 EI}][L/2-(a+D_{oG1}/2+D_{G1}/2+D_{P1}/2)]$$

Tapa lateral derecha:

$$P_x = W_{a2 EI}$$

$$M_y = [W_{a2 EI}][(b+D_{oG2}/2)-Nz]$$

$$M_z = [W_{a2 EI}][L/2-(a+D_{oG1}/2)]$$

Cálculo del tamaño del cordón

➤ **Carga de corte directo:**

$$f_{wx Px} = P_x / L_w$$

➤ **Carga de corte producida por un momento flector:**

$$f_{wx My} = M_y * c_z / I_w y-y$$

$$f_{wx Mz} = M_z * c_y / I_w z-z$$

➤ **Carga resultante de corte:**

$$f_w = f_{wx Px} + f_{wx My} + f_{wx Mz}$$

➤ **Tamaño del cordón de soldadura de filete:**

$$w = |f_w / S_w|$$

Todas estas expresiones deberán ser evaluadas en cada punto en cada caso y el que resulte crítico, será el representativo para el cordón.

b. Planchas laterales superiores

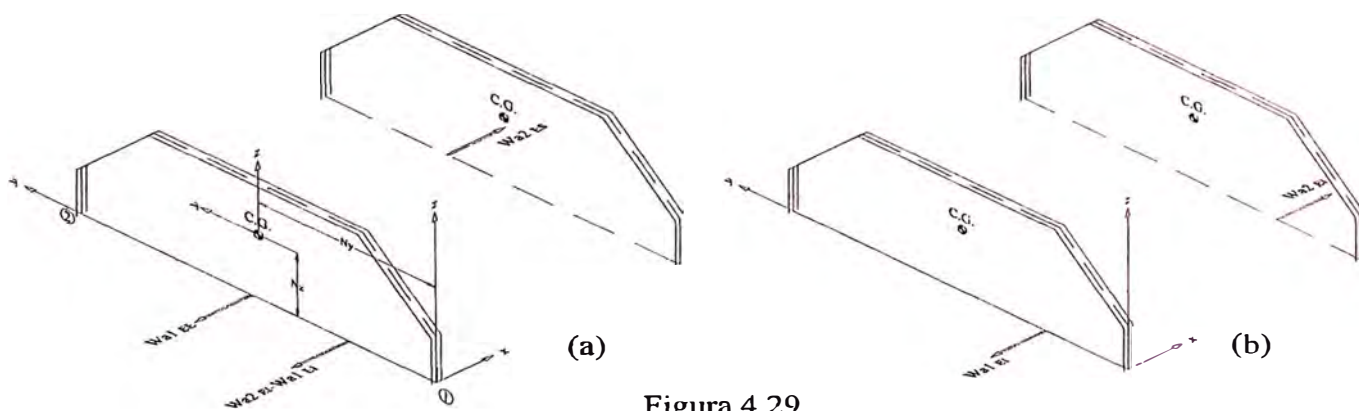


Figura 4.29

Para el caso I y II esquematizados en las figuras 4.29 (a) y (b) para los cordones de cada plancha se tiene:

Coordenadas del centro de gravedad

$$N_x = 0$$

$$N_y = L/2$$

$$N_z = \frac{\{2[D_{oG2}/4][D_{oG2}/8]+2[(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ]*[D_{oG2}/4+(D_{oG2}/4+b)/2]+[L-2(D_{oG2}/4+b)][D_{oG2}/2+b]\}}{\{2[D_{oG2}/4]+2[(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ]+[L-2(D_{oG2}/4+b)]\}}$$

Longitud efectiva

$$L_w = 2\{2(D_{oG2}/4)+2(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ+[L-2(D_{oG2}/4+b)]\}$$

Momento de inercia

Despreciando el espesor “t” y aplicando el teorema de Steiner se tiene:

➤ **Cordones verticales**

$$I_{w_{y-y} V} = 4[(D_{oG2}/4)^3/12+(D_{oG2}/4)(N_z-D_{oG2}/8)^2]$$

$$I_{w_{z-z} V} = 4[(D_{oG2}/4)(L/2)^2]$$

➤ **Cordones oblicuos**

$$I_{w_{y-y} O} = 4\{[(D_{oG2}/4+b)^3/12\text{sen}45^\circ]+[(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ][N_z-(3/8D_{oG2}+b/2)]^2\}$$

$$I_{w_{z-z} O} = 4\{[(D_{oG2}/4+b)^3/12\text{sen}45^\circ]+[(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ][L/2-(D_{oG2}/4+b)/2]^2\}$$

➤ **Cordones horizontales**

$$I_{w_{y-y} H} = 2[L-2(D_{oG2}/4+b)][N_z-(D_{oG2}/2+b)]^2$$

$$I_{w_{z-z} H} = 2[L-2(D_{oG2}/4+b)]^3/12$$

Entonces:

$$I_{w y-y} = I_{w y-y V} + I_{w y-y O} + I_{w y-y H}$$

$$I_{w z-z} = I_{w z-z V} + I_{w z-z O} + I_{w z-z H}$$

Los posibles puntos más cargados en este caso son el inicio y fin del cordón, por ser los más alejados de su centro de gravedad.

Distancias de los puntos respecto al centro de gravedad

Tabla 4.11

Distancia	Punto 1	Punto 2
Cx	0	0
Cy	-L/2	L/2
Cz	-Nz	-Nz

Fuerzas y momentos actuantes

➤ Caso I:

Tapa lateral izquierda:

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| \geq |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = (W_{a1 EE}) + (W_{a2 EI} + W_{a1 EI})$$

$$M_y = [(W_{a1 EE}) + (W_{a2 EI} + W_{a1 EI})] [-Nz]$$

$$M_z = [W_{a1 EE}] [L/2 - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)] + [W_{a2 EI} + W_{a1 EI}]^* [L/2 - (a + D_{oG1}/2)]$$

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| < |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = W_{a1 EE}$$

$$M_y = (W_{a1 EE}) (-Nz)$$

$$M_z = [W_{a1 EE}] [L/2 - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)]$$

Tapa lateral derecha:

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| \geq |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = W_{a2 ES}$$

$$M_y = (W_{a2 ES})(-Nz)$$

$$M_z = [W_{a2 ES}][L/2 - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)]$$

$$\text{Si } |W_{a2 EI}| < |W_{a1 EI}|$$

$$P_x = (W_{a2 ES}) + (W_{a2 EI} + W_{a1 EI})$$

$$M_y = [(W_{a2 ES}) + (W_{a2 EI} + W_{a1 EI})](-Nz)$$

$$M_z = [W_{a2 ES}][L/2 - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)] + [W_{a2 EI} + W_{a1 EI}]^* \\ [L/2 - (a + D_{oG1}/2)]$$

➤ **Caso II:****Tapa lateral izquierda:**

$$P_x = W_{a1 EI}$$

$$M_y = (W_{a1 EI})(-Nz)$$

$$M_z = [W_{a1 EI}][L/2 - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)]$$

Tapa lateral derecha:

$$P_x = W_{a2 EI}$$

$$M_y = (W_{a2 EI})(-Nz)$$

$$M_z = [W_{a2 EI}][L/2 - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)]$$

Cálculo del tamaño del cordón➤ **Carga de corte directo:**

$$f_{wx P_x} = P_x / L_w$$

➤ **Carga de corte producida por un momento flector:**

$$f_{wx My} = M_y * c_z / I_{w y-y}$$

$$f_{wx Mz} = M_z * c_y / I_{w z-z}$$

➤ **Carga resultante de corte:**

$$f_w = f_{wx Px} + f_{wx My} + f_{wx Mz}$$

➤ **Tamaño del cordón de soldadura de filete:**

$$w = f_w / S_w$$

Todas estas expresiones deberán ser evaluadas en cada punto en cada caso y el que resulte crítico, será el representativo para el cordón.

c. **Soporte de rodamiento**

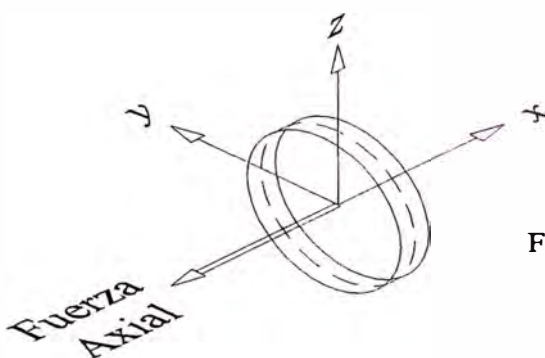


Figura 4.30

Coordenadas del centro de gravedad

$$N_x = N_y = N_z = 0$$

Longitud efectiva

$$L_w = 2(\pi \phi_{o \text{ sop rod}})$$

Fuerzas actuantes

(Véase tabla 4.6)

Cálculo del tamaño del cordón

➤ Carga de corte directo

$$f_w = f_{wx} P_x = P_x / L_w$$

➤ Tamaño del cordón de soldadura de filete:

$$w = f_w / S_w$$

Nota: El cálculo se realizará para los cuatro soportes laterales.

d. Pestañas de sujeción

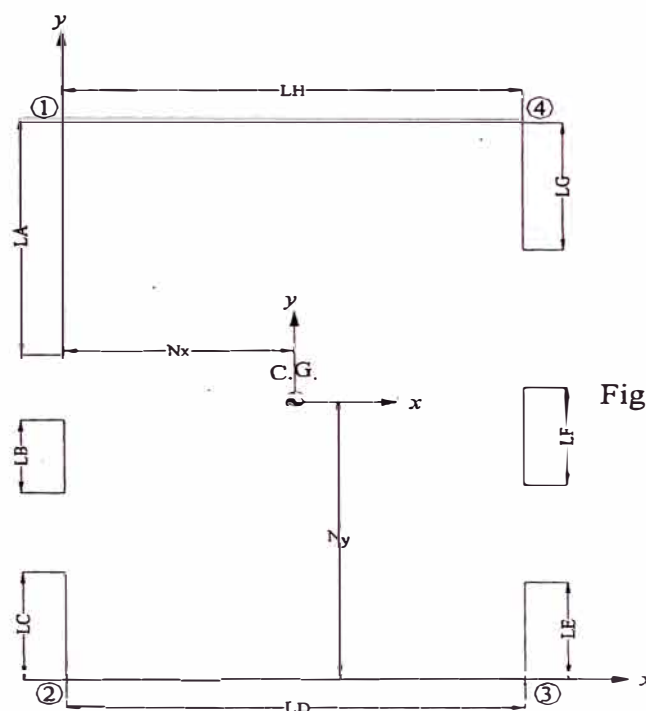


Figura 4.31

Coordenadas del centro de gravedad

$$N_x = \{L_A[0] + L_B[0] + L_C[0] + L_D[(A+2t)/2] + L_E[A+2t] + L_F[A+2t] + L_G[A+2t] + L_H[(A+2t)/2]\} / \{L_A + L_B + L_C + L_D + L_E + L_F + L_G + L_H\}$$

$$N_y = \{L_A[a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2 + \phi_{o \text{ sop rod A EE}}/2 + L_A/2] + L_B[a + D_{oG1}/2 + \phi_{o \text{ sop rod A EI}}/2 + L_B/2] + L_C[L_C/2] + L_D[0] + L_E[L_E/2] +$$

$$L_F[a+D_{oG1}/2+\phi_{o \text{ sop rod B EI}}/2+L_F/2]+$$

$$L_G[a+D_{oG1}/2+(D_{P2}+D_{G2})/2+\phi_{o \text{ sop rod B ES}}/2+L_G/2]+$$

$$L_H[L+2t] \} / \{ L_A+L_B+L_C+L_D+L_E+L_F+L_G+L_H \}$$

$$N_z = 0$$

Longitud efectiva

$$L_w = 2(L_A+L_B+L_C+L_D+L_E+L_F+L_G+L_H) \text{ (ambos lados)}$$

Momentos de inercia

$$I_{w_{x-x}} = \{ L_A^3/12 + [N_y - (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2 +$$

$$\phi_{o \text{ sop rod A EE}}/2 + L_A/2)]^2 +$$

$$L_B^3/12 + [N_y - (a + D_{oG1}/2 + \phi_{o \text{ sop rod A EI}}/2 + L_B/2)]^2 +$$

$$L_C^3/12 [N_y - L_C/2]^2 + L_D N_y^2 + L_E^3/12 [N_y - L_E/2]^2 +$$

$$L_F^3/12 [N_y - (a + D_{oG1}/2 + \phi_{o \text{ sop rod B EI}}/2 + L_F/2)]^2 +$$

$$L_G^3/12 [N_y - (a + D_{oG1}/2 + (D_{P2} + D_{G2})/2 + \phi_{o \text{ sop rod B ES}}/2 +$$

$$L_G/2)]^2 + L_H [N_y - (L + 2t)]^2 \}$$

$$I_{w_{y-y}} = \{ [(L_A + L_B + L_C)(N_x)^2] + [L_D^3/12 + L_D (N_x - (A + 2t)/2)^2] +$$

$$[(L_E + L_F + L_G)(N_x - (A + 2t))^2] + [L_H^3/12 + (N_x - (A + 2t)/2)^2] \}$$

Los posibles puntos más cargados en este caso son los cuatro vértices del cordón en su conjunto, por ser los más alejados de su centro de gravedad.

Distancias de los puntos respecto al centro de gravedad

Tabla 4.12

Distancia	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Cx	-Nx	-Nx	A+2t-Nx	A+2t-Nx
Cy	L+2t-Ny	-Ny	-Ny	L+2t-Ny

Fuerzas y momentos actuantes

La fuerza actuante es la misma que la usada para el cálculo de los pernos unión de los semicuerpos (véase punto 4.2.8.2).

La fuerza actuante resultante es (Fuerza de corte directo):

$$P_z = W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6$$

$$P_z = W = R_{Bz EE} + R_{Dz EE} + R_{Az EI} + R_{Dz EI} + R_{Az ES} + R_{Cz ES}$$

(Sólo se considerarán los sumandos positivos)

Sus coordenadas corregidas son (véase punto 4.2.8.2.):

$$X_{\text{Fuerza}} = X_W + t/2$$

$$Y_{\text{Fuerza}} = Y_W + t$$

Entonces los momentos son:

$$M_{\text{Fuerza } x} = P_z (Y_{\text{Fuerza}} - N_y)$$

$$M_{\text{Fuerza } y} = P_z (N_x - X_{\text{Fuerza}})$$

Cálculo del tamaño del cordón

➤ **Carga de corte directo:**

$$f_{wz Pz} = P_z / L_w$$

➤ **Carga de corte producida por un momento flector:**

$$f_{wz Mx} = M_x * c_y / I_{w x-x}$$

$$f_{wz My} = M_y * c_x / I_{w y-y}$$

➤ **Carga resultante de corte:**

$$f_w = f_{wz Pz} + f_{wz Mx} + f_{wz My}$$

➤ **Tamaño del cordón de soldadura de filete:**

$$w = f_w / S_w$$

Todas estas expresiones deberán ser evaluadas en cada punto en cada caso y el que resulte crítico, será el representativo para el cordón.

e. **Largueros de soporte y anclaje**

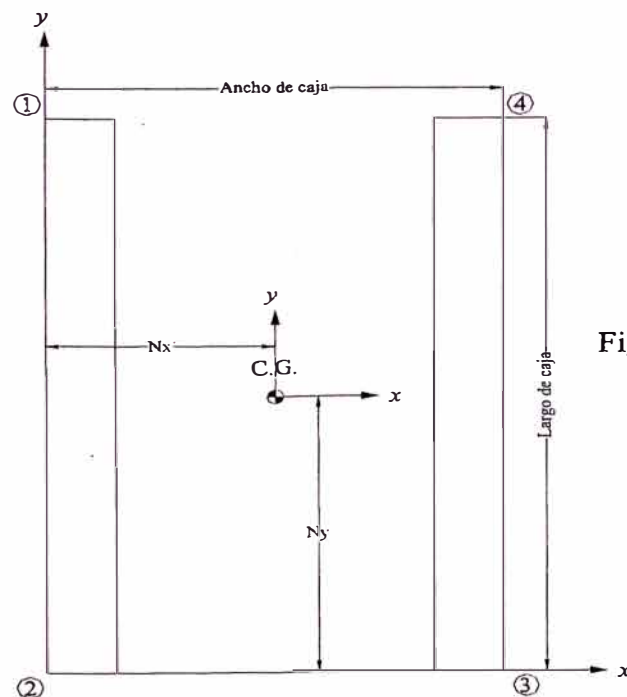


Figura 4.32

Coordenadas del centro de gravedad

$$N_x = (A+2t)/2$$

$$N_y = (L+2t)/2$$

$$N_z = 0$$

Longitud efectiva

$$L_w = 4(L+2t+2m)$$

Momentos de inercia

$$I_{w\ x-x} = 4[(L+2t)^3/12] + 4(2m)[(L+2t)/2]^2$$

$$I_{w\ x-x} = (L+2t)^3/3 + (2m)(L+2t)^2$$

$$I_{w\ y-y} = 4\{(2m)^3/12 + [2m][(A+2t-2m)/2]^2\} + \\ 2[L+2t][(A+2t-4m)/2]^2 + 2[L+2t][(A+2t)/2]^2$$

$$I_{w\ y-y} = (2m)^3/3 + [2m][(A+2t-2m)]^2 + \\ [L+2t][(A+2t-4m)]^2/2 + [L+2t][(A+2t)]^2/2$$

$$J_{w\ z-z} = I_{w\ x-x} + I_{w\ y-y}$$

Los posibles puntos más cargados en este caso son los cuatro vértices exteriores del cordón en su conjunto, por ser los más alejados del su centro de gravedad.

Distancias de los puntos respecto al centro de gravedad

Tabla 4.13

Distancia	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Cx	-Nx	-Nx	A+2t-Nx	A+2t-Nx
Cy	L+2t-Ny	-Ny	-Ny	L+2t-Ny
C.G.	$(C_x^2 + C_y^2)^{1/2}$			

Fuerzas v momentos actuantes

➤ **Fuerza de corte directo**

$$P_y = F_2 \cos \alpha + F_1 \cos \beta$$

$$P_z = F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \beta \text{ (sólo se considerará si es positiva)}$$

➤ **Momento flector**

Las coordenadas de las fuerzas externas respecto al centro de gravedad:

$$X_{F1} = -N_x + t/2 - L_1$$

$$Y_{F1} = -N_y + t + (a + D_{oG1}/2 + D_{G1}/2 + D_{P1}/2)$$

$$X_{F2} = (A + 2t - N_x) - t/2 + L_5$$

$$Y_{F2} = -N_y + t + (a + D_{oG1}/2 + D_{P2}/2 + D_{G2}/2)$$

$$M_x = F_1 \sin \alpha * Y_{F1} + F_2 \sin \beta * Y_{F2}$$

$$M_y = F_1 \sin \alpha * (-X_{F1}) + F_2 \sin \beta * (-X_{F2})$$

➤ **Momento torsor**

$$T = F_1 \cos \alpha * X_{F1} + F_2 \cos \beta * X_{F2}$$

Al igual que en el punto 4.2.8.4. se tomarán ángulos representativos (respecto a la horizontal) α y β de 0° , 30° , 45° , 60° y 90° para determinar en cual de ellos se suscita el caso crítico.

Cálculo del tamaño del cordón

➤ **Carga de corte directo:**

$$f_{wy} P_y = P_y / L_w$$

$$f_{wz} P_z = P_z / L_w$$

➤ **Carga de corte producida por un momento flector:**

$$f_{wz} M_x = M_x * c_y / I_{w \ x-x}$$

$$f_{wz} M_y = M_y * c_x / I_{w \ y-y}$$

➤ **Carga de corte producida por un momento torsor:**

$$f_{wx} T = T * (-c_y) / J_{w \ z-z}$$

$$f_{wy} T = T * (-c_x) / J_{w \ z-z}$$

➤ **Carga resultante de corte:**

$$f_w = [(f_{wx} T)^2 + (f_{wy} P_y + f_{wy} T)^2 + (f_{wz} P_z + f_{wz} M_x + f_{wz} M_y)^2]^{1/2}$$

➤ **Tamaño del cordón de soldadura de filete:**

$$w = f_w / S_w$$

Todas estas expresiones deberán ser evaluadas en cada punto en cada caso y el que resulte crítico, será el representativo para el cordón.

f. Base de la caja

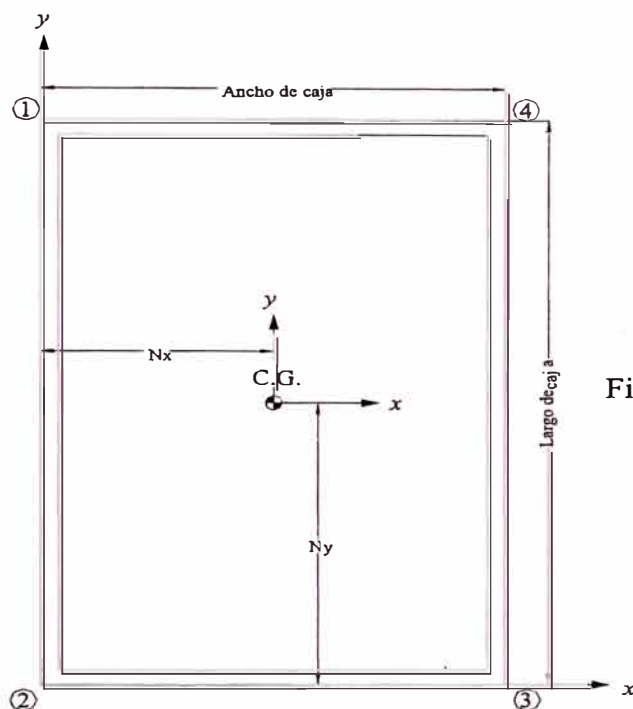


Figura 4.33

Coordenadas del centro de gravedad

$$N_x = (A+2t)/2$$

$$N_y = (L+2t)/2$$

$$N_z = 0$$

Longitud efectiva

$$L_w = 2[(L+2t)+(A+2t)]+2[L+A]$$

Momentos de inercia

$$I_{w\ x-x} = 2\{[L^3/12]+[(L+2t)^3/12]+A(L/2)^2+[A+2t][(L+2t)/2]^2\}$$

$$I_{w\ y-y} = 2\{[A^3/12]+[(A+2t)^3/12]+L(A/2)^2+[L+2t][(A+2t)/2]^2\}$$

$$J_{w\ z-z} = I_{w\ x-x} + I_{w\ y-y}$$

Los posibles puntos más cargados en este caso son los cuatro vértices exteriores del cordón en su conjunto, por ser los más alejados del su centro de gravedad.

Distancias de los puntos respecto al centro de gravedad

Tabla 4.14

Distancia	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
Cx	-Nx	-Nx	A+2t-Nx	A+2t-Nx
Cy	L+2t-Ny	-Ny	-Ny	L+2t-Ny
C.G.	$(C_x^2 + C_y^2)^{1/2}$			

Fuerzas y momentos actuantes

El caso es idéntico al anterior.

Cálculo del tamaño del cordón

El caso es idéntico al anterior.

g. Tapa de la caja

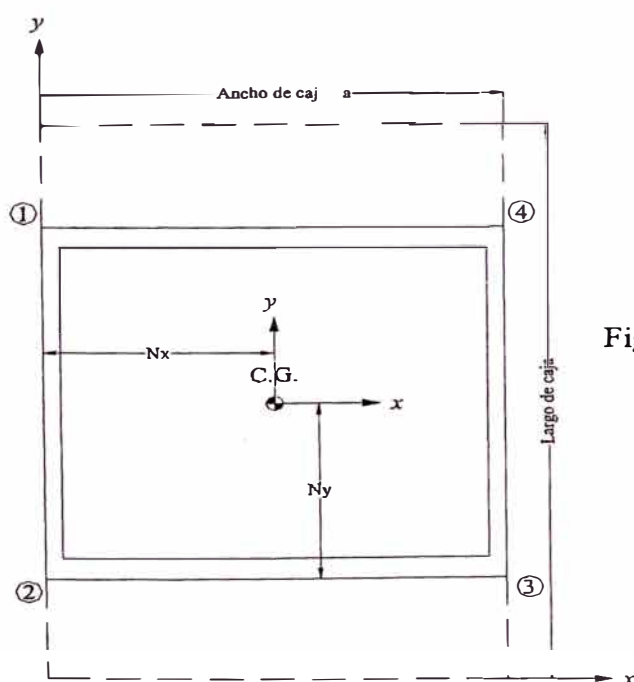


Figura 4.34

Coordenadas del centro de gravedad

$$N_x = (A+2t)/2$$

$$N_y = (L+2t)/2$$

$$N_z = 0$$

Longitud efectiva

$$L_w = 2(A+2t)+2[L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ]+2A+2[L-2(D_{oG2}/4+b)]$$

Momentos de inercia

$$I_{w\ x-x} = 2(\{[L-2(D_{oG2}/4+b)]^3/12\}+ \\ \{[L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ]^3/12\}+A\{[L-2(D_{oG2}/4+b)]/2\}^2+ \\ \{A+2t\}\{[L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ]/2\}^2)$$

$$I_{w\ y-y} = 2\{A^3/12+(A+2t)^3/12+[L-2(D_{oG2}/4+b)][A/2]^2+ \\ [L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ][(A+2t)/2]^2\}$$

Los posibles puntos más cargados en este caso son los cuatro vértices exteriores del cordón en su conjunto, por ser los más alejados de su centro de gravedad.

Distancias de los puntos respecto al centro de gravedad**Tabla 4.15**

Distancia	Punto 1	Punto 2	Punto 3	Punto 4
C_x	-N _x	-N _x	A+2t-N _x	A+2t-N _x
C_y	$[L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ]-N_y$	-N _y	-N _y	$[L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ]-N_y$

Fuerzas y momentos actuantes

Sean las coordenadas del centro de gravedad del reductor:

$$X_{\text{Reductor}}, Y_{\text{Reductor}}$$

Fuerza de corte directo = Peso total del reductor

Los momentos flectores son:

$$M_{x \text{ Peso}} = \text{Peso} (Y_{\text{Reductor}} - Ny)$$

$$M_{y \text{ Peso}} = \text{Peso} (Nx - X_{\text{Reductor}})$$

Cálculo del tamaño del cordón

➤ **Carga de corte directo:**

$$f_{wz \text{ Peso}} = \text{Peso}/L_w$$

➤ **Carga de corte producida por un momento flector:**

$$f_{wz Mx \text{ Peso}} = M_{x \text{ Peso}} * c_y / I_{w \text{ x-x}}$$

$$f_{wz My \text{ Peso}} = M_{y \text{ Peso}} * c_x / I_{w \text{ y-y}}$$

➤ **Carga resultante de corte:**

$$f_w = f_{wz \text{ Peso}} + f_{wz Mx \text{ Peso}} + f_{wz My \text{ Peso}}$$

➤ **Tamaño del cordón de soldadura de filete:**

$$w = f_w / S_w$$

Todas estas expresiones deberán ser evaluadas en cada punto en cada caso y el que resulte crítico, será el representativo para el cordón.

4.2.10. Balance térmico del conjunto

4.2.10.1. Cálculo del calor generado por los elementos internos

a. Potencia perdida por barboteo

Para una adecuada lubricación ambos engranajes de cada etapa del reductor deben estar inmersos en el lubricante, para ello en el engranaje de la segunda reducción se obviará la recomendación de que debe estar inmersa 3/4 de la altura del diente, además debe asegurarse la lubricación de los rodamientos, por lo que el reductor debe ser llenado de lubricante hasta la mitad. Por tanto la ecuación se aplicará a los cuatro engranajes. La ecuación es:

$$P_B = b \cdot y \cdot v^{3/2} / 2,71924 \times 10^6$$

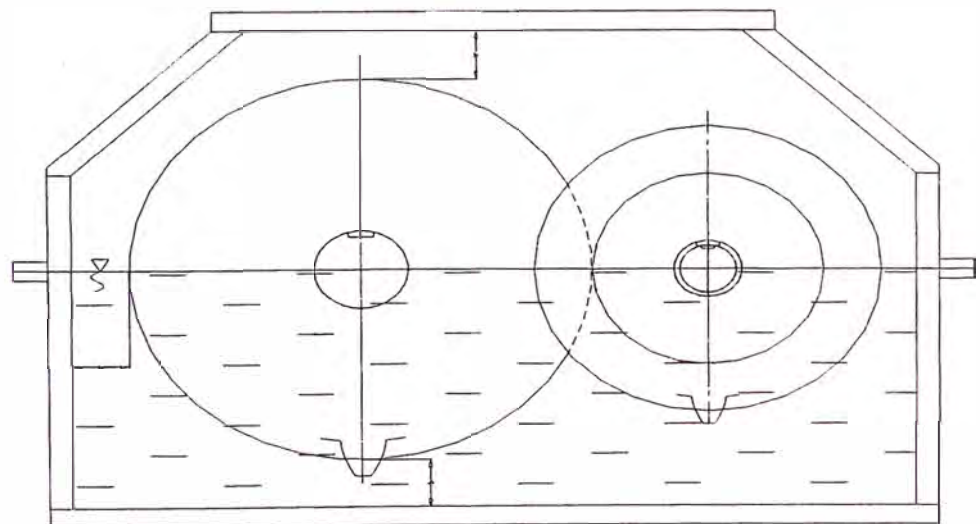


Figura 4.35

De acuerdo a la figura 4.35 se tiene:

$$y_{P1} = D_{oP1}/2$$

$$y_{G1} = D_{oG1}/2$$

$$y_{P2} = D_{oP2}/2$$

$$y_{G2} = D_{oG2}/2$$

Reemplazando y tomando una velocidad media a un diámetro medio:

$$P_{B P1} = b_{G1} * y_{P1} * (\pi * D_{oP1}/2 * n_{EE}/60000)^{3/2} / 2,71924 \times 10^6$$

$$P_{B G1} = b_{G1} * y_{G1} * (\pi * D_{oG1}/2 * n_{EI}/60000)^{3/2} / 2,71924 \times 10^6$$

$$P_{B P2} = b_{G2} * y_{P2} * (\pi * D_{oP2}/2 * n_{EI}/60000)^{3/2} / 2,71924 \times 10^6$$

$$P_{B G2} = b_{G2} * y_{G2} * (\pi * D_{oG2}/2 * n_{ES}/60000)^{3/2} / 2,71924 \times 10^6$$

Totalizando se tiene:

$$P_B = P_{B P1} + P_{B G1} + P_{B P2} + P_{B G2}$$

b. Potencia perdida en los engranajes

La potencia perdida en los engranajes es:

$$P_Z = P[0,1/(Z_P \cos \psi) + 0,03/(v+2)]$$

Evaluando para cada par de engranajes se tiene

$$P_{Z I} = P\{0,1/(Z_{P1} \cos 35^\circ) + 0,03/[(\pi D_{P1} n_{EE}/60000) + 2]\}$$

$$P_{Z II} = P\{0,1/(Z_{P2} \cos 15^\circ) + 0,03/[(\pi D_{P2} n_{ES}/60000) + 2]\}$$

Totalizando se tiene:

$$P_Z = P_{Z I} + P_{Z II}$$

c. **Potencia perdida en los rodamientos**

Como sólo se emplearán rodamientos de rodillos a rótula y rodamientos de rodillos cónicos, según la tabla 3.12 ambos poseen un coeficiente de fricción medio de 0,0018 y tomando el diámetro medio de los cojinetes, la ecuación de la pérdida de energía se resume en lo siguiente:

$$P_R = [\mu_R * N_R * d_m * n] / 1,90986 \times 10^7$$

$$P_R = [0,0018 * N_R * (D+d) / 2 * n] / 1,90986 \times 10^7$$

$$P_R = [N_R * (D+d) * n] / 2,12207 \times 10^{10}$$

Donde para cada rodamiento D: diámetro exterior (mm) y d: diámetro interior (mm).

Evaluando para cada rodamiento se tiene:

$$P_{R A E E} = [N_{R A E E} * (D_{A E E} + d_{A E E}) * n_{E E}] / 2,12207 \times 10^{10}$$

$$P_{R B E E} = [N_{R B E E} * (D_{B E E} + d_{B E E}) * n_{E E}] / 2,12207 \times 10^{10}$$

$$P_{R A E I} = [N_{R A E I} * (D_{A E I} + d_{A E I}) * n_{E I}] / 2,12207 \times 10^{10}$$

$$P_{R B E I} = [N_{R B E I} * (D_{B E I} + d_{B E I}) * n_{E I}] / 2,12207 \times 10^{10}$$

$$P_{R A E S} = [N_{R A E S} * (D_{A E S} + d_{A E S}) * n_{E S}] / 2,12207 \times 10^{10}$$

$$P_{R B E S} = [N_{R B E S} * (D_{B E S} + d_{B E S}) * n_{E S}] / 2,12207 \times 10^{10}$$

Totalizando se tiene:

$$P_R = P_{R A E E} + P_{R B E E} + P_{R A E I} + P_{R B E I} + P_{R A E S} + P_{R B E S}$$

Por tanto la potencia perdida por los elementos internos es:

$$P_P = P_B + P_Z + P_R$$

4.2.10.2. Cálculo de la capacidad de disipación de la caja

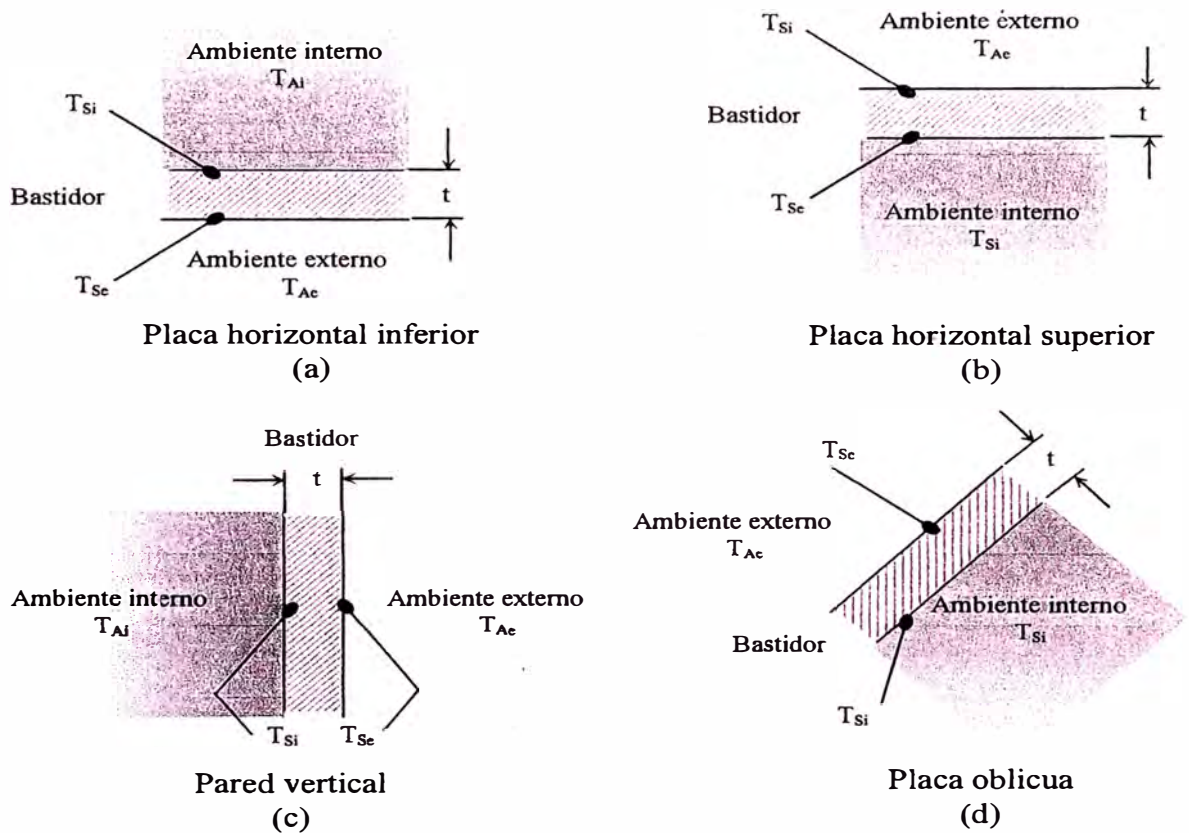


Figura 4.36

En las paredes del bastidor se presentan las siguientes configuraciones de temperaturas (figura 4.36 (a), (b), (c) y (d)):

Todas estas configuraciones se pueden traducir en el siguiente esquema resistivo (figura 4.37):

Entonces para todos los elementos del bastidor se tiene:

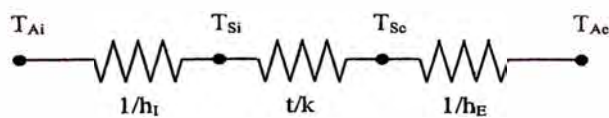


Figura 4.37

$$Q = \Sigma(h_{Ii}A_i)(T_{Ai}-T_{Si}) = \Sigma(A_i)k/t(T_{Si}-T_{Se}) = \Sigma(h_{IIi}A_i)(T_{Se}-T_{Ae})$$

ó

$$Q = (T_{Ai}-T_{Si})/\Sigma(1/h_{Ii}A_i) = (T_{Si}-T_{Se})/\Sigma(1/A_i)t/k = \\ (T_{Se}-T_{Ae})/\Sigma(1/h_{IIi}A_i)$$

a. Paredes laterales

Para el cálculo del calor transmisible se considerarán como planchas lisas, ya que si bien es cierto en estas se encuentran agujeros que soportan a los ejes y los rodamientos, el prescindir de éstas áreas sería erróneo ya que por el eje así como por las tapas circulares de los rodamientos también existe transferencia de calor.

Areas

Paredes inferiores

Inmersa:

$$A_{PLI} = [b+D_{oG2}/2][L]/1 \times 10^6$$

Paredes superiores

$$A_{PLS} = [(D_{oG2}/4)(L)+(\{L+[L-2(D_{oG2}/4+b)]\}/2)* \\ (D_{oG2}/4+b)]/1 \times 10^6$$

$$A_{PLS} = \{(D_{oG2}/4)(L)+[L-(D_{oG2}/4+b)][D_{oG2}/4+b]\}/1 \times 10^6$$

Longitudes características

Convección forzada

Paredes inferiores

Inmersa

$$L_c = [(b+D_{oG2}/2)+L]/2000$$

Paredes superiores

$$L_c = ((D_{oG2}/4+b)+\{L+[L-2(D_{oG2}/4+b)]\}/2)/2000$$

$$L_c = \{(D_{oG2}/4+b)+[L-(D_{oG2}/4+b)]\}/2000$$

Convección libre**Paredes inferiores**

$$L_c = A_{PLI}/\{2[(D_{oG2}/2+b)+(L)]/1000\}$$

Paredes superiores

$$L_c = A_{PLS}/(\{[2(D_{oG2}/4)]+[2(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ]+[L-2(D_{oG2}/4+b)]+[L]\}/1000)$$

b. Paredes frontales y posteriores**Areas****Paredes inferiores**

Inmersas

$$A_{PFI} = (b+D_{oG2}/2)(A+2t)/1 \times 10^6$$

Paredes superiores

$$A_{PFS} = (D_{oG2}/4)(A+2t)/1 \times 10^6$$

Longitudes características**Convección forzada**

Paredes inferiores

Inmersas

$$L_c = [(b+D_{oG2}/2)+(A+2t)]/2000$$

Paredes superiores

$$L_c = [(D_{oG2}/4)+(A+2t)]/2000$$

Convección libre**Paredes inferiores**

$$L_c = A_{PFI}/\{2[(D_{oG2}/2)+(A+2t)]/1000\}$$

Paredes superiores

$$L_c = A_{PFS}/\{2[(D_{oG2}/4)+(A+2t)]/1000\}$$

c. Paredes oblicuas**Area**

$$A_{PO} = [(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ][A+2t]/1 \times 10^6$$

Longitudes características**Convección forzada**

$$L_c = \{[(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ]+[A+2t]\}/2000$$

Convección libre

$$L_c = A_{PO}/\{2[(D_{oG2}/4+b)/\text{sen}45^\circ+(A+2t)]/1000\}$$

d. Tapa**Area**

$$A_T = [L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ][A+2t]/1 \times 10^6$$

Longitudes características**Convección forzada**

$$L_c = \{[L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ]+(A+2t)\}/2000$$

Convección libre

$$L_c = A_T/(2\{[L-2(D_{oG2}/4+b)+2t/\text{sen}45^\circ]+(A+2t)\}/1000)$$

e. Base**Area**

$$A_B = (L+2t)(A+2t)/1 \times 10^6$$

Longitudes características**Convección forzada**

$$L_c = [(L+2t)+(A+2t)]/2000$$

Convección libre

$$L_c = A_B/\{2[(L+2t)+(A+2t)]/1000\}$$

Transferencia por convección en el interior

Se sabe que:

$$Nu_L = 0,037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3}$$

En función de los números adimensionales:

$$hL/k = 0,037 Re_L^{4/5} (\mu c_p/k)^{1/3}$$

Reemplazando $Re_L = 10^8$ (dato asumido para asegurar flujo turbulento)

$$h = 0,037 k/L 10^{32/5} (\mu c_p/k)^{1/3}$$

Seguidamente se hará el siguiente proceso:

Tomando una temperatura representativa para evaluar las propiedades del aire y del lubricante:

$$T = (T_{Ai} + T_{Ae})/2 = (343 + T_{Ae})/2$$

$$(T_{Ai} = 70^\circ\text{C} = 343 \text{ K como situación extrema})$$

Con el valor de T se interpolan los valores de las propiedades de la tabla 1 del apéndice I.

Seguidamente se evalúa la correlación con su respectiva longitud característica. Esto se debe hacer para cada elemento del bastidor.

De la ecuación general de transferencia de calor convectivo se recalcula T_{Si} :

$$Q = P_P = \Sigma[A_i * h_{fi}](T_{Ai} - T_{Si})$$

$$T_{Si} = T_{Ai} - P_P / \Sigma[A_i * h_{fi}]$$

Donde:

$$\begin{aligned} \Sigma[A_i * h_{fi}] = & 2A_{PLI I} * h_{I \text{ aceite}} + 2A_{PLI NO} * h_{I \text{ aire}} + 2A_{PLS} * h_{I \text{ aire}} + \\ & 2A_{PFI I} * h_{I \text{ aceite}} + 2A_{PFI NO} * h_{I \text{ aire}} + 2A_{PFS} * h_{I \text{ aire}} + \\ & 2A_{PO} * h_{I \text{ aire}} + A_T * h_{I \text{ aire}} + A_B * h_{I \text{ aceite}} \end{aligned}$$

Con la primera aproximación de T_{Si} se calcula un nuevo T:

$$T = (T_{Ai} + T_{Si})/2 = (343 + T_{Si})/2$$

Se evalúa nuevamente las propiedades de las sustancias para evaluar el coeficiente convectivo, llegándose a formar un proceso iterativo el cual se detendrá hasta:

$$| T_{Si \text{ anterior}} - T_{Si \text{ actual}} | \leq 0.001 \text{ ó}$$

Transferencia por conducción a través del bastidor

Se sabe que:

$$Q = P_p = k \cdot A_{\text{total}} / t \cdot (T_{\text{Si}} - T_{\text{se}})$$

Despejando:

$$T_{\text{se}} = T_{\text{Si}} - P_p \cdot t / (k \cdot A_{\text{total}})$$

Transferencia por convección en el exterior

Se sabe que:

Para placas verticales

Si $0 \leq Ra_L < 10^9$ (Caso práctico Si $Ra_L < 10^9$)

$$Nu_L = 0,68 + 0,670 Ra_L^{1/4} / [1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}$$

$$hL/k = 0,68 + 0,670 (Gr_L Pr)^{1/4} / \{1 + [0,492 / (\mu c_p / k)]^{9/16}\}^{4/9}$$

$$hL/k = 0,68 + 0,670 [(\beta g (T_s - T_a) L^3 / \nu^2) (\mu c_p / k)]^{1/4} / \{1 + [0,492 / (\mu c_p / k)]^{9/16}\}^{4/9}$$

$$h = k/L (0,68 + 0,670 [(\beta g (T_s - T_a) L^3 / \nu^2) (\mu c_p / k)]^{1/4} / \{1 + [0,492 / (\mu c_p / k)]^{9/16}\}^{4/9})$$

Si $Ra_L \geq 10^9$

$$Nu_L = \{0,825 + 0,387 Ra_L^{1/6} / [1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}\}^2$$

$$hL/k = (0,825 + 0,387 (Gr_L Pr)^{1/6} / \{1 + [0,492 / (\mu c_p / k)]^{9/16}\}^{8/27})^2$$

$$hL/k = (0,825 + 0,387 [(\beta g (T_s - T_a) L^3 / \nu^2) (\mu c_p / k)]^{1/6} / \{1 + [0,492 / (\mu c_p / k)]^{9/16}\}^{8/27})^2$$

$$h = k/L (0,825 + 0,387 [(\beta g (T_s - T_a) L^3 / \nu^2) (\mu c_p / k)]^{1/6} / \{1 + [0,492 / (\mu c_p / k)]^{9/16}\}^{8/27})^2$$

Para placas horizontales

Para cara caliente hacia arriba o fría hacia abajo (caso de la tapa)

Si $10^4 \leq Ra_L < 10^7$ (Caso práctico Si $Ra_L < 10^7$)

$$Nu_L = 0,54Ra_L^{1/4}$$

$$hL/k = 0,54(Gr_L Pr)^{1/4}$$

$$hL/k = 0,54[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/4}$$

$$h = k/L\{0,54[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/4}\}$$

Si $10^7 \leq Ra_L < 10^{11}$ (Caso práctico Si $Ra_L \geq 10^7$)

$$Nu_L = 0,15Ra_L^{1/3}$$

$$hL/k = 0,15(Gr_L Pr)^{1/3}$$

$$hL/k = 0,15[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/3}$$

$$h = k/L\{0,15[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/3}\}$$

Para cara fría hacia arriba o caliente hacia abajo (caso de la base)

Si $3 \times 10^5 \leq Ra_L < 3 \times 10^{10}$

$$Nu_L = 0,27Ra_L^{1/4}$$

$$hL/k = 0,27(Gr_L Pr)^{1/4}$$

$$hL/k = 0,27[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/4}$$

$$h = k/L\{0,27[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/4}\}$$

Para placas inclinadas u oblicuas

Si $10^6 < Ra_L < 2 \times 10^8$ (Caso práctico Si $Ra_L < 5 \times 10^8$)

$$\text{Nu}_L = 0,16\text{Ra}_L^{1/3}$$

$$hL/k = 0,16(\text{Gr}_L\text{Pr})^{1/3}$$

$$hL/k = 0,16[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/3}$$

$$h = k/L\{0,16[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/3}\}$$

Si $5 \times 10^8 < \text{Ra}_L < 10^{11}$ (Caso práctico Si $\text{Ra}_L \geq 5 \times 10^8$)

$$\text{Nu}_L = 0,13\text{Ra}_L^{1/3}$$

$$hL/k = 0,13(\text{Gr}_L\text{Pr})^{1/3}$$

$$hL/k = 0,13[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/3}$$

$$h = k/L\{0,13[(\beta g(T_s - T_a)L^3/\nu^2)(\mu c_p/k)]^{1/3}\}$$

Seguidamente se hará el siguiente proceso:

Tomando una temperatura representativa para evaluar las propiedades del aire y del lubricante:

$$T = (T_{Se} + T_{Ae})/2$$

Con el valor de T se interpolan los valores de las propiedades de la tabla 1 del apéndice I.

Seguidamente se evalúa la correlación con su respectiva longitud característica. Esto se debe hacer para cada elemento del bastidor.

De la ecuación general de transferencia de calor convectivo se calcula Q_{Disipado} :

$$Q_{\text{Disipado}} = \Sigma[A_i * h_{fi}](T_{Se} - T_{Ae})$$

Donde:

$$\begin{aligned} \Sigma[A_i * h_{Ei}] = & h_{E \text{ aire pared vertical}} (2A_{PLI I} + 2A_{PLI NO} + 2A_{PLS} + \\ & 2A_{PFI I} + 2A_{PFI NO} + 2A_{PFS}) + \\ & h_{E \text{ aire pared oblicua}} * 2A_{PO} + \\ & h_{E \text{ aire pared horizontal cara caliente arriba}} * A_{Te} + \\ & h_{E \text{ aire pared horizontal cara caliente abajo}} * A_B \end{aligned}$$

Se $Q_{\text{Disipado}} \leq P_P$ entonces se debe incrementar las dimensiones de la caja para aumentar la superficie de transferencia, el cual se hará aumentando los espacios “a” y “b” (véase figura 4.26) de la siguiente manera:

$$a = (i + 1) * m_I \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, n.$$

$$b = (i + 1) * m_{II} \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots, n.$$

Donde m_I y m_{II} son los módulos de la primera y segunda etapa de reducción respectivamente.

Observación

Si se realiza alguna modificación de las dimensiones se debe recalcular todo nuevamente.

4.2.11. Estimación de Costos

Como el objeto de este trabajo es prestar soluciones puntuales y rápidas a problemas industriales locales, la determinación exacta de los costos resulta algo muy complicado ya que éstos varían de acuerdo

al proveedor de materiales y/o accesorios, al taller de manufactura y sobre todo de la dimensión del equipo a construir. Por tanto se ha creído conveniente generar un costo “estimado” para el producto final, basado en una extrapolación de un equipo cotizado, específicamente del trabajo realizado en la referencia bibliográfica 13. Dichas extrapolaciones se harán basándose en las dimensiones representativas del elemento.

$$C_{TA} = C_{eA} * W_{A\ ele}$$

$$C_{TM} = \sum C_M$$

$$C_{TE} = C_{TA} + C_{TM}$$

Donde:

C_{TA} : Costo total del material (US\$)

C_{eA} : Costo específico del material (US\$/kg)

$W_{A\ ele}$: Peso del elemento (kg)

C_{TM} : Costo total de maquinado

C_M : Costo de maquinado = $t * C_{eM} / 60$ (US\$)

C_{eM} : Costo específico de maquinado (US\$/h)

t : tiempo de maquinado (min)

C_{TE} : Costo total del elemento (US\$)

Tabla 4.16

Costos específicos			
Equipo	C_{eM}	US\$/h	US\$/h (incluyendo herramientas)
Fresadora	C _{eMF}	18,0	23,4
Mortajadora	C _{eMM}	8,0	12,0
Rectificadora	C _{eMR}	15,0	18,0
Torno	C _{eMT}	6,0	7,5
Equipo	C_{eM}	US\$/agujero	
Taladrado	C _{eMTa}	0,5	
Roscado	C _{eMRo}	2,5	
Material		US\$/kg	
Acero		2,5	
Fundición		5,5	

4.2.11.1. Engranajes y piñones

Para los piñones y engranajes 1 y 2 se tiene:

Evaluación de tiempos

a. Torneado

➤ **Refrentado**

Desbaste

$$t_{TRD\ P/G} = 1,83194 \times 10^{-2} * D_{OP/G} * 1,05$$

Acabado

$$t_{TRA\ P/G} = 3,43554 \times 10^{-2} * D_{OP/G} * 1,05$$

➤ **Cilindrado**

Desbaste

$$t_{TCD\ P/G} = (7,34168 \times 10^{-5} * D_{OP/G} * F_{P/G} + 5) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TCA\ P/G} = (2,70529 \times 10^{-4} * D_{OP/G} * F_{P/G} + 1,5) * 1,05$$

➤ **Mandrinado**

Desbaste

$$t_{TMD\ P/G} = (9,34848 \times 10^{-5} * D_{iP/G} * F_{P/G} + 5) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TMA\ P/G} = (2,69242 \times 10^{-4} * D_{iP/G} * F_{P/G} + 5) * 1,05$$

b. Mortajado del chavetero

➤ **Desbaste**

$$t_{MD\ P/G} = (5,53333 \times 10^{-4} * L_{chaveta\ P/G} * B_{chaveta\ P/G} + 5) * 1,1$$

➤ **Acabado**

$$t_{MA\ PG} = (2,80000 \times 10^{-3} * L_{chaveta\ P/G} * B_{chaveta\ P/G} + 5) * 1,1$$

c. Fresado ó generado de los dientes

➤ **Desbaste**

$$t_{FD\ P/G} = (1,43333 \times 10^{-1} * Z_{P/G} * F_{P/G} + 5) * 1,05$$

➤ **Acabado**

$$t_{FA\ P/G} = (5,73333 \times 10^{-2} * Z_{P/G} * F_{P/G} + 5) * 1,05$$

Evaluación de costos

$$C_{TA\ P/G} = C_{eA} * W_{A\ P/G}$$

$$W_{A\ P/G} = V_{P/G} * \rho_{acero} = \pi/4 * D_{oP/G}^2 * F_{P/G} * \rho_{acero}$$

$$C_{TM\ P/G} = C_{MT\ P/G} + C_{MM\ P/G} + C_{MF\ P/G}$$

$$C_{MT\ P/G} = (t_{TRD\ P/G} + t_{TRA\ P/G} + t_{TCD\ P/G} + t_{TCA\ P/G} + t_{TMD\ P/G} +$$

$$t_{TMA\ P/G}) * C_{eMT} / 60$$

$$C_{MM P/G} = (t_{MD P/G} + t_{MA P/G}) * C_{eMM}/60$$

$$C_{MF P/G} = (t_{FD P/G} + t_{FA P/G}) * C_{eMF}/60$$

$$C_{T P/G} = C_{TA P/G} + C_{TM P/G}$$

Para el caso en que los piñones ó engranajes se tengan que tallar directamente sobre el eje se tiene:

Evaluación de tiempos

a. Torneado

➤ Refrentado

Estará considerado en los costos del eje.

➤ Cilindrado

Estará considerado en los costos del eje.

➤ Mandrinado

No existe.

b. Mortajado del chavetero

No existe, ya que la rueda dentada constituye una sola pieza con el eje.

c. Fresado ó generado de los dientes

➤ Desbaste

$$t_{FD P/G} = (1,43333 \times 10^{-1} * Z_{P/G} * F_{P/G} + 5) * 1,05$$

➤ Acabado

$$t_{FA P/G} = (5,73333 \times 10^{-2} * Z_{P/G} * F_{P/G} + 5) * 1,05$$

Evaluación de costos

$$C_{TA P/G} = 0 \text{ (se incluye en los costos del eje)}$$

$$C_{TMP/G} = C_{MT P/G} + C_{MM P/G} + C_{MF P/G}$$

$$C_{MT P/G} = 0$$

$$C_{MM P/G} = 0$$

$$C_{MF P/G} = (t_{FD P/G} + t_{FA P/G}) * C_{eMF}/60$$

$$C_{T P/G} = C_{TMP/G} = C_{MF P/G}$$

Por tanto para una rueda dentada tallada en su mismo eje, para efectos de costos, sólo se agregará el concepto del fresado o generado del mismo.

4.2.11.2. Ejes

Para los ejes de entrada, intermedio y de salida se tiene:

Evaluación de tiempos

a. Torneado

➤ Refrentado

$$t_{TR E/I/S} = (2,50667 \times 10^{-2} * d_{\max \text{ ej eE/I/S}} + 2) * 1,05$$

Donde:

$$d_{\max EE} = \phi_{i \text{ rod B EE}} + 2Sh_{i \text{ rod B EE}}$$

$$d_{\max EI} = \phi_{i \text{ rod B EI}} + 2Sh_{i \text{ rod B EI}}$$

$$d_{\max ES} = \phi_{i \text{ rod A ES}} + 2Sh_{i \text{ rod A ES}}$$

➤ Centrado y biselado

$$t_{TCB E E/I/S} = (1,82000 \times 10^{-3} * L_{E E/I/S} + 5) * 1,05$$

➤ **Cilindrado**

Desbaste

$$t_{TCD E E/S} = (2,69133 \times 10^{-4} * d_{\text{medio E}} * L_E + 2) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TCA E E/S} = (3,14504 \times 10^{-4} * d_{\text{medio E}} * L_E + 1,5) * 1,05$$

Donde:

$$d_{\text{medio EE}} = [\phi_{i \text{ ret EE}} + \phi_{i \text{ rod A EE}} + (\phi_{i \text{ rod B EE}} + 2Sh_{i \text{ rod B EE}}) + \phi_{i \text{ rod B EE}}] / 4$$

$$d_{\text{medio EI}} = [\phi_{i \text{ rod A EI}} + (\phi_{i \text{ rod B EI}} + 2Sh_{i \text{ rod B EI}}) + \phi_{i \text{ rod B EI}}] / 3$$

$$d_{\text{medio ES}} = [\phi_{i \text{ rod A ES}} + (\phi_{i \text{ rod A ES}} + 2Sh_{i \text{ rod A ES}}) + \phi_{i \text{ rod B ES}} + \phi_{i \text{ ret ES}}] / 4$$

b. Fresado del chavetero(s)

Este concepto se aplicará para cada canal chavetero ejecutado, es decir:

Eje de entrada : Chaveta E, Chaveta P1

Eje intermedio : Chaveta G1, Chaveta P2

Eje de salida : Chaveta G2, Chaveta S

➤ **Desbaste (cada canal)**

$$t_{FDE E/S} = (4,13223 \times 10^{-3} * L_{\text{chaveta}} * H_{\text{chaveta}} + 3,5) * 1,05$$

➤ **Acabado (cada canal)**

$$t_{FA\ E\ E/S} = (5,38843 \times 10^{-3} * L_{chaveta} * H_{chaveta} + 0,5) * 1,05$$

c. **Rectificado (sólo para la zona de retenes de los ejes de entrada v salida)**

➤ **Desbaste**

$$t_{RD\ E\ E/S} = (2,77778 \times 10^{-7} * \phi_{ret\ E\ E/S} * B_{ret\ E\ E/S} + 1) * 1,05$$

➤ **Acabado**

$$t_{RA\ E/S} = (1,38889 \times 10^{-7} * \phi_{ret\ E\ E/S} * B_{ret\ E\ E/S} + 1) * 1,05$$

Evaluación de costos

$$C_{TA\ E\ E/S} = C_{eA} * W_{A\ E\ E/S}$$

$$W_{A\ E\ E/S} = V_{E/S} * \rho_{acero} = \pi/4 * d_{max\ E\ E/S}^2 * L_{eje\ E/S} * \rho_{acero}$$

$$C_{TM\ E\ E/S} = C_{MT\ E\ E/S} + C_{MF\ E\ E/S} + C_{MR\ E\ E/S}$$

$$C_{MT\ E\ E/S} = (t_{TR\ E\ E/S} + t_{TCB\ E\ E/S} + t_{TCD\ E\ E/S} + t_{TCA\ E\ E/S}) * C_{eMT}/60$$

$$C_{MF\ E\ E/S} = (t_{FD\ E\ E/S} + t_{FA\ E\ E/S}) * C_{eMF}/60$$

$$C_{MR\ E\ E/S} = (t_{RD\ E\ E/S} + t_{RA\ E\ E/S}) * C_{eMR}/60$$

$$C_{TE\ E\ E/S} = C_{TA\ E\ E/S} + C_{TM\ E\ E/S}$$

Para el caso de ruedas dentadas talladas directamente en el eje se tiene:

Evaluación de tiempos

a. Torneado

➤ Refrentado

$$t_{TR E E/S} = (2,50667 \times 10^{-2} * d_{\max E E/S} + 2) * 1,05$$

Donde:

$$d_{\max EE} = D_{oP1}$$

$$d_{\max EI} = D_{oG1} \text{ ó } D_{oP2}$$

(el mayor de ambos o el que se talle)

$$d_{\max ES} = D_{oG2}$$

➤ Centrado y biselado

$$t_{TCB E E/S} = (1,82000 \times 10^{-3} * L_{E E/S} + 5) * 1,05$$

➤ Cilindrado

Desbaste

$$t_{TCD E E/S} = (2,69133 \times 10^{-4} * d_{\text{medio } E} * L_E + 2) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TCA E E/S} = (3,14504 \times 10^{-4} * d_{\text{medio } E} * L_E + 1,5) * 1,05$$

Donde:

$$d_{\text{medio } EE} = [\phi_{i \text{ ret } EE} + \phi_{i \text{ rod A } EE} + (\phi_{i \text{ rod A } EE} + 2Sh_{i \text{ rod A } EE}) + (\phi_{i \text{ rod B } EE} + 2Sh_{i \text{ rod B } EE}) + \phi_{i \text{ rod B } EE} + D_{o P1}] / 6$$

Si el piñón y el engranaje se tallan en el eje

$$d_{\text{medio EI}} = [\phi_{i \text{ rod A EI}} + (\phi_{i \text{ rod A EI}} + 2Sh_{i \text{ rod A EI}}) + D_{oG1} + (\phi_{i \text{ rod B EI}} + 2Sh_{i \text{ rod B EI}}) + D_{oP2} + \phi_{i \text{ rod B EI}}]/6$$

Si el piñón o el engranaje se tallan en el eje:

$$d_{\text{medio EI}} = [\phi_{i \text{ rod A EI}} + (\phi_{i \text{ rod A EI}} + 2Sh_{i \text{ rod A EI}}) + (\phi_{i \text{ rod B EI}} + 2Sh_{i \text{ rod B EI}}) + D_{oP2/G1} + \phi_{i \text{ rod B EI}}]/5$$

$$d_{\text{medio ES}} = [\phi_{i \text{ rod A ES}} + (\phi_{i \text{ rod A ES}} + 2Sh_{i \text{ rod A ES}}) + D_{oG2} + (\phi_{i \text{ rod B ES}} + 2Sh_{i \text{ rod B ES}}) + \phi_{i \text{ rod B ES}} + \phi_{i \text{ ret ES}}]/6$$

b. Fresado del chavetero(s)

Sólo se tallarán canales chaveteros para aquellas ruedas dentadas que estén fabricadas independientemente de los ejes.

c. Rectificado (sólo para la zona de retenes de los ejes de entrada y salida)

El rectificado de la zona de contacto de los retenes será idéntico que el caso que no se requiera tallar la rueda dentada en su respectivo eje.

Evaluación de costos

$$C_{TA E/IS} = C_{eA} * W_{A E E/IS}$$

Donde:

$$W_{AEE} = V_{EE/IS} * \rho_{acero} = \pi/4 * D_{oP1}^2 * L_{EE/IS} * \rho_{acero}$$

$$W_{AEI} = V_{EE/IS} * \rho_{acero} = \pi/4 * D_{oG1/P2}^2 * L_{EE/IS} * \rho_{acero}$$

(Si las dos ruedas dentadas son talladas en el eje, se tomará el diámetro mayor de G1 ó P2 y si es sólo una rueda dentada la tallada su respectivo diámetro exterior).

$$W_{AES} = V_{EE/IS} * \rho_{acero} = \pi/4 * D_{oG2}^2 * L_{EE/IS} * \rho_{acero}$$

$$C_{TME/IS} = C_{MTE/IS} + C_{MFE/IS} + C_{MRE/IS}$$

$$C_{MTE/IS} = (t_{TRE/IS} + t_{TCBE/IS} + t_{TCDE/IS} + t_{TCAE/IS}) * C_{eMT}/60$$

$$C_{MFE/IS} = (t_{FDE/IS} + t_{FAE/IS}) * C_{eMF}/60$$

$$C_{MRE/IS} = (t_{RDE/IS} + t_{RAE/IS}) * C_{eMR}/60$$

$$C_{TEE/IS} = C_{TAE/IS} + C_{TME/IS}$$

4.2.11.3. Tapas laterales

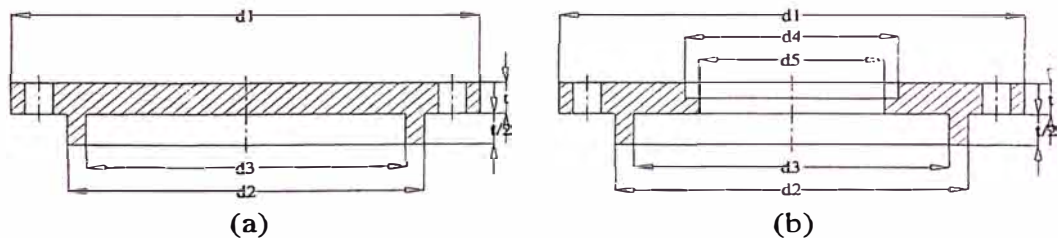


Figura 4.38

Evaluación de tiempos

a. Torneado

➤ Refrentado

Desbaste

$$t_{TRD T C/H} = [1,89750 \times 10^{-2} * (d_1 + d_2) + 2,5] * 1,05$$

Acabado

$$t_{TRA T C/H} = [5,53750 \times 10^{-2} * (d_1 + d_2) + 2,5] * 1,05$$

➤ Cilindrado

Desbaste

$$t_{TCD T C/H} = [1,50000 \times 10^{-4} * (d_1 + d_2) * a_1 + 2,5] * 1,05$$

Acabado

$$t_{TCA T C/H} = [4,01420 \times 10^{-4} * (d_1 + d_2) * a_1 + 2,5] * 1,05$$

➤ Mandrinado (aplicable sólo para la tapa hueca)

Desbaste

$$t_{TMD TH} = [2,05076 \times 10^{-4} * (d_4 + d_5) * a_2 + 5] * 1,05$$

Acabado

$$t_{TMA TH} = [6,74112 \times 10^{-4} * (d_4 + d_5) * a_2 + 5] * 1,05$$

Evaluación de costos

$$C_{TA T C/H} = C_{eA} * W_{A T C/H}$$

$$W_{A T C/H} = V_{TC} * \rho_{acero} = \pi/4 * d_1^2 * 1,5t * \rho_{acero}$$

$$C_{TM T C/H} = C_{MT1} + C_{MT2}$$

$$C_{MT1} = (t_{TRD T C/H} + t_{TRA T C/H} + t_{TCD T C/H} + t_{TCA T C/H} + t_{TMD TH} + t_{TMA TH}) * C_{eMT} / 60$$

$$C_{MT2} = \text{Agujeros} * C_{eMTa}$$

$$C_{TE T C/H} = C_{TA T C/H} + C_{TM T C/H}$$

4.2.11.4. Soportes v separadores

Este cálculo se aplicará para cada juego de soporte y separador.

Evaluación de tiempos

a. Torneado

➤ **Refrentado**

Desbaste

$$t_{TRD \text{ sop/sep}} = (1,67407 \times 10^{-2} * \phi_{o \text{ sop/sep}} + 2,5) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TRA \text{ sop/sep}} = (3,14074 \times 10^{-2} * \phi_{o \text{ sop/sep}} + 2,5) * 1,05$$

➤ **Cilindrado**

Desbaste

$$t_{TCD \text{ sop/sep}} = (7,45849 \times 10^{-5} * \phi_{o \text{ sop/sep}} * B_{\text{sop/sep}} + 5) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TCA \text{ sop/sep}} = (2,98595 \times 10^{-4} * \phi_{o \text{ sop/sep}} * B_{\text{sop/sep}} + 5) * 1,05$$

➤ **Mandrinado**

Desbaste

$$t_{TMD \text{ sop/sep}} = (7,46450 \times 10^{-5} * \phi_{i \text{ sop/sep}} * B_{\text{sop/sep}} + 5) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TMA \text{ sop/sep}} = (3,11156 \times 10^{-4} * \phi_{i \text{ sop/sep}} * B_{\text{sop/sep}} + 1,5) * 1,05$$

Evaluación de costos

$$C_{TA \text{ sop/sep}} = C_{eA} * W_{A \text{ sop/sep}}$$

$$C_{TM \text{ sop/sep}} = C_{MT1} + C_{MT2}$$

$$C_{MT1} = (t_{TRD \text{ sop/sep}} + t_{TRA \text{ sop/sep}} + t_{TCD \text{ sop/sep}} + t_{TCA \text{ sop/sep}} + t_{TMD \text{ sop/sep}} + t_{TMA \text{ sop/sep}}) * C_{eMT} / 60$$

$$C_{MT2} = \text{Agujeros} * C_{eMTa}$$

$$C_{TE \text{ sop/sep}} = C_{TA \text{ sop/sep}} + C_{TM \text{ sop/sep}}$$

4.2.11.5. Bastidor**Evaluación de tiempos****a. Torneado****➤ Mandrinado****Desbaste**

$$t_{TMD B} = (7,46450 \times 10^{-5} * \phi_{o \text{ sop A/B E E/I/S}} * t_{pared} + 5) * 1,05$$

Acabado

$$t_{TMA B} = (3,11156 \times 10^{-4} * \phi_{o \text{ sop A/B E E/I/S}} * t_{pared} + 1,5) * 1,05$$

b. Cepillado**➤ Desbaste**

$$t_{CD B} = 1,35920 \times 10^{-4} * \text{Largo} * \text{Ancho} * 1,05$$

➤ Acabado

$$t_{CA B} = 2,71695 \times 10^{-4} * \text{Largo} * \text{Ancho} * 1,05$$

Evaluación de costos

$$C_{TAB} = C_{eA} * W_{AB}$$

$$W_{AB} = V_B * \rho_{acero}$$

$$V_{PL} = 2 * [(L)(2b + D_{oG2}) - (D_{oG2}/4 + b)^2 / 2] * t / 1 \times 10^6 +$$

$$(L_2 + L_4 - L_3 - t)(2b + D_{oG2}) * t / 1 \times 10^6 +$$

$$2 * \{L - [a + D_{oG1}/2 + (D_{P1} + D_{G1})]/2\} \{2b + D_{oG2}\} * t / 1 \times 10^6 -$$

$$2 * (D_{oG2}/4 + b)^2 / 2 * t / 1 \times 10^6$$

$$V_{PF} = 2 * (b + 3/4 D_{oG2})(A + 2t) * t / 1 \times 10^6$$

$$V_{PFO} = 2 * [(D_{oG2}/4 + b) / \text{sen} 45^\circ] [A + 2t] * t / 1 \times 10^6$$

$$V_T = [L - 2(D_{oG2}/4 + b) + 2t / \text{sen} 45^\circ] [A + 2t] * t / 1 \times 10^6$$

$$V_B = (L + 2t)(A + 2t) * t / 1 \times 10^6$$

$$V_{SL} = 2 * (L + 2t)(4m_B) * t / 1 \times 10^6$$

$$V_J = \{ [(2L + 4t + 8m_J - \phi_{o \text{ sop rod A EE}} - \phi_{o \text{ sop rod A EI}} - \phi_{o \text{ sop rod B EI}} - \phi_{o \text{ sop rod B ES}})(2m_J)] + [2(A + 2t)(2m_J)] \} * t / 1 \times 10^6$$

$$C_{TMB} = C_{MTB} + C_{MCB}$$

$$C_{MTB} = (t_{TMD_B} + t_{TMA_B}) * C_{eMT} / 60$$

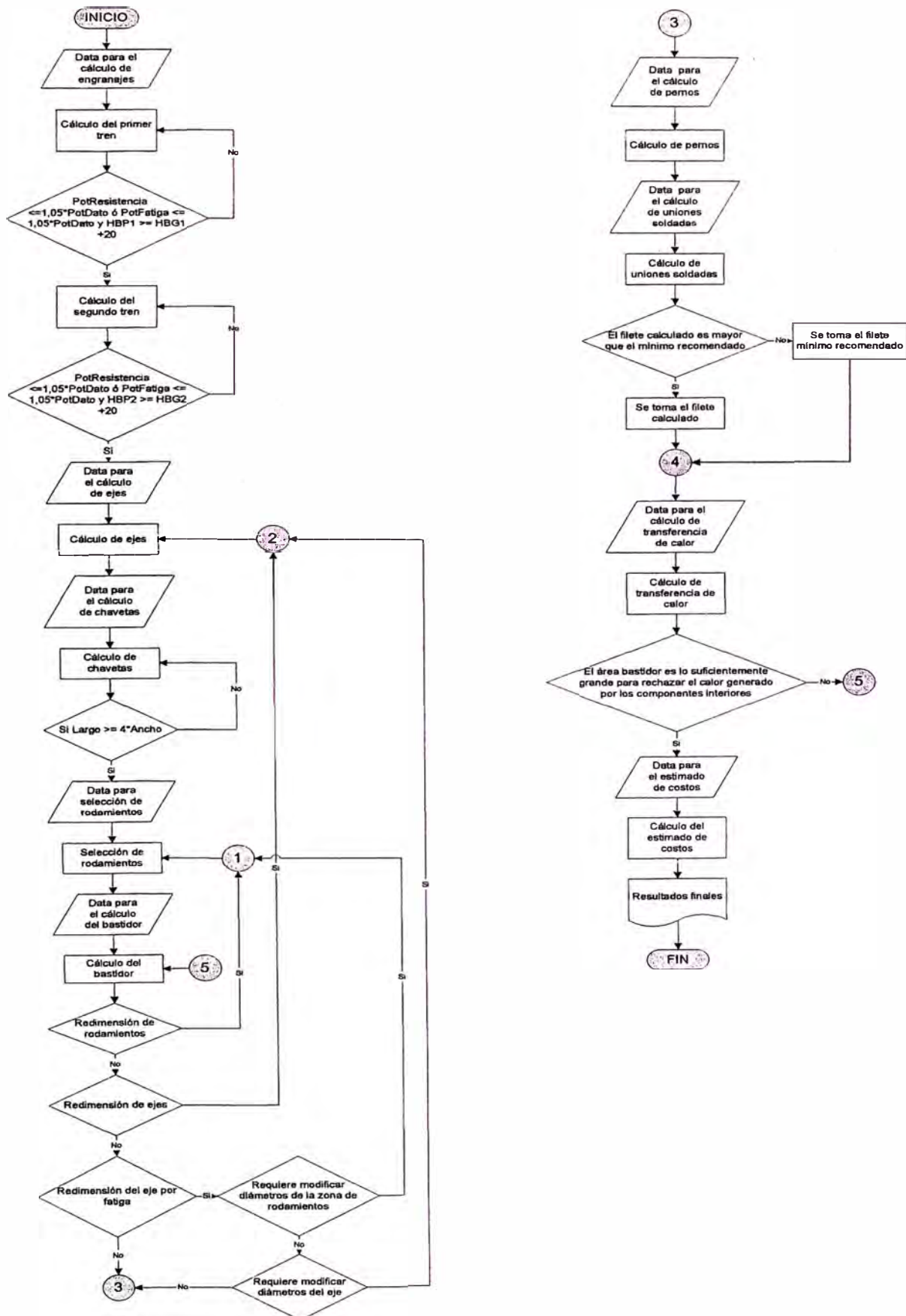
$$C_{MCB} = (t_{CDB} + t_{CAB}) * C_{eMC} / 60$$

$$C_{TEB} = C_{TAB} + C_{TMB}$$

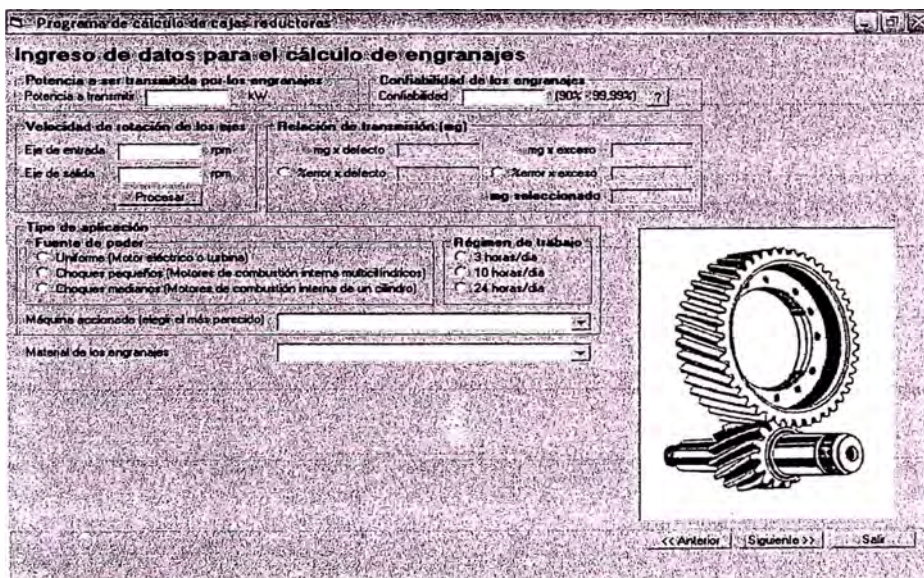
4.2.11.6. Accesorios

Estos se extraerán de sus tablas respectivas.

4.3. Diagrama de flujo del programa



4.4. Desarrollo del software



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del segundo tren de engranajes

Datos comunes:


Addendum o altura de cabeza (a)	mm
Decendum o altura de raíz (b)	mm
Altura total del diente (H)	mm
Altura de trabajo del diente (Hk)	mm
Angulo de presión normal (ϕ_n)	grados
Angulo de presión transversal (ϕ_t)	grados
Angulo de hélice (λ)	grados
Distancia entre centros (C)	mm
Módulo normal (m _n)	mm/diente
Módulo transversal (m _t)	mm/diente
Potencia a transmitir (P)	kW
Potencia transmise por fatiga (PoFi)	kW

Piñon (P2)

Sentido del ángulo hélice	
Número de dientes (ZP2)	dientes
Ancho del diente (FP2)	mm
Díámetro de paso (DP2)	mm
Díámetro de raíz (DRP2)	mm
Díámetro exterior (DOP2)	mm
Potencia transmise por resistencia (PoRP2)	kW
Dureza mínima (HBP2)	HB

Engranaje (G2)

Sentido del ángulo hélice	
Número de dientes (ZG2)	dientes
Ancho del diente (FG2)	mm
Díámetro de paso (DGP2)	mm
Díámetro de raíz (DRG2)	mm
Díámetro exterior (DOG2)	mm
Potencia transmise por resistencia (PoRG2)	kW
Dureza mínima (HBG2)	HB



<< Anterior | **Procesar** | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de ejes

Tipo de transmisión de entrada y salida:

<input type="checkbox"/> Eje de entrada	<input type="checkbox"/> Eje de salida
<input type="checkbox"/> Cadena	<input type="checkbox"/> Cadena
<input type="checkbox"/> Faja en V	<input type="checkbox"/> Faja en V
<input type="checkbox"/> Faja Plana	<input type="checkbox"/> Faja Plana
<input type="checkbox"/> Acople	<input type="checkbox"/> Acople

Díámetro de paso de la castaño:

Propiedades mecánicas de los ejes:

Materia:

Módulo de elasticidad del material: MPa

Módulo de corte del material: MPa

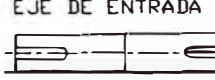
Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

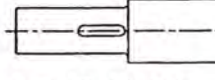
Método de cálculo (típico):

- Método de Soderberg con la teoría del esfuerzo cortante máximo
- Método de Soderberg con la teoría de la energía de distorsión
- Método de Goodman modificado con la teoría del esfuerzo cortante máximo
- Método de Goodman modificado con la teoría de la energía de distorsión

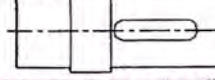
EJE DE ENTRADA



EJE INTERMEDIO



EJE DE SALIDA



NOTAS:

Para el análisis de los ejes se consideran 02 casos:

El CASO I se refiere al giro del eje de entrada horario, piñón 1 hélice derecha y piñón 2 hélice izquierda.

El CASO II se refiere a giro del eje de entrada antihorario, piñón 1 hélice derecha y piñón 2 hélice izquierda.

Factor de seguridad y confiabilidad

Factor de seguridad: ?

Confiabilidad: ?

<< Anterior | **Procesar** | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

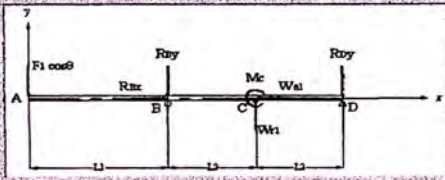
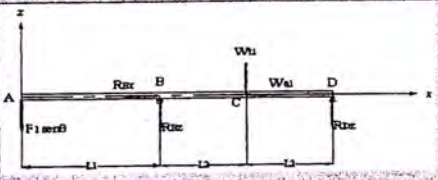


Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z



F1 cos β	N	Flacha A x-y	mm	Longitud L1	mm
RBx	N	Flacha A x-z	mm	Longitud L2	mm
RBz	N	Flacha C x-y	mm	Díámetro resultante Caso I	mm
Mc	N-mm	Flacha C x-z	mm		
W1	N	Pendiente A x-y	rad		
W1z	N	Pendiente A x-z	rad		
RDy	N	Pendiente B x-y	rad		
F1 sen β	N	Pendiente B x-z	rad		
RBz	N	Pendiente C x-y	rad		
W1	N	Pendiente C x-z	rad		
RDz	N	Pendiente D x-y	rad		
		Pendiente D x-z	rad		

<< Anterior | **Procesar** | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos(θ)	N	Flacha A x-y	mm	Longitud L1	mm
RBy	N	Flacha A x-z	mm	Longitud L2	mm
Wc1	N	Flacha C x-y	mm	Diámetro resultante Caso II	mm
MC	N-mm	Flacha C x-z	mm		
W1	N	Pendiente A x-y	rad		
RDy	N	Pendiente A x-z	rad		
RDx	N	Pendiente B x-y	rad		
F1 sen(θ)	N	Pendiente B x-z	rad		
RBz	N	Pendiente C x-y	rad		
W1	N	Pendiente C x-z	rad		
RDz	N	Pendiente D x-y	rad		
		Pendiente D x-z	rad		

<< Anterior **PROCESAR** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje intermedio (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-z

RAy	N	Flacha B x-y	mm	Longitud L2	mm
RAz	N	Flacha B x-z	mm	Longitud L3	mm
Wc1	N	Flacha C x-y	mm	Longitud L4	mm
W1	N	Flacha D x-y	mm	Diámetro resultante Caso I	mm
MB	N-mm	Pendiente A x-y	rad		
MC	N-mm	Pendiente A x-z	rad		
W2	N	Pendiente B x-y	rad		
Wc2	N	Pendiente B x-z	rad		
RDy	N	Pendiente C x-y	rad		
RAz	N	Pendiente C x-z	rad		
W1	N	Pendiente D x-y	rad		
W2	N	Pendiente D x-z	rad		
RDz	N				

<< Anterior **PROCESAR** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje intermedio (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-z

RAy	N	Flacha B x-y	mm	Longitud L2	mm
RAz	N	Flacha B x-z	mm	Longitud L3	mm
MB	N-mm	Flacha C x-y	mm	Longitud L4	mm
W1	N	Flacha D x-y	mm	Diámetro resultante Caso II	mm
Wc1	N	Pendiente A x-y	rad		
Wc2	N	Pendiente A x-z	rad		
W2	N	Pendiente B x-y	rad		
MC	N-mm	Pendiente B x-z	rad		
RDy	N	Pendiente C x-y	rad		
RDz	N	Pendiente C x-z	rad		
RAz	N	Pendiente D x-y	rad		
W1	N	Pendiente D x-z	rad		
W2	N				
RDz	N				

<< Anterior **PROCESAR** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano $x-y$ Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano $x-z$

RAy	N	Flacha B $x-y$	mm	Longitud L4	mm
Ww2	N	Flacha B $x-z$	mm	Longitud L5	mm
MB	N-mm	Flacha D $x-y$	mm	Díámetro resultante Caso I	mm
Wb	N	Flacha D $x-z$	mm		
RCy	N	Pendiente A $x-y$	rad		
RCx	N	Pendiente A $x-z$	rad		
F2 cos (θ)	N	Pendiente B $x-y$	rad		
RAz	N	Pendiente B $x-z$	rad		
Wb	N	Pendiente C $x-y$	rad		
RCz	N	Pendiente C $x-z$	rad		
F2 sen (θ)	N	Pendiente D $x-y$	rad		
		Pendiente D $x-z$	rad		

<< Anterior **Procesar** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano $x-y$ Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano $x-z$

RAy	N	Flacha B $x-y$	mm	Longitud L4	mm
Ww2	N	Flacha B $x-z$	mm	Longitud L5	mm
MB	N-mm	Flacha D $x-y$	mm	Díámetro resultante Caso II	mm
Wb	N	Flacha D $x-z$	mm		
RCy	N	Pendiente A $x-y$	rad	Díámetro resultante eje de entrada	mm
RCx	N	Pendiente A $x-z$	rad	Díámetro resultante eje intermedio	mm
F2 cos (θ)	N	Pendiente B $x-y$	rad	Díámetro resultante eje de salida	mm
RAz	N	Pendiente B $x-z$	rad		
Wb	N	Pendiente C $x-y$	rad		
RCz	N	Pendiente C $x-z$	rad		
F2 sen (θ)	N	Pendiente D $x-y$	rad		
		Pendiente D $x-z$	rad		

<< Anterior **Procesar** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material:

Esfuerzo de fluencia del material: MPa

Factor de seguridad: ?

Criterio de cálculo

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador) ?

Teoría de la energía de distorsión (menos conservador) ?

Dimensiones de las chavetas

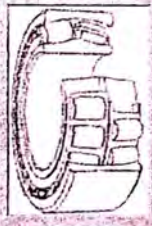
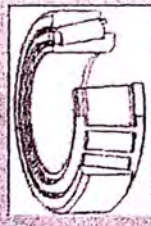
Chaveta 1	Chaveta 2
Longitud: <input type="text"/> mm	Longitud: <input type="text"/> mm
Ancho: <input type="text"/> mm	Ancho: <input type="text"/> mm
Alto: <input type="text"/> mm	Alto: <input type="text"/> mm
Chaveta 3	Chaveta 4
Longitud: <input type="text"/> mm	Longitud: <input type="text"/> mm
Ancho: <input type="text"/> mm	Ancho: <input type="text"/> mm
Alto: <input type="text"/> mm	Alto: <input type="text"/> mm
Chaveta 5	Chaveta 6
Longitud: <input type="text"/> mm	Longitud: <input type="text"/> mm
Ancho: <input type="text"/> mm	Ancho: <input type="text"/> mm
Alto: <input type="text"/> mm	Alto: <input type="text"/> mm

<< Anterior **Procesar** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento

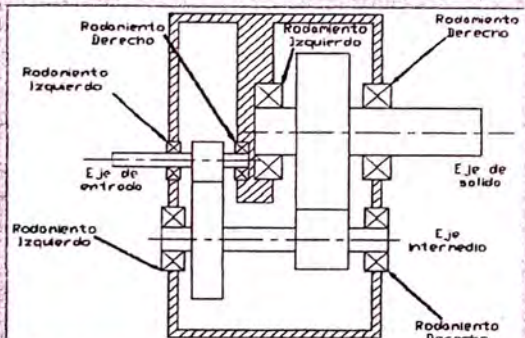
Rodamiento de rodillos a bolas u esferas
 Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración

Horas de duración de los rodamientos

Para este caso de trabajo de 2h/día lo recomendable es una duración de 10 000 a 25 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor



<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Díametro de la sección

deja mm

Cónico

Cónico	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

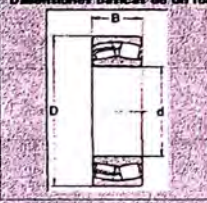
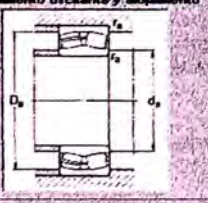
Díametro de la sección

deja mm

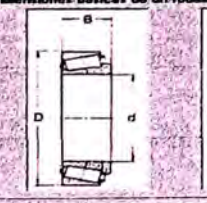
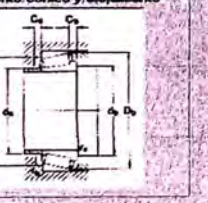
Cónico

Cónico	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Díametro de la sección

deja mm

Cónico

Cónico	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

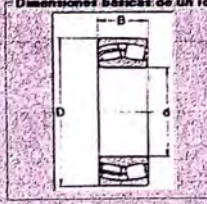
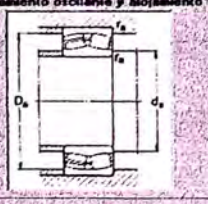
Díametro de la sección

deja mm

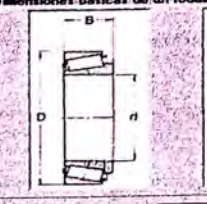
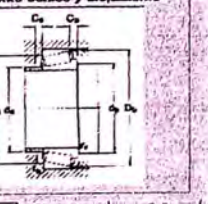
Cónico

Cónico	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Oscilante	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
Diámetro de la sección de eje	
deje	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Rodamiento derecho

Oscilante	
Designación	
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
Diámetro de la sección de eje	
deje	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior **Procesar** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Materia:

Módulo de elasticidad del material: MPa

Módulo de corte del material: MPa

Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espesor por flexión vertical: mm

Espesor por flexión horizontal: mm

Espesor por torsión: mm

Espesor resultante: mm

Pared lateral derecha

Espesor por flexión vertical: mm

Espesor por flexión horizontal: mm

Espesor por torsión: mm

Espesor resultante: mm

Espesor resultante representativo: mm

Espesores de las tapas laterales

Tapá izquierda del eje de entrada: mm

Tapá izquierda del eje intermedio: mm

Tapá derecha del eje intermedio: mm

Tapá derecha del eje de salida: mm

<< Anterior **Procesar** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Datos para la selección de pernos

Tipo de perno requerido en las tapas

Materia de los Pernos:

Grado 5.8 (Equivalente SAE 31)

Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)

Grado 10.9 (Equivalente SAE 9)

Tipo de Rosca:

Normal

Fino

Tipo de perno requerido en la caja

Materia de los Pernos:

Grado 5.8 (Equivalente SAE 31)

Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)

Grado 10.9 (Equivalente SAE 9)

Tipo de Rosca:

Normal

Fino

Tipo de perno requerido en la base

Materia de los Pernos:

Grado 5.8 (Equivalente SAE 31)

Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)

Grado 10.9 (Equivalente SAE 9)

Tipo de Rosca:

Normal

Fino

Teoría de cálculo

Teoría de la misma esfuerzo cortante (más conservador) [?]

Teoría de la energía de distorsión (menos conservador) [?]

<< Anterior **Procesar** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de pernos de las tapas

Tapa izquierda del eje de entrada

Designación de los pernos

Designación de las arandelas planas

Designación de las arandelas de seguridad

Número de pernos

Número de arandelas planas

Número de arandelas de seguridad

Esquema de tapas laterales

Tapa ciega usada en el eje intermedio en ambos extremos.

Tapa hueca usada en los ejes de entrada y salida.

Tapa izquierda del eje intermedio

Designación de los pernos

Designación de las arandelas planas

Designación de las arandelas de seguridad

Número de pernos

Número de arandelas planas

Número de arandelas de seguridad

Tapa derecha del eje de salida

Designación de los pernos

Designación de las arandelas planas

Designación de las arandelas de seguridad

Número de pernos

Número de arandelas planas

Número de arandelas de seguridad

<< Anterior **PROCESAR** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de los pernos de unión de la caja

Designación de los pernos

Designación de las tuercas

Designación de las arandelas planas

Designación de las arandelas de seguridad

Nro Pernos sector A

Nro Pernos sector B

Nro Pernos sector C

Nro Pernos sector D

Nro Pernos sector E

Nro Pernos sector F

Nro Pernos sector G

Nro Pernos sector H

Nro Pernos Totales

Nro de tuercas

Nro de arandelas planas

Nro de arandelas de seguridad

Longitud de los pernos

Esquema de ubicación de los pernos de la caja

<< Anterior **PROCESAR** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de los pernos de anclaje

Designación de los pernos

Designación de las tuercas

Designación de las arandelas planas

Designación de las arandelas de seguridad

Nro Pernos Totales

Nro de tuercas

Nro de arandelas planas

Nro de arandelas de seguridad

Esquema de ubicación de los pernos de anclaje

<< Anterior **PROCESAR** Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del cálculo de uniones soldadas

Propiedades mecánicas de la soldadura

Materia:

Módulo de elasticidad del material: MPa

Módulo de corte del material: MPa

Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

Dimensiones de la soldadura de fillete

Paredes laterales inferiores: mm

Paredes laterales superiores: mm

Pestañas de sujeción: mm

Soporte/ancle: mm

Baso de la caja: mm

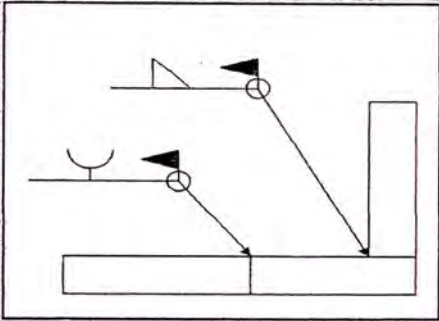
Tapa de la caja: mm

Soporte de rodamientos del eje de entrada: mm

Soporte del rodamiento izquierdo del eje intermedio: mm

Soporte del rodamiento derecho del eje intermedio: mm

Soporte de rodamientos del eje de salida: mm



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del cálculo de transferencia de calor

Temperatura ambiental máxima: °C

Calor generado por los elementos del reductor

Calor por barboteo

Primer tren de engranajes: kW

Segundo tren de engranajes: kW

Primer y segundo tren de engranajes: kW

Calor por fricción en los engranajes

Primer tren de engranajes: kW

Segundo tren de engranajes: kW

Primer y segundo tren de engranajes: kW

Calor por fricción en los rodamientos

Calor de los 06 rodamientos: kW

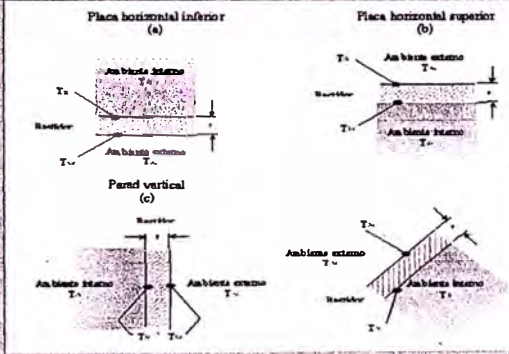
Calor total generado: kW

Capacidad de disipación de calor de la caja

Temperatura de la superficies interiores: °C

Temperatura de la superficies exteriores: °C

Calor disipable: kW



Programa de cálculo de cajas reductoras

Estimación de costos

Costos unitarios de algunas herramientas

Cepilladora: US\$/h

Cepilladora + Herramienta: US\$/h

Fresadora: US\$/h

Fresadora + Herramienta: US\$/h

Mortazadora: US\$/h

Mortazadora + Herramienta: US\$/h

Rasficadora: US\$/h

Rasficadora + Herramienta: US\$/h

Torno: US\$/Agujero

Torno + Herramienta: US\$/Agujero

Taladrado: US\$/kg

Recado: US\$/kg

Lubricante

Costo del lubricante por galón: US\$/USgal

Materiales

Acero para engranajes: US\$/kg

Acero para ejes: US\$/kg

Acero para chavetas: US\$/kg

Acero estructural: US\$/kg

Fundición: US\$/kg

Accesorios

Rodamientos

Rodamiento A eje entrada: 22314 CCW/33 US\$/und.

Rodamiento B eje entrada: 22314 CCW/33 US\$/und.

Rodamiento A eje intermedio: 23024 CCW/33 US\$/und.

Rodamiento B eje intermedio: 24024 CCW/33 US\$/und.

Rodamiento A eje salida: 23032 CCW/33 US\$/und.

Rodamiento B eje salida: 23032 CCW/33 US\$/und.

Retenes

Retén eje de entrada: BA SL 85 x 85 x 13 US\$/und.

Retén eje de salida: BA SL 150 x 180 x 15 US\$/und.

Programa de cálculo de cajas reductoras

Estimación de costos

Accesorios

- Pernos de tapas laterales:

- Pernos de tapa lateral izquierda eje de entrada				- Pernos de tapa lateral izquierda eje intermedio			
Perno	M10 x 1.5 - 50 - Grado 8.8		US\$/und.	Perno	M12 x 1.75 - 40 - Grado 8.8		US\$/und.
Arandela plana	M10 - Grado 8.8		US\$/und.	Arandela plana	M12 - Grado 8.8		US\$/und.
Arandela presión	M10 - Grado 8.8		US\$/und.	Arandela presión	M12 - Grado 8.8		US\$/und.

- Pernos de tapa lateral derecha eje intermedio				- Pernos de tapa lateral derecha eje de salida			
Perno	M12 x 1.75 - 50 - Grado 8.8		US\$/und.	Perno	M12 x 1.75 - 60 - Grado 8.8		US\$/und.
Arandela plana	M12 - Grado 8.8		US\$/und.	Arandela plana	M12 - Grado 8.8		US\$/und.
Arandela presión	M12 - Grado 8.8		US\$/und.	Arandela presión	M12 - Grado 8.8		US\$/und.

- Pernos de unión de la caja				- Pernos de anclaje			
Perno	M10 x 1.5 - 100 - Grado 8.8		US\$/und.	Perno	M12 x 1.75 - Grado 8.8		US\$/und.
Tuercas	M10 x 1.5 - Grado 8.8		US\$/und.	Tuerca	M12 x 1.75 - Grado 8.8		US\$/und.
Arandela plana	M10 - Grado 8.8		US\$/und.	Arandela plana	M12 - Grado 8.8		US\$/und.
Arandela presión	M10 - Grado 8.8		US\$/und.	Arandela presión	M12 - Grado 8.8		US\$/und.

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del estimado de costos

Piñon 1		US\$	Soporte izquierdo eje de entrada		US\$
Engrenaje 1		US\$	Soporte derecho eje de entrada		US\$
Piñon 2		US\$	Separador eje de entrada		US\$
Engrenaje 2		US\$	Soporte izquierdo eje intermedio		US\$
Eje de entrada		US\$	Soporte derecho eje intermedio		US\$
Eje intermedio		US\$	Separador izquierdo eje intermedio		US\$
Eje de salida		US\$	Separador derecho eje intermedio		US\$
Tapa izquierda hueca eje de entrada		US\$	Soporte izquierdo eje de salida		US\$
Tapa izquierda ciega eje intermedio		US\$	Soporte derecho eje de salida		US\$
Tapa derecha ciega eje intermedio		US\$	Separador eje de salida		US\$
Tapa derecha hueca eje de salida		US\$	Bastidor		US\$
Costo del lubricante		US\$	Costo total del reductor		US\$

- Pesos:

Peso del piñón 1		kg	Peso del rodamiento A eje de entrada		kg
Peso del engranaje 1		kg	Peso del rodamiento B eje de entrada		kg
Peso del piñón 2		kg	Peso del rodamiento A eje intermedio		kg
Peso del engranaje 2		kg	Peso del rodamiento B eje intermedio		kg
Peso del eje de entrada		kg	Peso del rodamiento A eje de salida		kg
Peso del eje intermedio		kg	Peso del rodamiento B eje de salida		kg
Peso del eje de salida		kg	Peso del bastidor		kg
Volumen de lubricante		Litros	Peso del lubricante		kg
Peso de tapas de rodamientos		kg	Peso total del reductor		kg

5.

APLICACION



Programa de cálculo de cajas reductoras

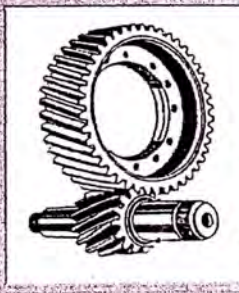
Ingreso de datos para el cálculo de engranajes

Potencia a ser transmitida por los engranajes		Confiabilidad de los engranajes	
Potencia a transmitir	125 kW	Confiabilidad	99% (RDC: 99.99%) 1.7
Velocidad de rotación de los ejes		Relación de transmisión (mg)	
Eje de entrada	2200 rpm	mg x defecto	21.9418
Eje de salida	100 rpm	mg x exceso	22.0491
Procesar		mg x defecto	0.2645
		mg x exceso	0.2222
		mg seleccionado	22.0491

Tipo de aplicación		Régimen de trabajo	
Fuente de poder		3 horas/día	
<input type="checkbox"/> Uniforme (Motor eléctrico o turbina)	<input type="checkbox"/> Choques pequeños (Motores de combustión interna multicitrónicos)	<input type="checkbox"/> 10 horas/día	
<input type="checkbox"/> Choques medianos (Motores de combustión interna de un cilindro)		<input type="checkbox"/> 24 horas/día	

Máquina accionada (elegir el más parecido): Chancadoras de minerales o piedras


Materia de los engranajes: AISI 4340



<< Anterior | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del primer tren de engranajes

Datos comunes		Piñón (P1)	
Addendum o altura de cabeza (a)	6.00 mm	Sentido del ángulo hélice	Derecha
Dedendum o altura de raíz (b)	7.50 mm	Número de dientes (ZP1)	23.00 dientes
Altura total del diente (h)	13.50 mm	Ancho del diente (FP1)	66.00 mm
Altura de trabajo del diente (hk)	12.00 mm	Diámetro de paso (DP1)	168.47 mm
Ángulo de presión normal (φn)	20.00 grados	Diámetro de raíz (DRP1)	153.47 mm
Ángulo de presión transversal (φt)	23.96 grados	Diámetro exterior (DOP1)	180.47 mm
Ángulo de hélice (λ)	95.00 grados	Potencia transmissible por resistencia (PotFRP1)	271.99 kW
Distancia entre centros (C)	479.76 mm	Dureza mínima (HBR1)	390.00 HB
Módulo normal (mn)	6.00 mm/diente	Engranaje (G1)	
Módulo transversal (mt)	7.32 mm/diente	Sentido del ángulo hélice	Izquierda
Potencia a transmitir (P)	125.00 kW	Número de dientes (ZG1)	108.00 dientes
Potencia transmissible por fuerza (PotFR)	171.41 kW	Ancho del diente (FG1)	66.00 mm
		Diámetro de paso (DG1)	781.06 mm
		Diámetro de raíz (DRG1)	776.06 mm
		Diámetro exterior (DOG1)	803.06 mm
		Potencia transmissible por resistencia (PotFRG1)	131.50 kW
		Dureza mínima (HBR1)	370.00 HB

<< Anterior | Procesar | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del segundo tren de engranajes

Datos comunes


Addendum o altura de cabeza (a)	8.00 mm
Dedendum o altura de raíz (b)	10.00 mm
Altura total del diente (h)	18.00 mm
Altura de trabajo del diente (hk)	16.00 mm
Angulo de presión normal (φn)	20.00 grados
Angulo de presión transverasal (φt)	20.65 grados
Angulo de hélice (λ)	15.00 grados
Distancia entre centros (C)	542.48 mm
Módulo normal (mnl)	8.00 mm/diente
Módulo transverasal (mnl)	8.28 mm/diente
Potencia a transmitir (P)	125.00 kW
Potencia transmisible por fatiga (PotFI)	144.63 kW

Piñón (P2)

Sentido del ángulo hélice	Izquierda
Número de dientes (ZP2)	23.00 dientes
Ancho del diente (FP2)	195.00 mm
Diámetro de paso (DP2)	190.49 mm
Diámetro de raíz (DAP2)	170.49 mm
Diámetro exterior (DOP2)	206.49 mm
Potencia transmisible por resistencia (PotRP2)	260.15 kW
Dureza mínima (HBP2)	320.00 HB

Engranaje (G2)

Sentido del ángulo hélice	Derecha
Número de dientes (ZG2)	108.00 dientes
Ancho del diente (FG2)	195.00 mm
Diámetro de paso (DG2)	894.48 mm
Diámetro de raíz (DRG2)	874.48 mm
Diámetro exterior (DOG2)	910.48 mm
Potencia transmisible por resistencia (PotRG2)	132.95 kW
Dureza mínima (HBG2)	300.00 HB



<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de ejes

Tipo de transmisión de entrada y salida

Eje de entrada	Eje de salida
<input type="radio"/> Cadena	<input type="radio"/> Cadena
<input type="radio"/> Faja en V	<input type="radio"/> Faja en V
<input type="radio"/> Faja Plana	<input type="radio"/> Faja Plana
<input type="radio"/> Acople	<input type="radio"/> Acople

Propiedades mecánicas de los ejes

Metal:

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de cohesión del material: 80000 MPa

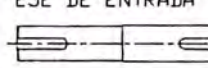
Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa


Teoría de cálculo (fatiga)

- Método de Soderberg con la teoría del esfuerzo cortante máximo
- Método de Soderberg con la teoría de la energía de distorsión
- Método de Goodman modificado con la teoría del esfuerzo cortante máximo
- Método de Goodman modificado con la teoría de la energía de distorsión

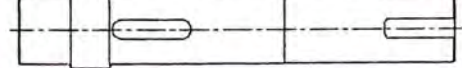
EJE DE ENTRADA



EJE INTERMEDIO



EJE DE SALIDA



NOTAS:
 Para el análisis de los ejes se consideran 02 casos:
 El CASO I se refiere a giro del eje de entrada horario, piñón 1 hélice derecha y piñón 2 hélice izquierda.
 El CASO II se refiere a giro del eje de entrada antihorario, piñón 1 hélice derecha y piñón 2 hélice izquierda.

Factor de seguridad y confiabilidad

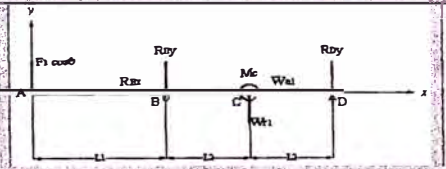
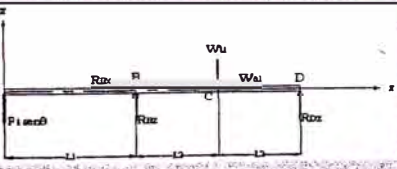
Factor de seguridad: Confiabilidad:

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

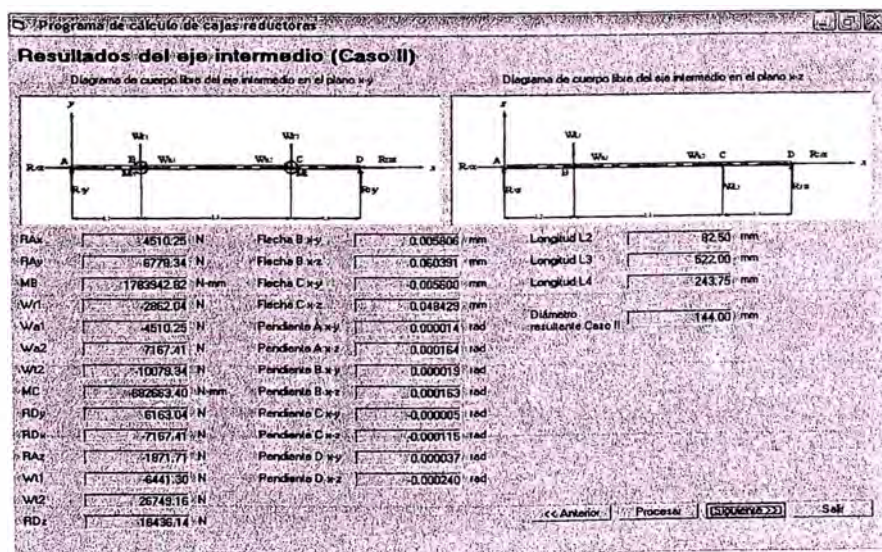
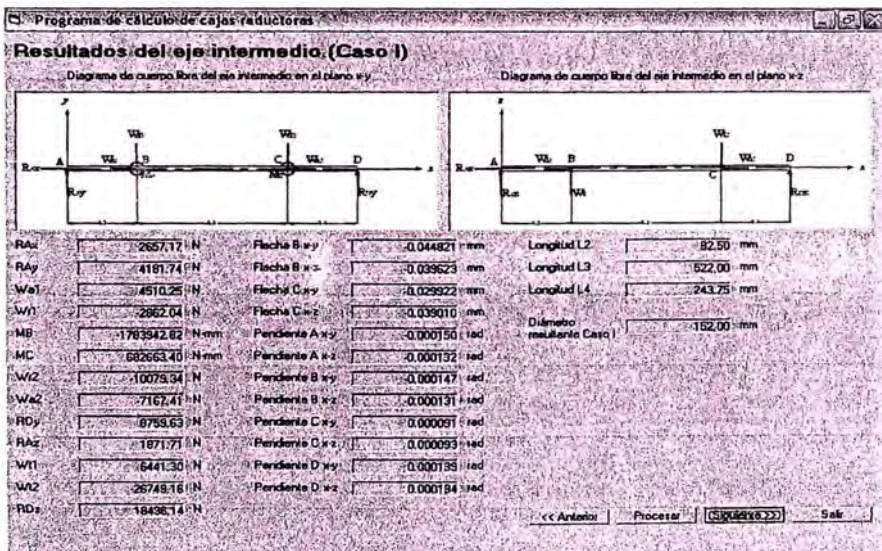
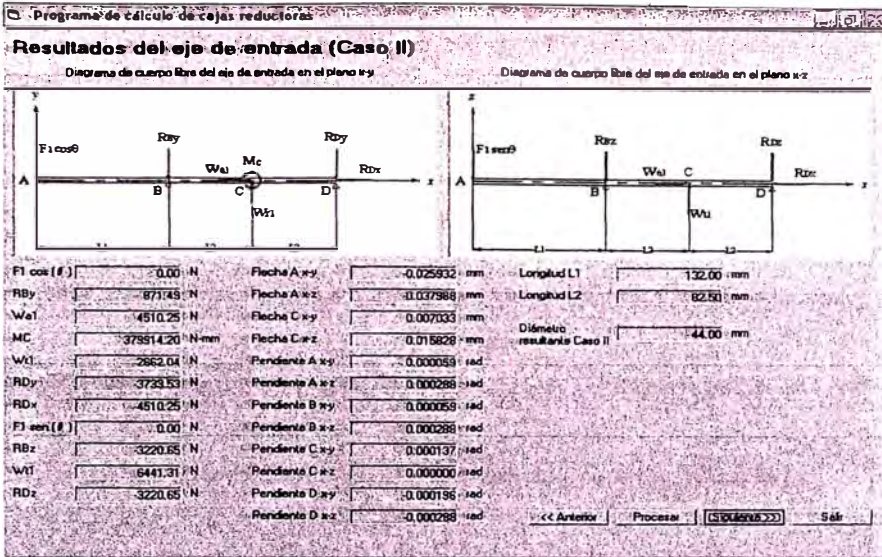
Resultados del eje de entrada (Caso I)

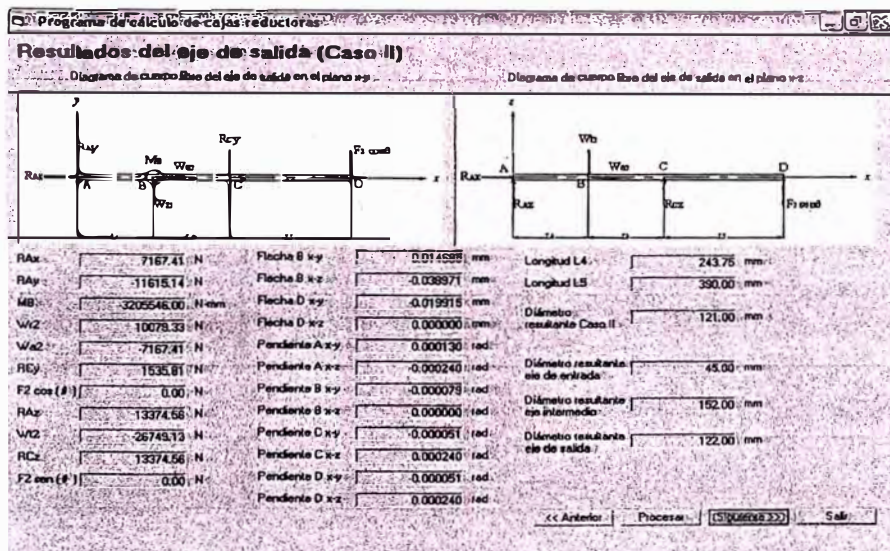
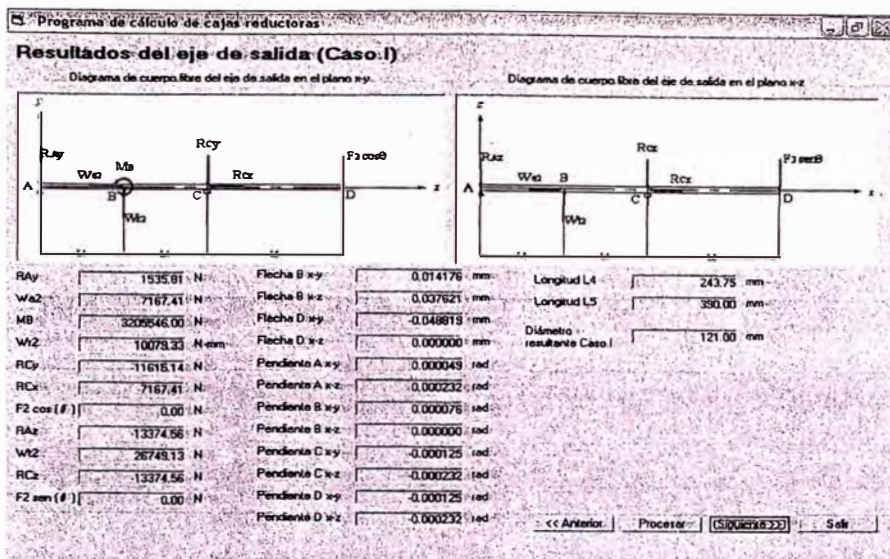
Diagrama de campo libre del eje de entrada en el plano x-y Diagrama de campo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 ox (F)	0.00 N	Flacha A x-y	-0.025932 mm	Longitud L1	132.00 mm
RBx	4510.25 N	Flacha A x-z	0.007988 mm	Longitud L2	82.50 mm
RBz	3733.53 N	Flacha C x-y	0.007033 mm	Diámetro resultante Caso I	44.00 mm
Mc	379814.20 N-mm	Flacha C x-z	-0.015828 mm		
W1	2652.04 N	Pendiente A x-y	0.000196 rad		
Wa1	4510.25 N	Pendiente A x-z	0.000288 rad		
RDy	871.49 N	Pendiente B x-y	0.000196 rad		
F1 ox (F)	0.00 N	Pendiente B x-z	-0.000288 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	0.000137 rad		
W1	6441.31 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000059 rad		
		Pendiente D x-z	0.000288 rad		

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir





Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta:

Material: AISI 4140 Recocido

Esfuerzo de fluencia del material: MPa

Factor de seguridad: 3

Criterio de cálculo:

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador)

Teoría de la energía de distorsión (menos conservador)

Dimensiones de las chavetas:

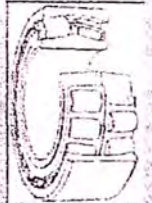
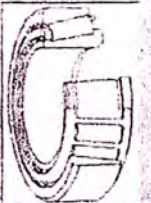
<p>Chaveta 1</p> <p>Longitud: 33.00 mm</p> <p>Ancho: 14.00 mm</p> <p>Alto: 9.00 mm</p>	<p>Chaveta 2</p> <p>Longitud: 55.00 mm</p> <p>Ancho: 14.00 mm</p> <p>Alto: 9.00 mm</p>
<p>Chaveta 3</p> <p>Longitud: 66.00 mm</p> <p>Ancho: 20.00 mm</p> <p>Alto: 12.00 mm</p>	<p>Chaveta 4</p> <p>Longitud: 195.00 mm</p> <p>Ancho: 20.00 mm</p> <p>Alto: 12.00 mm</p>
<p>Chaveta 5</p> <p>Longitud: 195.00 mm</p> <p>Ancho: 32.00 mm</p> <p>Alto: 18.00 mm</p>	<p>Chaveta 6</p> <p>Longitud: 158.00 mm</p> <p>Ancho: 32.00 mm</p> <p>Alto: 18.00 mm</p>

<< Anterior Procesar [Siguientes] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

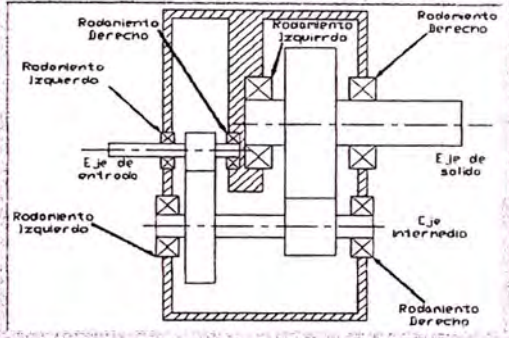
Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos a rótula u oscilantes
 Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración
 Horas de duración de los rodamientos:
 Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor



<< Anterior Procesar [Siguiente] >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante
 Designación: **22312 CC**

d	60 mm
D	130 mm
B	46 mm
da	72 mm
Da	118 mm
ra	2 mm

Cónico
 Designación:

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
 deje:

Rodamiento derecho

Oscilante
 Designación: **22312 CC**

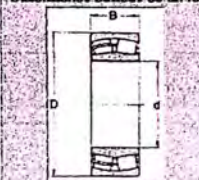
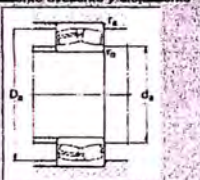
d	60 mm
D	130 mm
B	46 mm
da	72 mm
Da	118 mm
ra	2 mm

Cónico
 Designación:

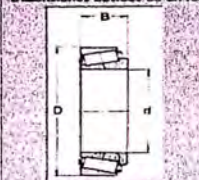
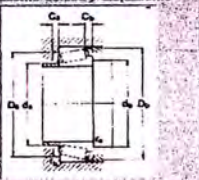
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
 deje:

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar [Siguiente] >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante
 Designación: **23032 CC/W33**

d	160 mm
D	240 mm
B	60 mm
da	172 mm
Da	228 mm
ra	2 mm

Cónico
 Designación:

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
 deje:

Rodamiento derecho

Oscilante
 Designación: **23032 CC/W33**

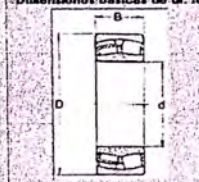
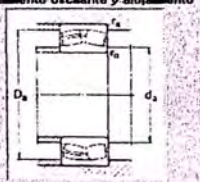
d	160 mm
D	240 mm
B	60 mm
da	172 mm
Da	228 mm
ra	2 mm

Cónico
 Designación:

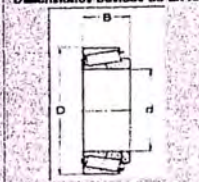
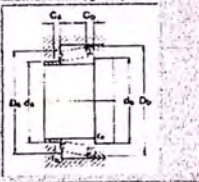
d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
 deje:

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar [Siguiente] >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Declente Designación: 23025 CCAW33

d: 130 mm, D: 200 mm, B: 52 mm, da: 140 mm, Da: 130 mm, ra: 2 mm

Cónico Designación: ---

d: mm, D: mm, B: mm, da: mm, Da: mm, ra: mm, db: mm, rb: mm, Ca: mm, Cb: mm

Diámetro de la sección eje: 130 mm

Rodamiento derecho

Declente Designación: 23025 CCAW33

d: 130 mm, D: 200 mm, B: 52 mm, da: 140 mm, Da: 150 mm, ra: 2 mm

Cónico Designación: ---

d: mm, D: mm, B: mm, da: mm, Da: mm, ra: mm, db: mm, rb: mm, Ca: mm, Cb: mm

Diámetro de la sección eje: 130 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar **Siguiente >>** Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: ASTM A 36

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espesor por flexión vertical: 0.73 mm

Espesor por flexión horizontal: 31.76 mm

Espesor por torsión: 0.42 mm

Espesor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Espesor por flexión vertical: 0.67 mm

Espesor por flexión horizontal: 32.19 mm

Espesor por torsión: 0.66 mm

Espesor resultante: 32.19 mm

Espesor resultante representativo: 38.00 mm

Optimización de resultados

El programa optimizará las longitudes de los ejes. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 16.00

Tapa izquierda del eje intermedio: 8.00

Tapa derecha del eje intermedio: 9.00

Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior Procesar **Siguiente >>** Salir

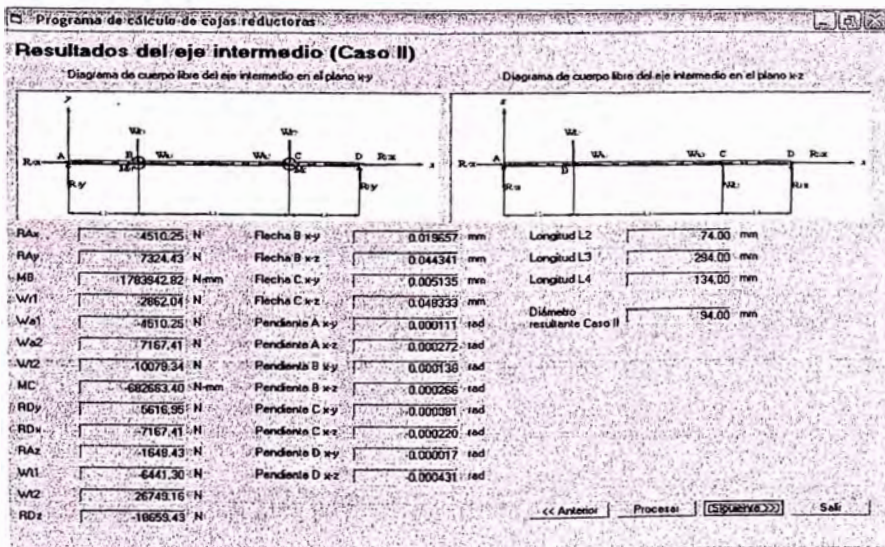
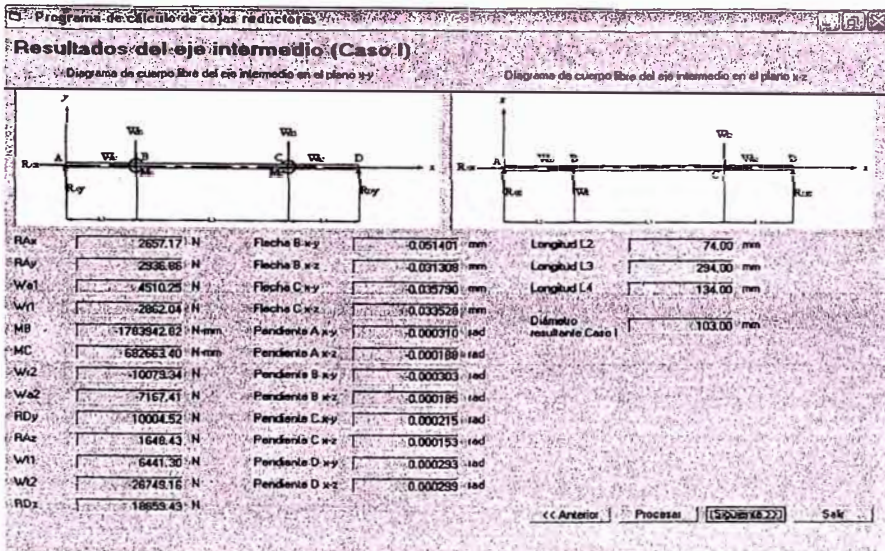
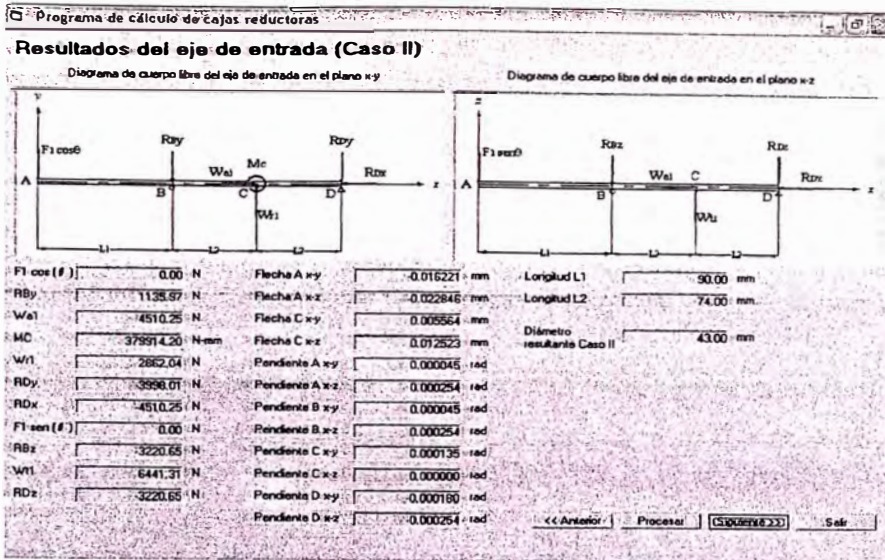
Programa de cálculo de cajas reductoras

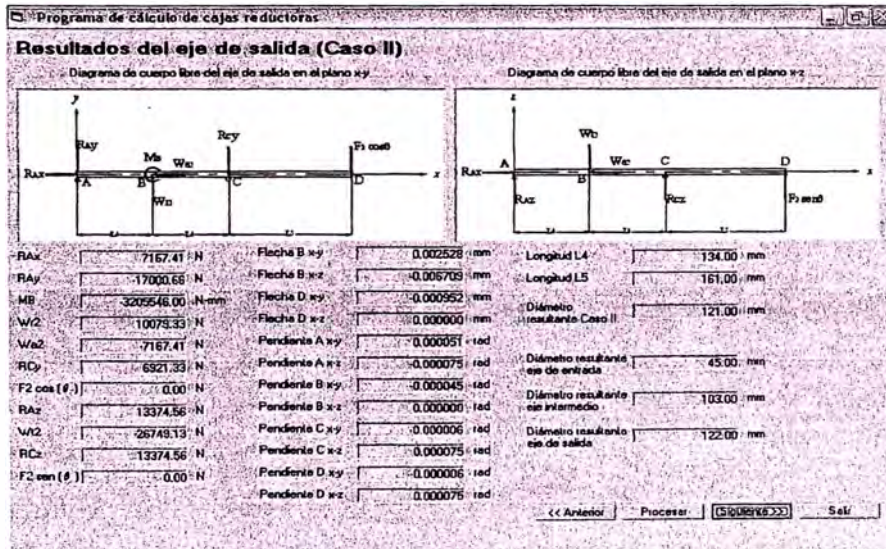
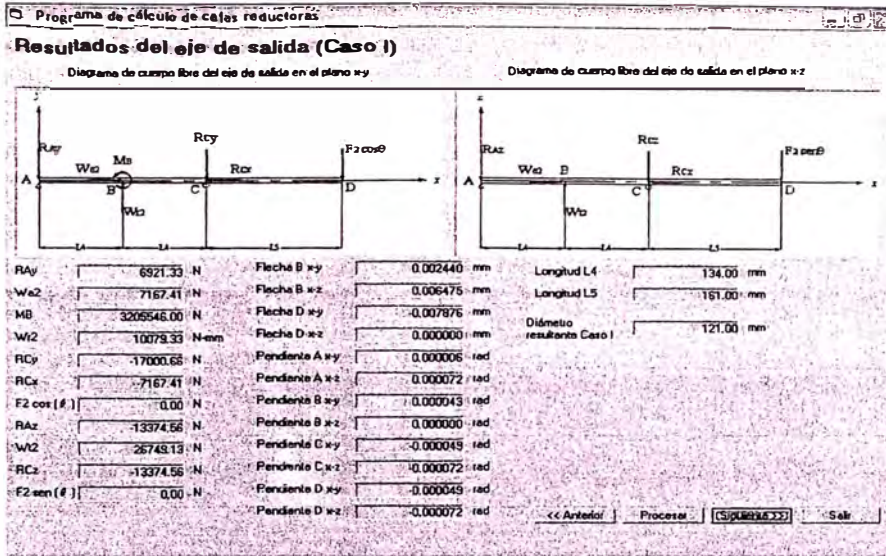
Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xy Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xz

F1 cos (β)	0.00 N	Flèche A xy	-0.016221 mm	Longitud L1	30.00 mm
RBx	4510.26 N	Flèche A xz	0.022846 mm	Longitud L2	74.00 mm
RBz	3998.01 N	Flèche C xy	0.005564 mm	Diámetro resultante Caso I	43.00 mm
Mc	378914.20 N-mm	Flèche C xz	-0.012523 mm		
W1	2662.04 N	Pendiente A xy	-0.000180 rad		
W2	4510.25 N	Pendiente A xz	-0.000254 rad		
RDy	1135.37 N	Pendiente B xy	0.000180 rad		
F1 sen (β)	0.00 N	Pendiente B xz	-0.000254 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente C xy	-0.000135 rad		
W1	6441.31 N	Pendiente C xz	0.000000 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente D xy	-0.000045 rad		
		Pendiente D xz	0.000254 rad		

<< Anterior Procesar **Siguiente >>** Salir





Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material: AISI 4140 Recocido

Esfuerzo de fluencia del material: 414 MPa

Factor de seguridad: 3

Criterio de cálculo

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador)

Teoría de la energía de distorsión (menos conservador)

Dimensiones de las chavetas

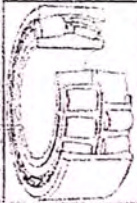
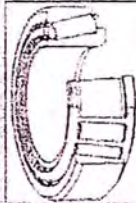
Chaveta 1	Longitud: 39.00 mm	Chaveta 2	Longitud: 65.00 mm
	Ancho: 14.00 mm		Ancho: 14.00 mm
	Alto: 9.00 mm		Alto: 9.00 mm
Chaveta 3	Longitud: 66.00 mm	Chaveta 4	Longitud: 195.00 mm
	Ancho: 25.00 mm		Ancho: 25.00 mm
	Alto: 14.00 mm		Alto: 14.00 mm
Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm	Chaveta 6	Longitud: 158.00 mm
	Ancho: 32.00 mm		Ancho: 32.00 mm
	Alto: 18.00 mm		Alto: 18.00 mm

<< Anterior Procesar [Siguiente]>> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

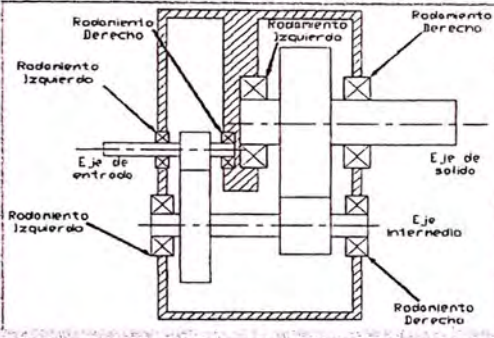
Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos a rótula u oscilantes
 Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración
 Horas de duración de los rodamientos:
 Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor



<< Anterior Procesar **Siguiente** >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: **22312 CC**

d	60 mm
D	130 mm
B	46 mm
da	72 mm
Da	118 mm
ra	2 mm

Dímetro de la sección
deje:

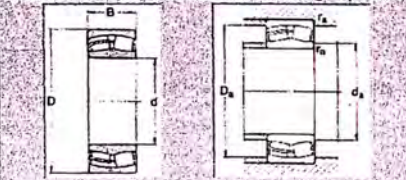
Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: **22312 CC**

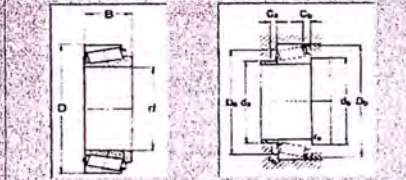
d	60 mm
D	130 mm
B	46 mm
da	72 mm
Da	118 mm
ra	2 mm

Dímetro de la sección
deje:

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



<< Anterior Procesar **Siguiente** >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: **23022 CC**

d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm

Dímetro de la sección
deje:

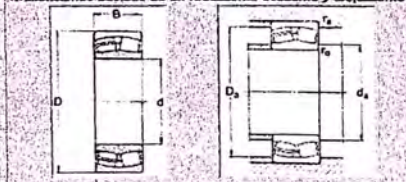
Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: **23122 CCAN/33**

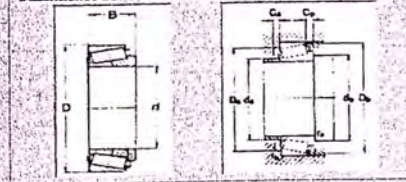
d	110 mm
D	180 mm
B	55 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm

Dímetro de la sección
deje:

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



<< Anterior Procesar **Siguiente** >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Ocilante
Designación: 23026 CC/W33

d: 130 mm
D: 200 mm
B: 52 mm
da: 140 mm
Da: 190 mm
ra: 2 mm

Cónico
Designación: ---

d: --- mm
D: --- mm
B: --- mm
da: --- mm
Da: --- mm
ra: --- mm

Díámetro de la sección
eje: 130 mm

Rodamiento derecho

Ocilante
Designación: 23026 CC/W33

d: 130 mm
D: 200 mm
B: 52 mm
da: 140 mm
Da: 190 mm
ra: 2 mm

Cónico
Designación: ---

d: --- mm
D: --- mm
B: --- mm
da: --- mm
Da: --- mm
ra: --- mm

Díámetro de la sección
eje: 130 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del basidor

Propiedades mecánicas del basidor

Materia: ASTM A 36

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: --- MPa

Esfuerzo de Rotura: --- MPa

Espesores del basidor

Pared lateral izquierda

Espesor por flexión vertical: 0,80 mm

Espesor por flexión horizontal: 31,76 mm

Espesor por torsión: 2,42 mm

Espesor resultante: 31,76 mm

Pared lateral derecha

Espesor por flexión vertical: 0,99 mm

Espesor por flexión horizontal: 32,19 mm

Espesor por torsión: 0,66 mm

Espesor resultante: 32,19 mm

Espesor resultante representativo: 38,00 mm

Optimización de resultados

El programa optimizará las longitudes de los ejes. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encorridados.

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 16,00 mm

Tapa izquierda del eje intermedio: 8,00 mm

Tapa derecha del eje intermedio: 9,00 mm

Tapa derecha del eje de salida: 20,00 mm

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

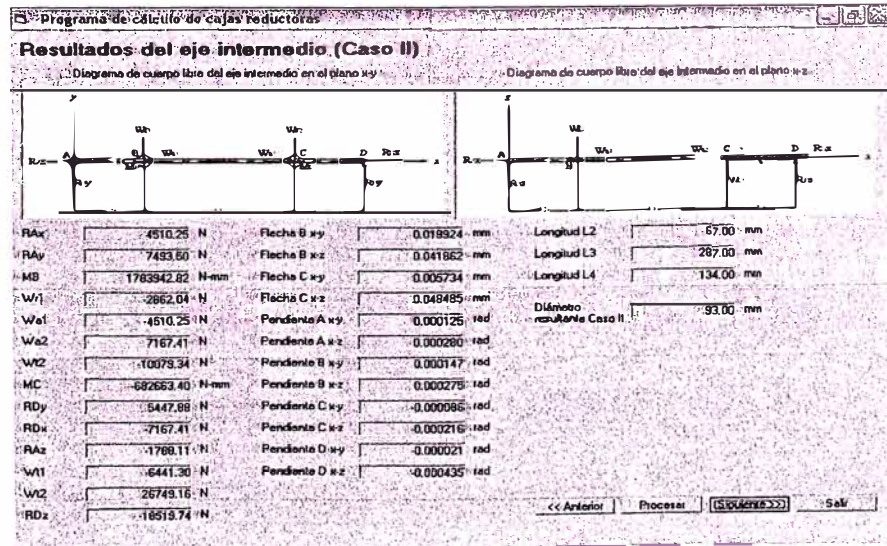
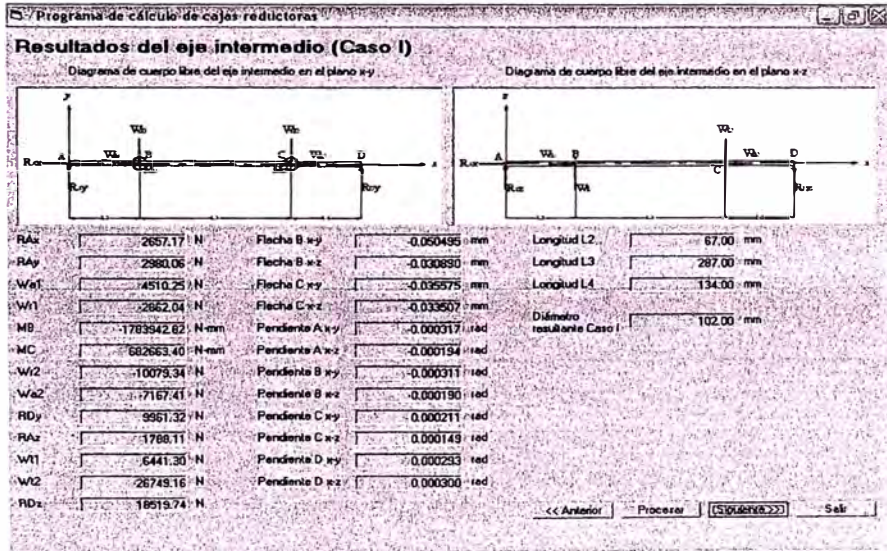
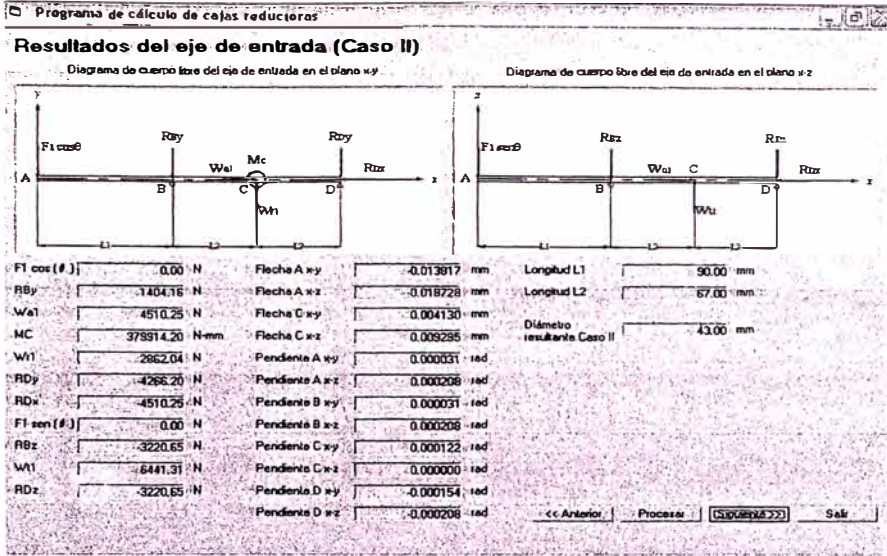
Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xy

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xz

F1 cos(φ)	0,00 N	Flèche A x y	-0,013817 mm	Longitud L1	90,00 mm
RBx	4510,26 N	Flèche A x z	0,016728 mm	Longitud L2	67,00 mm
RBz	-4266,20 N	Flèche B x y	0,004130 mm	Díámetro resultante Caso I	43,00 mm
Mc	-379914,20 N·mm	Flèche C x z	-0,008295 mm		
W1	2862,04 N	Pendiente A x y	-0,000154 rad		
W1	4510,25 N	Pendiente A x z	-0,000208 rad		
RDy	1404,16 N	Pendiente B x y	0,000154 rad		
F1 sen(φ)	0,00 N	Pendiente B x z	-0,000208 rad		
RBz	3220,65 N	Pendiente C x y	-0,000122 rad		
W1	6441,31 N	Pendiente C x z	0,000000 rad		
RDz	3220,65 N	Pendiente D x y	-0,000031 rad		
		Pendiente D x z	0,000208 rad		

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAy	6921.33 N	Flacha B x-y	-0.002440 mm	Longitud L4	134.00 mm
Wb2	7167.41 N	Flacha B x-z	0.006475 mm	Longitud L5	161.00 mm
MB	3205546.00 N·mm	Flacha D x-y	-0.007976 mm	Díámetro resultante Caso I	121.00 mm
Wb1	10079.33 N	Flacha D x-z	0.000000 mm		
RCy	-17000.66 N	Pendiente A x-y	0.000006 rad		
RCx	-7167.41 N	Pendiente A x-z	0.000072 rad		
F2 cos(β)	0.00 N	Pendiente B x-y	0.000043 rad		
RAz	-13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
Wc1	-26748.13 N	Pendiente C x-y	-0.000049 rad		
RCz	-13374.56 N	Pendiente C x-z	-0.000072 rad		
F2 sen(β)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000049 rad		
		Pendiente D x-z	-0.000072 rad		

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAx	7167.41 N	Flacha B x-y	0.002526 mm	Longitud L4	134.00 mm
RAy	-17000.66 N	Flacha B x-z	-0.006705 mm	Longitud L5	161.00 mm
MB	3205546.00 N·mm	Flacha D x-y	-0.009952 mm	Díámetro resultante eje de entrada	45.00 mm
Wb2	110079.33 N	Flacha D x-z	0.000000 mm	Díámetro resultante eje intermedio	102.00 mm
Wb1	-7167.41 N	Pendiente A x-y	0.000051 rad	Díámetro resultante eje de salida	122.00 mm
RCy	6921.33 N	Pendiente A x-z	-0.000075 rad		
F2 cos(β)	0.00 N	Pendiente B x-y	-0.000045 rad		
RAz	-13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
Wc1	-26748.13 N	Pendiente C x-y	-0.000006 rad		
RCz	-13374.56 N	Pendiente C x-z	0.000075 rad		
F2 sen(β)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000006 rad		
		Pendiente D x-z	0.000075 rad		

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material:

Esfuerzo de fluencia del material: MPa

Factor de seguridad:

Criterio de cálculo

Tensión de esfuerzo cortante máximo (más conservador)

Tensión de la energía de distorsión (menos conservador)

Dimensiones de las chavetas


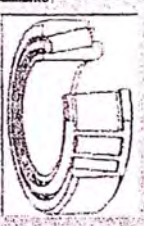
Chaveta 1	Longitud: <input type="text" value="39.00"/> mm	Chaveta 2	Longitud: <input type="text" value="68.00"/> mm
Ancho: <input type="text" value="14.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="14.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="14.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="14.00"/> mm
Alto: <input type="text" value="9.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="9.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="9.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="9.00"/> mm
Chaveta 3	Longitud: <input type="text" value="66.00"/> mm	Chaveta 4	Longitud: <input type="text" value="195.00"/> mm
Ancho: <input type="text" value="25.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="25.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="25.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="25.00"/> mm
Alto: <input type="text" value="14.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="14.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="14.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="14.00"/> mm
Chaveta 5	Longitud: <input type="text" value="195.00"/> mm	Chaveta 6	Longitud: <input type="text" value="158.00"/> mm
Ancho: <input type="text" value="32.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="32.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="32.00"/> mm	Ancho: <input type="text" value="32.00"/> mm
Alto: <input type="text" value="18.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="18.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="18.00"/> mm	Alto: <input type="text" value="18.00"/> mm

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos a rótula u oscilantes

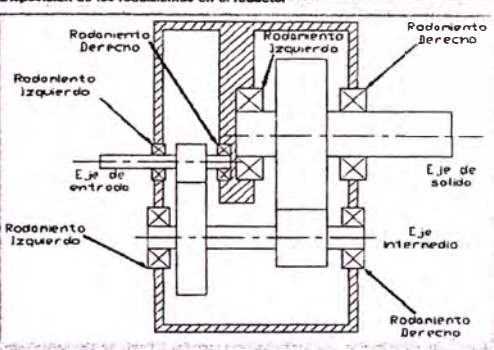
Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración: 45000

Horas de duración de los rodamientos: 45000

Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante

Designación: 22312 CC

d	60 mm
D	130 mm
B	46 mm
da	72 mm
Da	118 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección

deje: 60 mm

Rodamiento derecho

Oscilante

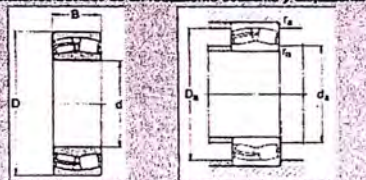
Designación: 22312 CC

d	60 mm
D	130 mm
B	46 mm
da	72 mm
Da	118 mm
ra	2 mm

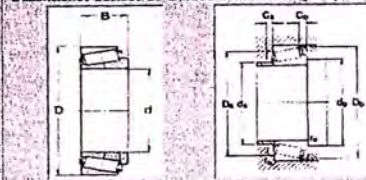
Díámetro de la sección

deje: 60 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante

Designación: 23022 CC

d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección

deje: 110 mm

Rodamiento derecho

Oscilante

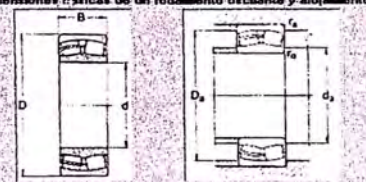
Designación: 23122 CC/W33

d	110 mm
D	180 mm
B	55 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm

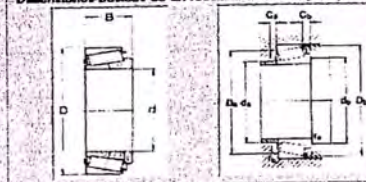
Díámetro de la sección

deje: 110 mm

Dimensiones físicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 23026 CC/W33

Cónico
Designación: ---

d	130 mm	d	mm
D	200 mm	D	mm
B	52 mm	B	mm
da	140 mm	da	mm
Da	190 mm	Da	mm
ra	2 mm	ra	mm

Dímetro de la sección
deje: 130 mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 23026 CC/W33

Cónico
Designación: ---

d	130 mm	d	mm
D	200 mm	D	mm
B	52 mm	B	mm
da	140 mm	da	mm
Da	190 mm	Da	mm
ra	2 mm	ra	mm

Dímetro de la sección
deje: 130 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar [SIGUIENTE] >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: ASTM A 36

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de fluencia: MPa

Esfuerzo de rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espesor por flexión vertical: 0.83 mm

Espesor por flexión horizontal: 31.76 mm

Espesor por torsión: 0.42 mm

Espesor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Espesor por flexión vertical: 0.99 mm

Espesor por flexión horizontal: 32.19 mm

Espesor por torsión: 0.66 mm

Espesor resultante: 32.19 mm

Espesor resultante representativo: 38.00 mm

Optimización de resultados

El programa optimizará el diámetro del eje de entrada, debido a que falla por fatiga en la zona del chavetero de extremo en voladizo. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes enconstrados.

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 16.00

Tapa izquierda del eje intermedio: 8.00

Tapa derecha del eje intermedio: 9.00

Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior Procesar [SIGUIENTE] >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

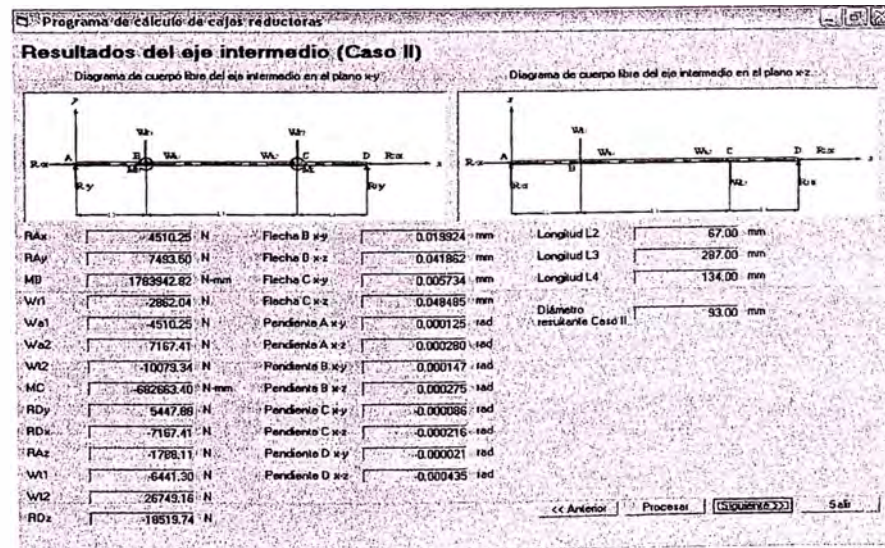
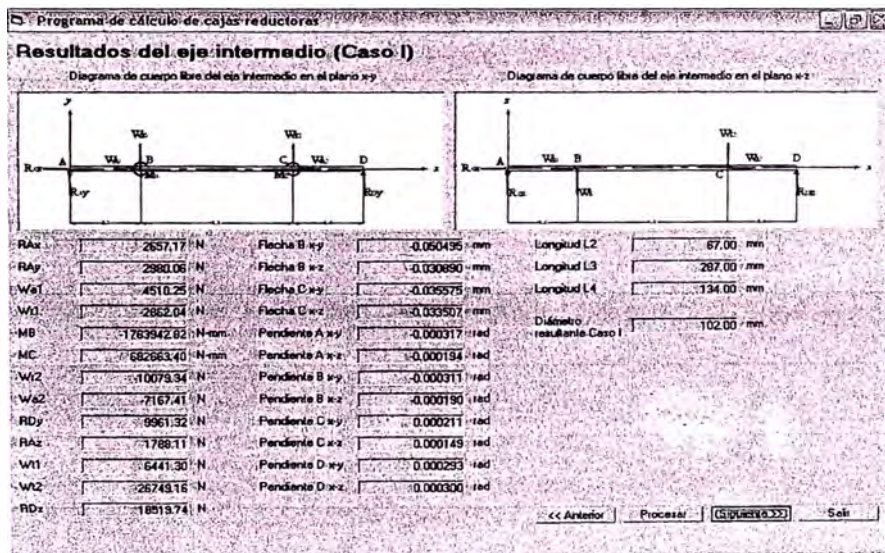
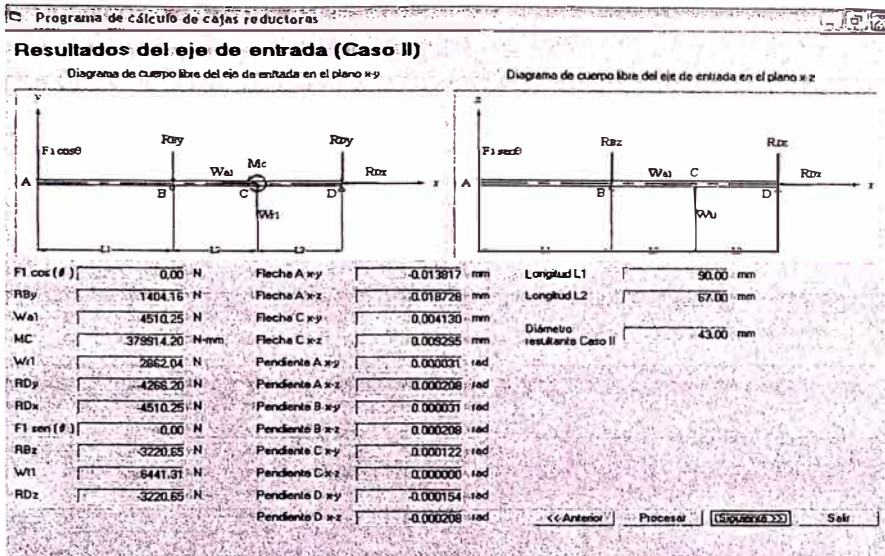
Resultados del eje de entrada (Caso I)

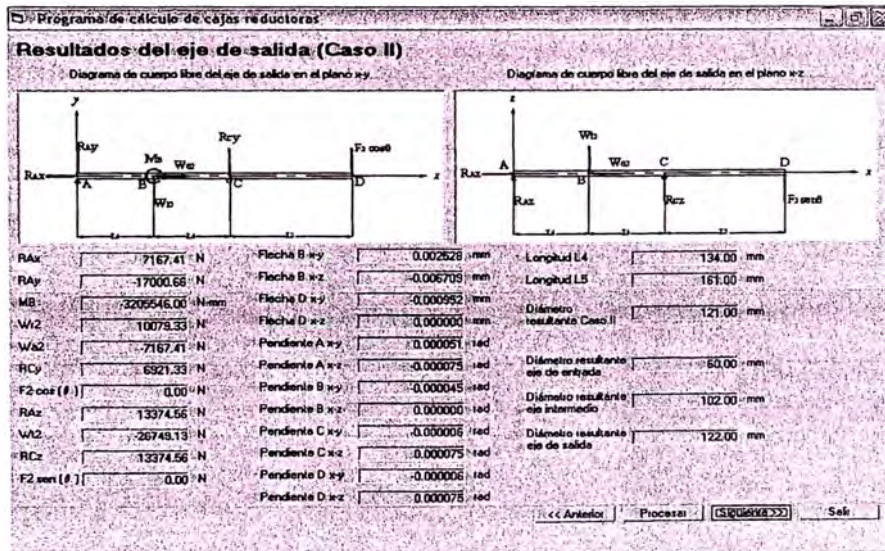
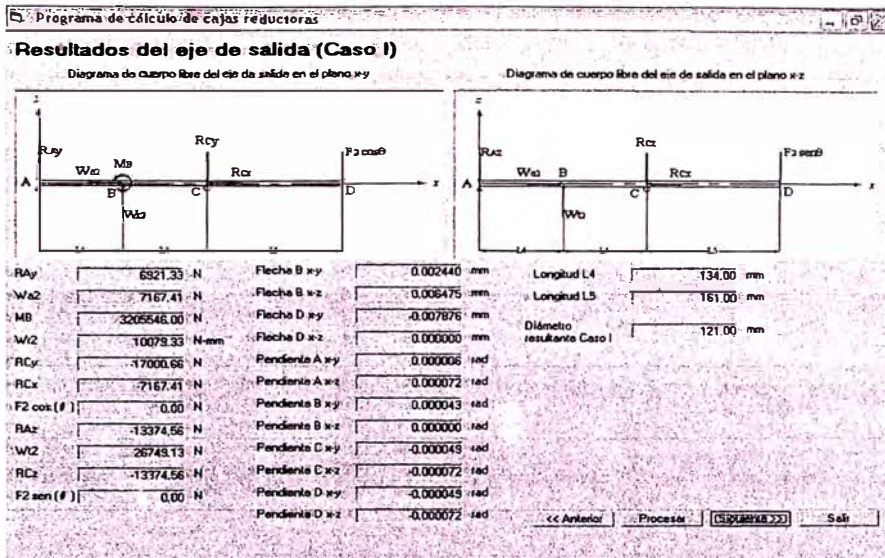
Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos(theta)	0.00 N	Flèche A x-y	-0.013817 mm	Longitud L1	90.00 mm
RBx	4510.25 N	Flèche A x-z	0.018728 mm	Longitud L2	67.00 mm
RBz	4266.20 N	Flèche C x-y	0.004130 mm	Dímetro resultante Caso I	43.00 mm
Mc	-379814.20 N·mm	Flèche C x-z	-0.009295 mm		
W1	2862.04 N	Pendiente A x-y	0.000164 rad		
Wz	4510.25 N	Pendiente A x-z	-0.000208 rad		
RDy	1404.16 N	Pendiente B x-y	0.000154 rad		
F1 sen(theta)	0.00 N	Pendiente B x-z	-0.000208 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	-0.000122 rad		
W1	-6441.51 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000031 rad		
		Pendiente D x-z	0.000208 rad		

<< Anterior Procesar [SIGUIENTE] >> Salir





Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material: AISI 4140 Recocido
 Esfuerzo de fluencia del material: 617.0 MPa
 Factor de seguridad: 3.7

Criterio de cálculo

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador) ?
 Teoría de la energía de distorsión (menos conservador) ?

Dimensiones de las chavetas

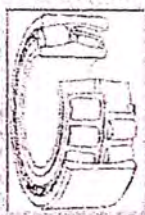
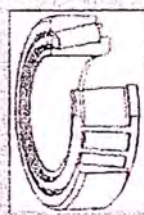
Chaveta 1 Longitud: 30.00 mm Ancho: 14.00 mm Alto: 9.00 mm	Chaveta 2 Longitud: 66.00 mm Ancho: 14.00 mm Alto: 9.00 mm
Chaveta 3 Longitud: 66.00 mm Ancho: 25.00 mm Alto: 14.00 mm	Chaveta 4 Longitud: 195.00 mm Ancho: 25.00 mm Alto: 14.00 mm
Chaveta 5 Longitud: 195.00 mm Ancho: 32.00 mm Alto: 18.00 mm	Chaveta 6 Longitud: 158.00 mm Ancho: 32.00 mm Alto: 18.00 mm

<< Anterior Procesar [Siguiente] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

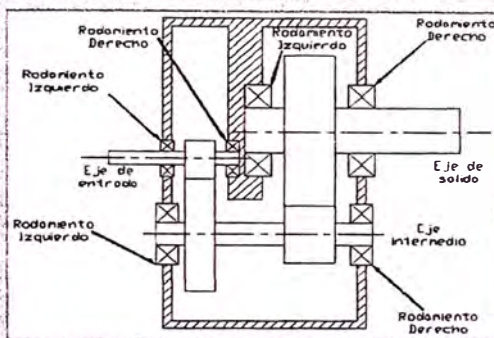
Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos a rolete u oscilantes
 Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración
 Horas de duración de los rodamientos:
 Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor



<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación:

d	65 mm
D	140 mm
B	48 mm
da	77 mm
Da	128 mm
ra	2 mm

Díametro de la sección
deje:

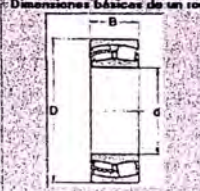
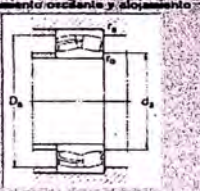
Rodamiento derecho

Oscilante
Designación:

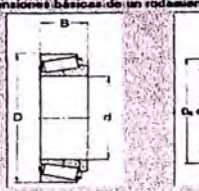
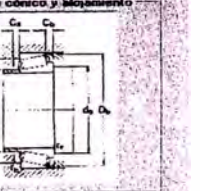
d	65 mm
D	140 mm
B	48 mm
da	77 mm
Da	128 mm
ra	2 mm

Díametro de la sección
deje:

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación:

d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm

Díametro de la sección
deje:

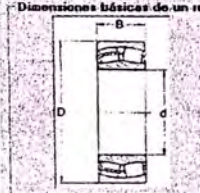
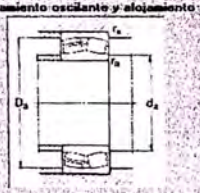
Rodamiento derecho

Oscilante
Designación:

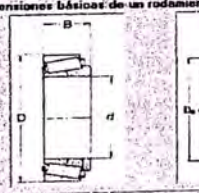
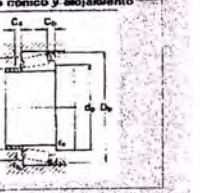
d	110 mm
D	160 mm
B	68 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm

Díametro de la sección
deje:

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Oscilante Designación: 23026 CCAW33

Cónico Designación: ---

d	130 mm	d	mm
D	200 mm	D	mm
B	52 mm	B	mm
da	140 mm	da	mm
Da	190 mm	Da	mm
ra	2 mm	ra	mm
db	mm	db	mm
Db	mm	Db	mm
rb	mm	rb	mm
Ce	mm	Ce	mm
Cb	mm	Cb	mm

Diámetro de la sección: dea = 130 mm

Rodamiento derecho

Oscilante Designación: 23026 CCAW33

Cónico Designación: ---

d	130 mm	d	mm
D	200 mm	D	mm
B	52 mm	B	mm
da	140 mm	da	mm
Da	190 mm	Da	mm
ra	2 mm	ra	mm
db	mm	db	mm
Db	mm	Db	mm
rb	mm	rb	mm
Ce	mm	Ce	mm
Cb	mm	Cb	mm

Diámetro de la sección: dea = 130 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Mátem: ASTM A 36

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espesor por flexión vertical	0.83 mm
Espesor por flexión horizontal	31.76 mm
Espesor por torsión	0.42 mm
Espesor resultante	31.76 mm

Pared lateral derecha

Espesor por flexión vertical	0.93 mm
Espesor por flexión horizontal	32.19 mm
Espesor por torsión	0.66 mm
Espesor resultante	32.19 mm
Espesor resultante representativo	38.00 mm

Optimización de resultados

El programa optimiza las longitudes de los ejes. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada	15.00
Tapa izquierda del eje intermedio	8.00
Tapa derecha del eje intermedio	8.00
Tapa derecha del eje de salida	20.00

Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

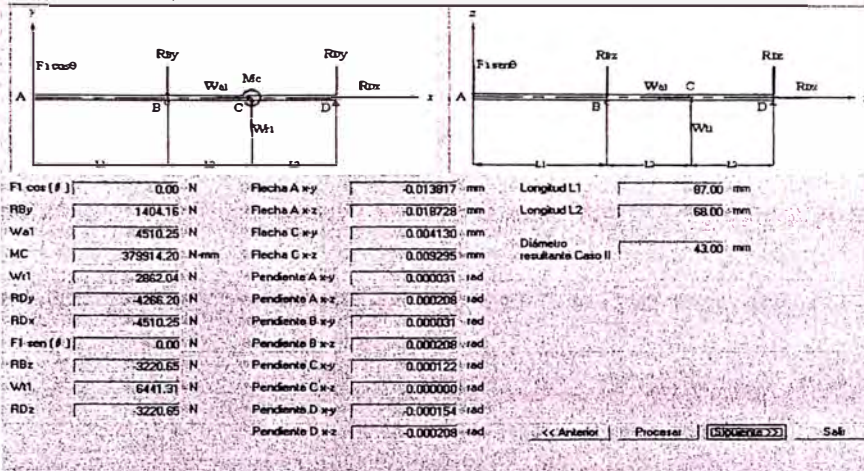
Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos(theta)	0.00 N	Flèche A x-y	-0.013817 mm	Longitud L1	67.00 mm
RBx	-4510.26 N	Flèche A x-z	0.019726 mm	Longitud L2	68.00 mm
RBy	-4268.20 N	Flèche C x-y	0.004130 mm	Diámetro resultante Caso I	43.00 mm
Mc	-379914.20 Nmm	Flèche C x-z	-0.009295 mm		
Ww1	2962.04 N	Pendiente A x-y	0.000154 rad		
Ww1	-4510.26 N	Pendiente A x-z	-0.000208 rad		
RDy	1404.16 N	Pendiente B x-y	0.000154 rad		
F1 sen(theta)	0.00 N	Pendiente B x-z	-0.000208 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	-0.000122 rad		
Ww1	-6441.31 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000031 rad		
		Pendiente D x-z	0.000208 rad		

Resultados del eje de entrada (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

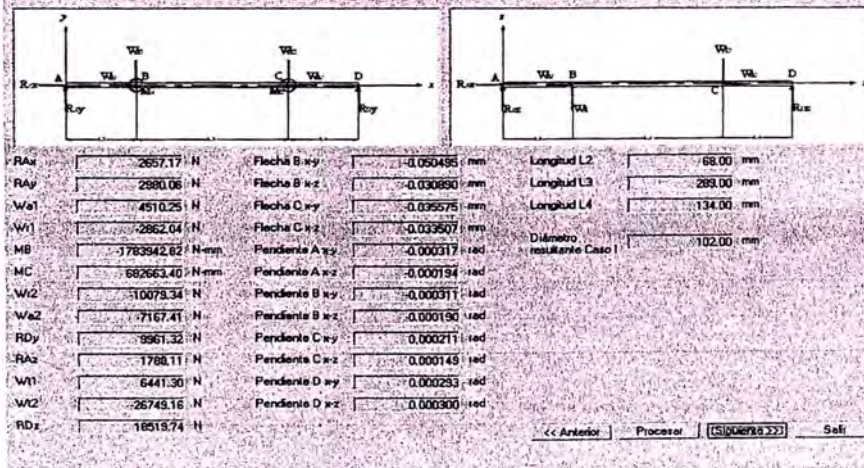
Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z



Resultados del eje intermedio (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-y

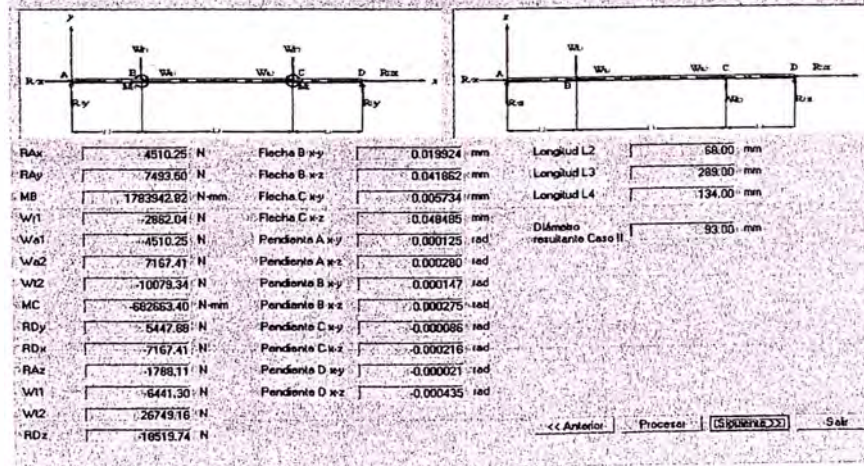
Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-z



Resultados del eje intermedio (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-z



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAy	6921.33 N	Flacha B x-y	0.002440 mm	Longitud L4	134.00 mm
WA2	7167.41 N	Flacha B x-z	0.006475 mm	Longitud L5	161.00 mm
MB	3205546.00 N-mm	Flacha D x-y	-0.007976 mm	Díámetro resultante Caso I	121.00 mm
WA1	10079.33 N	Flacha D x-z	0.000000 mm		
RCy	17000.66 N	Pendiente A x-y	0.000006 rad		
RCx	7167.41 N	Pendiente A x-z	0.000072 rad		
F2 cos (beta)	0.00 N	Pendiente B x-y	0.000043 rad		
RAz	-13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
WA2	26749.13 N	Pendiente C x-y	-0.000049 rad		
RCz	-13374.56 N	Pendiente C x-z	-0.000072 rad		
F2 sen (beta)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000049 rad		
		Pendiente D x-z	-0.000072 rad		

<< Anterior Procesar [Siguiente >>>] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAx	7167.41 N	Flacha B x-y	0.002528 mm	Longitud L4	134.00 mm
RAy	17000.66 N	Flacha B x-z	-0.006709 mm	Longitud L5	161.00 mm
MB	3205546.00 N-mm	Flacha D x-y	-0.000952 mm	Díámetro resultante Caso II	121.00 mm
WA1	10079.33 N	Flacha D x-z	0.000000 mm		
WA2	7167.41 N	Pendiente A x-y	0.000051 rad	Díámetro resultante eje de entrada	60.00 mm
RCy	6921.33 N	Pendiente A x-z	-0.000073 rad	Díámetro resultante eje intermedio	102.00 mm
F2 cos (beta)	0.00 N	Pendiente B x-y	0.000045 rad	Díámetro resultante eje de salida	122.00 mm
RAz	13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
WA2	26749.13 N	Pendiente C x-y	-0.000006 rad		
RCz	13374.56 N	Pendiente C x-z	0.000075 rad		
F2 sen (beta)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000006 rad		
		Pendiente D x-z	0.000076 rad		

<< Anterior Procesar [Siguiente >>>] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material: AISI 4140 Recocido

Esfuerzo de fluencia del material: 610 MPa

Factor de seguridad: 3

Criterio de cálculo

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador)

Teoría de la energía de distorsión (menos conservador)

Dimensiones de las chavetas

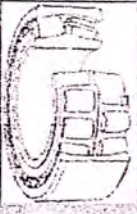
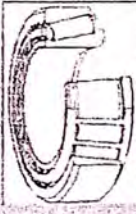
Chaveta 1	Longitud: 30.00 mm	Chaveta 2	Longitud: 66.00 mm
	Ancho: 14.00 mm		Ancho: 14.00 mm
	Alto: 9.00 mm		Alto: 9.00 mm
Chaveta 3	Longitud: 66.00 mm	Chaveta 4	Longitud: 195.00 mm
	Ancho: 25.00 mm		Ancho: 25.00 mm
	Alto: 14.00 mm		Alto: 14.00 mm
Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm	Chaveta 6	Longitud: 158.00 mm
	Ancho: 32.00 mm		Ancho: 32.00 mm
	Alto: 18.00 mm		Alto: 18.00 mm

<< Anterior Procesar [Siguiente >>>] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

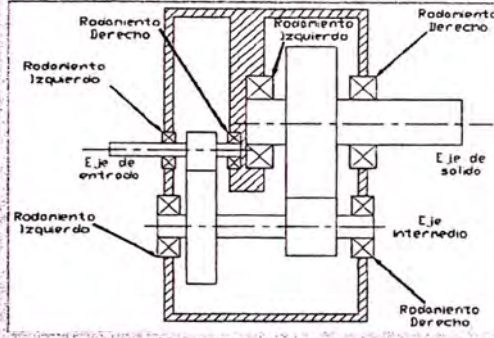
Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos a rótula u oscilantes
 Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración:
 Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor



<< Anterior Procesar **Selección >>>** Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante	
Designación	22313 CC
d	65 mm
D	140 mm
B	48 mm
da	77 mm
Da	128 mm
ra	2 mm
rb	mm
rb	mm
Cb	mm
Cb	mm

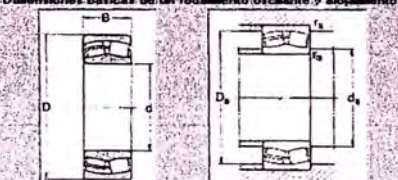
Diámetro de la sección de eje: 65 mm

Rodamiento derecho

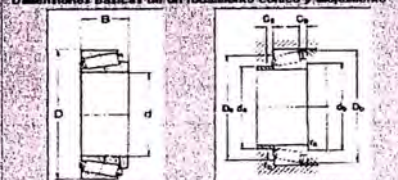
Oscilante	
Designación	22313 CC
d	65 mm
D	140 mm
B	48 mm
da	77 mm
Da	128 mm
ra	2 mm
rb	mm
rb	mm
Cb	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección de eje: 65 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



<< Anterior Procesar **Selección >>>** Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante	
Designación	23022 CC
d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm
rb	mm
rb	mm
Cb	mm
Cb	mm

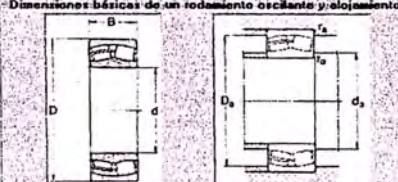
Diámetro de la sección de eje: 110 mm

Rodamiento derecho

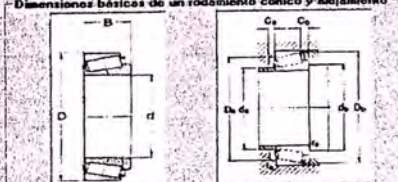
Oscilante	
Designación	23122 CCAW33
d	110 mm
D	180 mm
B	56 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm
rb	mm
rb	mm
Cb	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección de eje: 110 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



<< Anterior Procesar **Selección >>>** Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Designación	23026 CCAW33	Cónico	Designación	
d	130 mm	d		mm
D	200 mm	D		mm
B	52 mm	B		mm
da	140 mm	da		mm
Da	190 mm	Da		mm
ra	2 mm	ra		mm
Diámetro de la sección de eje	130 mm	db		mm
		Db		mm
		rb		mm
		Ce		mm
		Cb		mm

Rodamiento derecho

Designación	23026 CCAW33	Cónico	Designación	
d	130 mm	d		mm
D	200 mm	D		mm
B	52 mm	B		mm
da	140 mm	da		mm
Da	190 mm	Da		mm
ra	2 mm	ra		mm
Diámetro de la sección de eje	130 mm	db		mm
		Db		mm
		rb		mm
		Ce		mm
		Cb		mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar **Siguiente** >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: **ASTM A 36**

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: 248 MPa

Esfuerzo de Rotura: 370 MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espeor por flexión vertical: 0.83 mm

Espeor por flexión horizontal: 31.76 mm

Espeor por torsión: 0.42 mm

Espeor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Espeor por flexión vertical: 0.99 mm

Espeor por flexión horizontal: 32.19 mm

Espeor por torsión: 0.66 mm

Espeor resultante: 32.19 mm

Espeor resultante representativo: 38.00 mm

Optimización de resultados

El programa optimizará el diámetro del eje de entrada, debido a que falla por fatiga en el cambio de sección del diámetro interior del eje y el diámetro interior del rodamiento A. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Aceptar

Espeores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 16.00

Tapa izquierda del eje intermedio: 8.00

Tapa derecha del eje intermedio: 9.00

Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior Procesar **Siguiente** >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

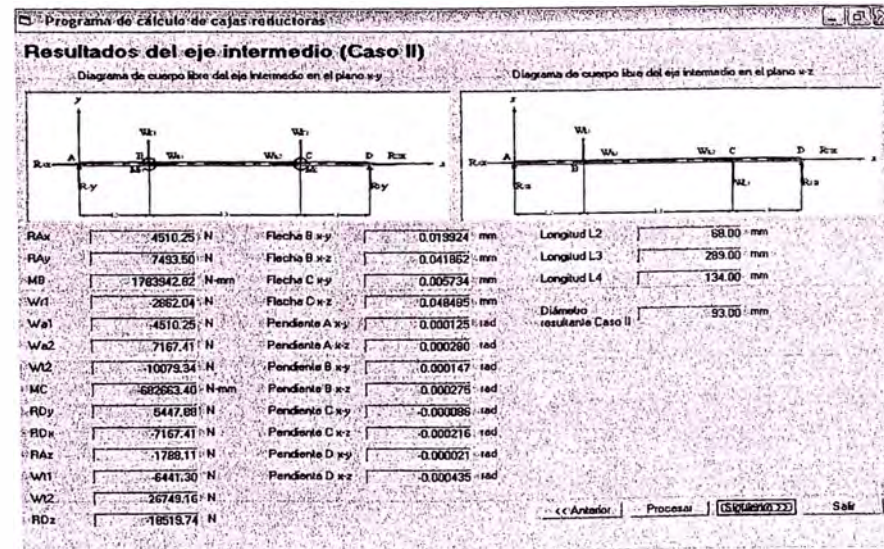
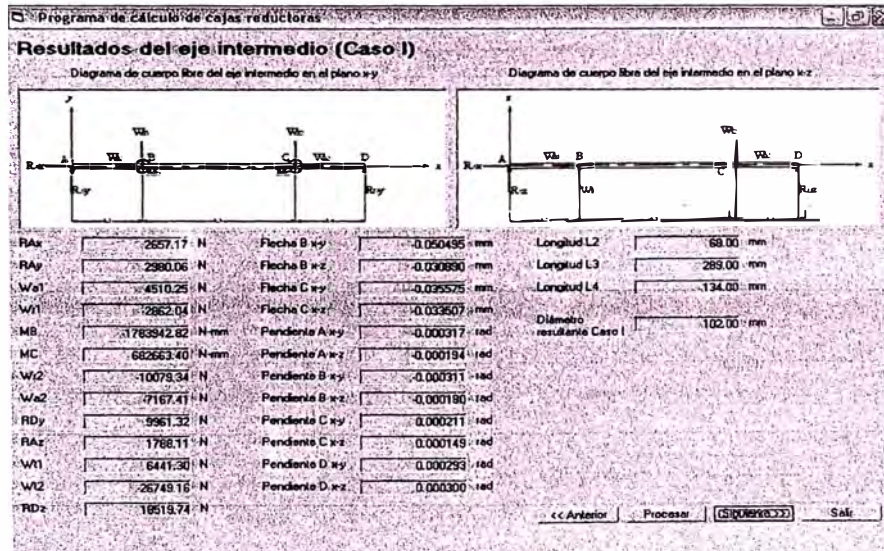
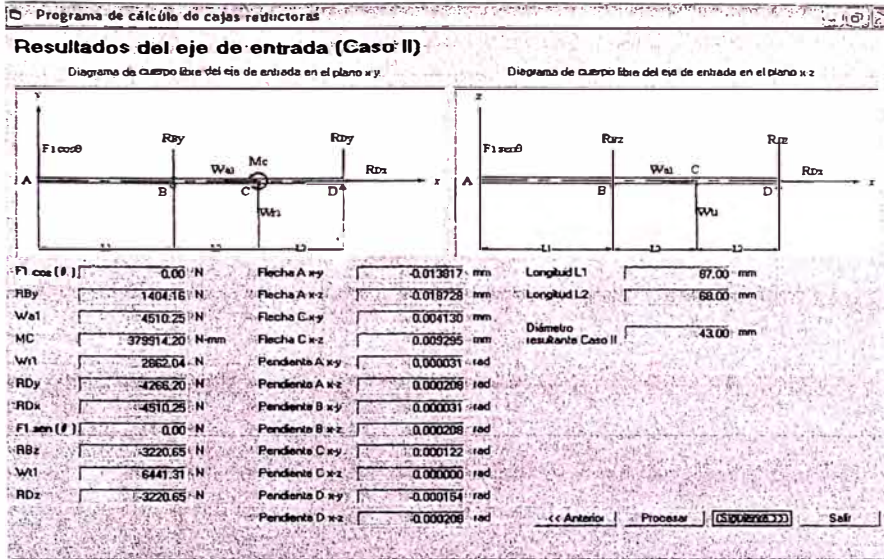
Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos(θ)	0.00 N	Flèche A x-y	-0.013817 mm	Longitud L1	67.00 mm
RBx	4510.25 N	Flèche A x-z	0.018728 mm	Longitud L2	68.00 mm
RBy	4266.20 N	Flèche C x-y	0.004130 mm	Diámetro resultante Caso I	43.00 mm
Mc	-379914.20 N·mm	Flèche C x-z	-0.005295 mm		
W1	2862.04 N	Pendiente A x-y	0.000154 rad		
W2	4510.25 N	Pendiente A x-z	-0.000268 rad		
RDy	1404.16 N	Pendiente B x-y	0.000154 rad		
F1 sen(θ)	0.00 N	Pendiente B x-z	-0.000268 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	-0.000122 rad		
W1	6441.31 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000031 rad		
		Pendiente D x-z	0.000268 rad		

<< Anterior Procesar **Siguiente** >> Salir



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAY	6921.33 N	Flacha B x-y	0.002440 mm	Longitud L4	134.00 mm
W _{a2}	-7167.41 N	Flacha B x-z	0.008475 mm	Longitud L5	167.00 mm
MB	-320548.00 N-mm	Flacha D x-y	-0.007876 mm	Díametro resultante Caso I	121.00 mm
W ₂	10079.33 N	Flacha D x-z	0.000000 mm		
RCy	-17000.66 N	Pendiente A x-y	0.000006 rad		
RCx	-7167.41 N	Pendiente A x-z	0.000072 rad		
F2 cos(φ)	0.00 N	Pendiente B x-y	0.000043 rad		
RAz	-13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
W ₂	26748.13 N	Pendiente C x-y	-0.000049 rad		
RCz	-13374.56 N	Pendiente C x-z	-0.000072 rad		
F2 sen(φ)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000049 rad		
		Pendiente D x-z	0.000072 rad		

« Anterior Procesar (S) (D) (R) (E) (C) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAx	7167.41 N	Flacha B x-y	0.002526 mm	Longitud L4	134.00 mm
RAY	-17000.66 N	Flacha B x-z	-0.006703 mm	Longitud L5	167.00 mm
MB	-320548.00 N-mm	Flacha D x-y	-0.009952 mm	Díametro resultante Caso II	121.00 mm
W ₂	10079.33 N	Flacha D x-z	0.000000 mm	Díametro resultante eje de entrada	68.00 mm
RCy	6921.33 N	Pendiente A x-y	0.000051 rad	Díametro resultante eje intermedio	102.00 mm
F2 cos(φ)	0.00 N	Pendiente A x-z	-0.000078 rad	Díametro resultante eje de salida	122.00 mm
RAz	-13374.56 N	Pendiente B x-y	-0.000045 rad		
W ₂	26748.13 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
RCx	13374.56 N	Pendiente C x-y	-0.000006 rad		
F2 sen(φ)	0.00 N	Pendiente C x-z	0.000075 rad		
		Pendiente D x-y	-0.000006 rad		
		Pendiente D x-z	0.000075 rad		

« Anterior Procesar (S) (D) (R) (E) (C) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material: AISI 4140 Recocido
 Esfuerzo de fluencia del material: MPa
 Factor de seguridad: 3

Criterio de cálculo

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador)
 Teoría de la energía de distorsión (menos conservador)

Dimensiones de las chavetas

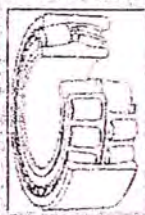
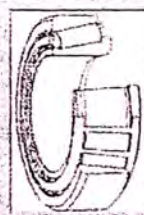
Chaveta 1	Longitud: 31.00 mm	Chaveta 2	Longitud: 66.00 mm
Ancho: 12.00 mm	Chaveta 3	Ancho: 25.00 mm	Longitud: 195.00 mm
Alto: 8.00 mm	Ancho: 25.00 mm	Alto: 14.00 mm	Longitud: 150.00 mm
Chaveta 4	Longitud: 66.00 mm	Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm
Ancho: 25.00 mm	Alto: 14.00 mm	Ancho: 32.00 mm	Alto: 18.00 mm
Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm	Chaveta 6	Longitud: 150.00 mm
Ancho: 32.00 mm	Alto: 18.00 mm	Ancho: 32.00 mm	Alto: 18.00 mm

« Anterior Procesar (S) (D) (R) (E) (C) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento

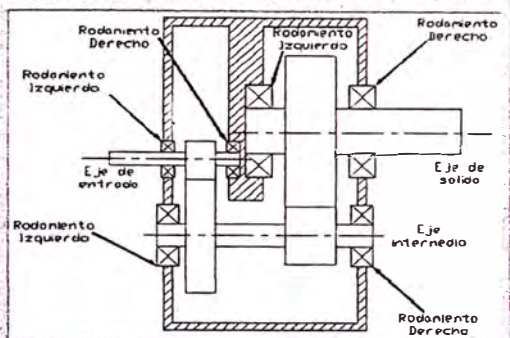
Rodamiento de rodillos e róbulos u oscilantes Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración

Horas de duración de los rodamientos:

Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante

Designación: **22314 CCAW33**

d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	82 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección

deja: 70 mm

Cónico

Designación: _____

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante

Designación: **22314 CCAW33**

d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	82 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección

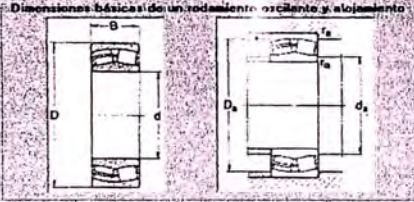
deja: 70 mm

Cónico

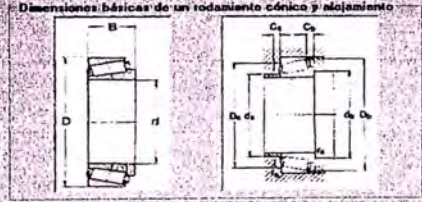
Designación: _____

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante

Designación: **23022 CC**

d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección

deja: 110 mm

Cónico

Designación: _____

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante

Designación: **23122 CCAW33**

d	110 mm
D	160 mm
B	56 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección

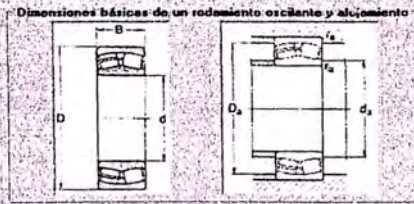
deja: 110 mm

Cónico

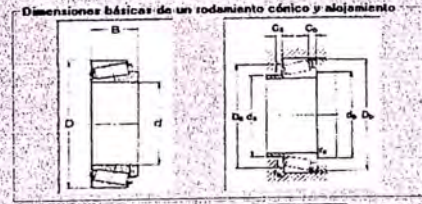
Designación: _____

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Designación	23026 CC/W33	Cónico	Designación	
d	130 mm	d		mm
D	200 mm	D		mm
B	52 mm	B		mm
da	140 mm	da		mm
Da	190 mm	Da		mm
ra	2 mm	ra		mm
rb		rb		mm
Db		Db		mm
rb		rb		mm
Ca		Ca		mm
Cb		Cb		mm

Diámetro de la sección de eje: 130 mm

Rodamiento derecho

Designación	23026 CC/W33	Cónico	Designación	
d	130 mm	d		mm
D	200 mm	D		mm
B	52 mm	B		mm
da	140 mm	da		mm
Da	190 mm	Da		mm
ra	2 mm	ra		mm
rb		rb		mm
Db		Db		mm
rb		rb		mm
Ca		Ca		mm
Cb		Cb		mm

Diámetro de la sección de eje: 130 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: **ASTM A 36**

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espesor por flexión vertical: 0.63 mm

Espesor por flexión horizontal: 31.76 mm

Espesor por torsión: 0.42 mm

Espesor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Espesor por flexión vertical: 0.99 mm

Espesor por flexión horizontal: 32.19 mm

Espesor por torsión: 0.66 mm

Espesor resultante: 32.19 mm

Espesor resultante representativo: 38.00 mm

Optimización de resultados

El programa optimizará las longitudes de los ejes. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 20.00

Tapa izquierda del eje intermedio: 6.00

Tapa derecha del eje intermedio: 9.00

Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos(phi)	0.00 N	Flèche A x-y	-0.013617 mm	Longitud L1	97.00 mm
RBx	4510.25 N	Flèche A x-z	0.018726 mm	Longitud L2	69.00 mm
RBy	-4266.20 N	Flèche C x-y	0.004130 mm	Diámetro resultante Caso I	43.00 mm
Mc	-379914.20 N-mm	Flèche C x-z	-0.009235 mm		
W1	2682.04 N	Pendiente A x-y	0.000154 rad		
W1	-4510.25 N	Pendiente A x-z	-0.000208 rad		
RDy	1404.16 N	Pendiente B x-y	0.000154 rad		
F1 sin(phi)	0.00 N	Pendiente B x-z	-0.000208 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	-0.000122 rad		
W1	-6441.31 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000031 rad		
		Pendiente D x-z	0.000208 rad		

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos (β)	0.00 N	Flacha A x-y	-0.013917 mm	Longitud L1	97.00 mm
RBx	1404.16 N	Flacha A x-z	-0.018728 mm	Longitud L2	69.00 mm
WA1	4510.25 N	Flacha C x-y	0.004138 mm	Díámetro resultante Caso II	43.00 mm
MC	379914.20 N-mm	Flacha C x-z	0.009295 mm		
W1	2662.04 N	Pendiente A x-y	0.000031 rad		
RDy	4266.20 N	Pendiente A x-z	0.000208 rad		
RDx	4510.25 N	Pendiente B x-y	0.000031 rad		
F1 sen (β)	0.00 N	Pendiente B x-z	0.000208 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	0.000122 rad		
WA1	6441.31 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000154 rad		
		Pendiente D x-z	-0.000208 rad		

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje intermedio (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-y Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-z

RAx	2557.17 N	Flacha B x-y	-0.050495 mm	Longitud L2	69.00 mm
RAy	2960.06 N	Flacha B x-z	-0.030890 mm	Longitud L3	295.00 mm
WA1	4510.25 N	Flacha C x-y	-0.035375 mm	Longitud L4	134.00 mm
W1	2662.04 N	Flacha C x-z	-0.033507 mm	Díámetro resultante Caso I	102.00 mm
MB	-1783942.82 N-mm	Pendiente A x-y	-0.000317 rad		
MC	682663.40 N-mm	Pendiente A x-z	-0.000194 rad		
W2	10079.34 N	Pendiente B x-y	-0.000311 rad		
WA2	7167.41 N	Pendiente B x-z	-0.000190 rad		
RDy	9961.32 N	Pendiente C x-y	0.000211 rad		
RAz	1788.11 N	Pendiente C x-z	0.000149 rad		
W1	6441.30 N	Pendiente D x-y	0.000299 rad		
W2	26749.16 N	Pendiente D x-z	0.000300 rad		
RDz	18519.74 N				

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje intermedio (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-y Diagrama de cuerpo libre del eje intermedio en el plano x-z

RAx	4510.25 N	Flacha B x-y	0.019924 mm	Longitud L2	69.00 mm
RAy	7493.50 N	Flacha B x-z	0.041862 mm	Longitud L3	295.00 mm
MB	1783942.82 N-mm	Flacha C x-y	-0.005734 mm	Longitud L4	134.00 mm
W1	2662.04 N	Flacha C x-z	0.048485 mm	Díámetro resultante Caso II	93.00 mm
WA1	4510.25 N	Pendiente A x-y	0.000125 rad		
WA2	7167.41 N	Pendiente A x-z	0.000280 rad		
W2	10079.34 N	Pendiente B x-y	0.000142 rad		
MC	682663.40 N-mm	Pendiente B x-z	0.000278 rad		
RDy	6447.86 N	Pendiente C x-y	-0.000896 rad		
RDx	7167.41 N	Pendiente C x-z	-0.000216 rad		
RAz	1788.11 N	Pendiente D x-y	-0.000021 rad		
W1	6441.30 N	Pendiente D x-z	-0.000435 rad		
W2	26749.16 N				
RDz	18519.74 N				

<< Anterior Procesar (Siguiente) >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAy	6821.33 N	Flèche B x-y	0.002440 mm	Longitud L4	134.00 mm
WAz	7167.41 N	Flèche B x-z	0.006475 mm	Longitud L5	161.00 mm
MB	3205546.00 N·mm	Flèche D x-y	-0.007976 mm	Díametro resultante Caso I	121.00 mm
WZ	10079.33 N·mm	Flèche D x-z	0.000000 mm		
RCy	-17000.66 N	Pendiente A x-y	0.000006 rad		
RCx	-7167.41 N	Pendiente A x-z	0.000072 rad		
F2 cos(θ)	0.00 N	Pendiente B x-y	0.000043 rad		
RAz	-13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
W2	-26749.13 N	Pendiente C x-y	-0.000049 rad		
RCz	-13374.56 N	Pendiente C x-z	-0.000072 rad		
F2 sen(θ)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000049 rad		
		Pendiente D x-z	-0.000072 rad		

<< Anterior Procesar [Guardar] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAx	7167.41 N	Flèche B x-y	0.002528 mm	Longitud L4	134.00 mm
RAy	-17000.66 N	Flèche B x-z	-0.006709 mm	Longitud L5	161.00 mm
MB	3205546.00 N·mm	Flèche D x-y	-0.000952 mm	Díametro resultante Caso II	121.00 mm
WZ	10079.33 N·mm	Flèche D x-z	0.000000 mm	Díametro resultante eje de entrada	68.00 mm
WA2	7167.41 N	Pendiente A x-y	0.000051 rad	Díametro resultante eje intermedio	102.00 mm
RCy	6821.33 N	Pendiente A x-z	-0.000075 rad	Díametro resultante eje de salida	122.00 mm
F2 cos(θ)	0.00 N	Pendiente B x-y	-0.000045 rad		
RAz	-13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
W2	-26749.13 N	Pendiente C x-y	-0.000008 rad		
RCz	-13374.56 N	Pendiente C x-z	0.000075 rad		
F2 sen(θ)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000006 rad		
		Pendiente D x-z	0.000075 rad		

<< Anterior Procesar [Guardar] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material: AISI 4140 Rectificado
 Esfuerzo de fluencia del material: MPa
 Factor de seguridad: 3

Criterio de cálculo

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservadora)
 Teoría de la energía de distorsión (menos conservadora)

Dimensiones de las chavetas

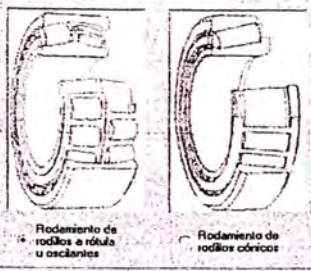
Chaveta 1	Longitud: 31.00 mm	Chaveta 2	Longitud: 66.00 mm
	Ancho: 12.00 mm		Ancho: 12.00 mm
	Alto: 8.00 mm		Alto: 8.00 mm
Chaveta 3	Longitud: 66.00 mm	Chaveta 4	Longitud: 195.00 mm
	Ancho: 25.00 mm		Ancho: 25.00 mm
	Alto: 14.00 mm		Alto: 14.00 mm
Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm	Chaveta 6	Longitud: 158.00 mm
	Ancho: 32.00 mm		Ancho: 32.00 mm
	Alto: 18.00 mm		Alto: 18.00 mm

<< Anterior Procesar [Guardar] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento



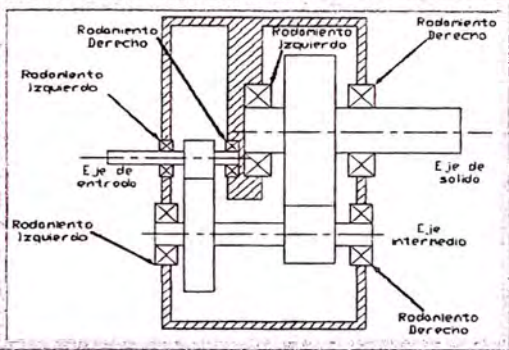
Rodamiento de rodillos a rótula u oscilantes

Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración: 45000

Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas.

Disposición de los rodamientos en el reductor



Rodamiento Derecho

Rodamiento Izquierdo

Eje de entrada

Eje intermedio

Eje de salida

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 22314 CC/A/33

d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	62 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 70 mm

Cónico

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 22314 CC/A/33


d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	62 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 70 mm

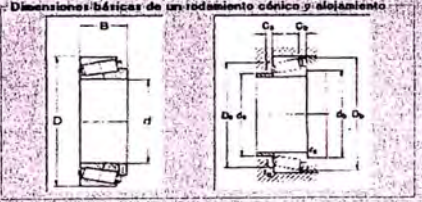
Cónico

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 23022 CC

d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 110 mm

Cónico

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 23122 CC/A/33

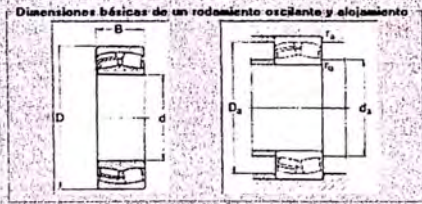
d	110 mm
D	180 mm
B	56 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 110 mm

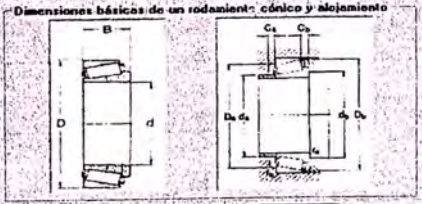
Cónico

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento



Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento



<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Oscilante Designación: 23026 CCW33

d	130 mm	d	mm
D	200 mm	D	mm
B	52 mm	B	mm
da	140 mm	da	mm
Da	190 mm	Da	mm
ra	2 mm	ra	mm
db	mm	db	mm
rb	mm	rb	mm
Ca	mm	Ca	mm
Cb	mm	Cb	mm

Diámetro de la sección: 130 mm

Rodamiento derecho

Oscilante Designación: 23026 CCW33

d	130 mm	d	mm
D	200 mm	D	mm
B	52 mm	B	mm
da	140 mm	da	mm
Da	190 mm	Da	mm
ra	2 mm	ra	mm
db	mm	db	mm
Db	mm	Db	mm
rb	mm	rb	mm
Ca	mm	Ca	mm
Cb	mm	Cb	mm

Diámetro de la sección: 130 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior | Procesar | (Siguientes) | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor:

Material: ASTM A 36

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: 240 MPa

Esfuerzo de Rotura: 415 MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espesor por flexión vertical: 0.83 mm

Espesor por flexión horizontal: 31.76 mm

Espesor por torsión: 0.42 mm

Espesor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Espesor por flexión vertical: 0.93 mm

Espesor por flexión horizontal: 32.19 mm

Espesor por torsión: 0.66 mm

Espesor resultante: 32.19 mm

Espesor resultante representativo: 38.00 mm

Optimización de resultados

El programa optimizará el diámetro del eje de salida, debido a que falla por fatiga en el cambio de sección del diámetro interior del rodamiento A y el diámetro de los hombros. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 20.00

Tapa izquierda del eje intermedio: 8.00

Tapa derecha del eje intermedio: 9.00

Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior | Procesar | (Siguientes) | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos a rodillos oscilantes

Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración

Horas de duración de los rodamientos: 49000

Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor

<< Anterior | Procesar | (Siguientes) | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 22314 CCAW33

d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	82 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
deje: 70 mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 22314 CCAW33

d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	82 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
deje: 70 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 23022 CC

d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
deje: 110 mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 23122 CCAW33

d	110 mm
D	180 mm
B	56 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
deje: 110 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 23032 CCAW33

d	160 mm
D	240 mm
B	60 mm
da	172 mm
Da	228 mm
ra	2 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
deje: 160 mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 23032 CCAW33

d	160 mm
D	240 mm
B	60 mm
da	172 mm
Da	228 mm
ra	2 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Rb	mm
Ca	mm
Cb	mm

Diámetro de la sección
deje: 160 mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Esposores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: **ASTM A 36**

Módulo de elasticidad del material: **207000 MPa**

Módulo de corte del material: **80000 MPa**

Esfuerzo de Fluencia: **MPa**

Esfuerzo de Rotura: **MPa**

Esposes del bastidor

Pared lateral izquierda

Esposor por flexión vertical: **0.83 mm**

Esposor por flexión horizontal: **31.76 mm**

Esposor por torsión: **0.42 mm**

Esposor resultante: **31.76 mm**

Pared lateral derecha

Esposor por flexión vertical: **0.99 mm**

Esposor por flexión horizontal: **32.19 mm**

Esposor por torsión: **0.65 mm**

Esposor resultante: **32.19 mm**

Esposor resultante representativo: **38.00 mm**

Optimización de resultados

El programa optimizará las longitudes de los ejes. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Aceptar

Esposores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: **20.00**

Tapa izquierda del eje intermedio: **9.00**

Tapa derecha del eje intermedio: **12.00**

Tapa derecha del eje de salida: **20.00**

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xy Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xz

$F_1 \cos(\beta)$	0.00 N	Flexión A $x-y$	-0.013817 mm	Longitud L1	97.00 mm
R_{Bz}	4510.25 N	Flexión A $x-z$	-0.018728 mm	Longitud L2	69.00 mm
R_{By}	-4266.20 N	Flexión C $x-y$	0.004130 mm	Díámetro resultante Caso I	43.00 mm
M_c	-379914.20 N·mm	Flexión C $x-z$	-0.009295 mm		
W_{t1}	2862.04 N	Pendiente A $x-y$	0.000154 rad		
W_{a1}	-4510.25 N	Pendiente A $x-z$	-0.000208 rad		
R_{Dy}	1404.16 N	Pendiente B $x-y$	0.000154 rad		
$F_1 \sin(\beta)$	0.00 N	Pendiente B $x-z$	-0.000208 rad		
R_{Bz}	3220.65 N	Pendiente C $x-y$	-0.000122 rad		
W_{t1}	6441.31 N	Pendiente C $x-z$	0.000000 rad		
R_{Dz}	3220.65 N	Pendiente D $x-y$	-0.000031 rad		
		Pendiente D $x-z$	0.000208 rad		

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

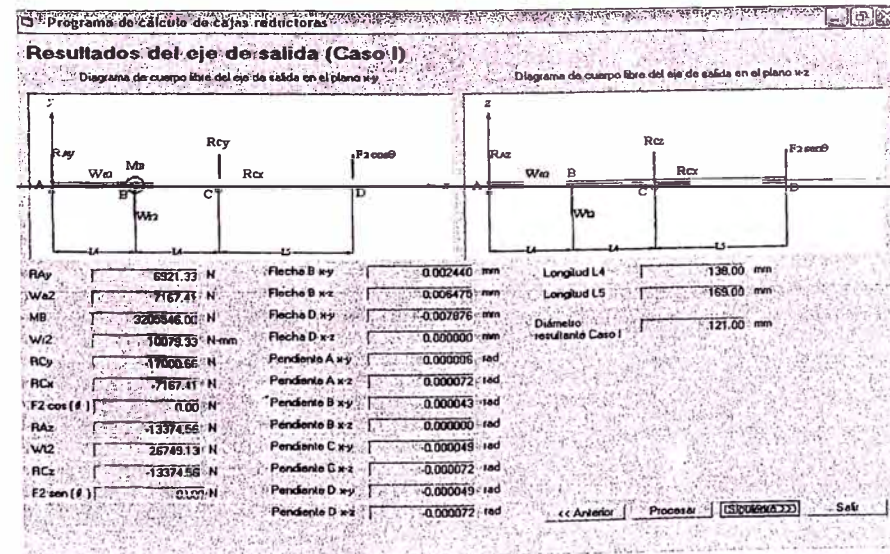
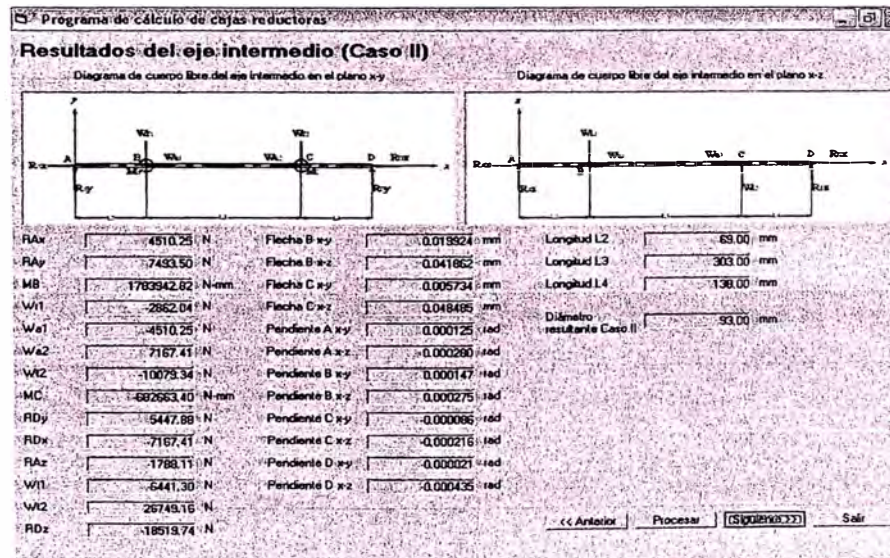
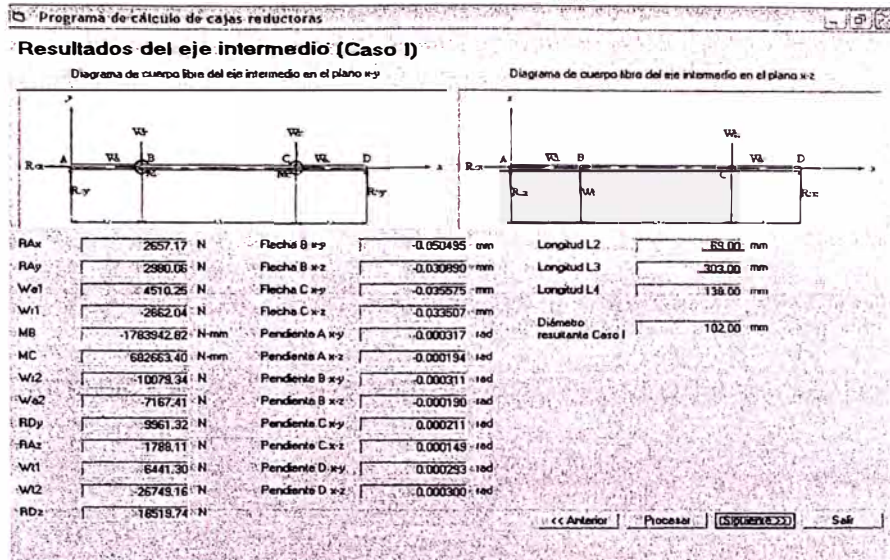
Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xy Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano xz

$F_1 \cos(\beta)$	0.00 N	Flexión A $x-y$	-0.013817 mm	Longitud L1	97.00 mm
R_{By}	1404.16 N	Flexión A $x-z$	-0.018728 mm	Longitud L2	69.00 mm
W_{a1}	4510.25 N	Flexión C $x-y$	0.004130 mm	Díámetro resultante Caso II	43.00 mm
M_c	379914.20 N·mm	Flexión C $x-z$	-0.009295 mm		
W_{t1}	2862.04 N	Pendiente A $x-y$	0.000031 rad		
R_{Dy}	-4266.20 N	Pendiente A $x-z$	0.000208 rad		
R_{Dz}	-4510.25 N	Pendiente B $x-y$	0.000031 rad		
$F_1 \sin(\beta)$	0.00 N	Pendiente B $x-z$	0.000208 rad		
R_{Bz}	3220.65 N	Pendiente C $x-y$	0.000122 rad		
W_{t1}	6441.31 N	Pendiente C $x-z$	0.000000 rad		
R_{Dz}	3220.65 N	Pendiente D $x-y$	-0.000154 rad		
		Pendiente D $x-z$	-0.000208 rad		

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAx	7167.41 N	Flecha B x-y	0.002526 mm	Longitud L4	138.00 mm
RAy	-17000.66 N	Flecha B x-z	-0.006709 mm	Longitud L5	163.00 mm
MB	-3205548.00 N-mm	Flecha D x-y	-0.000952 mm	Díámetro resultante Caso II	121.00 mm
WBz	10079.93 N	Flecha D x-z	0.000000 mm	Díámetro resultante mo de entrada	65.00 mm
WBx	-7167.41 N	Pendiente A x-z	0.000051 rad	Díámetro resultante en intermedio	102.00 mm
RCy	6521.33 N	Pendiente A x-y	-0.000075 rad	Díámetro resultante mo de salida	122.00 mm
F2 cos(phi)	0.00 N	Pendiente B x-y	-0.000045 rad		
RAz	13374.55 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
WBz	-26749.13 N	Pendiente C x-y	-0.000006 rad		
RCz	-13374.55 N	Pendiente C x-z	0.000075 rad		
F2 sin(phi)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000006 rad		
		Pendiente D x-z	0.000075 rad		

<< Anterior | Procesar | [SIGUIENTE] | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta

Material:

Esfuerzo de fluencia del material: MPa

Factor de seguridad:

Criterio de cálculo

Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador) ?

Teoría de la energía de deformación (menos conservador) ?

Dimensiones de las chavetas

Chaveta 1	Longitud: 31.00 mm	Chaveta 2	Longitud: 65.00 mm
Ancho: 12.00 mm	Alto: 8.00 mm	Ancho: 12.00 mm	Alto: 8.00 mm
Chaveta 3	Longitud: 65.00 mm	Chaveta 4	Longitud: 195.00 mm
Ancho: 25.00 mm	Alto: 14.00 mm	Ancho: 25.00 mm	Alto: 14.00 mm
Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm	Chaveta 6	Longitud: 150.00 mm
Ancho: 32.00 mm	Alto: 18.00 mm	Ancho: 32.00 mm	Alto: 18.00 mm

<< Anterior | Procesar | [SIGUIENTE] | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos o bolas u oscilantes

Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración

Horas de duración de los rodamientos:

Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas.

Disposición de los rodamientos en el reductor

<< Anterior | Procesar | [SIGUIENTE] | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 22314 CC/W33

d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	82 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 70 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 22314 CC/W33

d	70 mm
D	150 mm
B	51 mm
da	82 mm
Da	138 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 70 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 23022 CC

d	110 mm
D	170 mm
B	45 mm
da	120 mm
Da	160 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 110 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 23122 CC/W33

d	110 mm
D	180 mm
B	56 mm
da	120 mm
Da	170 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 110 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo

Oscilante
Designación: 23032 CC/W33

d	160 mm
D	240 mm
B	60 mm
da	172 mm
Da	228 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 160 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Cb	mm

Rodamiento derecho

Oscilante
Designación: 23032 CC/W33

d	160 mm
D	240 mm
B	60 mm
da	172 mm
Da	228 mm
ra	2 mm

Díámetro de la sección
deje: 160 mm

Cónico
Designación: ---

d	mm
D	mm
B	mm
da	mm
Da	mm
ra	mm
db	mm
Db	mm
rb	mm
Cb	mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento

Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento

<< Anterior Procesar (SIGUIENTE) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Materia: ASTM A 36

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

Espeores del bastidor

Pared lateral izquierda

Espeor por flexión vertical: 0.83 mm

Espeor por flexión horizontal: 31.76 mm

Espeor por torsión: 0.42 mm

Espeor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Espeor por flexión vertical: 0.99 mm

Espeor por flexión horizontal: 32.15 mm

Espeor por torsión: 0.66 mm

Espeor resultante: 32.15 mm

Espeor resultante representativo: 36.00 mm

Optimización de resultados

El programa optimizará el diámetro del eje de salida, debido a que falla por fatiga en el cambio de sección del diámetro interior del rodamiento B y el diámetro interior del ratén. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Aceptar

Espeores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 20.00

Tapa izquierda del eje intermedio: 9.00

Tapa derecha del eje intermedio: 12.00

Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior | Procesar | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos(β)	0.00 N	Flacha A x-y	-0.013617 mm	Longitud L1	97.00 mm
RBx	4510.25 N	Flacha A x-z	0.019726 mm	Longitud L2	69.00 mm
RDy	-4266.20 N	Flacha C x-y	0.004130 mm	Diámetro resultante Caso I	43.00 mm
Mc	-379914.20 N-mm	Flacha C x-z	-0.009295 mm		
W1	2962.04 N	Pendiente A x-y	-0.000154 rad		
WD1	-4510.25 N	Pendiente A x-z	-0.000208 rad		
RDy	-1404.16 N	Pendiente B x-y	0.000154 rad		
F1 sen(β)	0.00 N	Pendiente B x-z	-0.000208 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	-0.000122 rad		
W1	6441.31 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	-3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000031 rad		
		Pendiente D x-z	0.000208 rad		

<< Anterior | Procesar | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

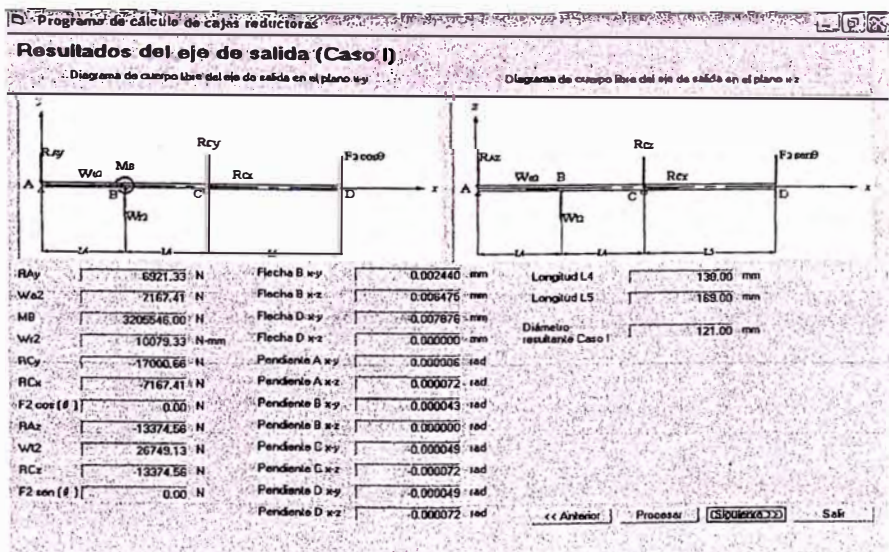
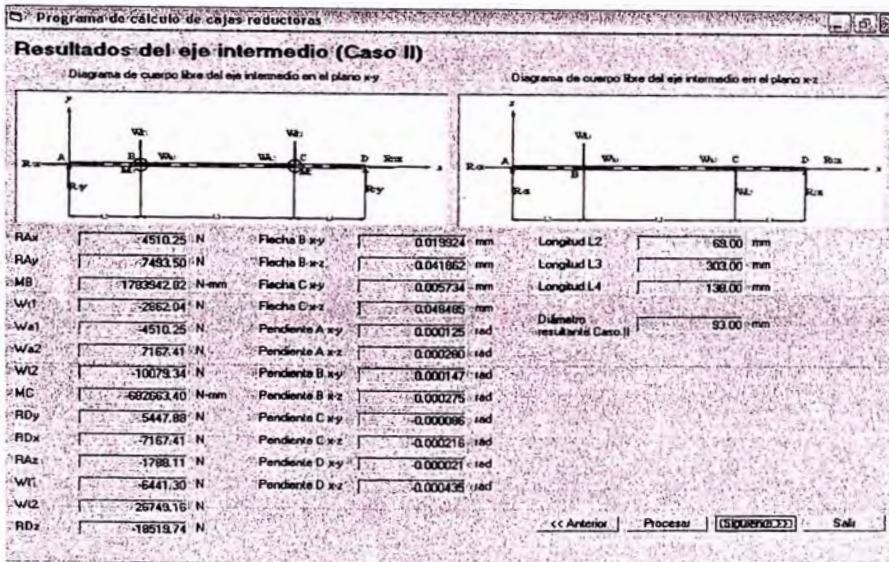
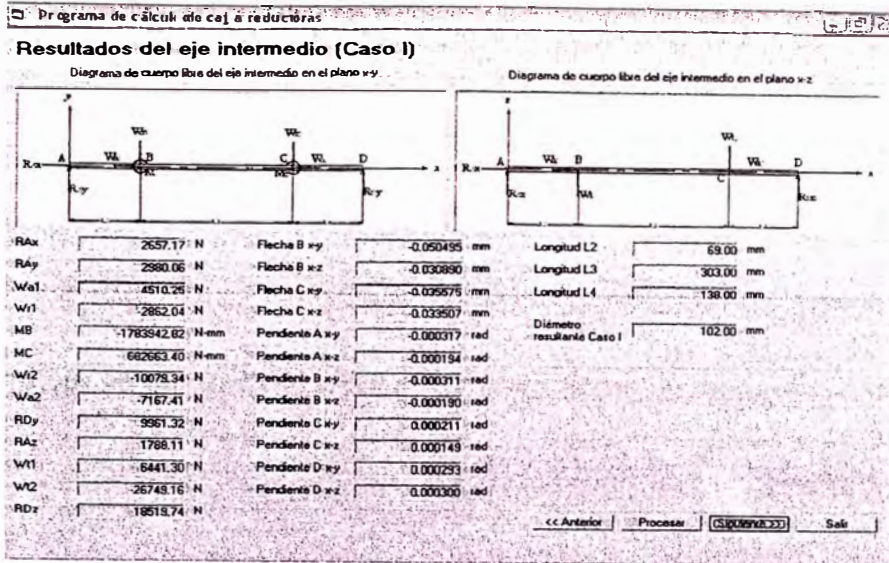
Resultados del eje de entrada (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z

F1 cos(β)	0.00 N	Flacha A x-y	-0.013617 mm	Longitud L1	97.00 mm
RDy	1404.16 N	Flacha A x-z	-0.019726 mm	Longitud L2	69.00 mm
WD1	4510.25 N	Flacha C x-y	0.004130 mm	Diámetro resultante Caso II	43.00 mm
Mc	-379914.20 N-mm	Flacha C x-z	0.009295 mm		
W1	2962.04 N	Pendiente A x-y	0.000031 rad		
RDx	-4266.20 N	Pendiente A x-z	0.000208 rad		
WDx	-4510.25 N	Pendiente B x-y	0.000031 rad		
F1 sen(β)	0.00 N	Pendiente B x-z	0.000208 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente C x-y	0.000122 rad		
W1	6441.31 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
RDz	-3220.65 N	Pendiente D x-y	-0.000154 rad		
		Pendiente D x-z	-0.000208 rad		

<< Anterior | Procesar | Siguiente >> | Salir



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano xy Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano xz

RAx	7167.41 N	Flecha B $x-y$	0.002528 mm	Longitud L4	138.00 mm
RAy	-17000.66 N	Flecha B $x-z$	-0.006709 mm	Longitud L5	163.00 mm
MB	-3205546.00 N-mm	Flecha D $x-y$	-0.000952 mm	Díámetro resultante caso II	121.00 mm
W2	10079.33 N	Flecha D $x-z$	0.000000 mm	Díámetro resultante eje de entrada	65.00 mm
W2z	-7167.41 N	Pendiente A $x-y$	0.000051 rad	Díámetro resultante eje intermedio	102.00 mm
RCy	6821.33 N	Pendiente A $x-z$	-0.000075 rad	Díámetro resultante eje de salida	150.00 mm
F2 cos (ϕ)	0.00 N	Pendiente B $x-y$	-0.000045 rad		
RAz	13374.56 N	Pendiente B $x-z$	0.000000 rad		
W2z	-26749.13 N	Pendiente C $x-y$	-0.000006 rad		
RCz	13374.56 N	Pendiente C $x-z$	0.000075 rad		
F2 sin (ϕ)	0.00 N	Pendiente D $x-y$	-0.000006 rad		
		Pendiente D $x-z$	0.000075 rad		

<< Anterior Procesar [SIGUIENTE] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano xy Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano xz

RAx	7167.41 N	Flecha B $x-y$	0.002528 mm	Longitud L4	138.00 mm
RAy	-17000.66 N	Flecha B $x-z$	-0.006709 mm	Longitud L5	163.00 mm
MB	-3205546.00 N-mm	Flecha D $x-y$	-0.000952 mm	Díámetro resultante caso II	121.00 mm
W2	10079.33 N	Flecha D $x-z$	0.000000 mm	Díámetro resultante eje de entrada	65.00 mm
W2z	-7167.41 N	Pendiente A $x-y$	0.000051 rad	Díámetro resultante eje intermedio	102.00 mm
RCy	6821.33 N	Pendiente A $x-z$	-0.000075 rad	Díámetro resultante eje de salida	150.00 mm
F2 cos (ϕ)	0.00 N	Pendiente B $x-y$	-0.000045 rad		
RAz	13374.56 N	Pendiente B $x-z$	0.000000 rad		
W2z	-26749.13 N	Pendiente C $x-y$	-0.000006 rad		
RCz	13374.56 N	Pendiente C $x-z$	0.000075 rad		
F2 sin (ϕ)	0.00 N	Pendiente D $x-y$	-0.000006 rad		
		Pendiente D $x-z$	0.000075 rad		

<< Anterior Procesar [SIGUIENTE] Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento

Rodamiento de rodillos a rótula
 Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración
 Horas de duración de los rodamientos:
 Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas.

Disposición de los rodamientos en el reductor

<< Anterior Procesar [SIGUIENTE] Salir

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo		Cónico		Rodamiento derecho		Cónico	
Designación	22314 CCAW33	Designación		Designación	22314 CCAW33	Designación	
d	70 mm	d		d	70 mm	d	
D	150 mm	D		D	150 mm	D	
B	51 mm	B		B	51 mm	B	
da	82 mm	da		da	82 mm	da	
Da	138 mm	Da		Da	138 mm	Da	
ra	2 mm	ra		ra	2 mm	ra	
Diámetro de la sección		Diámetro de la sección		Diámetro de la sección		Diámetro de la sección	
deje	70 mm	deje		deje	70 mm	deje	

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento		Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento	

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo		Cónico		Rodamiento derecho		Cónico	
Designación	23022 CC	Designación		Designación	23122 CCAW33	Designación	
d	110 mm	d		d	110 mm	d	
D	170 mm	D		D	180 mm	D	
B	45 mm	B		B	56 mm	B	
da	120 mm	da		da	120 mm	da	
Da	160 mm	Da		Da	170 mm	Da	
ra	2 mm	ra		ra	2 mm	ra	
Diámetro de la sección		Diámetro de la sección		Diámetro de la sección		Diámetro de la sección	
deje	110 mm	deje		deje	110 mm	deje	

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento		Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento	

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo		Cónico		Rodamiento derecho		Cónico	
Designación	23032 CCAW33	Designación		Designación	23032 CCAW33	Designación	
d	160 mm	d		d	160 mm	d	
D	240 mm	D		D	240 mm	D	
B	60 mm	B		B	60 mm	B	
da	172 mm	da		da	172 mm	da	
Da	228 mm	Da		Da	228 mm	Da	
ra	2 mm	ra		ra	2 mm	ra	
Diámetro de la sección		Diámetro de la sección		Diámetro de la sección		Diámetro de la sección	
deje	160 mm	deje		deje	160 mm	deje	

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento		Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento	

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Esposores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

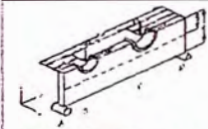
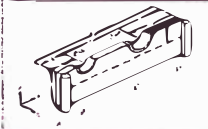
Materia: **ASTMA-36**

Módulo de elasticidad del material: **207000 MPa**

Módulo de corte del material: **80000 MPa**

Esfuerzo de Fluencia: **MPa**

Esfuerzo de Rotura: **MPa**

Esposores del bastidor

Pared lateral izquierda

Esposor por flexión vertical: **0.83 mm**

Esposor por flexión horizontal: **31.76 mm**

Esposor por torsión: **0.42 mm**

Esposor resultante: **31.76 mm**

Pared lateral derecha

Esposor por flexión vertical: **0.99 mm**

Esposor por flexión horizontal: **32.19 mm**

Esposor por torsión: **0.66 mm**

Esposor resultante: **32.19 mm**

Esposor resultante representativo: **30.00 mm**

Optimización de resultados

El programa optimizará las longitudes de los ejes. Por ello se volverán a recalcular los parámetros antes encontrados.

Aceptar

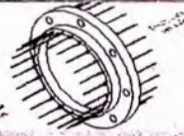
Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: **20.00**

Tapa izquierda del eje intermedio: **9.00**

Tapa derecha del eje intermedio: **12.00**

Tapa derecha del eje de salida: **20.00**



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso I)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

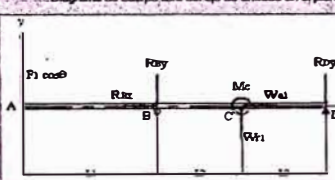
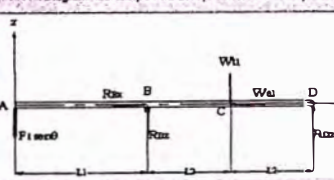


Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z



F1 cos(theta)	0.00 N	Flecha A x-y	-0.013817 mm	Longitud L1	97.00 mm
RBx	4510.25 N	Flecha A x-z	0.018728 mm	Longitud L2	63.00 mm
RBy	-4266.20 N	Flecha C x-y	0.004130 mm	Diámetro resultante Caso I	43.00 mm
Mc	-379914.20 N-mm	Flecha C x-z	-0.005295 mm		
Wa1	2862.04 N	Pendiente A x-y	0.000154 rad		
RDy	1404.16 N	Pendiente A x-z	-0.000208 rad		
F1 sen(theta)	0.00 N	Pendiente B x-y	0.000154 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente B x-z	-0.000208 rad		
Wt1	6441.31 N	Pendiente C x-y	-0.000122 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
		Pendiente D x-y	-0.000031 rad		
		Pendiente D x-z	0.000208 rad		

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de entrada (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-y

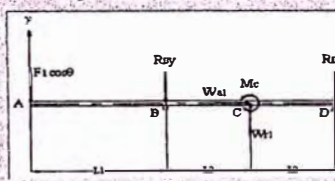
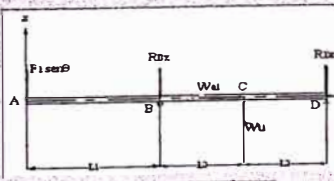
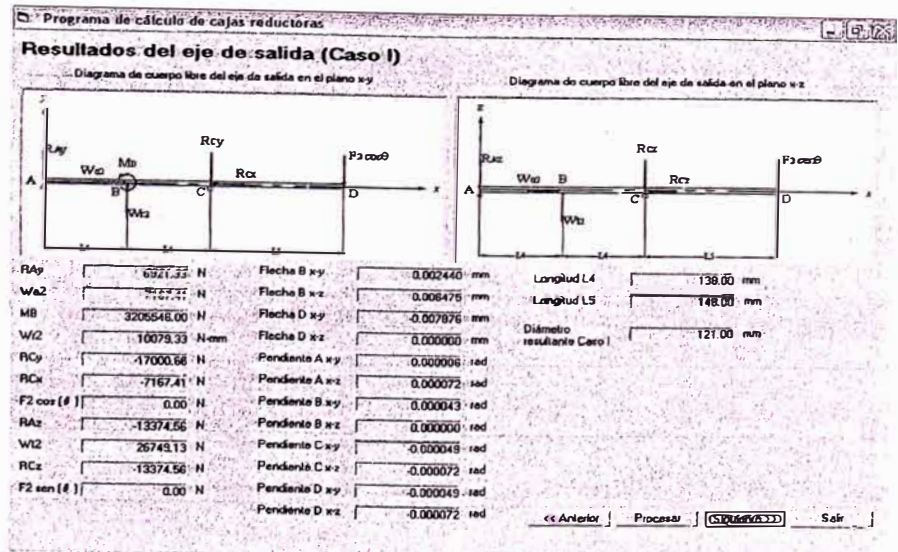
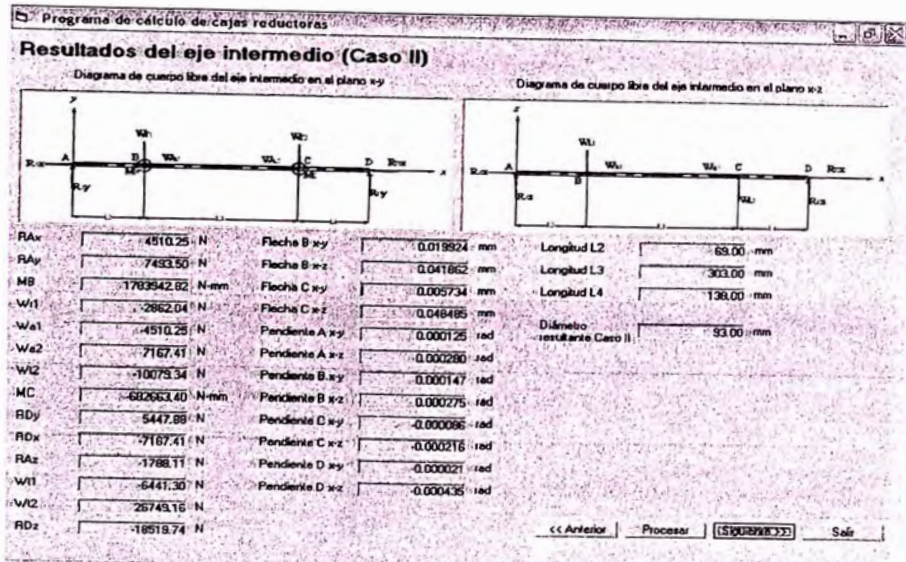
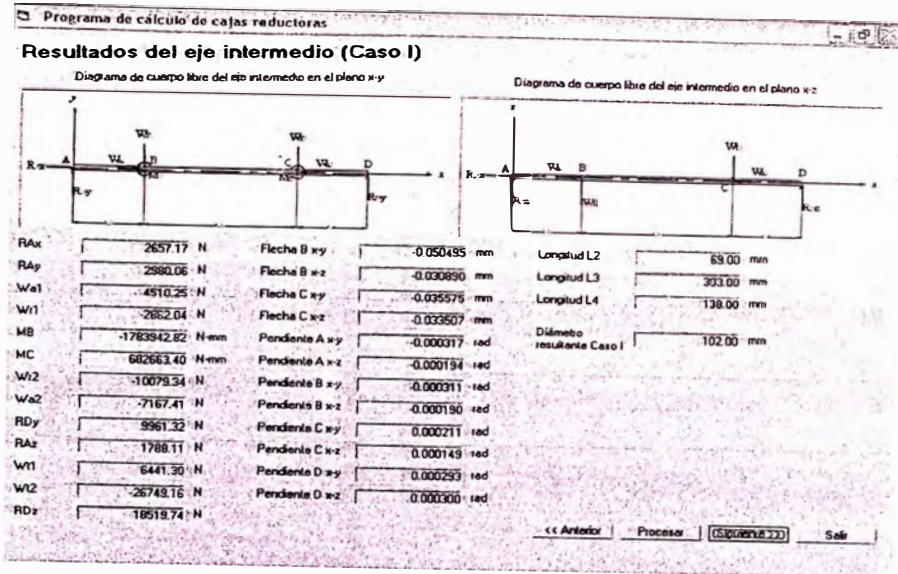


Diagrama de cuerpo libre del eje de entrada en el plano x-z



F1 cos(theta)	0.00 N	Flecha A x-y	-0.013817 mm	Longitud L1	97.00 mm
RBy	1404.16 N	Flecha A x-z	-0.018728 mm	Longitud L2	63.00 mm
Wa1	4510.25 N	Flecha C x-y	0.004130 mm	Diámetro resultante Caso II	43.00 mm
Mc	-379914.20 N-mm	Flecha C x-z	0.005295 mm		
Wt1	2862.04 N	Pendiente A x-y	0.000031 rad		
RDx	-4266.20 N	Pendiente A x-z	-0.000208 rad		
F1 sen(theta)	0.00 N	Pendiente B x-y	0.000031 rad		
RBz	3220.65 N	Pendiente B x-z	0.000208 rad		
Wt1	6441.31 N	Pendiente C x-y	0.000122 rad		
RDz	3220.65 N	Pendiente C x-z	0.000000 rad		
		Pendiente D x-y	-0.000154 rad		
		Pendiente D x-z	-0.000208 rad		



Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del eje de salida (Caso II)

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-y

Diagrama de cuerpo libre del eje de salida en el plano x-z

RAx	7167.41 N	Flèche B x-y	0.002328 mm	Longitud L4	130.00 mm
RAy	-17000.66 N	Flèche B x-z	-0.005705 mm	Longitud L5	148.00 mm
MB	-3205546.00 N-mm	Flèche D x-y	-0.000952 mm	Díámetro resultante Caso II	121.00 mm
WA2	10079.33 N	Flèche D x-z	0.000000 mm	Díámetro resultante eje de entrada	65.00 mm
WAz	-7167.41 N	Pendiente A x-y	0.000051 rad	Díámetro resultante eje intermedio	102.00 mm
WCy	6921.33 N	Pendiente A x-z	-0.000075 rad	Díámetro resultante eje de salida	150.00 mm
Fz cos(φ)	0.00 N	Pendiente B x-y	-0.000045 rad		
RAz	13374.56 N	Pendiente B x-z	0.000000 rad		
WA2	-26748.13 N	Pendiente C x-y	-0.000006 rad		
WCz	13374.56 N	Pendiente C x-z	0.000075 rad		
Fz sen(φ)	0.00 N	Pendiente D x-y	-0.000006 rad		
		Pendiente D x-z	0.000075 rad		

<< Anterior Procesar (Siguientes) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para el cálculo de chavetas

Resultados de las chavetas

Datos del material de la chaveta:
 Material: AISI 4140 Recocido
 Esfuerzo de fluencia del material: 1175 MPa
 Factor de seguridad: 3

Criterio de cálculo:
 Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservadora)
 Teoría de la energía de distorsión (menos conservadora)

Dimensiones de las chavetas:

Chaveta 1	Longitud: 31.00 mm	Chaveta 2	Longitud: 65.00 mm	
Ancho: 12.00 mm	Chaveta 3	Ancho: 25.00 mm	Chaveta 4	Ancho: 25.00 mm
Alto: 8.00 mm	Alto: 14.00 mm	Alto: 14.00 mm	Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm
Chaveta 3	Longitud: 66.00 mm	Ancho: 25.00 mm	Chaveta 6	Longitud: 116.00 mm
Alto: 14.00 mm	Alto: 14.00 mm	Alto: 20.00 mm	Ancho: 38.00 mm	Ancho: 38.00 mm
Chaveta 4	Longitud: 195.00 mm	Alto: 20.00 mm		
Alto: 14.00 mm	Alto: 14.00 mm			
Chaveta 5	Longitud: 195.00 mm	Alto: 20.00 mm		
Ancho: 38.00 mm	Alto: 20.00 mm			
Alto: 20.00 mm				

<< Anterior Procesar (Siguientes) Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Ingreso de datos para la selección de rodamientos

Selección del tipo de rodamiento:

Rodamiento de rodillos cilíndricos
 Rodamiento de rodillos cónicos

Horas de duración:
 Horas de duración de los rodamientos: 45000
 Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 80 000 horas

Disposición de los rodamientos en el reductor:

<< Anterior Procesar (Siguientes) Salir

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de entrada

Rodamiento izquierdo		Rodamiento derecho	
Oscilante	Cónico	Oscilante	Cónico
Designación: 22314 CC/W33	Designación: ---	Designación: 22314 CC/W33	Designación: ---
d: 70 mm	d: --- mm	d: 70 mm	d: --- mm
D: 150 mm	D: --- mm	D: 150 mm	D: --- mm
B: 61 mm	B: --- mm	B: 51 mm	B: --- mm
da: 82 mm	da: --- mm	da: 82 mm	da: --- mm
Da: 138 mm	Da: --- mm	Da: 138 mm	Da: --- mm
ra: 2 mm	ra: --- mm	ra: 2 mm	ra: --- mm
Diámetro de la sección		Diámetro de la sección	
deje: 70 mm	db: --- mm	deje: 70 mm	db: --- mm
	Db: --- mm		Db: --- mm
	rb: --- mm		rb: --- mm
	Ca: --- mm		Ca: --- mm
	Cb: --- mm		Cb: --- mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento		Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento	

[« Anterior](#) [Procesar](#) [Siguiente >>](#) [Salir](#)

Resultados de la selección de rodamientos en el eje intermedio

Rodamiento izquierdo		Rodamiento derecho	
Oscilante	Cónico	Oscilante	Cónico
Designación: 23022 CC	Designación: ---	Designación: 23122 CC/W33	Designación: ---
d: 110 mm	d: --- mm	d: 110 mm	d: --- mm
D: 170 mm	D: --- mm	D: 180 mm	D: --- mm
B: 45 mm	B: --- mm	B: 56 mm	B: --- mm
da: 120 mm	da: --- mm	da: 120 mm	da: --- mm
Da: 160 mm	Da: --- mm	Da: 170 mm	Da: --- mm
ra: 2 mm	ra: --- mm	ra: 2 mm	ra: --- mm
Diámetro de la sección		Diámetro de la sección	
deje: 110 mm	db: --- mm	deje: 110 mm	db: --- mm
	Db: --- mm		Db: --- mm
	rb: --- mm		rb: --- mm
	Ca: --- mm		Ca: --- mm
	Cb: --- mm		Cb: --- mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento		Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento	

[« Anterior](#) [Procesar](#) [Siguiente >>](#) [Salir](#)

Resultados de la selección de rodamientos en el eje de salida

Rodamiento izquierdo		Rodamiento derecho	
Oscilante	Cónico	Oscilante	Cónico
Designación: 23032 CC/W33	Designación: ---	Designación: 23032 CC/W33	Designación: ---
d: 160 mm	d: --- mm	d: 160 mm	d: --- mm
D: 240 mm	D: --- mm	D: 240 mm	D: --- mm
B: 60 mm	B: --- mm	B: 60 mm	B: --- mm
da: 172 mm	da: --- mm	da: 172 mm	da: --- mm
Da: 228 mm	Da: --- mm	Da: 228 mm	Da: --- mm
ra: 2 mm	ra: --- mm	ra: 2 mm	ra: --- mm
Diámetro de la sección		Diámetro de la sección	
deje: 160 mm	db: --- mm	deje: 160 mm	db: --- mm
	Db: --- mm		Db: --- mm
	rb: --- mm		rb: --- mm
	Ca: --- mm		Ca: --- mm
	Cb: --- mm		Cb: --- mm

Dimensiones básicas de un rodamiento oscilante y alojamiento		Dimensiones básicas de un rodamiento cónico y alojamiento	

[« Anterior](#) [Procesar](#) [Siguiente >>](#) [Salir](#)

Programa de edición de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: ASTM A 36
 Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa
 Módulo de corte del material: 80000 MPa
 Esfuerzo de Fluencia: MPa
 Esfuerzo de Rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Esesor por flexión vertical: 0.83 mm
 Esesor por flexión horizontal: 31.76 mm
 Esesor por torsión: 0.42 mm
 Esesor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Esesor por flexión vertical: 0.99 mm
 Esesor por flexión horizontal: 32.19 mm
 Esesor por torsión: 0.66 mm
 Esesor resultante: 32.19 mm
 Esesor resultante representativo: 38.00 mm

Calculo caja reductora

El piñón 1 debe ser tallado separado del eje

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 20.00
 Tapa izquierda del eje intermedio: 9.00
 Tapa derecha del eje intermedio: 12.00
 Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de edición de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: ASTM A 36
 Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa
 Módulo de corte del material: 80000 MPa
 Esfuerzo de Fluencia: MPa
 Esfuerzo de Rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Esesor por flexión vertical: 0.83 mm
 Esesor por flexión horizontal: 31.76 mm
 Esesor por torsión: 0.42 mm
 Esesor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Esesor por flexión vertical: 0.99 mm
 Esesor por flexión horizontal: 32.19 mm
 Esesor por torsión: 0.66 mm
 Esesor resultante: 32.19 mm
 Esesor resultante representativo: 38.00 mm

Calculo caja reductora

El piñón 3 debe ser tallado en el eje

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 20.00
 Tapa izquierda del eje intermedio: 9.00
 Tapa derecha del eje intermedio: 12.00
 Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Programa de edición de cajas reductoras

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: ASTM A 36
 Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa
 Módulo de corte del material: 80000 MPa
 Esfuerzo de Fluencia: MPa
 Esfuerzo de Rotura: MPa

Espesores del bastidor

Pared lateral izquierda

Esesor por flexión vertical: 0.83 mm
 Esesor por flexión horizontal: 31.76 mm
 Esesor por torsión: 0.42 mm
 Esesor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Esesor por flexión vertical: 0.99 mm
 Esesor por flexión horizontal: 32.19 mm
 Esesor por torsión: 0.66 mm
 Esesor resultante: 32.19 mm
 Esesor resultante representativo: 38.00 mm

Calculo caja reductora

El engranaje 1 debe ser tallado separado del eje

Aceptar

Espesores de las tapas laterales

Tapa izquierda del eje de entrada: 20.00
 Tapa izquierda del eje intermedio: 9.00
 Tapa derecha del eje intermedio: 12.00
 Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior Procesar Siguiente >> Salir

Espesores del bastidor

Propiedades mecánicas del bastidor

Material: ASTM A 36

Módulo de elasticidad del material: 207000 MPa

Módulo de corte del material: 80000 MPa

Esfuerzo de Fluencia: MPa

Esfuerzo de Rotura: MPa

Esposores del bastidor

Pared lateral izquierda

Esposor por flexión vertical: 0.83 mm

Esposor por flexión horizontal: 31.75 mm

Esposor por torsión: 0.42 mm

Esposor resultante: 31.76 mm

Pared lateral derecha

Esposor por flexión vertical: 0.99 mm

Esposor por flexión horizontal: 32.19 mm

Esposor por torsión: 0.66 mm

Esposor resultante: 32.19 mm

Error resultante representativo: 30.00 mm

El engranaje 2 debe ser tallado separado del eje

Aceptar

Esposores de las tapas laterales:

Tapa izquierda del eje de entrada: 20.00

Tapa izquierda del eje intermedio: 9.00

Tapa derecha del eje intermedio: 12.00

Tapa derecha del eje de salida: 20.00

<< Anterior | Procesar | Siguiente >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Datos para la selección de pernos

Tipo de perno requerido en las tapas

Material de los Pernos:

Grado 5.8 (Equivalente SAE 3)

Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)

Grado 10.9 (Equivalente SAE 8)

Tipo de Rosca:

Nomal

Fina

Tipo de perno requerido en la caja

Material de los Pernos:

Grado 5.8 (Equivalente SAE 3)

Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)

Grado 10.9 (Equivalente SAE 8)

Tipo de Rosca:

Nomal

Fina

Tipo de perno requerido en la base

Material de los Pernos:

Grado 5.8 (Equivalente SAE 3)

Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)

Grado 10.9 (Equivalente SAE 8)

Tipo de Rosca:

Nomal

Fina

Teoría de cálculo:

Teoría del máximo esfuerzo cortante (más conservador) [?]

Teoría de la energía de distorsión (menos conservador) [?]

<< Anterior | Procesar | **COMPLETADO** | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de pernos de las tapas

Tapa izquierda del eje de entrada

Designación de los pernos: M10 x 1.5 - 50 Grado 8.8

Designación de las arandelas planas: M10 - Grado 8.8

Designación de las arandelas de seguridad: M10 - Grado 8.8

Numero de pernos: 8

Numero de arandelas planas: 8

Numero de arandelas de seguridad: 8

Tapa izquierda del eje intermedio

Designación de los pernos: M12 x 1.75 - 40 Grado 8.8

Designación de las arandelas planas: M12 - Grado 8.8

Designación de las arandelas de seguridad: M12 - Grado 8.8

Numero de pernos: 8

Numero de arandelas planas: 8

Numero de arandelas de seguridad: 8

Tapa derecha del eje intermedio

Designación de los pernos: M12 x 1.75 - 60 Grado 8.8

Designación de las arandelas planas: M12 - Grado 8.8

Designación de las arandelas de seguridad: M12 - Grado 8.8

Numero de pernos: 8

Numero de arandelas planas: 8

Numero de arandelas de seguridad: 8

Tapa derecha del eje de salida

Designación de los pernos: M12 x 1.75 - 60 Grado 8.8

Designación de las arandelas planas: M12 - Grado 8.8

Designación de las arandelas de seguridad: M12 - Grado 8.8

Numero de pernos: 8

Numero de arandelas planas: 8

Numero de arandelas de seguridad: 8

Esquemas de tapas laterales

Tapa ciega usada en el eje intermedio en ambos extremos.

Tapa hueca usada en los ejes de entrada y salida.

<< Anterior | Procesar | **Siguiente** >> | Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de los pernos de unión de la caja

Designación de los pernos	M8 x 1.25 - Grado 8.8
Designación de las tuercas	M8 x 1.25 - Grado 8.8
Designación de las arandelas planas	M8 - Grado 8.8
Designación de las arandelas de seguridad	M8 - Grado 8.8
Nro Pernos sector A	8
Nro Pernos sector B	6
Nro Pernos sector C	6
Nro Pernos sector D	10
Nro Pernos sector E	6
Nro Pernos sector F	6
Nro Pernos sector G	6
Nro Pernos sector H	10
Nro Pernos Totales	58
Nro de tuercas	58
Nro de arandelas planas	116
Nro de arandelas de seguridad	58
Longitud de los pernos	90

Esquema de ubicación de los pernos de la caja

<< Anterior Procesar SIGUIENTE >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados de la selección de los pernos de anclaje

Designación de los pernos	M10 x 1.5 - Grado 8.8
Designación de las tuercas	M10 x 1.5 - Grado 8.8
Designación de las arandelas planas	M10 - Grado 8.8
Designación de las arandelas de seguridad	M10 - Grado 8.8
Nro Pernos Totales	8
Nro de tuercas	8
Nro de arandelas planas	8
Nro de arandelas de seguridad	8

Esquema de ubicación de los pernos de anclaje

<< Anterior Procesar SIGUIENTE >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del cálculo de uniones soldadas

Propiedades mecánicas de la soldadura

Materia	AN/S E-7018
Módulo de elasticidad del material	207000 MPa
Módulo de corte del material	80000 MPa
Esfuerzo de Fluencia	MPa
Esfuerzo de Ruptura	MPa

Dimensiones de la soldadura de filete

Paredes laterales inferiores	8.00 mm
Paredes laterales superiores	8.00 mm
Pestañas de sujeción	8.00 mm
Sopote/ancilaje	8.00 mm
Baza de la caja	8.00 mm
Tapa de la caja	8.00 mm
Sopote de rodamientos del eje de entrada	8.00 mm
Sopote del rodamiento izquierdo del eje intermedio	8.00 mm
Sopote del rodamiento derecho del eje intermedio	8.00 mm
Sopote de rodamientos del eje de salida	8.00 mm

<< Anterior Procesar SIGUIENTE >> Salir

Programa de cálculo de cajas reductoras

Resultados del cálculo de transferencia de calor

Temperatura ambiental máxima: 45 °C

Calor generado por los elementos del reductor

Calor por barboteo

- Primer tren de engranajes: 0.3065 kW
- Segundo tren de engranajes: 0.1227 kW
- Primer y segundo tren de engranajes: 0.4312 kW

Calor por fricción en los engranajes

- Primer tren de engranajes: 0.6385 kW
- Segundo tren de engranajes: 1.6147 kW
- Primer y segundo tren de engranajes: 2.6533 kW

Calor por fricción en los rodamientos

- Calor de los 06 rodamientos: 0.4979 kW

Calor total generado: 3.5823 kW

Capacidad de disipación de calor de la caja

- Temperatura de la superficies interiores: 63.99 °C
- Temperatura de la superficies exteriores: 63.47 °C
- Calor disipable: 11.254 kW

Diagramas de transferencia de calor en placas horizontales (a) y (b) y pared vertical (c). Las placas horizontales muestran flujos de calor entre superficies interiores y exteriores, y entre placas adyacentes. La pared vertical muestra flujos de calor desde el interior hacia el exterior.

<< Anterior | Procesar | [SQUERUB33] | Salir >>

Programa de cálculo de cajas reductoras

Estimación de costos

Costos unitarios de máquinas herramientas

- Cepilladora: 6.0 US\$/h
- Cepilladora + Herramienta: 7.5 US\$/h
- Fresadora: 18.0 US\$/h
- Fresadora + Herramienta: 23.4 US\$/h
- Mortajadora: 8.0 US\$/h
- Mortajadora + Herramienta: 12.0 US\$/h
- Rectificadora: 15.0 US\$/h
- Rectificadora + Herramienta: 18.0 US\$/h
- Torno: 6.0 US\$/Agujero
- Torno + Herramienta: 7.5 US\$/Agujero
- Taladrado: 0.5 US\$/kg
- Roscado: 2.5 US\$/kg
- Lubricante: Costo del lubricante por galón: 14.55 US\$/USgal.

Materiales

- Acero para engranajes: 2.5 US\$/kg
- Acero para ejes: 2.5 US\$/kg
- Acero para chavetas: 2.5 US\$/kg
- Acero estructural: 2.5 US\$/kg
- Fundición: 5.5 US\$/kg

Accesorios

Rodamientos

- Rodamiento A eje entrada: 22314 CC/W33: 251.00 US\$/und.
- Rodamiento B eje entrada: 22314 CCAW33: 251.00 US\$/und.
- Rodamiento A eje intermedio: 23022 CC: 252.35 US\$/und.
- Rodamiento B eje intermedio: 23122 CC/W33: 290.78 US\$/und.
- Rodamiento A eje salida: 23032 CC/W33: 566.44 US\$/und.
- Rodamiento B eje salida: 23032 CC/W33: 566.44 US\$/und.

Retenes

- Retén eje de entrada: BA SL 65 x 85 x 13: 11.48 US\$/und.
- Retén eje de salida: BA SL 150 x 180 x 15: 60.52 US\$/und.

<< Anterior | Procesar | [SQUERUB33] | Salir >>

Programa de cálculo de cajas reductoras

Estimación de costos

Accesorios

Pernos de tapas laterales

Pernos de tapa lateral izquierda eje de entrada

- Perno M10 x 1.5 - 50 Grado 8.8: 0.157 US\$/und.
- Arandela plana M10 - Grado 8.8: 0.016 US\$/und.
- Arandela presión M10 - Grado 8.8: 0.018 US\$/und.

Pernos de tapa lateral izquierda eje intermedio

- Perno M12 x 1.75 - 40 Grado 8.8: 0.217 US\$/und.
- Arandela plana M12 - Grado 8.8: 0.024 US\$/und.
- Arandela presión M12 - Grado 8.8: 0.030 US\$/und.

Pernos de tapa lateral derecha eje intermedio

- Perno M12 x 1.75 - 50 Grado 8.8: 0.250 US\$/und.
- Arandela plana M12 - Grado 8.8: 0.024 US\$/und.
- Arandela presión M12 - Grado 8.8: 0.030 US\$/und.

Pernos de tapa lateral derecha eje de salida

- Perno M12 x 1.75 - 60 Grado 8.8: 0.283 US\$/und.
- Arandela plana M12 - Grado 8.8: 0.024 US\$/und.
- Arandela presión M12 - Grado 8.8: 0.030 US\$/und.

Pernos de unión de la caja

- Perno M8 x 1.25 - 90 Grado 8.8: 0.155 US\$/und.
- Tuerca M8 x 1.25 - Grado 8.8: 0.052 US\$/und.
- Arandela plana M8 - Grado 8.8: 0.014 US\$/und.
- Arandela presión M8 - Grado 8.8: 0.012 US\$/und.

Pernos de anclaje

- Perno M10 x 1.5 - Grado 8.8: 0.045 US\$/und.
- Tuerca M10 x 1.5 - Grado 8.8: 0.056 US\$/und.
- Arandela plana M10 - Grado 8.8: 0.016 US\$/und.
- Arandela presión M10 - Grado 8.8: 0.018 US\$/und.

<< Anterior | Procesar | [SQUERUB33] | Salir >>

Programa de cálculo de cajas reductoras			
Resultados del estimado de costos			
Piñón 1	168.20 US\$	Soporte izquierdo eje de entrada	42.87 US\$
Engranaje 1	1245.55 US\$	Soporte derecho eje de entrada	42.68 US\$
Piñón 2	504.45 US\$	Separador eje de entrada	4.61 US\$
Engranaje 2	4197.61 US\$	Soporte izquierdo eje intermedio	45.29 US\$
Eje de entrada	83.52 US\$	Soporte derecho eje intermedio	58.18 US\$
Eje intermedio	256.57 US\$	Separador eje intermedio	5.46 US\$
Eje de salida	437.62 US\$	Separador derecho eje intermedio	0.00 US\$
Tapá izquierda hueco eje de entrada	48.82 US\$	Soporte izquierdo eje de salida	82.72 US\$
Tapá izquierda carga eje intermedio	23.03 US\$	Soporte derecho eje de salida	83.01 US\$
Tapá derecha carga eje intermedio	23.82 US\$	Separador eje de salida	8.05 US\$
Tapá derecha hueco eje de salida	100.71 US\$	Resalido	8136.95 US\$
Costo del lubricante	963.81 US\$	Costo total del reductor	15784.82 US\$
Pesos			
Peso del piñón 1	9.35 kg	Peso del rodamiento A eje de entrada	4.30 kg
Peso del engranaje 1	57.92 kg	Peso del rodamiento B eje de entrada	4.30 kg
Peso del piñón 2	28.45 kg	Peso del rodamiento A eje intermedio	3.75 kg
Peso del engranaje 2	353.85 kg	Peso del rodamiento B eje intermedio	6.66 kg
Peso del eje de entrada	8.02 kg	Peso del rodamiento A eje de salida	3.70 kg
Peso del eje intermedio	49.39 kg	Peso del rodamiento B eje de salida	3.70 kg
Peso del eje de salida	72.17 kg	Peso del buje	1947.86 kg
Valores de lubricante	250.72 Libras	Peso del lubricante	216.12 kg
Peso de tapas de rodamientos	22.97 kg	Peso total del reductor	2683.40 kg

Vease los datos y resultados impresos en el apéndice J.

6.

CONCLUSIONES

En un proyecto desarrollado clásicamente (manualmente), resulta tedioso la aplicación generalizada a de la teoría de superposición, resultando sumamente ventajoso en desarrollos con herramientas computacionales.

El método mostrado demuestra la *rapidez* con que el proyectista o ingeniero de planta puede contar para sus necesidades con una solución tangible y real ya que puede tener con precisión los datos técnico económicos de sus requerimientos.

Al ser una solución computacional que contempla la mayoría de variables gravitantes en el diseño de un reductor de velocidad, es simple recrear cualquier escenario económico, desde el punto de vista de costos de producción, y de ambiente de trabajo variables lo que lleva a un producto *flexible*.

Al englobar las principales variables de diseño, el proyectista o ingeniero de planta puede involucrar todas las necesidades de su requerimiento en particular, *adaptando* mejor el producto final que su contraparte producida en serie.

La sistematización del cálculo del reductor y su integración a un programa de cómputo conlleva a tener *sinergia* en el resultado, ya que todas las variables interactúan entre sí corrigiéndose y recalculándose durante la ejecución del mismo. Esta sinergia muestra su eficacia al ser comparado con un diseño convencional el cual al encontrar una deficiencia en los parámetros iniciales (ej.: tipo de material, horas de duración, etc.) , requiere de una corrección total y tediosa versus su contraparte computacional que lo hace automáticamente.

Al poseer un paquete de diseño completo es necesario realizar una sola inversión para concretar los diversos tipos de reductores, generándose así una ventaja competitiva para la compañía metalmeccánica a cargo del desarrollo por tener *bajos costos* en el concepto de ingeniería de desarrollo en comparación al cálculo tradicional.

Al no requerir del producto extranjero por tener una herramienta potente y ágil, se *incentiva* de alguna medida la industria metalmeccánica nacional por involucrar mano de obra e inversiones considerables en proyectos de mediana envergadura.

Se evidencia las ventajas del *diseño computacional versus el método clásico* manual ya que el primero implica un gran esfuerzo inicial el cual se hace

innecesario en posteriores proyectos y el segundo implica un esfuerzo permanente para cada requerimiento.

Por lo expuesto se hace notorio la factibilidad de adaptar el método manual a uno automatizado por la simplicidad, agilidad y facilidad que nos brinda un método como este por lo que se vislumbra la computarización de todos los diseños tal cual es la tendencia actual.

7.

BIBLIOGRAFIA

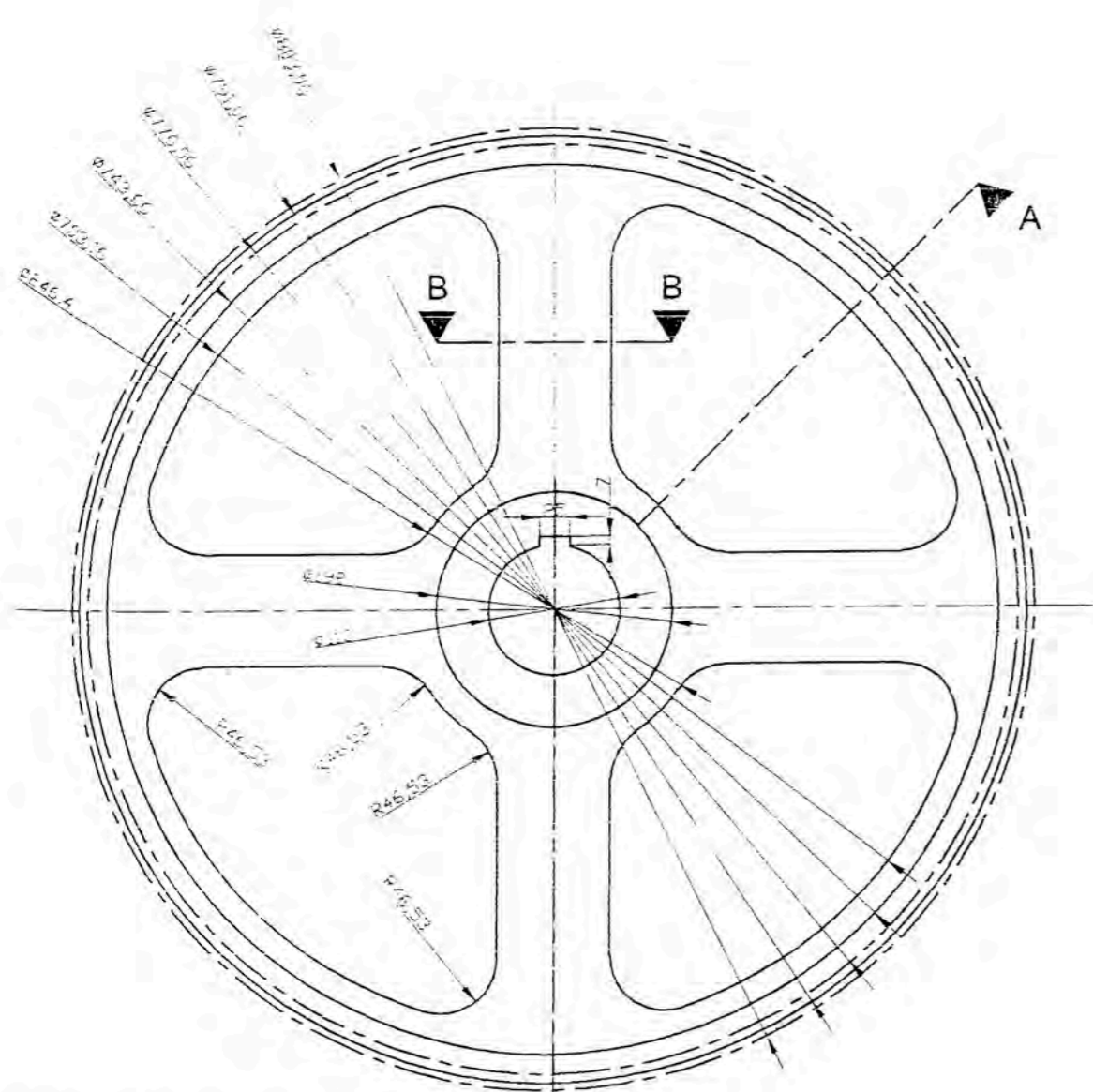
1. **Alva Dávila, Fortunato.** Diseño de Elementos de Máquinas I. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica 1995.
2. **Alva Dávila, Fortunato.** Diseño de Elementos de Máquinas II. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica 1995.
3. **Avallone, Eugene A. y Theodore Baumeister III.** Manual del Ingeniero Mecánico de Marks. Editorial Mc Graw – Hill. 3ª edición en español 1995.
4. **Campabadal Marti, José.** Engranajes. Ediciones Ariel S.A. Barcelona 1969.
5. **Decker, Karl Heinz.** Elementos de Máquinas Volumen XIII. Editorial URMO. Edición 1979.
6. **Deutschman, Aaron.** Diseño de Máquinas. Editorial CECSA. Edición 1995.
7. **Dobrovolski, V.** Elementos de Máquinas. Editorial MIR. 3ª edición 1980.
8. **Dubbel, H.** Manual de Construcción de Máquinas Tomo I. Editorial LABOR. 2ª edición 1962.
9. **Dudley, Darle W.** Manual de Engranajes. Editorial CECSA. 4ª impresión 1983.
10. **FALK.** Catálogo Power Transmission Products SPC93 1993.

11. **Faires, Virgil Morning.** Diseño de Elementos de Máquinas. Editorial LIMUSA. 5ª reimpresión 1996.
12. **Hall, Allen.** Diseño de Máquinas. Editorial Mc Graw – Hill. Edición 1971.
13. **Hori Asano, Juan José.** Esfuerzos y Deformaciones. Universidad Nacional de Ingeniería. Facultad de Ingeniería Mecánica 1988.
14. **Huapaya Bautista, Alejandro Orlando.** Diseño de un Reductor de Velocidad de Engranajes Helicoidales de 150 kW, 1750 RPM y 20:1 de Relación de Transmisión Exacta. Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica 1999. Tesis N° 1841.
15. **Incropera Frank P. and DeWitt David P.** Introduction to Heat Transfer. Editorial John Wiley & Sons. Second edition 1990.
16. **Jiménez Balboa, Luis.** Prontuario de Técnica Mecánica. Editorial Marcombo S.A. 1ª reimpresión 1977.
17. **Juvinall, Robert C.** Fundamentos para Ingeniería Mecánica. Editorial LIMUSA. Edición 1991.
18. **Karlekar B. V. y Desmond R. M.** Transferencia de Calor. Editorial Mc Graw Hill. 2ª edición 1995.
19. **Marti, José Campabadal.** Engranajes. Editorial Ariel. Edición 1969.
20. **Mott, Robert L.** Diseño de Elementos de Máquinas. Editorial Prentice Hall Hispanoamericana. 2ª edición 1995.
21. **Mundi Crespo, E.** Los Lubricantes y sus aplicaciones. Editorial Interciencia. Edición 1972.
22. **Niemann, G.** Tratado Práctico de Elementos de Máquinas. Editorial LABOR. 2ª edición 1973.

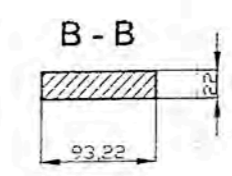
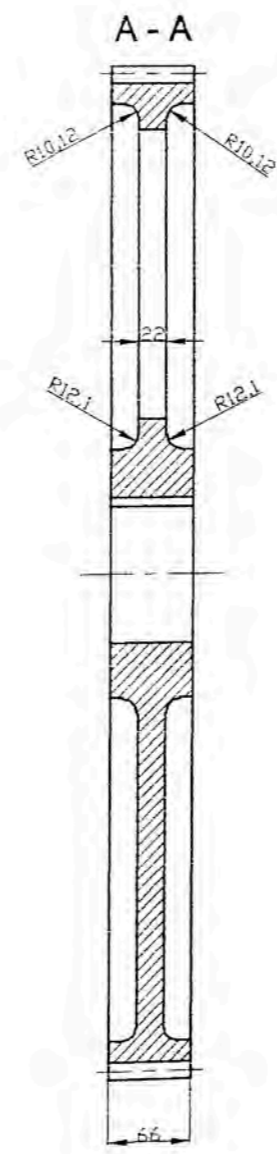
23. **Pareto, Luis**. Formulario de Elementos de Máquinas. Editorial CEAC. 2ª edición 1981.
24. **Roark, Raymond J. y Young, Warren C.** Formulas de Resistencia de Materiales, Esfuerzos y Deformaciones Traducción de la 2ª edición inglesa por de la Hoz, Mariano. Madrid 1952.
25. **Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R.** Diseño en Ingeniería Mecánica. Editorial Mc Graw – Hill. 4ª edición en español 1990.
26. **SIMRIT**. Catálogo 990. Producción completa 1977.
27. **SKF**. Catálogo General 1982.
28. **Vallance, Alex y Doughtie, V.** Cálculo de Elementos de Máquinas. Editorial ALSINA. Edición 1959.

8.

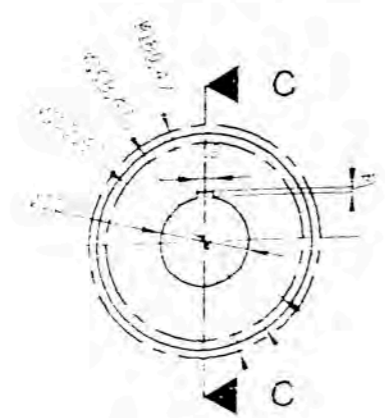
PLANOS



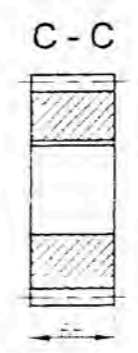
ENGRANAJE 1




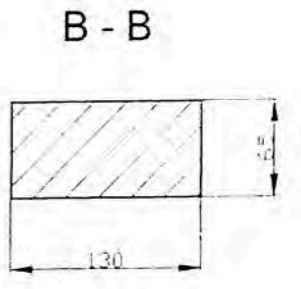
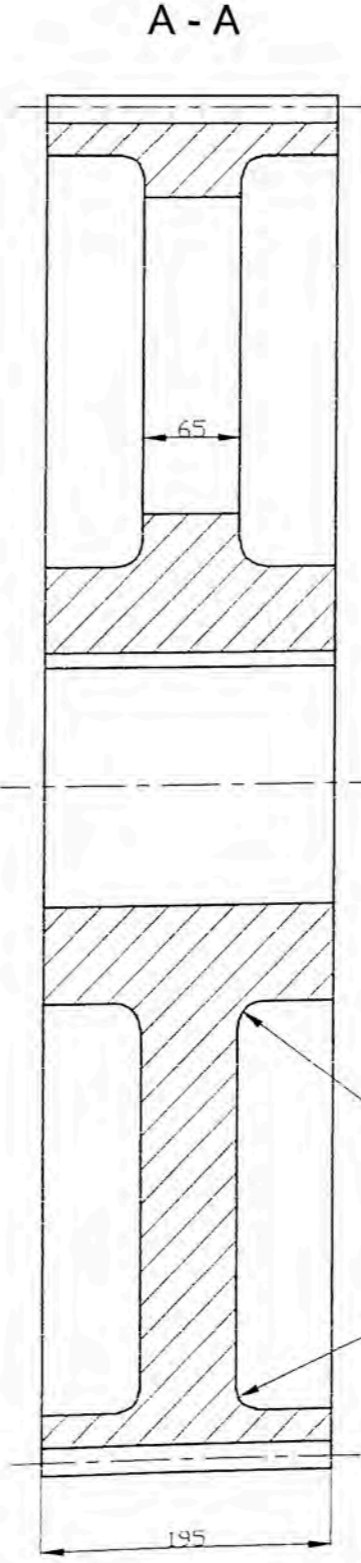
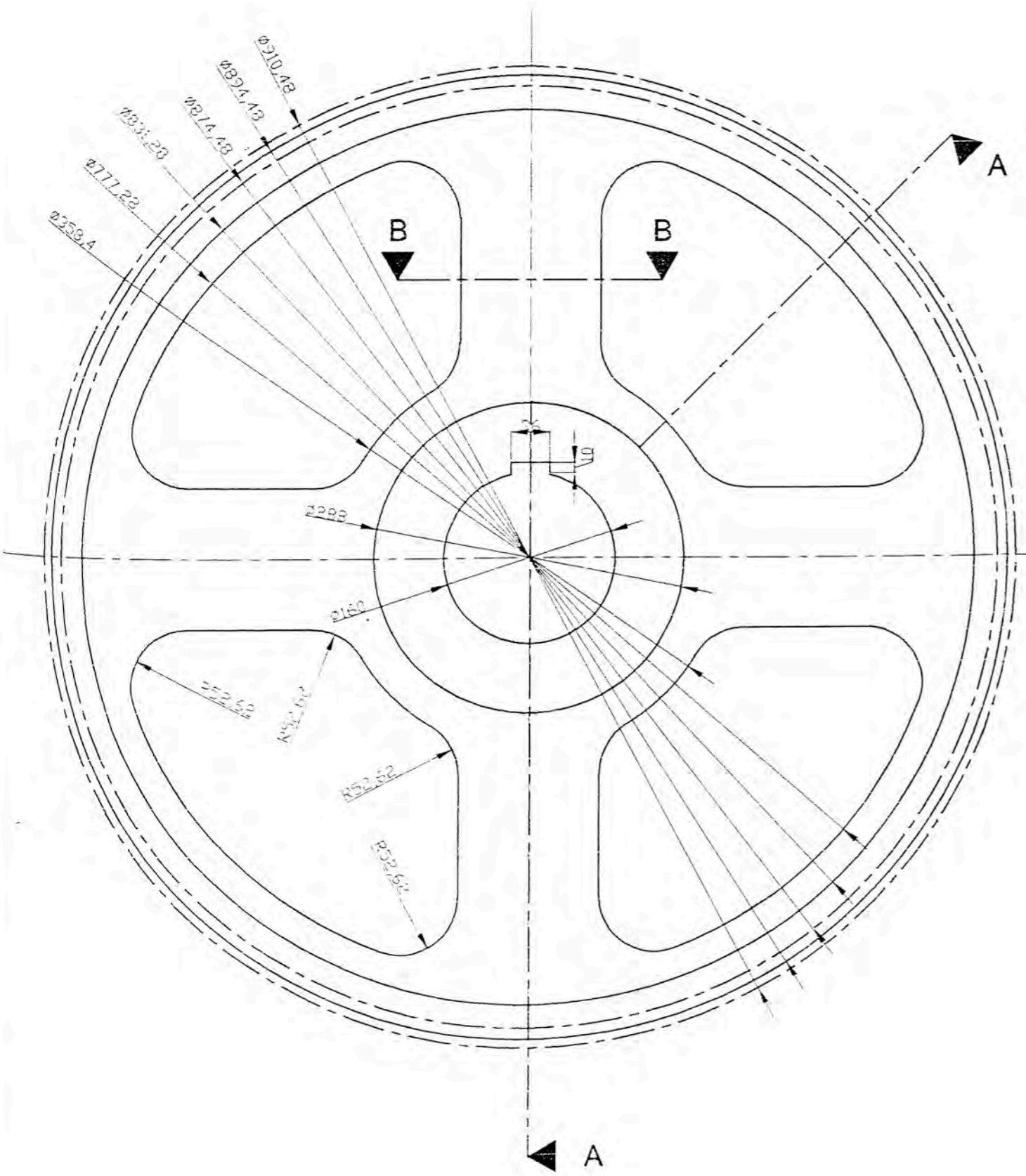
- Anotaciones:
- Piñón 1:
- Material AISI 4340
 - Dureza mínima del piñón 390 HB
 - Angulo de hélice 35° derecha
 - Angulo de presión normal 20°
 - Módulo 6 mm/diente
- Engranaje 1:
- Material AISI 4340
 - Dureza mínima del engranaje 370 HB
 - Angulo de hélice 35° izquierda
 - Angulo de presión normal 20°
 - Módulo 6 mm/diente
 - Se debe mantener la diferencia de durezas entre el piñón y engranaje (20 HB)




PIÑON 1



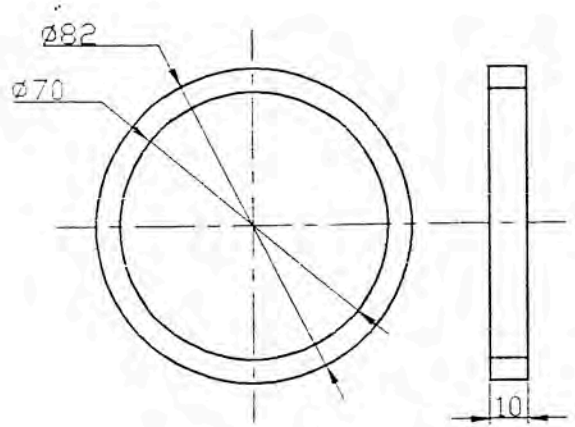
2	1	Engranaje 1 108 dientes			
1	1	Piñón 1 23 dientes			
Item	Cantidad	Descripción	Referencia		
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por - Fecha Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo	Fecha 11-Oct-04	Escala 1:6
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION		
Piñón 1 y engranaje 1			Edición 01	Página 01	



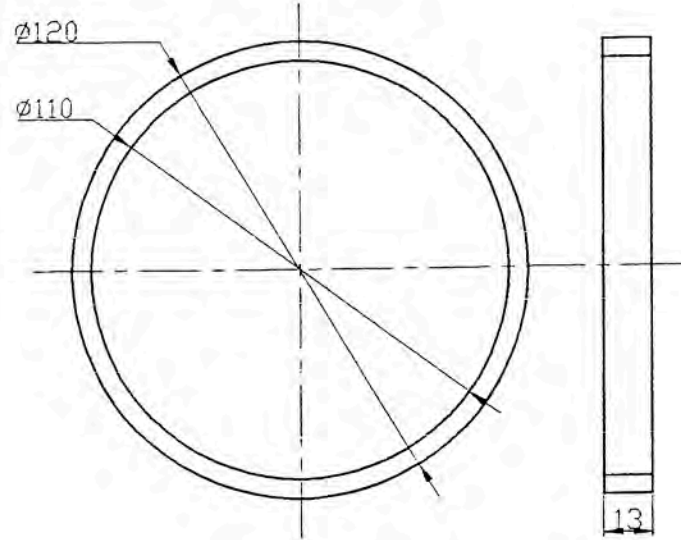
Anotaciones:
 Engranaje 2:
 - Material AISI 4340
 - Dureza mínima 300 HB
 - Angulo de hélice 15° derecha
 - Angulo de presión normal 20°
 - Módulo 8 mm/diente
 - Se debe mantener la diferencia de durezas entre el piñón y engranaje (20 HB)

1	1	Engranaje 2 108 dientes			
Item	Cantidad	Descripción			Referencia
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo	Fecha 11-Oct-04	Escala 1:5
		UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION	
Engranaje 2				Edición 01	Página 02

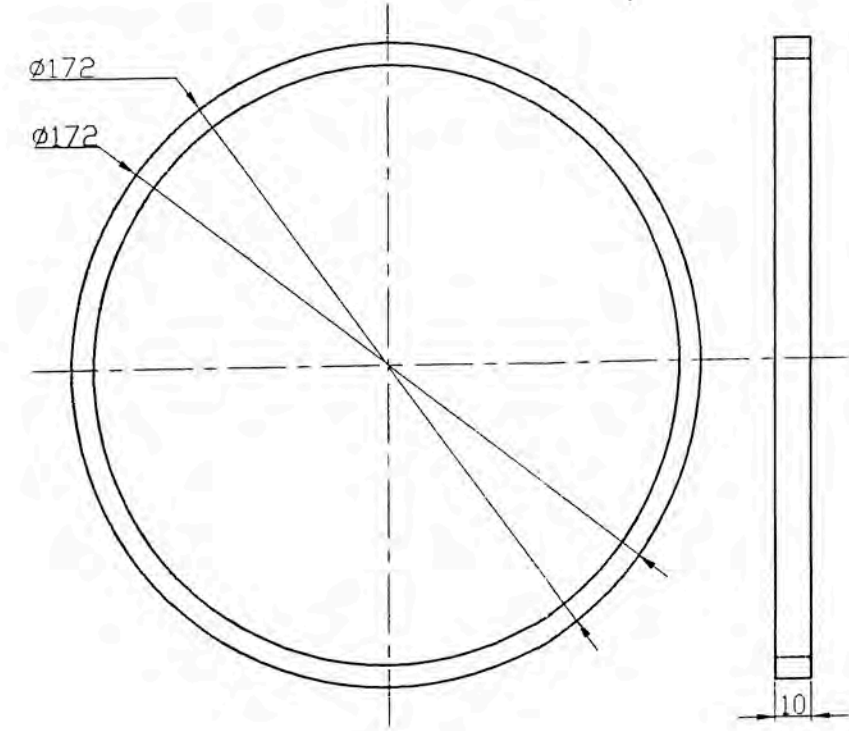
SEPARADOR IZQUIERDO DEL EJE DE ENTRADA



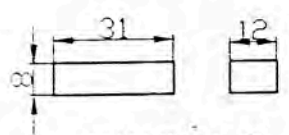
SEPARADOR IZQUIERDO DEL EJE INTERMEDIO



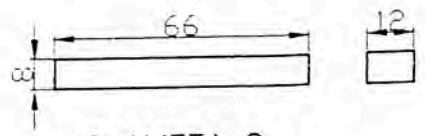
SEPARADOR DERECHO DEL EJE DE SALIDA



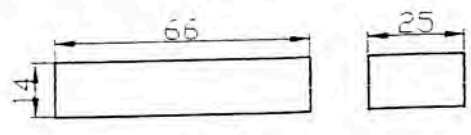
CHAVETA 1



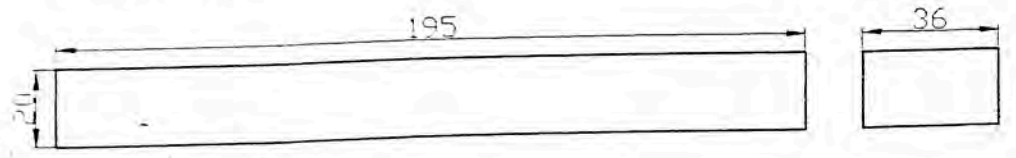
CHAVETA 2



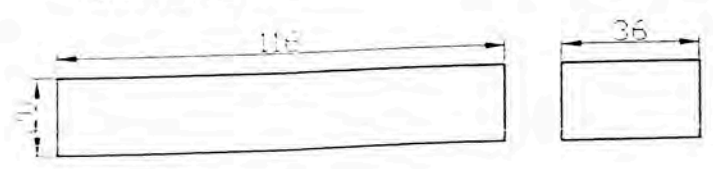
CHAVETA 3



CHAVETA 5



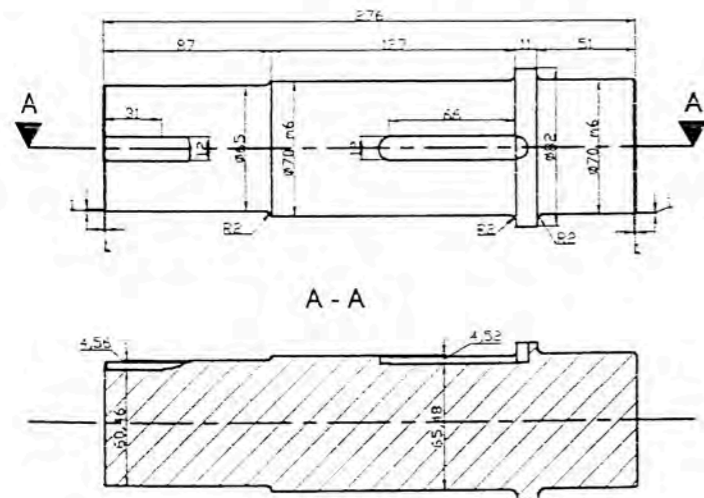
CHAVETA 6



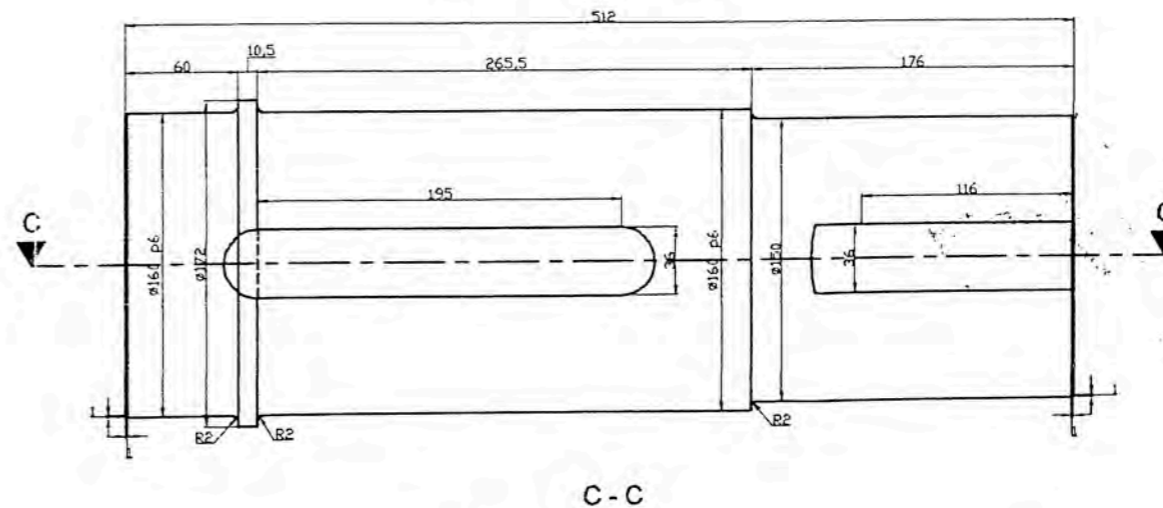
ANOTACIONES:
 - Material de las chavetas
 AISI 4140.
 - Material de los espaciadores
 AISI 4340.

8	1	Chaveta 6			
7	1	Chaveta 5			
6	1	Chaveta 3			
5	1	Chaveta 2			
4	1	Chaveta 1			
3	1	Separador derecho del eje de salida			
2	1	Separador izquierdo del eje intermedio			
1	1	Separador izquierdo del eje de entrada			
Item	Cantidad	Descripción	Referencia		
Dibujado por	Revisado por	Aprobado por	Archivo	Fecha	Escala
Max Chu	Max Chu	Jorge Chau - 11-Oct-04		11-Oct-04	1:2
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION		
			Espaciadores y chavetas	Edición 01	Página 03

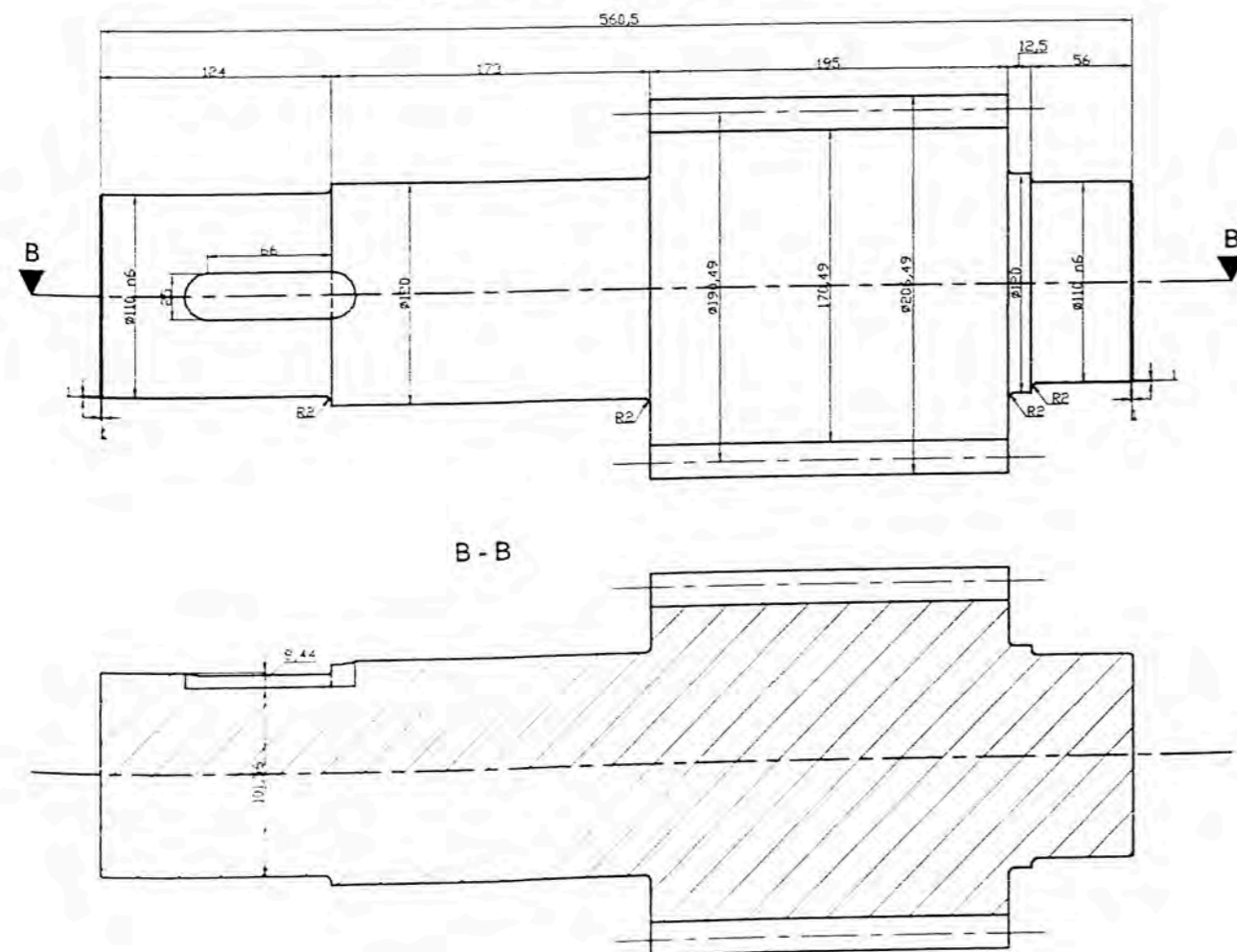
Eje de entrada



Eje de salida



Eje intermedio



Anotaciones:

- Material de los ejes AISI 4340
- Los acabados de los extremos de los ejes de entrada y salida (zona de canal chavetero) con acabado espejo por ser zona de contacto de retenes.
- Eje intermedio - Piñón
 - Angulo de hélice 15° izquierda
 - Angulo de presión normal 20°
 - Módulo 8 mm/diente
 - Dureza mínima 320 HB
 - Se debe mantener la diferencia de durezas entre el piñón y engranaje (20 HB)

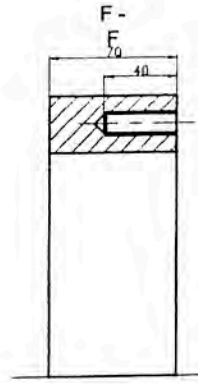
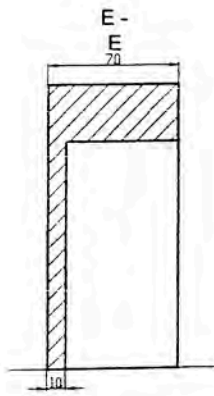
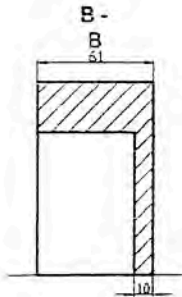
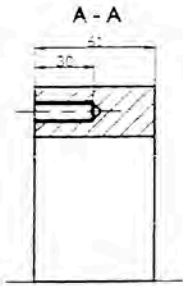
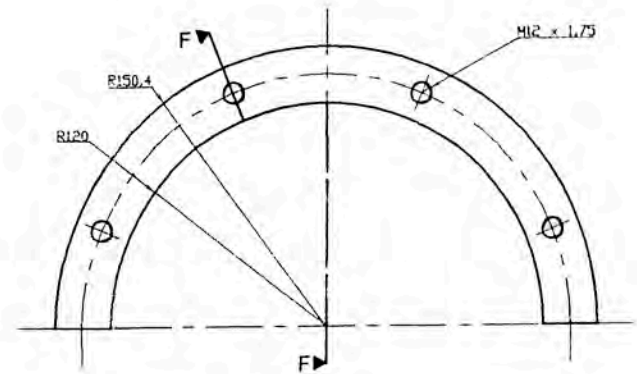
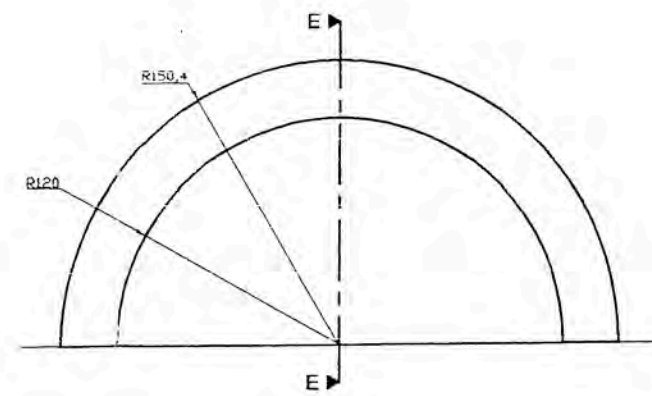
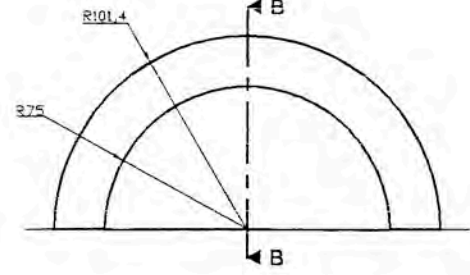
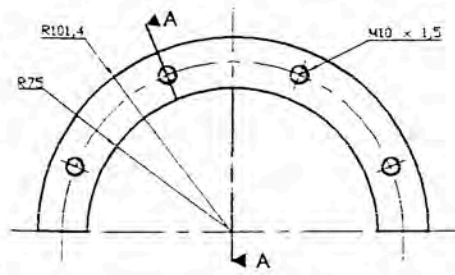
3	1	Eje de salida			
2	1	Eje intermedio - Piñón 23 dientes			
1	1	Eje de entrada			
Item	Cantidad	Descripción	Referencia		
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo	Fecha 11-Oct-04	Escala 1:4
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION		
			Ejes	Edición 01	Página 04

SOPORTE IZQUIERDO DEL EJE DE ENTRADA

SOPORTE DERECHO DEL EJE DE ENTRADA

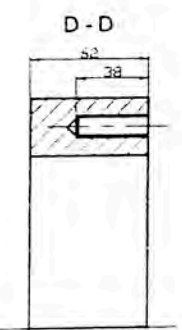
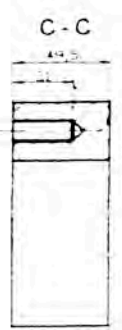
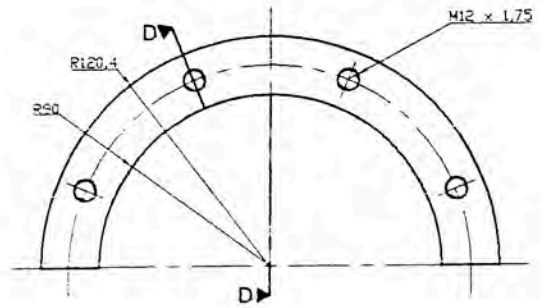
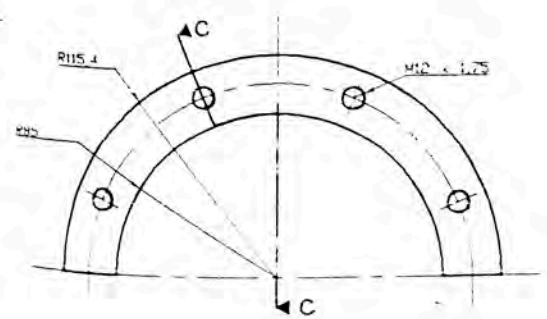
SOPORTE IZQUIERDO DEL EJE DE SALIDA

SOPORTE DERECHO DEL EJE DE SALIDA



SOPORTE IZQUIERDO DEL EJE INTERMEDIO

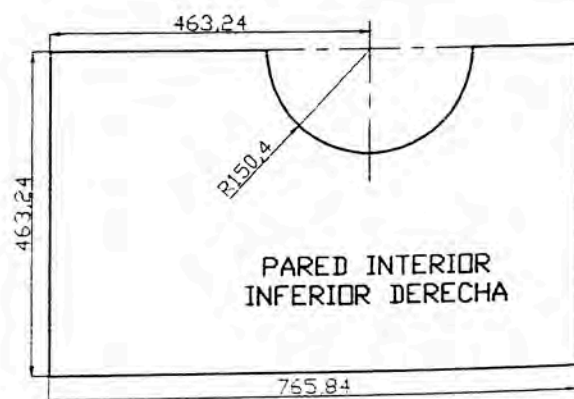
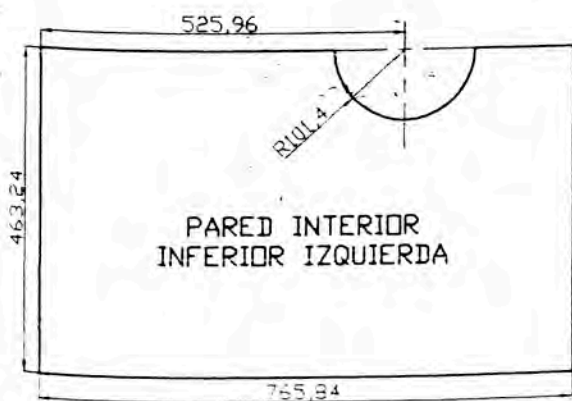
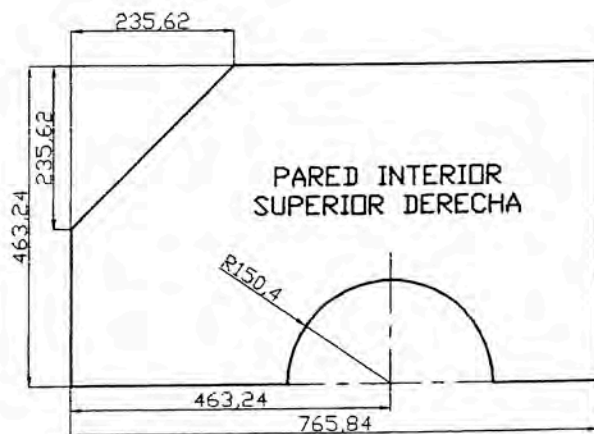
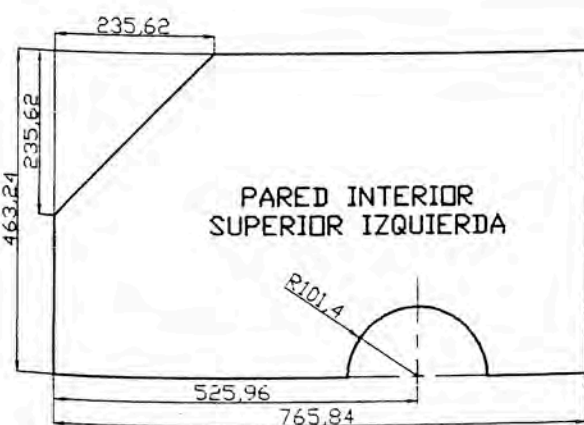
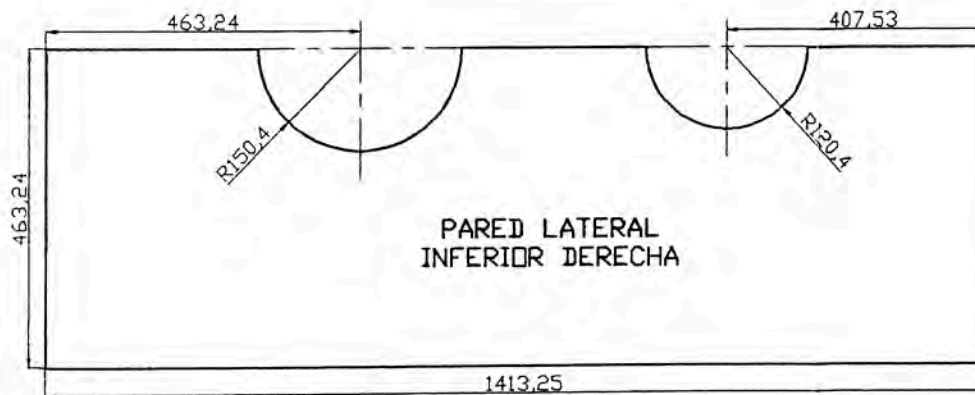
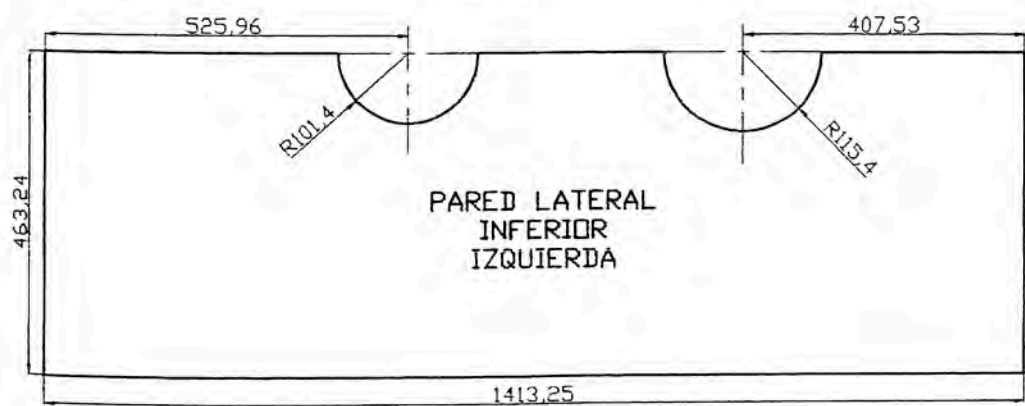
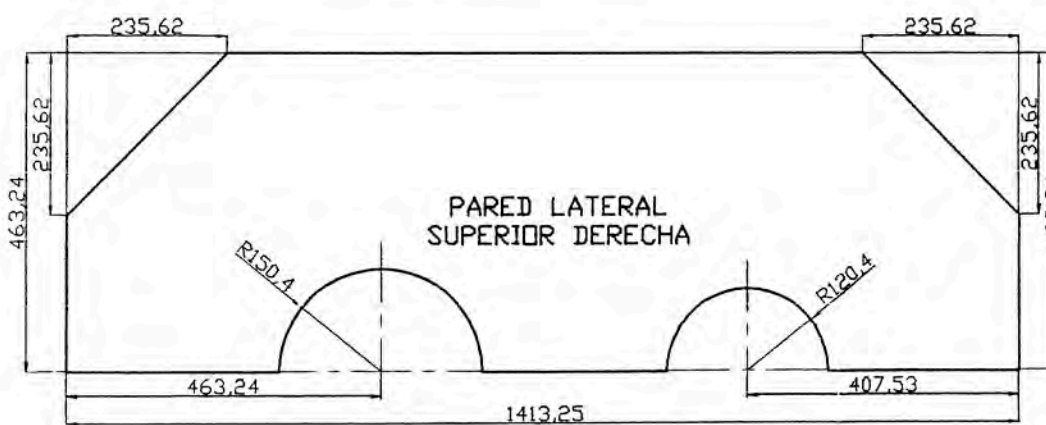
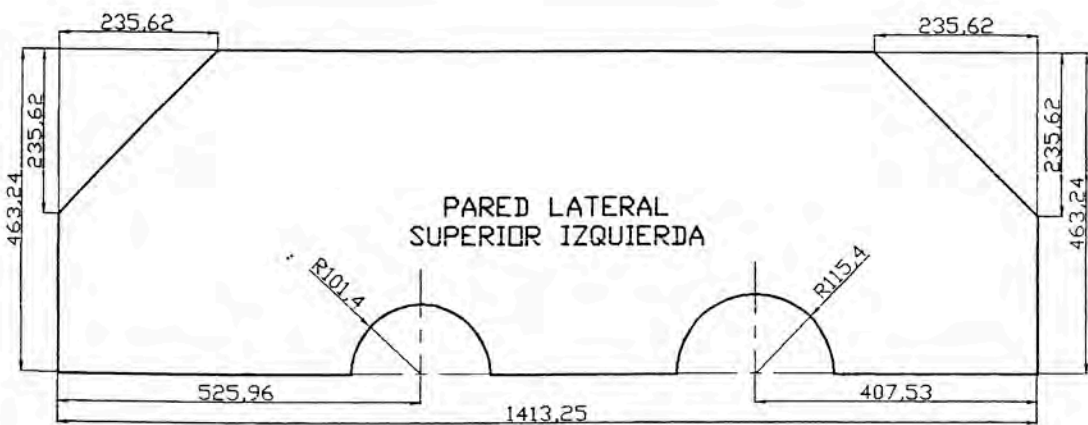
SOPORTE DERECHO DEL EJE INTERMEDIO



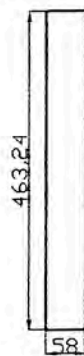
Material:
ASTM A 36

NOTA:
Al ser instalados las base de los rodamientos deben tener una tolerancia J7.

6	2	SopORTE derecho del eje de salida			
5	2	SopORTE izquierdo del eje de salida			
4	2	SopORTE derecho del eje intermedio			
3	2	SopORTE izquierdo del eje intermedio			
2	2	SopORTE derecho del eje de entrada			
1	2	SopORTE izquierdo del eje de entrada			
Item	Cantidad	Descripción	Referencia		
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo	Fecha 11-Oct-04	Escala 1:4
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION		
			Soportes de rodamientos	Edición 01	Página 05




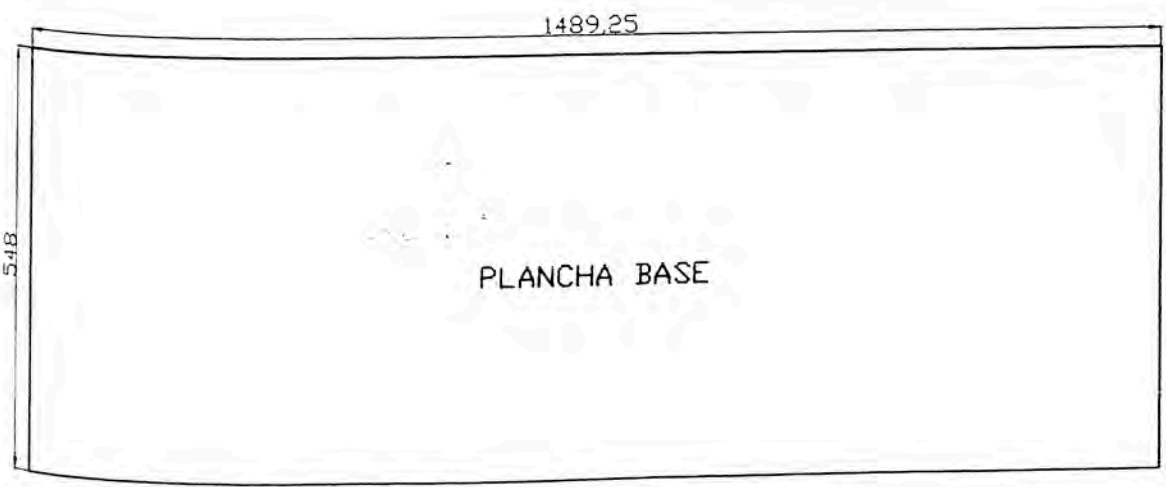
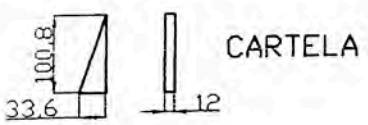
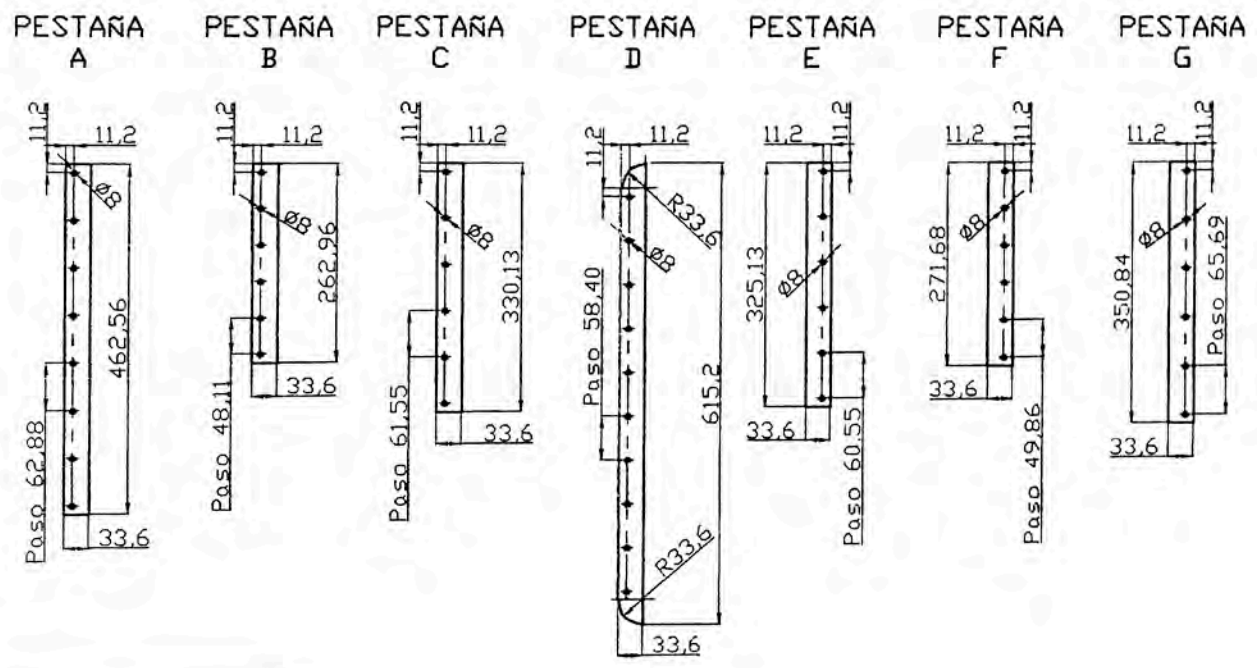
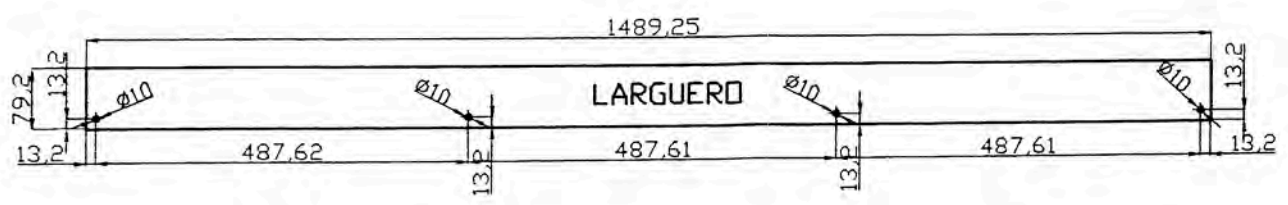
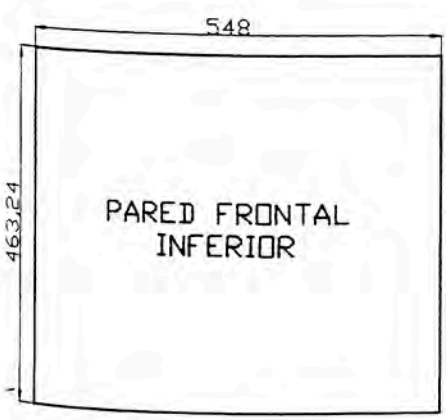
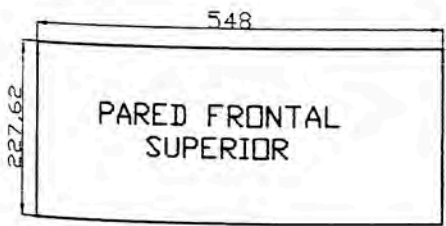
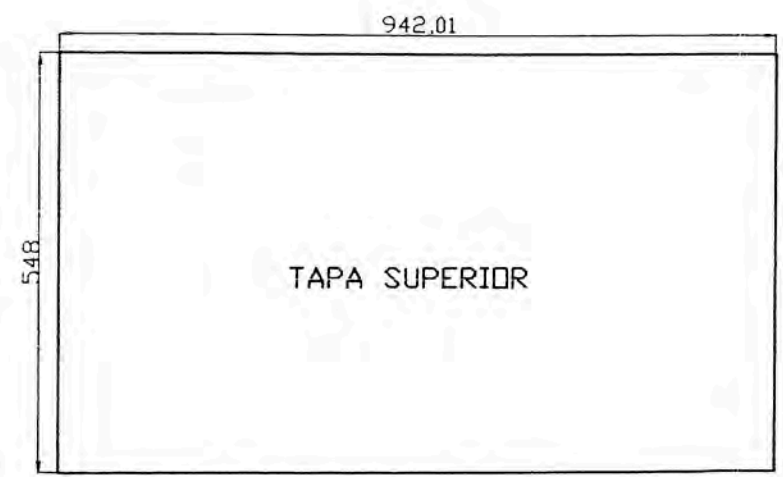
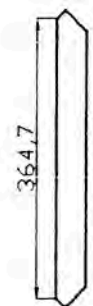
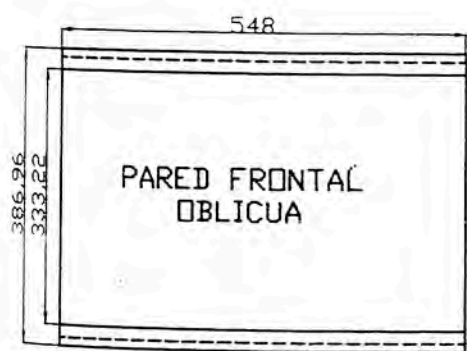
TABIQUE INTERIOR



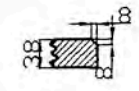
Anotaciones:
 - Material ASTM A 36
 - Espesor de las planchas 38 mm
 - Todos los bordes en ambos lados de las planchas deben tener un bisel de 8 mm a 45 para efectos de soldadura.



9	2	Tabique interior			
8	1	Pared interior inferior derecha			
7	1	Pared interior superior derecha			
6	1	Pared interior inferior izquierda			
5	1	Pared interior superior izquierda			
4	1	Pared lateral inferior derecha			
3	1	Pared lateral superior derecha			
2	1	Pared lateral inferior izquierda			
1	1	Pared lateral superior izquierda			
Item	Cantidad	Descripción	Referencia		
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por - Fecha Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo	Fecha 11-Oct-04	Escala 1:11
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION		
			Bastidor - planchas laterales superiores e inferiores	Edición 01	Página 07



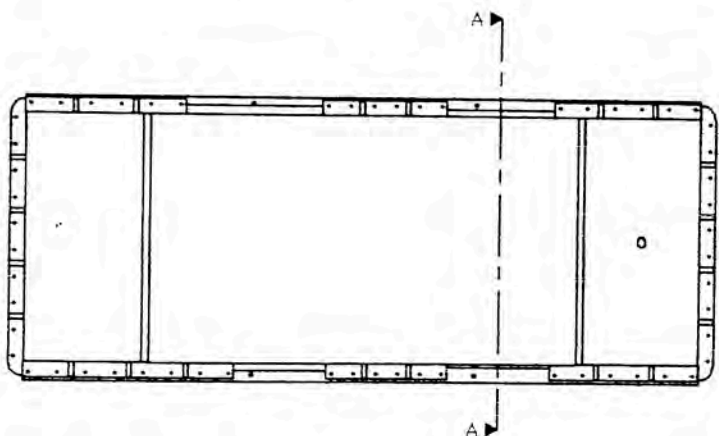
Anotaciones:
 - Material ASTM A 36
 - Espesor de las planchas 38 mm
 - Todos los bordes a ser unidos deben tener un bisel de 8 mm a 45 para efectos de soldadura.
 - Una pared frontal (en la parte central inferior) y una frontal oblicua (en el centro la plancha) debe tener un agujero de relleno y drenaje de lubricante de $\phi 1"$ UNC respectivamente.



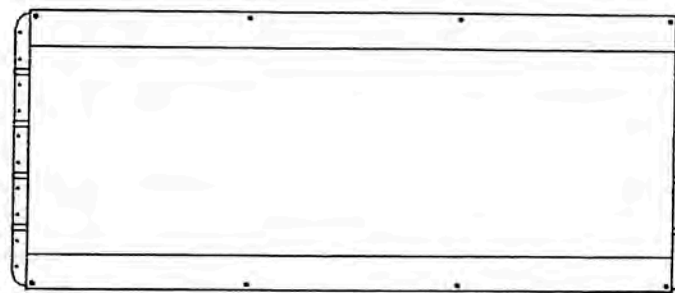
14	2	Pestaña G	
13	2	Pestaña F	
12	2	Pestaña E	
11	4	Pestaña D	
10	2	Pestaña C	
9	2	Pestaña B	
8	2	Pestaña A	
7	42	Cartela	
6	2	Larguero	
5	1	Plancha base	
4	2	Pared frontal inferior	
3	2	Pared frontal superior	
2	1	Tapa superior	
1	2	Pared frontal oblicua	
Item	Cantidad	Descripción	Referencia

Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por - Fecha Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo	Fecha 11-Oct-04	Escala 1:10
-------------------------	-------------------------	--	---------	--------------------	----------------

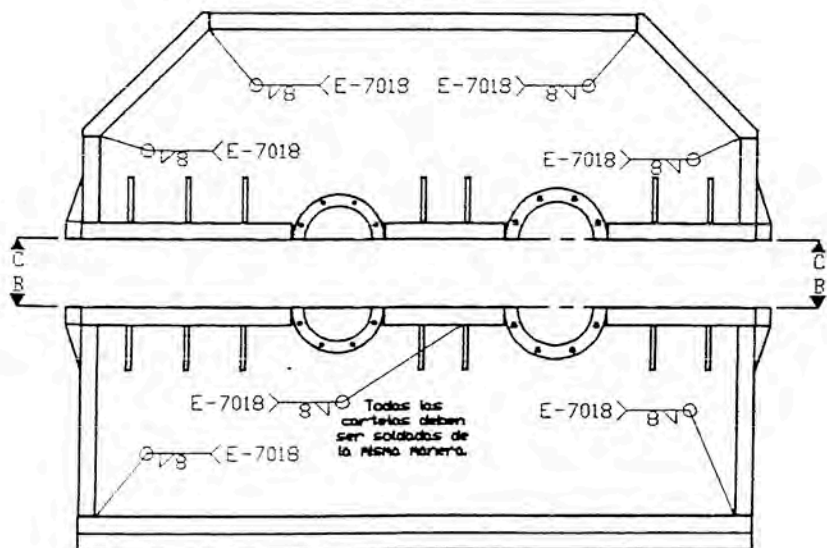
VISTA DE PLANTA



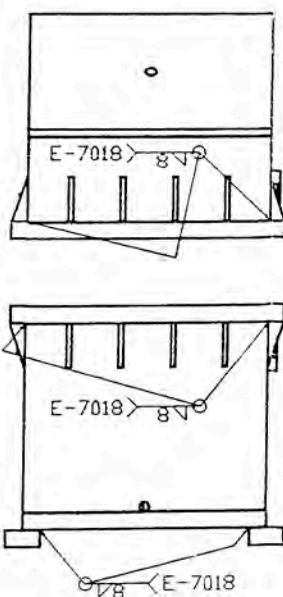
VISTA INFERIOR



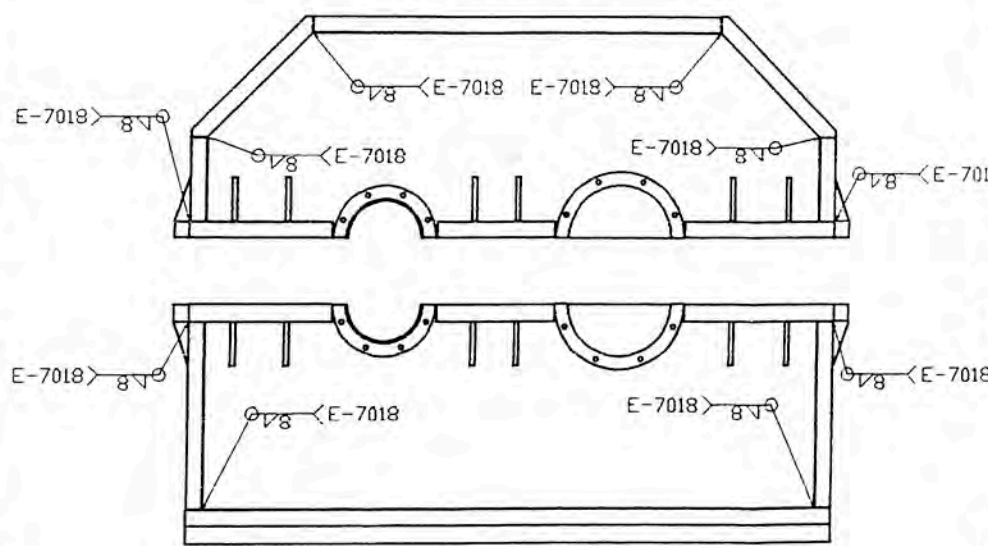
VISTA LATERAL IZQUIERDA



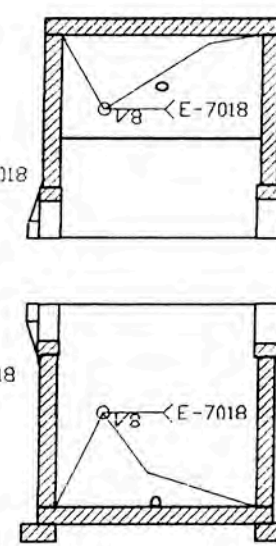
VISTA FRONTAL



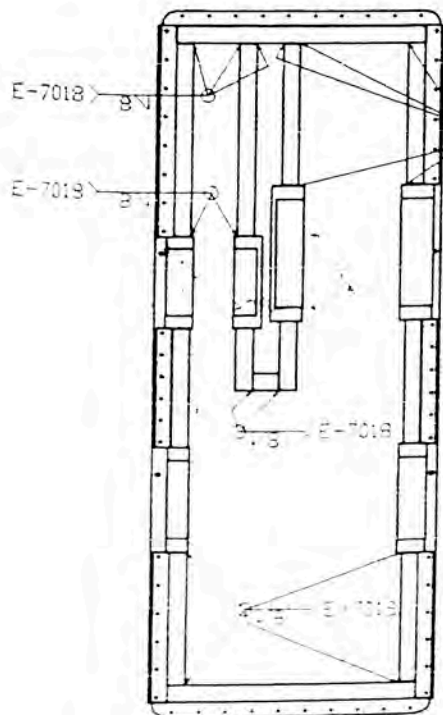
VISTA LATERAL DERECHA



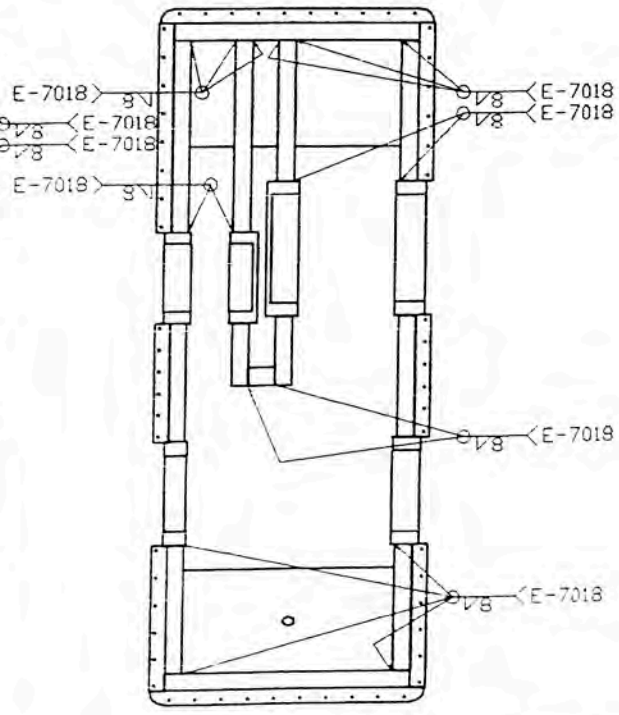
CORTE A - A



VISTA B - B



VISTA C - C

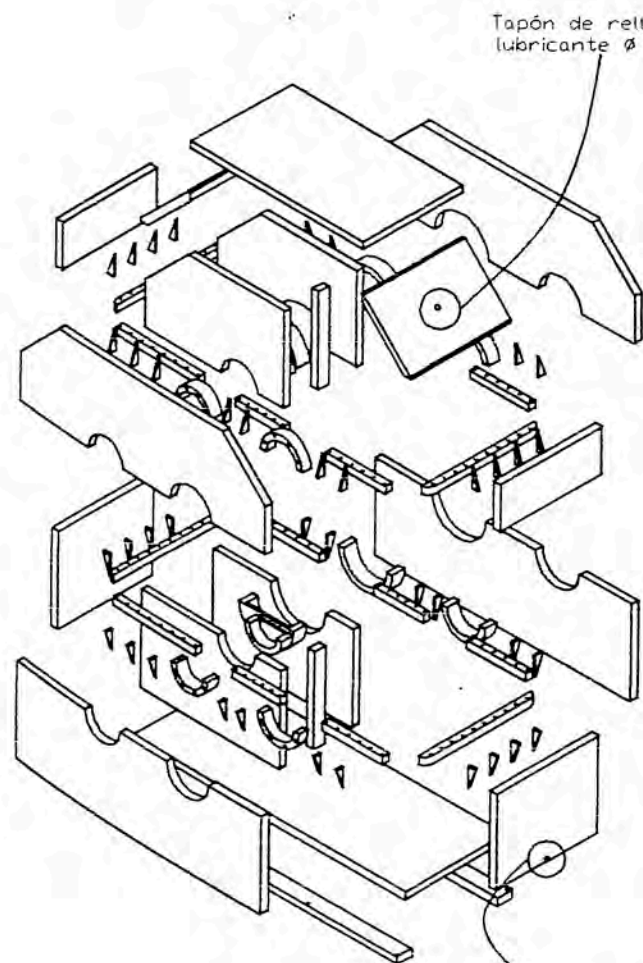


Todas las carterías deben ser soldadas de la MISMA manera.

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked
-------	---------------	------	-----------	---------

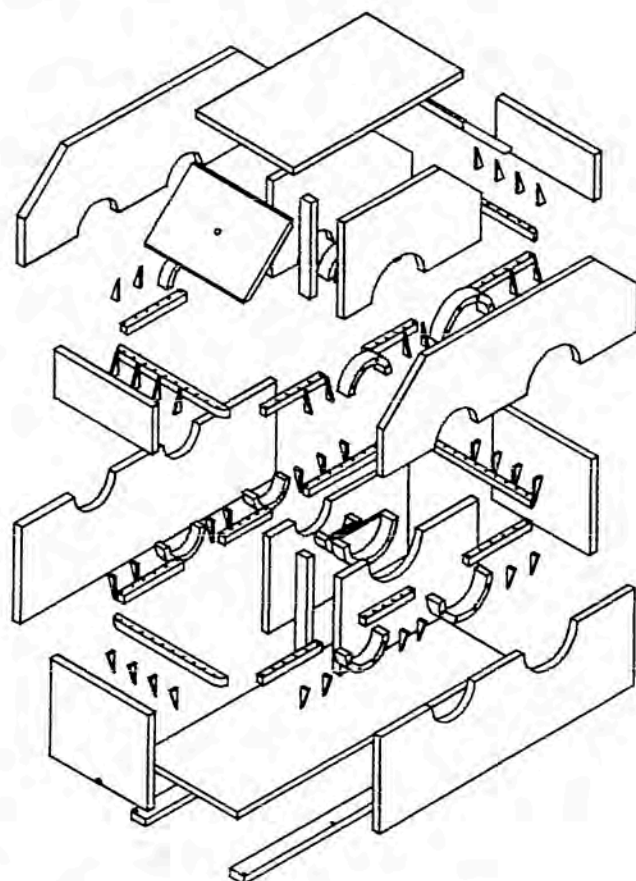
Item	Cantidad	Descripción	Referencia
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por - Fecha Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION
Bastidor - Soldadura			Edición 01 Página 09

DESPIECE ISOMETRICO SD



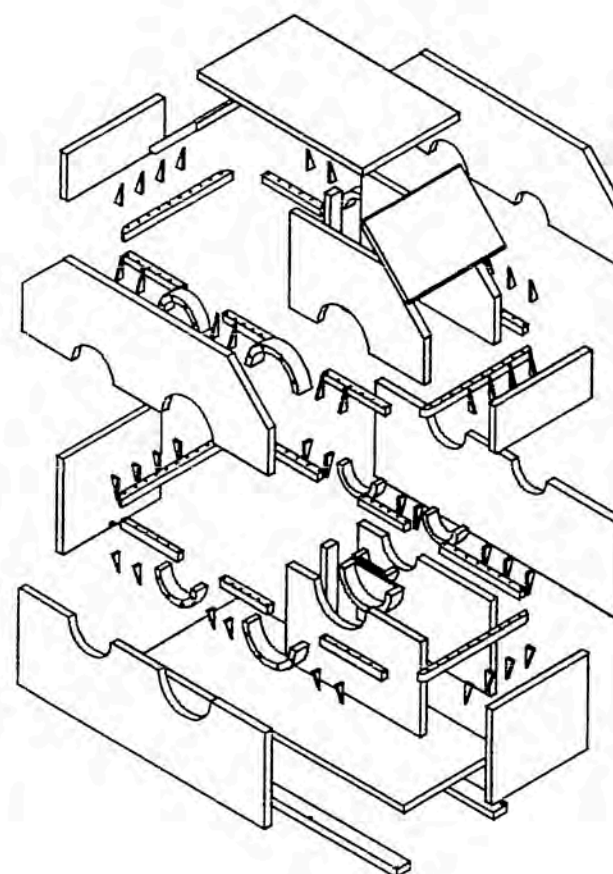
Tapón de relleno de lubricante Ø 1" UNC

DESPIECE ISOMETRICO SE

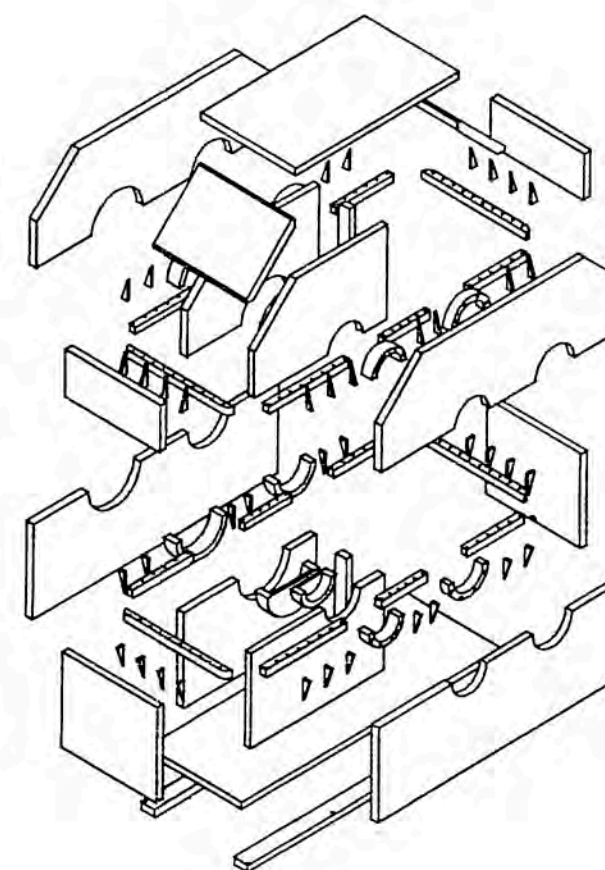


Tapón de drenaje de lubricante Ø 1" UNC

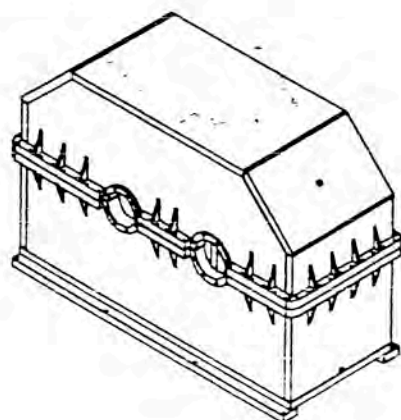
DESPIECE ISOMETRICO NE



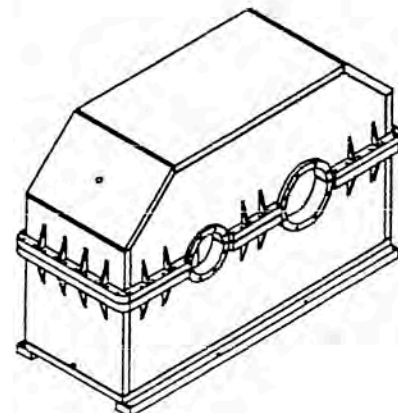
DESPIECE ISOMETRICO ND




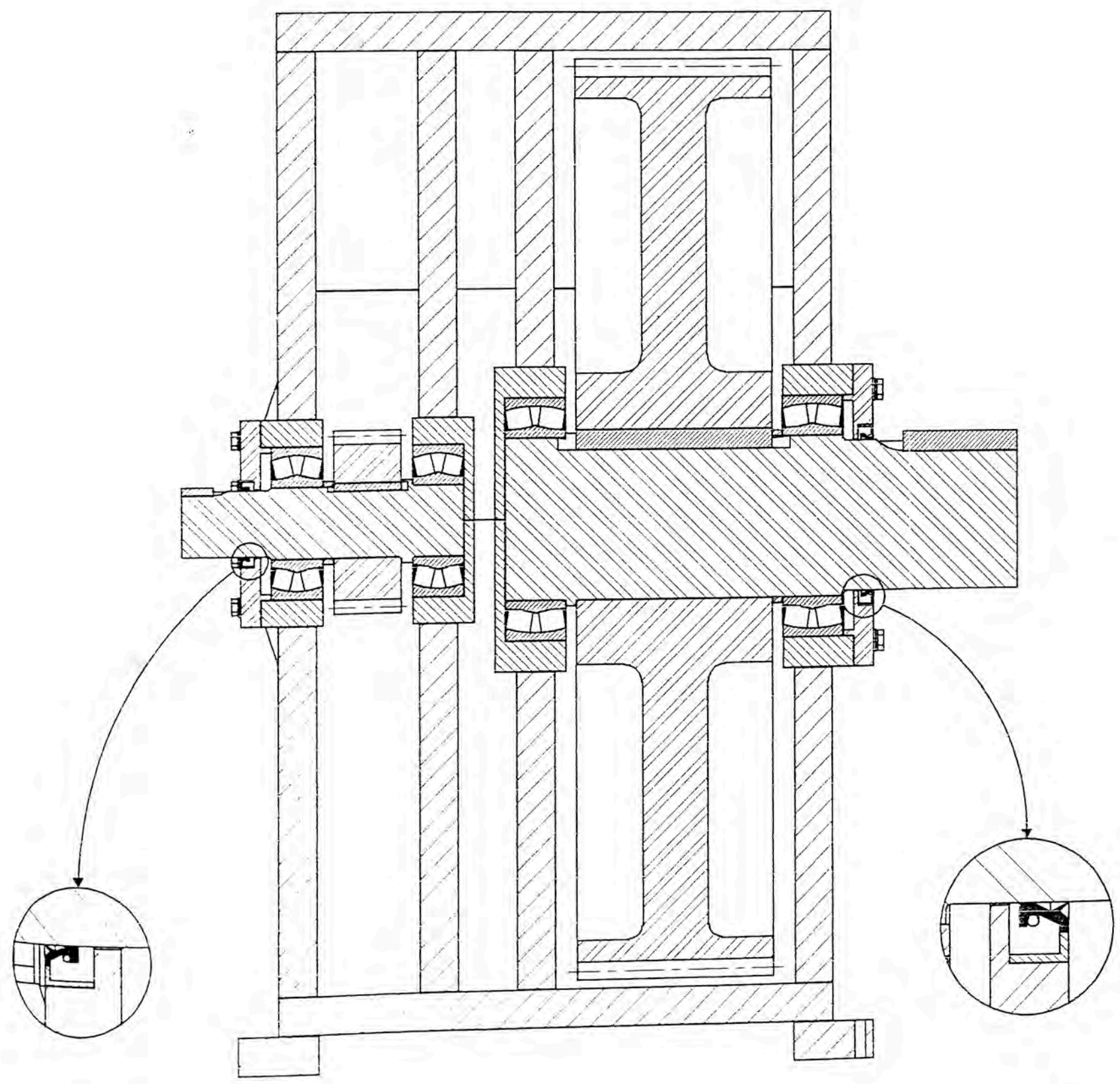
ENSAMBLE ISOMETRICO SD




ENSAMBLE ISOMETRICO SE



Item	Cantidad	Descripción	Referencia
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por - Fecha Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo Fecha 11-Oct-04
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION	Edición 01
Bastidor - Despiece		Edición 01	Página 10

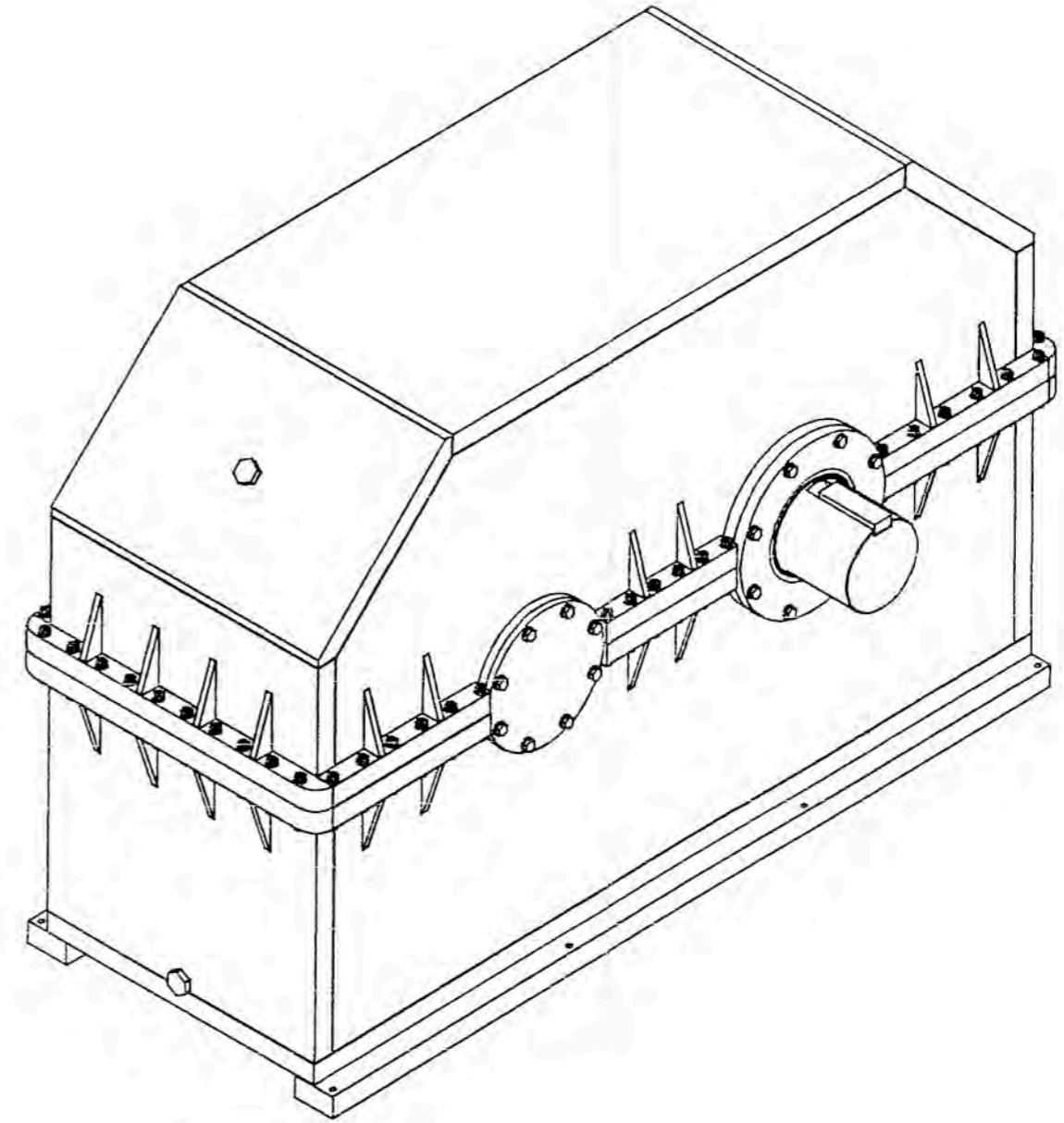
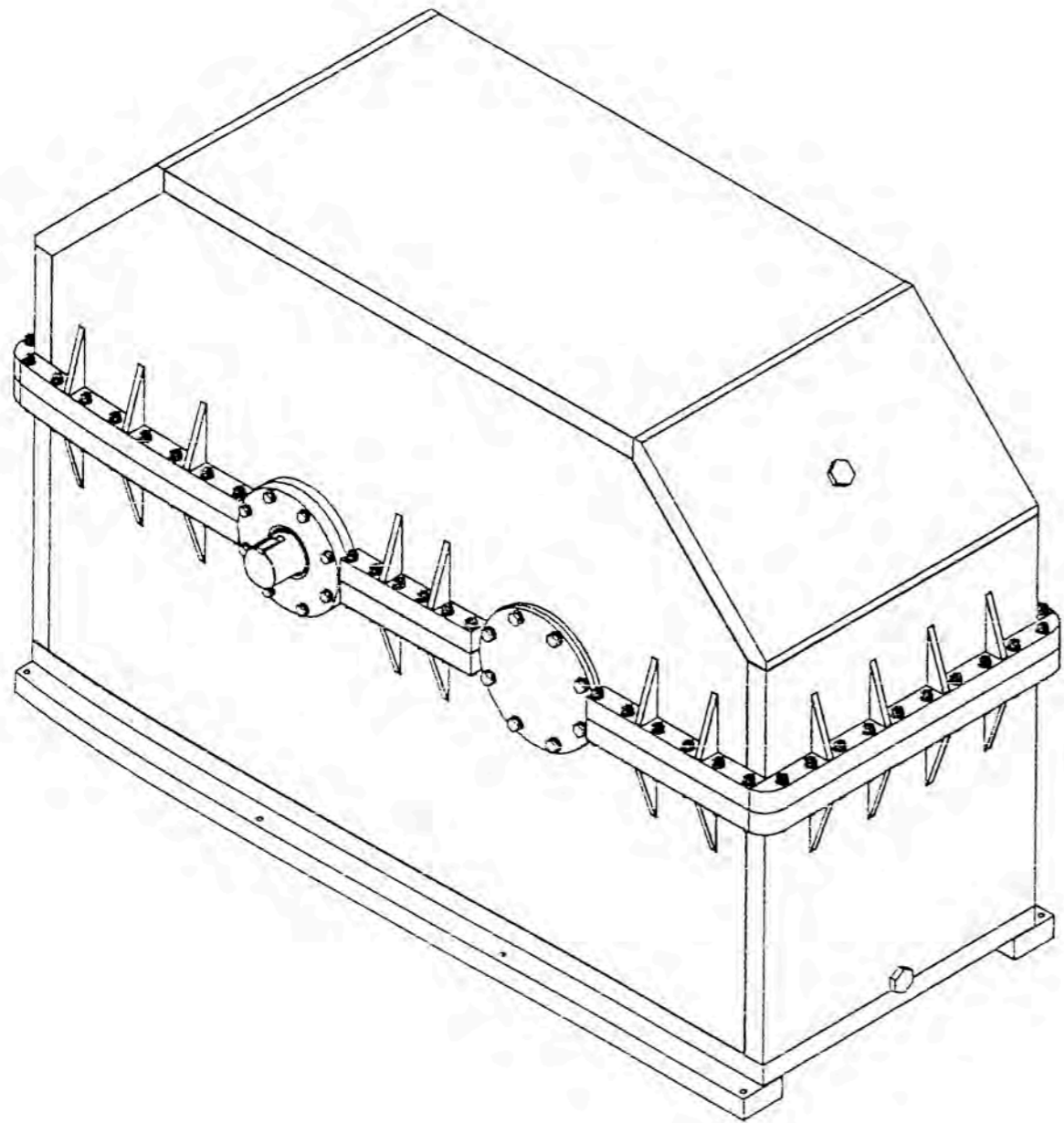


RECOMENDACION:
 Al realizar el montaje del reductor es posible que se encuentren pequeñas variaciones dimensionales generadas por el redondeo numerico en el cálculo computacional. Estas variaciones deben ser corregidas con lanas, especialmente en las tapas de los rodamientos para dar el ajuste correspondiente.

Item	Cantidad	Descripción	Referencia
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por - Fecha Jorge Chau - 11-Oct-04	Fecha 11-Oct-04
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION Edición 01 Escala 1:5 Página 11
Detalle retenes			Edición 01

ENSAMBLE ISOMETRICO SO

ENSAMBLE ISOMETRICO SE



Item	Cantidad	Descripción			Referencia	
Dibujado por Max Chu	Revisado por Max Chu	Aprobado por - Fecha Jorge Chau - 11-Oct-04	Archivo	Fecha 11-Oct-04	Escala 1:10	
		UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION		
Vistas isométricas				Edición 01	Página 12	

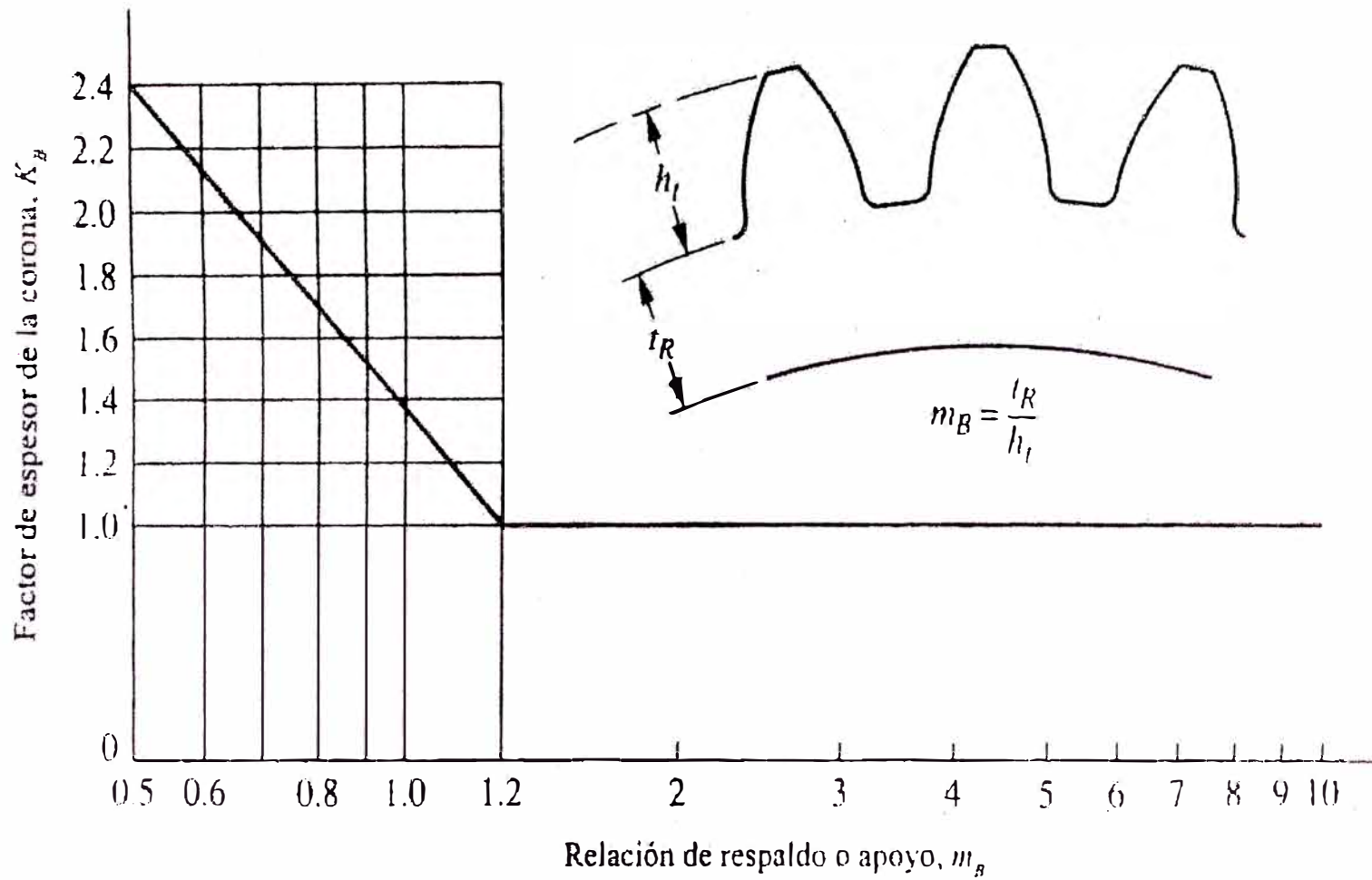
A
B
C
D
E
F

9.

APENDICES

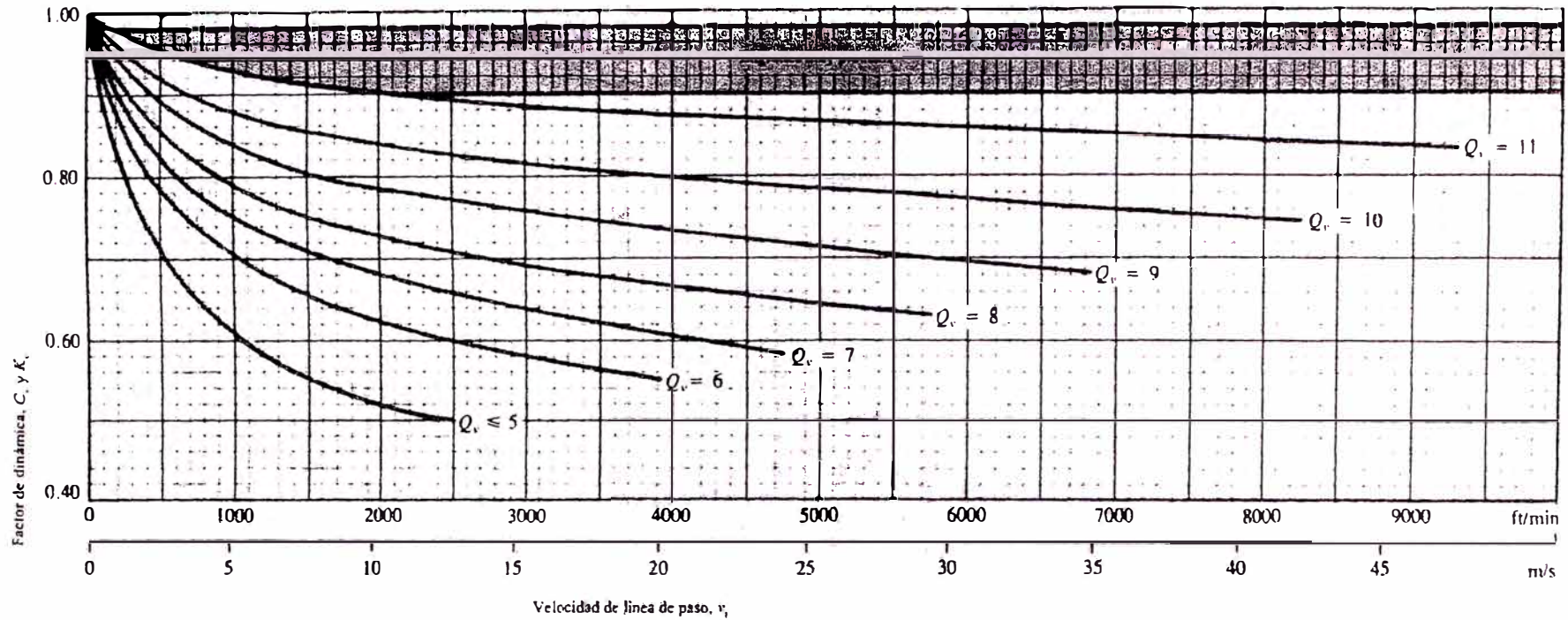
APENDICE A

Figura N° 1
Factor de espesor de corona K_B



Fuente: Mott, Robert L. Op. cit. p. 425.

Figura N° 2
Factor dinámico K_v y C_v



Curva 5:

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{v_r}} \quad \text{Unidades del sistema inglés}$$

$$C_v = K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200v_r}} \quad \text{Unidades del sistema SI}$$

$$v_{r_{max}} = [A + (Q_v - 3)]^2 \quad \text{Unidades del sistema inglés}$$

$$v_{r_{max}} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \quad \text{Unidades del sistema SI}$$

donde

$$v_{r_{max}} = \text{Punto extremo de las curvas de } C_v \text{ y } K_v, \text{ pies/min (m/s)}$$

Curvas 6 a la 11:

$$C_v = K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{v_r}} \right)^B \quad \text{Unidades del sistema inglés}$$

$$C_v = K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200v_r}} \right)^B \quad \text{Unidades del sistema SI}$$

donde

$$A = 50 + 56(1.0 - B)$$

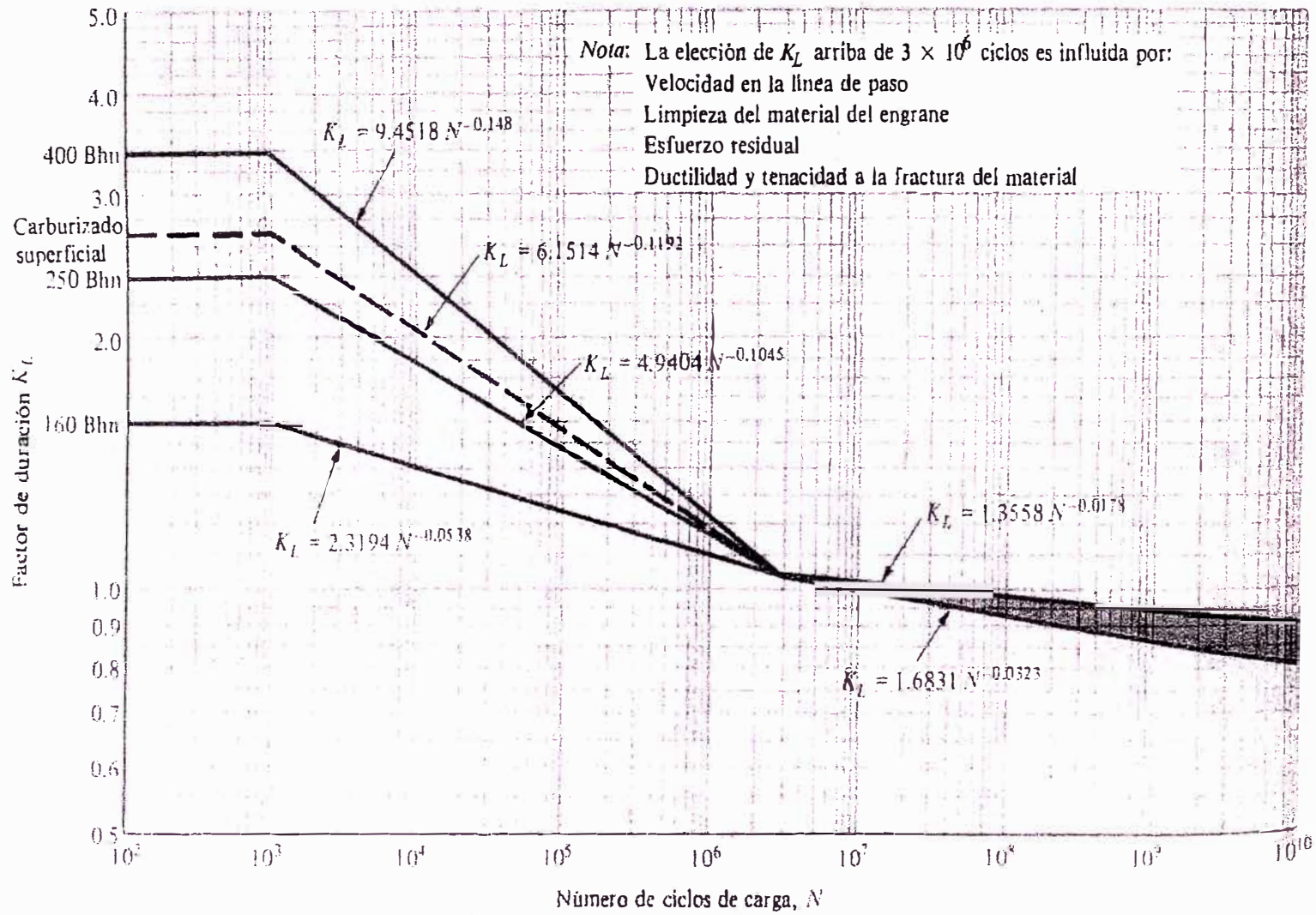
$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4}$$

Q_v = Número de nivel de precisión de la transmisión

Fuente: Mott, Robert L. Op. cit. p. 426.

Figura N° 3

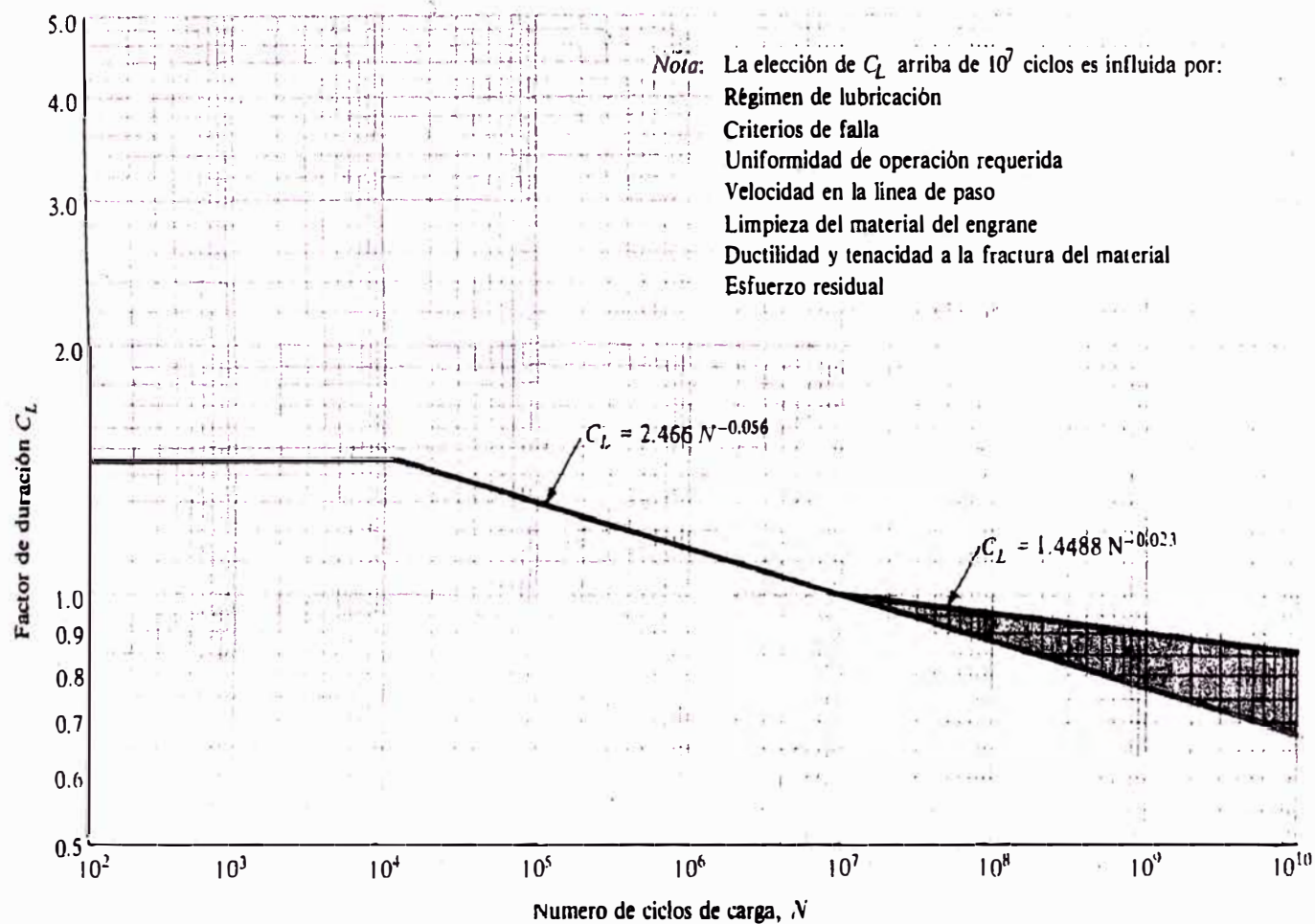
Factor de duración de esfuerzo de flexión K_L , para engranajes de acero



Fuente: Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 686.

Figura N° 4

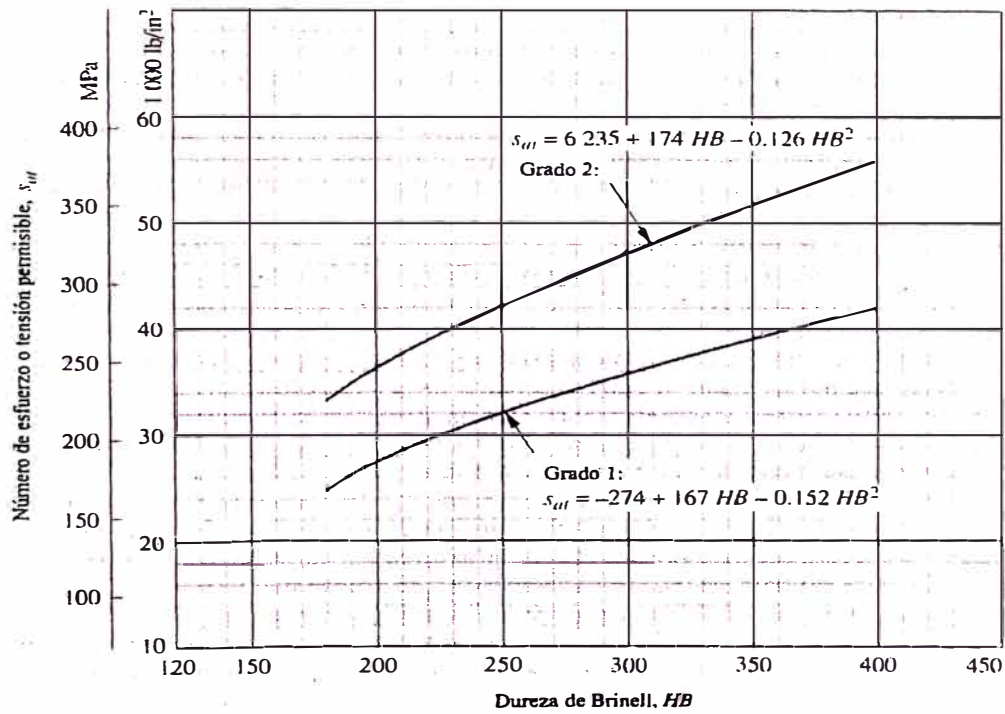
Factor de duración de resistencia a la picadura C_L , para engranajes de acero



Fuente: Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 685.

Figura N° 5

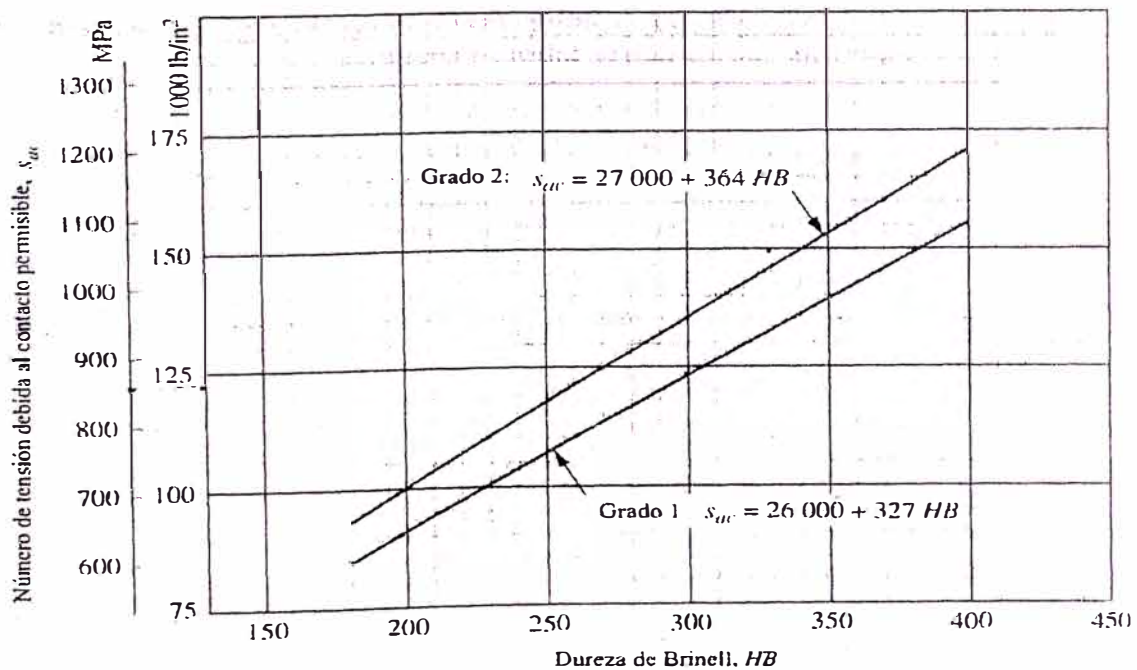
Número de esfuerzo o tensión permisible S_{at} , para engranajes de acero



Fuente: Mott, Robert L. Op. cit. p. 402

Figura N° 6

Número de esfuerzo o tensión permisible S_{at} , para engranajes de acero



Fuente: Mott, Robert L. Op. cit. p. 406

Método de mínimos cuadrados para la obtención de ecuaciones a partir de datos tabulados

Forma de la ecuación a obtener

$$Y = a_0 + a_1 * X + a_2 * X^2 + a_3 * X^3 + a_4 * X^4 + \dots + a_m * X^m$$

Sistema de ecuaciones para la solución de los coeficientes

$$\Sigma Y = a_0 * n + a_1 * \Sigma X + a_2 * \Sigma X^2 + a_3 * \Sigma X^3 + a_4 * \Sigma X^4 + \dots + a_m * \Sigma X^m$$

$$\Sigma X * Y = a_0 * \Sigma X + a_1 * \Sigma X^2 + a_2 * \Sigma X^3 + a_3 * \Sigma X^4 + a_4 * \Sigma X^5 + \dots + a_m * \Sigma X^{m+1}$$

$$\Sigma X^2 * Y = a_0 * \Sigma X^2 + a_1 * \Sigma X^3 + a_2 * \Sigma X^4 + a_3 * \Sigma X^5 + a_4 * \Sigma X^6 + \dots + a_m * \Sigma X^{m+2}$$

$$\Sigma X^3 * Y = a_0 * \Sigma X^3 + a_1 * \Sigma X^4 + a_2 * \Sigma X^5 + a_3 * \Sigma X^6 + a_4 * \Sigma X^7 + \dots + a_m * \Sigma X^{m+3}$$

$$\Sigma X^4 * Y = a_0 * \Sigma X^4 + a_1 * \Sigma X^5 + a_2 * \Sigma X^6 + a_3 * \Sigma X^7 + a_4 * \Sigma X^8 + \dots + a_m * \Sigma X^{m+4}$$

$$\Sigma X^m * Y = a_0 * \Sigma X^m + a_1 * \Sigma X^{m+1} + a_2 * \Sigma X^{m+2} + a_3 * \Sigma X^{m+3} + a_4 * \Sigma X^{m+4} + \dots + a_m * \Sigma X^{m+m}$$

Solución matricial

$$[X][A]=[Y]$$

$$[A]=[X^t][Y]$$

Donde:

a_0, a_1, \dots, a_m : coeficientes a calcular

n : número de pares de datos tabulados (X ; Y)

m : grado de la ecuación calculada

$[X], [Y]$: matrices de datos

$[A]$: matriz de coeficientes

Tabla N° 1

Módulos métricos usados	
N°	Módulos (mm/diente)
1	0.3
2	0.4
3	0.5
4	0.8
5	1
6	1.25
7	1.5
8	2
9	2.5
10	3
11	4
12	5
13	6
14	8
15	10
16	12
17	16
18	20
19	25
20	32
21	40
22	50

Fuente: Extracto de Avallone, Eugene A. y Theodore Baumeister III. Op. cit. p. 8-101 y 8-102; 20. Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 621 y 2. Alva Dávila, Fortunato. Diseño de Elementos de Máquinas II. Op. cit. p. 34.

Tabla N° 2

Aplicación	Factores de servicio K_s y C_s (engranajes)									Factores de momento y torsión (ecuación ASME de ejes)	
	Fuente de poder										
	Uniforme (Motor eléctrico o turbina)			Choques pequeños (Motores de combustión interna multicilíndricos)			Choques medianos (Motores de combustión interna de un cilindro)				
	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	K_m	K_t
Agitadores de:											
Líquidos puros	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Líquidos y sólidos	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
Líquidos de densidad variable	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
Alimentadores:											
De mandil o faja	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.50	1.00
De discos	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Reciprocantes	1.75	1.75	1.75	2.19	2.19	2.19	2.63	2.63	2.63	1.75	1.25
De tornillos	1.50	1.50	1.50	1.88	1.88	1.88	2.25	2.25	2.25	1.50	1.00
Bombas:											
Centrífugas	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
De dosaje	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.50	1.00
Reciprocantes:											
De efecto simple, 3 o más cilindros	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
De doble efecto, 2 o más cilindros	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
*De efecto simple, 1 ó 2 cilindros	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
*De doble efecto, 1 cilindro	1.50	1.50	1.75	1.88	1.88	2.19	2.25	2.25	2.63	1.75	1.25
Compresoras:											
Centrífugas	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
De lóbulos	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.50	1.00
Reciprocantes:											
De un cilindro	1.75	1.75	1.75	2.19	2.19	2.19	2.63	2.63	2.63	1.75	1.25
Multicilíndricos	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
Chancadoras de:											
Minerales o piedras	1.75	1.75	1.75	2.19	2.19	2.19	2.63	2.63	2.63	2.50	2.25
Azúcar	1.50	1.50	1.50	1.88	1.88	1.88	2.25	2.25	2.25	1.75	1.25

Tabla N° 2 (continuación)

Aplicación	Factores de servicio K_s y C_s (engranajes)									Factores de momento y torsión (ecuación ASME de ejes)	
	Fuente de poder										
	Uniforme (Motor eléctrico o turbina)			Choques pequeños (Motores de combustión interna multicilíndricos)			Choques medianos (Motores de combustión interna de un cilindro)				
	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	K_m	K_t
Elevadores:											
De canguilones cargados uniformemente	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
De canguilones fuertemente cargados	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
Continuos de canguilones	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Con descarga centrífugos	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Escaleras	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Montacargas	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
Máquinas herramientas:											
Accionamientos auxiliares	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Accionamiento principal	1.25	1.25	15.00	1.56	1.56	18.75	1.88	1.88	22.50	1.75	1.25
Prensas	1.75	1.75	1.75	2.19	2.19	2.19	2.63	2.63	2.63	2.50	2.25
Molinos y hornos:											
Molino de bolas, secadores rotatorios, horno de cemento	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
Hornos rotatorios	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25
Molinos de tambor	1.75	1.75	1.75	2.19	2.19	2.19	2.63	2.63	2.63	2.50	2.25
Sopladores:											
Centrífugos	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
De lóbulos	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.50	1.00
Turbosopladores	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Transportadores uniformemente cargados o alimentados de: mandil, faja, cadena, tornillo											
	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Transportadores pesados con alimentación variable de: mandil, faja, cadena, tornillo											
	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.75	1.25

Tabla N° 2 (continuación)

Aplicación	Factores de servicio K_s y C_s (engranajes)									Factores de momento y torsión (ecuación ASME de ejes)	
	Fuente de poder										
	Uniforme (Motor eléctrico o turbina)			Choques pequeños (Motores de combustión interna multicilíndricos)			Choques medianos (Motores de combustión interna de un cilindro)				
	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	Intermitente (aprox. 3 horas diarias)	10 horas diarias	24 horas diarias	K_m	K_t
Transportadores extrapesados:											
*De rodillos	1.50	1.50	1.50	1.88	1.88	1.88	2.25	2.25	2.25	2.50	2.25
Reciprocantes o sacudidores	1.75	1.75	1.75	2.19	2.19	2.19	2.63	2.63	2.63	2.50	2.25
Ventiladores:											
Centrífugo	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
*Para torres de enfriamiento con tiro forzado o inducido	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.95	1.95	2.34	1.50	1.00
Para tiro inducido	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.95	1.95	2.34	1.50	1.00
Grandes (minería, etc.)	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.50	1.00
Grandes para uso industrial	1.25	1.25	1.50	1.56	1.56	1.88	1.88	1.88	2.25	1.50	1.00
Pequeños (diámetro pequeño)	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.50	1.00
Zarandas rotatorias para piedras o piedras chancadas	1.00	1.00	1.25	1.25	1.25	1.56	1.50	1.50	1.88	1.75	1.25

* Valores estimados

Fuente:

Para engranajes elaboración basada en: Alva Dávila, Fortunato. Diseño de Elementos de Máquinas II. Op. cit. p. 38 a 40.

Para ejes elaboración basada en: Alva Dávila, Fortunato. Diseño de Elementos de Máquinas II. Op. cit. p. 38 a 40 y 97.

Para ejes elaboración basada en: Alva Dávila, Fortunato. Diseño de Elementos de Máquinas II. Op. cit. p. 38 a 40 y 117.

Tabla N° 3
Factor de tamaño K_s y C_s

Tabla de datos						
m_t	0	5	6	8	12	20
K_s, C_s	1.00	1.00	1.05	1.15	1.25	1.40

Ecuación resultante:

$$K_s ; C_s = 5,39813 \cdot 10^{-1} + 2,87460 \cdot 10^{-1} \cdot \ln(m_t)$$

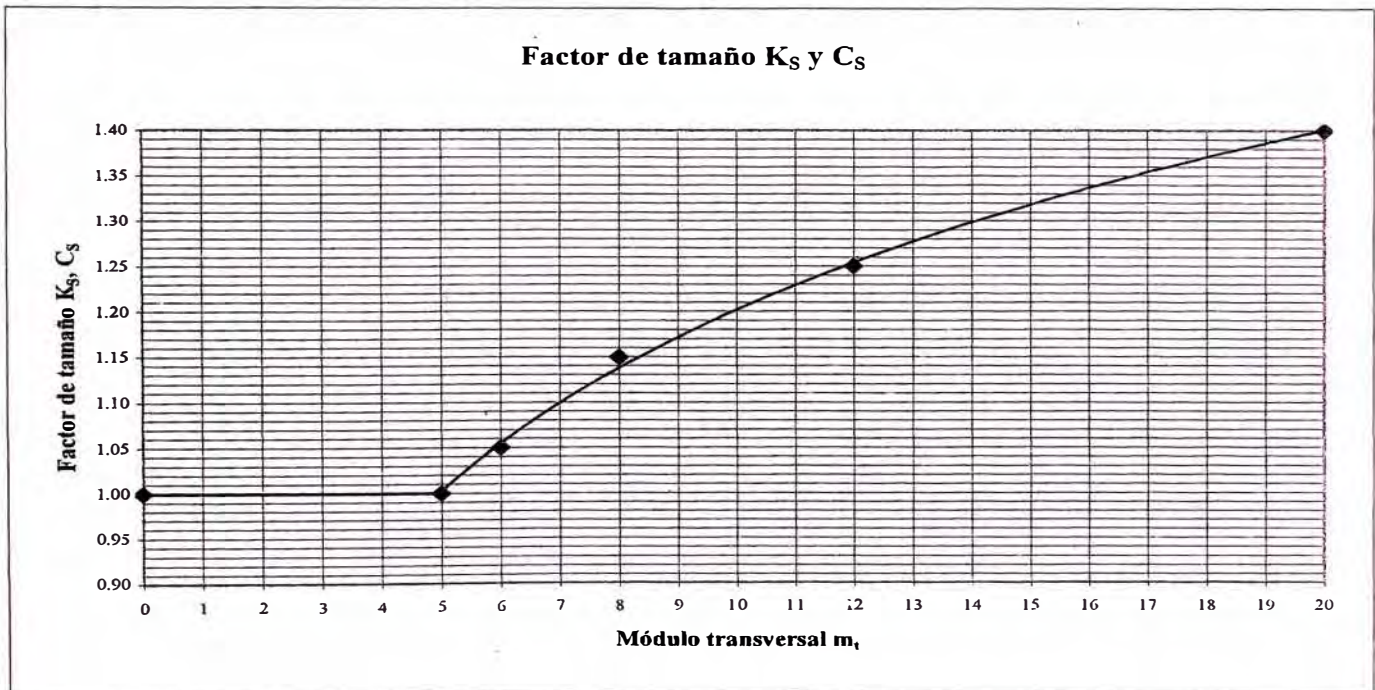


Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para $m_t \geq 5$				
	$\ln(X)$	Y	XY	X^2
	1.61	1.00	1.609E+00	2.590E+00
	1.79	1.05	1.881E+00	3.210E+00
	2.08	1.15	2.391E+00	4.324E+00
	2.48	1.25	3.106E+00	6.175E+00
	3.00	1.40	4.194E+00	8.974E+00
Σ	1.096E+01	5.850E+00	1.318E+01	2.527E+01

$$[X] = \begin{vmatrix} 5 & 1.096E+01 \\ 1.096E+01 & 2.527E+01 \end{vmatrix} \qquad [Y] = \begin{vmatrix} 5.850E+00 \\ 1.318E+01 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 5.39813E-01 \\ 2.87460E-01 \end{vmatrix} \qquad \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 2,87460 \cdot 10^{-1} \cdot \ln(X) + 5,39813 \cdot 10^{-1}$

Fuente: Mott, Robert L. Op. cit. p. 422.

Tabla N° 4
Factores de distribución de carga K_m y C_m

Tabla de datos						
F (mm)	0	50	150	225	400	500
K_m, C_m	1.2	1.2	1.3	1.4	1.7	1.7

Ecuación resultante:

$$K_m ; C_m = 1,16135 + 6,83046 \cdot 10^{-4} \cdot F + 1,65985 \cdot 10^{-6} \cdot F^2$$

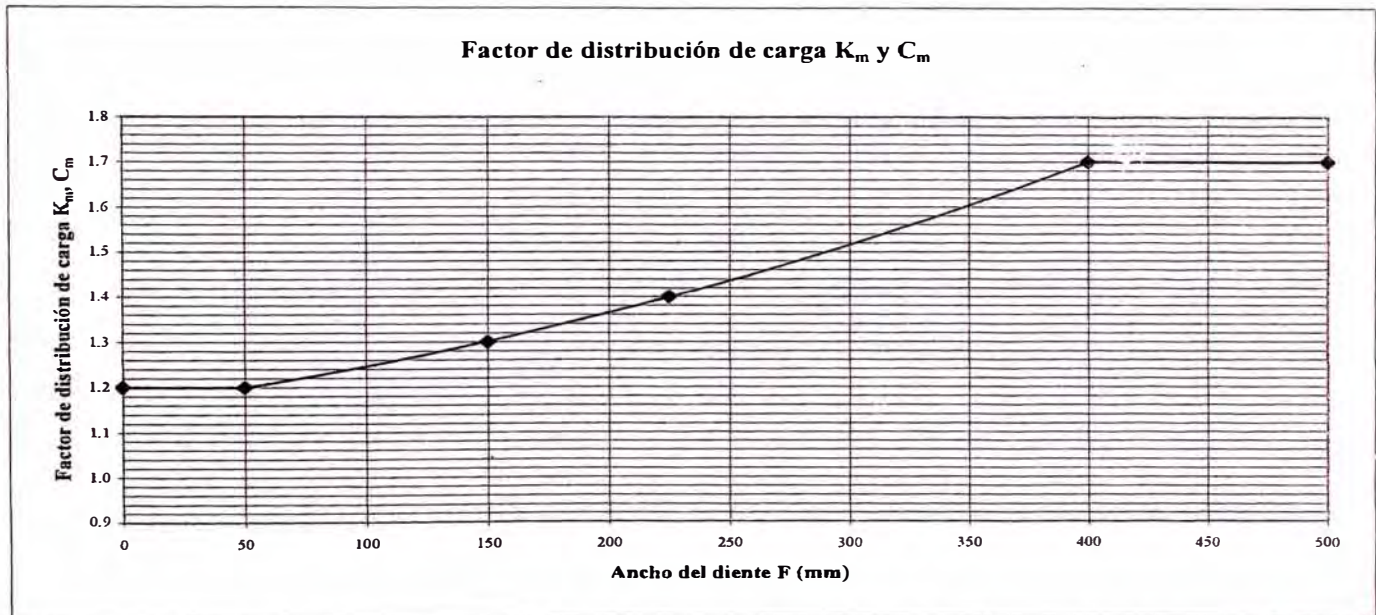


Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para $F \geq 50$ y $F \leq 400$

	X	Y	XY	X^2	X^2Y	X^3	X^4
	50	1.2	6.000E+01	2.500E+03	3.000E+03	1.250E+05	6.250E+06
	150	1.3	1.950E+02	2.250E+04	2.925E+04	3.375E+06	5.063E+08
	225	1.4	3.150E+02	5.063E+04	7.088E+04	1.139E+07	2.563E+09
	400	1.7	6.800E+02	1.600E+05	2.720E+05	6.400E+07	2.560E+10
Σ	8.250E+02	5.600E+00	1.250E+03	2.356E+05	3.751E+05	7.889E+07	2.868E+10

$$[X] = \begin{vmatrix} 4 & 8.250E+02 & 2.356E+05 \\ 8.250E+02 & 2.356E+05 & 7.889E+07 \\ 2.356E+05 & 7.889E+07 & 2.868E+10 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 5.600E+00 \\ 1.250E+03 \\ 3.751E+05 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 1.16135E+00 \\ 6.83046E-04 \\ 1.65985E-06 \end{vmatrix} \quad \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 1,16135 + 6,83046 \cdot 10^{-4} \cdot X + 1,65985 \cdot 10^{-6} \cdot X^2$

Fuente: Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 685.

Tabla N°5
Factor geométrico J

Tabla de datos							
N° de dientes de rueda con que engrana	Angulo de hélice ψ (°)						
	5	10	15	20	25	30	35
20	0.430	0.455	0.463	0.457	0.440	0.415	0.386
30	0.470	0.495	0.500	0.490	0.470	0.438	0.400
60	0.515	0.538	0.540	0.530	0.508	0.470	0.425
150	0.550	0.574	0.575	0.560	0.532	0.490	0.437
500	0.570	0.590	0.590	0.578	0.548	0.503	0.448

Ecuaciones resultantes:

$$J_{[Z=20]} = 4,03429 \cdot 10^{-1} + 7,02619 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,17619 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[Z=30]} = 4,42429 \cdot 10^{-1} + 7,37619 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,47619 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[Z=60]} = 4,85714 \cdot 10^{-1} + 7,61429 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,68571 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[Z=150]} = 5,20286 \cdot 10^{-1} + 7,99524 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 2,98095 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

$$J_{[Z=500]} = 5,39000 \cdot 10^{-1} + 7,95714 \cdot 10^{-3} \cdot \psi - 3,02857 \cdot 10^{-4} \cdot \psi^2$$

Figura generada

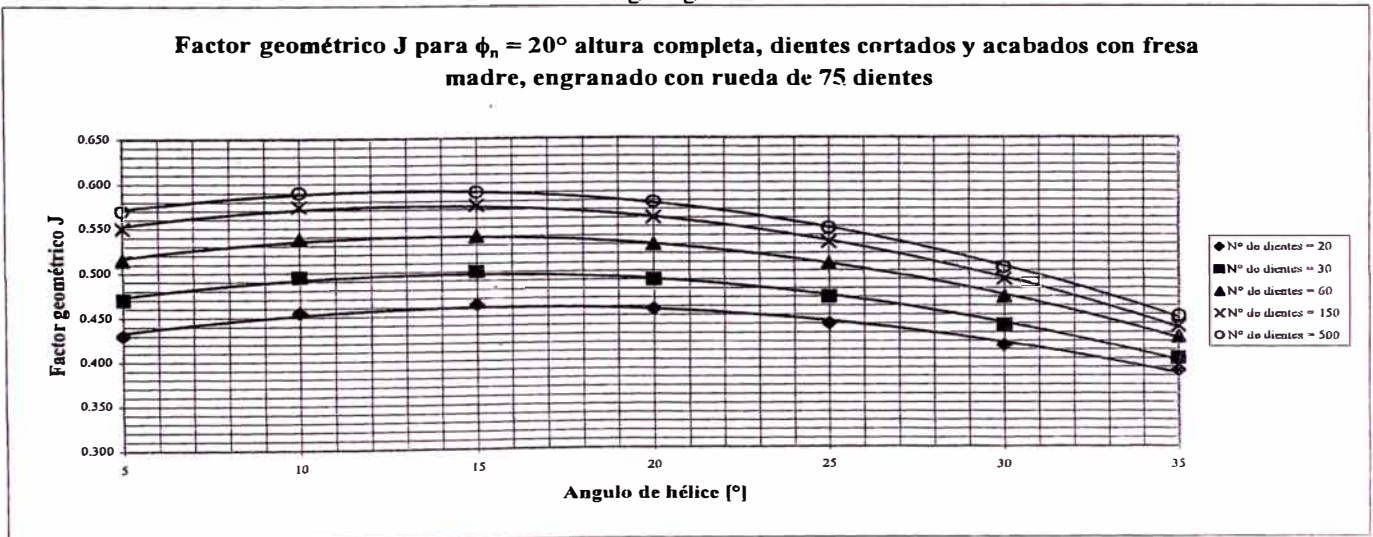
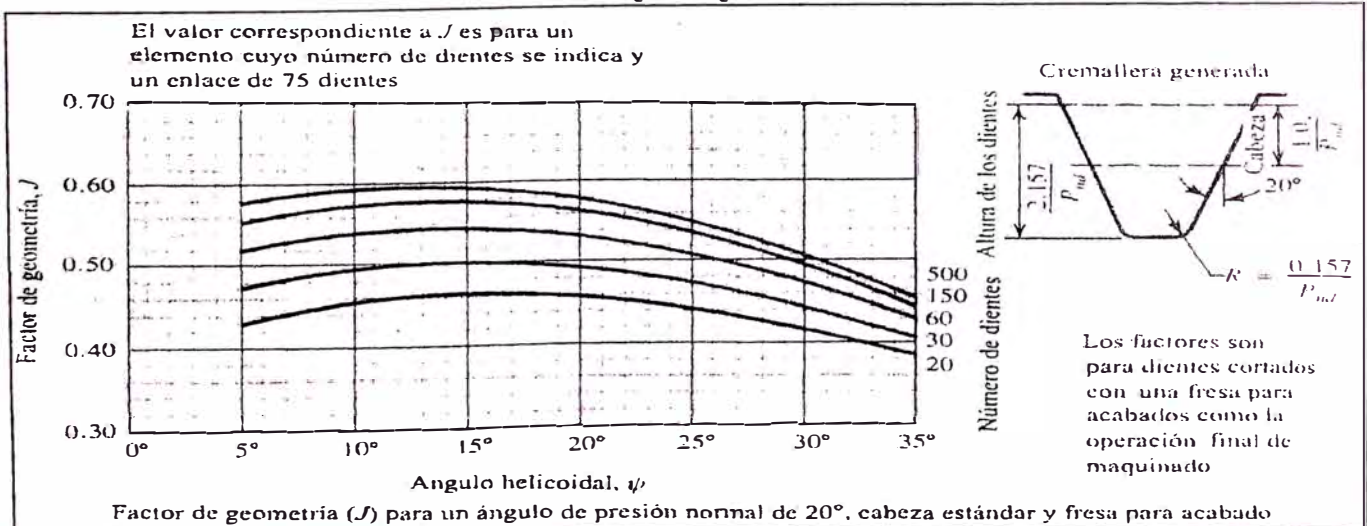


Figura original



Factor de geometría (J) para un ángulo de presión normal de 20° , cabeza estándar y fresa para acabado

Fuente: Datos tabulados a partir de la figura dada en Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 680.

Tabla N° 5 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 20							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.430	2.150E+00	2.500E+01	1.075E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.455	4.550E+00	1.000E+02	4.550E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.463	6.945E+00	2.250E+02	1.042E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.457	9.140E+00	4.000E+02	1.828E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.440	1.100E+01	6.250E+02	2.750E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.415	1.245E+01	9.000E+02	3.735E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.386	1.351E+01	1.225E+03	4.729E+02	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	3.046E+00	5.975E+01	3.500E+03	1.465E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 3.046E+00 \\ 5.975E+01 \\ 1.465E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 4.03429E-01 \\ 7.02619E-03 \\ -2.17619E-04 \end{vmatrix} \quad \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 4,03429 \cdot 10^{-1} + 7,02619 \cdot 10^{-3} \cdot X - 2,17619 \cdot 10^{-4} \cdot X^2$

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 30							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.470	2.350E+00	2.500E+01	1.175E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.495	4.950E+00	1.000E+02	4.950E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.500	7.500E+00	2.250E+02	1.125E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.490	9.800E+00	4.000E+02	1.960E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.470	1.175E+01	6.250E+02	2.938E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.438	1.314E+01	9.000E+02	3.942E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.400	1.400E+01	1.225E+03	4.900E+02	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	3.263E+00	6.349E+01	3.500E+03	1.548E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 3.263E+00 \\ 6.349E+01 \\ 1.548E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 4.42429E-01 \\ 7.37619E-03 \\ -2.47619E-04 \end{vmatrix} \quad \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 4,42429 \cdot 10^{-1} + 7,37619 \cdot 10^{-3} \cdot X - 2,47619 \cdot 10^{-4} \cdot X^2$

Tabla N° 5 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 60							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.515	2.575E+00	2.500E+01	1.288E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.538	5.380E+00	1.000E+02	5.380E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.540	8.100E+00	2.250E+02	1.215E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.530	1.060E+01	4.000E+02	2.120E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.508	1.270E+01	6.250E+02	3.175E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.470	1.410E+01	9.000E+02	4.230E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.425	1.488E+01	1.225E+03	5.206E+02	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	3.526E+00	6.833E+01	3.500E+03	1.661E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 3.526E+00 \\ 6.833E+01 \\ 1.661E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 4.85714E-01 \\ 7.61429E-03 \\ -2.68571E-04 \end{vmatrix} \quad \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 4,85714 \cdot 10^{-1} + 7,61429 \cdot 10^{-3} \cdot X - 2,68571 \cdot 10^{-4} \cdot X^2$

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 150							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.550	2.750E+00	2.500E+01	1.375E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.574	5.740E+00	1.000E+02	5.740E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.575	8.625E+00	2.250E+02	1.294E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.560	1.120E+01	4.000E+02	2.240E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.532	1.330E+01	6.250E+02	3.325E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.490	1.470E+01	9.000E+02	4.410E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.437	1.530E+01	1.225E+03	5.353E+02	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	3.718E+00	7.161E+01	3.500E+03	1.733E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 3.718E+00 \\ 7.161E+01 \\ 1.733E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 5.20286E-01 \\ 7.99524E-03 \\ -2.98095E-04 \end{vmatrix} \quad \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 5,20286 \cdot 10^{-1} + 7,99524 \cdot 10^{-3} \cdot X - 2,98095 \cdot 10^{-4} \cdot X^2$

Tabla N° 5 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 500							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.570	2.850E+00	2.500E+01	1.425E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.590	5.900E+00	1.000E+02	5.900E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.590	8.850E+00	2.250E+02	1.328E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.578	1.156E+01	4.000E+02	2.312E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.548	1.370E+01	6.250E+02	3.425E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.503	1.509E+01	9.000E+02	4.527E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.448	1.568E+01	1.225E+03	5.488E+02	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	3.827E+00	7.363E+01	3.500E+03	1.781E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix}$$

$$[Y] = \begin{vmatrix} 3.827E+00 \\ 7.363E+01 \\ 1.781E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 5.39000E-01 \\ 7.95714E-03 \\ -3.02857E-04 \end{vmatrix} \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 5,39000 \cdot 10^{-1} + 7,95714 \cdot 10^{-3} \cdot X - 3,02857 \cdot 10^{-4} \cdot X^2$

Tabla N° 6
Factor modificadorio K del factor geométrico J

N° de dientes de rueda con que engrana	Tabla de datos						
	Angulo de hélice ψ (°)						
	5	10	15	20	25	30	35
20	0.928	0.930	0.931	0.935	0.940	0.945	0.951
30	0.955	0.956	0.958	0.960	0.962	0.967	0.971
50	0.983	0.984	0.984	0.985	0.986	0.987	0.990
75	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
150	1.020	1.020	1.020	1.019	1.017	1.014	1.010
500	1.039	1.037	1.035	1.032	1.030	1.026	1.021

Ecuaciones resultantes:

$$K_{[Z=20]} = 9,27714 \cdot 10^{-1} - 2,85714 \cdot 10^{-5} \cdot \psi + 2,00000 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

$$K_{[Z=30]} = 9,55000 \cdot 10^{-1} - 4,28571 \cdot 10^{-5} \cdot \psi + 1,42857 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

$$K_{[Z=50]} = 9,83571 \cdot 10^{-1} - 7,85714 \cdot 10^{-5} \cdot \psi + 7,14286 \cdot 10^{-6} \cdot \psi^2$$

$$K_{[Z=75]} = 1$$

$$K_{[Z=150]} = 1,01829 + 3,83333 \cdot 10^{-4} \cdot \psi - 1,76190 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

$$K_{[Z=500]} = 1,03971 - 1,40476 \cdot 10^{-4} \cdot \psi - 1,09524 \cdot 10^{-5} \cdot \psi^2$$

Figura generada

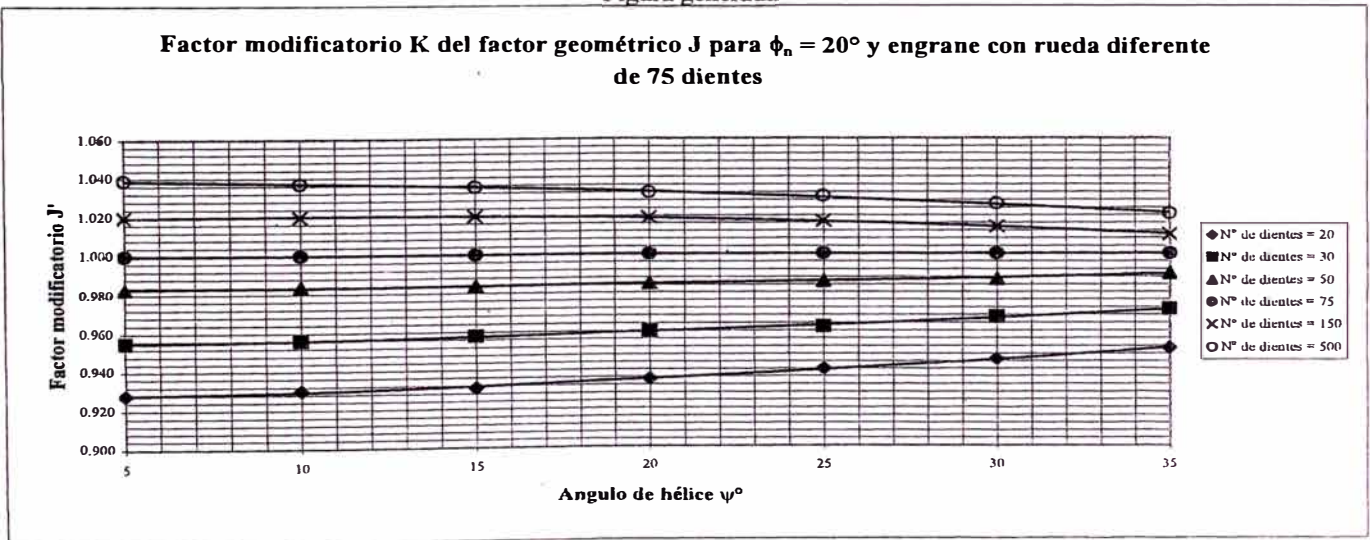
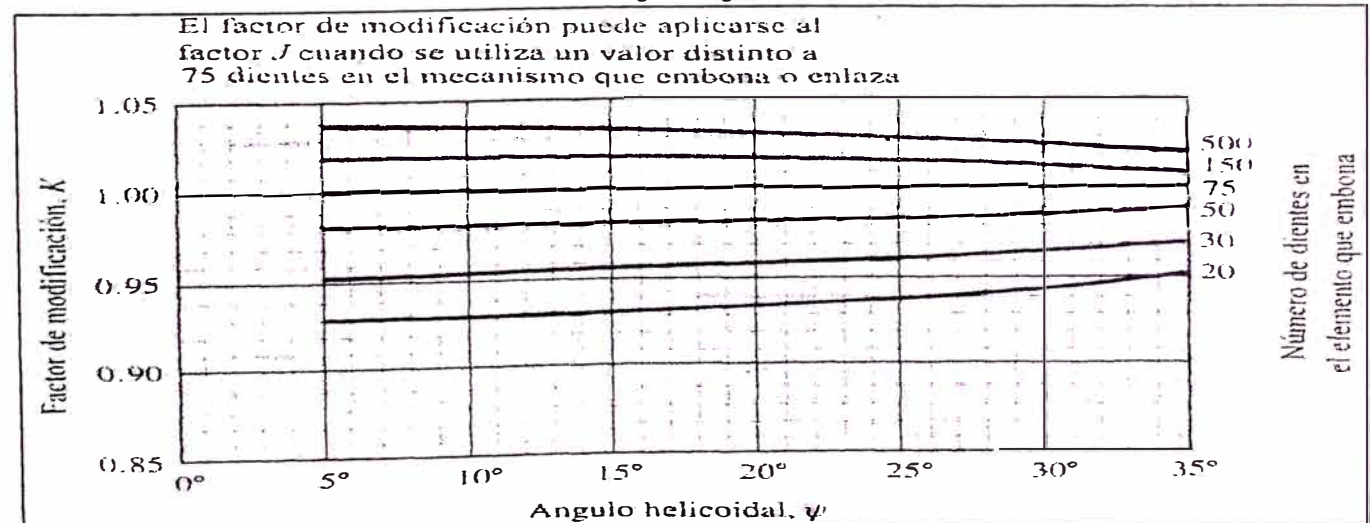


Figura original



Fuente: Datos tabulados a partir de la figura dada en Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 680.

Tabla N° 6 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 20							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.928	4.640E+00	2.500E+01	2.320E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.930	9.300E+00	1.000E+02	9.300E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.931	1.397E+01	2.250E+02	2.095E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.935	1.870E+01	4.000E+02	3.740E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.940	2.350E+01	6.250E+02	5.875E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.945	2.835E+01	9.000E+02	8.505E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.951	3.329E+01	1.225E+03	1.165E+03	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	6.560E+00	1.317E+02	3.500E+03	3.303E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix}$$

$$[Y] = \begin{vmatrix} 6.560E+00 \\ 1.317E+02 \\ 3.303E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 9.27714E-01 \\ -2.85714E-05 \\ 2.00000E-05 \end{vmatrix} \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

$$\text{Ecuación: } Y = 9,27714 \cdot 10^{-1} - 2,85714 \cdot 10^{-5} \cdot X + 2,00000 \cdot 10^{-5} \cdot X^2$$

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 30							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.955	4.775E+00	2.500E+01	2.388E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.956	9.560E+00	1.000E+02	9.560E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.958	1.437E+01	2.250E+02	2.156E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.960	1.920E+01	4.000E+02	3.840E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.962	2.405E+01	6.250E+02	6.013E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.967	2.901E+01	9.000E+02	8.703E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.971	3.399E+01	1.225E+03	1.189E+03	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	6.729E+00	1.350E+02	3.500E+03	3.380E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix}$$

$$[Y] = \begin{vmatrix} 6.729E+00 \\ 1.350E+02 \\ 3.380E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 9.55000E-01 \\ -4.28571E-05 \\ 1.42857E-05 \end{vmatrix} \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

$$\text{Ecuación: } Y = 9,55000 \cdot 10^{-1} - 4,28571 \cdot 10^{-5} \cdot X + 1,42857 \cdot 10^{-5} \cdot X^2$$

Tabla N° 6 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 50							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	0.983	4.915E+00	2.500E+01	2.458E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	0.984	9.840E+00	1.000E+02	9.840E+01	1.000E+03	1.000E+04
	15	0.984	1.476E+01	2.250E+02	2.214E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	0.985	1.970E+01	4.000E+02	3.940E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	0.986	2.465E+01	6.250E+02	6.163E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	0.987	2.961E+01	9.000E+02	8.883E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	0.990	3.465E+01	1.225E+03	1.213E+03	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	6.899E+00	1.381E+02	3.500E+03	3.456E+03	9.800E+04	2.923E+06

[X] =	7	1.400E+02	3.500E+03	[Y] =	6.899E+00
	1.400E+02	3.500E+03	9.800E+04		1.381E+02
	3.500E+03	9.800E+04	2.923E+06		3.456E+03

[A] =	9.83571E-01	= a ₀
	-7.85714E-05	= a ₁
	7.14286E-06	= a ₂

Ecuación: $Y = 9,83571 \cdot 10^{-1} - 7,85714 \cdot 10^{-5} \cdot X + 7,14286 \cdot 10^{-6} \cdot X^2$

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 150							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	1.020	5.100E+00	2.500E+01	2.550E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	1.020	1.020E+01	1.000E+02	1.020E+02	1.000E+03	1.000E+04
	15	1.020	1.530E+01	2.250E+02	2.295E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	1.019	2.038E+01	4.000E+02	4.076E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	1.017	2.543E+01	6.250E+02	6.356E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	1.014	3.042E+01	9.000E+02	9.126E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	1.010	3.535E+01	1.225E+03	1.237E+03	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	7.120E+00	1.422E+02	3.500E+03	3.550E+03	9.800E+04	2.923E+06

[X] =	7	1.400E+02	3.500E+03	[Y] =	7.120E+00
	1.400E+02	3.500E+03	9.800E+04		1.422E+02
	3.500E+03	9.800E+04	2.923E+06		3.550E+03

[A] =	1.01829E+00	= a ₀
	3.83333E-04	= a ₁
	-1.76190E-05	= a ₂

Ecuación: $Y = 1,01829 + 3,83333 \cdot 10^{-4} \cdot X - 1,76190 \cdot 10^{-5} \cdot X^2$

Tabla N° 6 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para Z = 500							
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ⁴
	5	1.039	5.195E+00	2.500E+01	2.598E+01	1.250E+02	6.250E+02
	10	1.037	1.037E+01	1.000E+02	1.037E+02	1.000E+03	1.000E+04
	15	1.035	1.553E+01	2.250E+02	2.329E+02	3.375E+03	5.063E+04
	20	1.032	2.064E+01	4.000E+02	4.128E+02	8.000E+03	1.600E+05
	25	1.030	2.575E+01	6.250E+02	6.438E+02	1.563E+04	3.906E+05
	30	1.026	3.078E+01	9.000E+02	9.234E+02	2.700E+04	8.100E+05
	35	1.021	3.574E+01	1.225E+03	1.251E+03	4.288E+04	1.501E+06
Σ	1.400E+02	7.220E+00	1.440E+02	3.500E+03	3.593E+03	9.800E+04	2.923E+06

$$[X] = \begin{vmatrix} 7 & 1.400E+02 & 3.500E+03 \\ 1.400E+02 & 3.500E+03 & 9.800E+04 \\ 3.500E+03 & 9.800E+04 & 2.923E+06 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 7.220E+00 \\ 1.440E+02 \\ 3.593E+03 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 1.03971E+00 \\ -1.40476E-04 \\ -1.09524E-05 \end{vmatrix} \quad \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 1,03971 - 1,40476 \cdot 10^{-4} \cdot X - 1,09524 \cdot 10^{-5} \cdot X^2$

Tabla N° 7

Coeficiente elástico c_p							
Material para el piñón	Módulo de elasticidad, E_p (MPa)	Material para fabricar engranajes y módulo de elasticidad, E_G (MPa)					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce con aluminio	Bronce con estaño
		2×10^5	$1,7 \times 10^5$	$1,7 \times 10^5$	$1,5 \times 10^5$	$1,2 \times 10^5$	$1,1 \times 10^5$
Acero	2×10^5	191	181	179	174	162	158
Hierro maleable	$1,7 \times 10^5$	181	174	172	168	158	154
Hierro nodular	$1,7 \times 10^5$	179	172	170	166	156	152
Hierro fundido	$1,5 \times 10^5$	174	168	166	163	154	149
Bronce con aluminio	$1,2 \times 10^5$	162	158	156	154	146	141
Bronce con estaño	$1,1 \times 10^5$	158	154	152	149	141	137

Nota: razón de Poisson = 0,30; las unidades para c_p son (MPa)^{0,5}

Fuente: Mott, Robert L. Op. cit. p. 432.

Tabla N° 8

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4%
 m_g [5;45]

N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
1	22	49	2.2273	4.9607	17	39	2.2941	5.2630
2	21	47	2.2381	5.0091	17	40	2.3529	5.5363
3	25	56	2.2400	5.0176	17	41	2.4118	5.8166
4	23	52	2.2609	5.1115	17	42	2.4706	6.1038
5	19	43	2.2632	5.1219	17	43	2.5294	6.3979
6	26	59	2.2692	5.1494	17	44	2.5882	6.6990
7	18	41	2.2778	5.1883	17	45	2.6471	7.0059
8	25	57	2.2800	5.1984	17	46	2.7059	7.3218
9	24	55	2.2917	5.2517	17	47	2.7647	7.6436
10	17	39	2.2941	5.2630	17	48	2.8235	7.9723
11	23	53	2.3043	5.3100	17	49	2.8824	8.3080
12	19	44	2.3158	5.3629	17	50	2.9412	8.6505
13	22	51	2.3182	5.3740	17	52	3.0588	9.3564
14	25	58	2.3200	5.3824	17	53	3.1176	9.7197
15	26	61	2.3462	5.5044	17	54	3.1765	10.0900
16	23	54	2.3478	5.5123	17	55	3.2353	10.4671
17	20	47	2.3500	5.5225	17	56	3.2941	10.8512
18	17	40	2.3529	5.5363	17	57	3.3529	11.2422
19	25	59	2.3600	5.5696	17	58	3.4118	11.6401
20	19	45	2.3684	5.6094	17	59	3.4706	12.0450
21	21		2.3810	5.6689	17	60	3.5294	12.4567
22	18	43	2.3889	5.7068	17	61	3.5882	12.8754
23	23	55	2.3913	5.7183	17	62	3.6471	13.3010
24	22	53	2.4091	5.8037	17	63	3.7059	13.7336
25	17	41	2.4118	5.8166	17	64	3.7647	14.1730
26	19	46	2.4211	5.8615	17	65	3.8235	14.6194
27	26	63	2.4231	5.8713	17	66	3.8824	15.0727
28	23	56	2.4348	5.9282	17	67	3.9412	15.5329
29	25	61	2.4400	5.9536	17	69	4.0588	16.4740
30	20	49	2.4500	6.0025	17	70	4.1176	16.9550
31	24	59	2.4583	6.0434	17	71	4.1765	17.4429
32	17	42	2.4706	6.1038	17	72	4.2353	17.9377
33	19	47	2.4737	6.1191	17	73	4.2941	18.4394
34	21	52	2.4762	6.1315	17	74	4.3529	18.9481
35	23	57	2.4783	6.1418	17	75	4.4118	19.4637

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
36	25	62	2.4800	6.1504	17	76	4.4706	19.9862
37	25	63	2.5200	6.3504	17	77	4.5294	20.5156
38	23	58	2.5217	6.3592	17	78	4.5882	21.0519
39	21	53	2.5238	6.3696	17	79	4.6471	21.5952
40	19	48	2.5263	6.3823	17	80	4.7059	22.1453
41	17	43	2.5294	6.3979	17	81	4.7647	22.7024
42	24	61	2.5417	6.4601	17	82	4.8235	23.2664
43	20	51	2.5500	6.5025	17	83	4.8824	23.8374
44	25	64	2.5600	6.5536	17	84	4.9412	24.4152
45	23	59	2.5652	6.5803	17	86	5.0588	25.5917
46	26	67	2.5769	6.6405	17	87	5.1176	26.1903
47	19	49	2.5789	6.6510	17	88	5.1765	26.7958
48	17	44	2.5882	6.6990	17	89	5.2353	27.4083
49	22	57	2.5909	6.7128	17	90	5.2941	28.0277
50	23	60	2.6087	6.8053	17	91	5.3529	28.6540
51	18	47	2.6111	6.8179	17	92	5.4118	29.2872
52	21	55	2.6190	6.8594	17	93	5.4706	29.9273
53	19	50	2.6316	6.9252	17	94	5.5294	30.5744
54	25	66	2.6400	6.9696	17	95	5.5882	31.2284
55	17	45	2.6471	7.0069	17	96	5.6471	31.8893
56	20	53	2.6500	7.0225	17	97	5.7059	32.5571
57	23	61	2.6522	7.0340	17	98	5.7647	33.2318
58	26	69	2.6538	7.0429	17	99	5.8235	33.9135
59	25	67	2.6800	7.1824	17	100	5.8824	34.6021
60	22	59	2.6818	7.1921	17	101	5.9412	35.2976
61	19	51	2.6842	7.2050	17	103	6.0588	36.7093
62	23	62	2.6957	7.2665	17	104	6.1176	37.4256
63	17	46	2.7059	7.3218	17	105	6.1765	38.1488
64	24	65	2.7083	7.3351	17	106	6.2353	38.8789
65	25	68	2.7200	7.3984	17	107	6.2941	39.6159
66	18	49	2.7222	7.4105	17	108	6.3529	40.3599
67	26	71	2.7308	7.4571	17	109	6.4118	41.1107
68	19	52	2.7368	7.4903	17	110	6.4706	41.8685
69	23	63	2.7391	7.5028	17	111	6.5294	42.6332
70	25	69	2.7600	7.6176	17	112	6.5882	43.4048

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
71	21	58	2.7619	7.6281	17	113	6.6471	44.1834
72	17	47	2.7647	7.6436	17	114	6.7059	44.9689
73	22	61	2.7727	7.6880	18	41	2.2778	5.1883
74	23	64	2.7826	7.7429	18	43	2.3889	5.7068
75	19	53	2.7895	7.7812	18	47	2.6111	6.8179
76	24	67	2.7917	7.7934	18	49	2.7222	7.4105
77	26	73	2.8077	7.8831	18	53	2.9444	8.6698
78	21	59	2.8095	7.8934	18	55	3.0556	9.3364
79	17	48	2.8235	7.9723	18	59	3.2778	10.7438
80	23	65	2.8261	7.9868	18	61	3.3889	11.4846
81	25	71	2.8400	8.0656	18	65	3.6111	13.0401
82	19	54	2.8421	8.0776	18	67	3.7222	13.8549
83	20	57	2.8500	8.1225	18	71	3.9444	15.5586
84	22	63	2.8636	8.2004	18	73	4.0556	16.4475
85	23	66	2.8696	8.2344	18	77	4.2778	18.2994
86	25	72	2.8800	8.2944	18	79	4.3889	19.2623
87	17	49	2.8824	8.3080	18	83	4.6111	21.2623
88	26	75	2.8846	8.3210	18	85	4.7222	22.2994
89	19	55	2.8947	8.3795	18	89	4.9444	24.4475
90	21	61	2.9048	8.4376	18	91	5.0556	25.5586
91	23	67	2.9130	8.4858	18	95	5.2778	27.8549
92	25	73	2.9200	8.5264	18	97	5.3889	29.0401
93	17	50	2.9412	8.6505	18	101	5.6111	31.4846
94	18	53	2.9444	8.6698	18	103	5.7222	32.7438
95	19	56	2.9474	8.6870	18	107	5.9444	35.3364
96	20	59	2.9500	8.7025	18	109	6.0556	36.6698
97	21	62	2.9524	8.7166	18	113	6.2778	39.4105
98	22	65	2.9545	8.7293	18	115	6.3889	40.8179
99	23	68	2.9565	8.7410	18	119	6.6111	43.7068
100	24	71	2.9583	8.7517	18	121	6.7222	45.1883
101	25	74	2.9600	8.7616	19	43	2.2632	5.1219
102	26	77	2.9615	8.7707	19	44	2.3158	5.3629
103	26	79	3.0385	9.2322	19	45	2.3684	5.6094
104	25	76	3.0400	9.2416	19	46	2.4211	5.8615
105	24	73	3.0417	9.2517	19	47	2.4737	6.1191

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
106	23	70	3.0435	9.2628	19	48	2.5263	6.3823
107	22	67	3.0455	9.2748	19	49	2.5789	6.6510
108	21	64	3.0476	9.2880	19	50	2.6316	6.9252
109	20	61	3.0500	9.3025	19	51	2.6842	7.2050
110	19	58	3.0526	9.3186	19	52	2.7368	7.4903
111	18	55	3.0556	9.3364	19	53	2.7895	7.7812
112	17	52	3.0588	9.3564	19	54	2.8421	8.0776
113	25	77	3.0800	9.4864	19	55	2.8947	8.3795
114	23	71	3.0870	9.5293	19	56	2.9474	8.6870
115	21	65	3.0952	9.5805	19	58	3.0526	9.3186
116	19	59	3.1053	9.6427	19	59	3.1053	9.6427
117	26	81	3.1154	9.7056	19	60	3.1579	9.9723
118	17	53	3.1176	9.7197	19	61	3.2105	10.3075
119	25	78	3.1200	9.7344	19	62	3.2632	10.6482
120	23	72	3.1304	9.7996	19	63	3.3158	10.9945
121	22	69	3.1364	9.8368	19	64	3.3684	11.3463
122	20	63	3.1500	9.9225	19	65	3.4211	11.7036
123	19	60	3.1579	9.9723	19	66	3.4737	12.0665
124	25	79	3.1600	9.9856	19	67	3.5263	12.4349
125	23	73	3.1739	10.0737	19	68	3.5789	12.8089
126	17	54	3.1765	10.0900	19	69	3.6316	13.1884
127	21	67	3.1905	10.1791	19	70	3.6842	13.5734
128	26	83	3.1923	10.1908	19	71	3.7368	13.9640
129	24	77	3.2083	10.2934	19	72	3.7895	14.3601
130	19	61	3.2105	10.3075	19	73	3.8421	14.7618
131	23	74	3.2174	10.3516	19	74	3.8947	15.1690
132	22	71	3.2273	10.4153	19	75	3.9474	15.5817
133	17	55	3.2353	10.4671	19	77	4.0526	16.4238
134	21	68	3.2381	10.4853	19	78	4.1053	16.8532
135	25	81	3.2400	10.4976	19	79	4.1579	17.2881
136	23	75	3.2609	10.6333	19	80	4.2105	17.7285
137	19	62	3.2632	10.6482	19	81	4.2632	18.1745
138	26	85	3.2692	10.6879	19	82	4.3158	18.6260
139	18	59	3.2778	10.7438	19	83	4.3684	19.0831
140	25	82	3.2800	10.7584	19	84	4.4211	19.5457

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
141	24	79	3.2917	10.8351	19	85	4.4737	20.0139
142	17	56	3.2941	10.8512	19	86	4.5263	20.4875
143	23	76	3.3043	10.9187	19	87	4.5789	20.9668
144	19	63	3.3158	10.9945	19	88	4.6316	21.4515
145	22	73	3.3182	11.0103	19	89	4.6842	21.9418
146	25	83	3.3200	11.0224	19	90	4.7368	22.4377
147	26	87	3.3462	11.1967	19	91	4.7895	22.9391
148	23	77	3.3478	11.2079	19	92	4.8421	23.4460
149	20	67	3.3500	11.2225	19	93	4.8947	23.9584
150	17	57	3.3529	11.2422	19	94	4.9474	24.4765
151	25	84	3.3600	11.2896	19	96	5.0526	25.5291
152	19	64	3.3684	11.3463	19	97	5.1053	26.0637
153	21	71	3.3810	11.4308	19	98	5.1579	26.6039
154	18	61	3.3889	11.4846	19	99	5.2105	27.1496
155	23	78	3.3913	11.5009	19	100	5.2632	27.7008
156	22	75	3.4091	11.6219	19	101	5.3158	28.2576
157	17	58	3.4118	11.6401	19	102	5.3684	28.8199
158	19	65	3.4211	11.7036	19	103	5.4211	29.3878
159	26	89	3.4231	11.7175	19	104	5.4737	29.9612
160	23	79	3.4348	11.7977	19	105	5.5263	30.5402
161	25	86	3.4400	11.8336	19	106	5.5789	31.1247
162	20	69	3.4500	11.9025	19	107	5.6316	31.7147
163	24	83	3.4583	11.9601	19	108	5.6842	32.3102
164	17	59	3.4706	12.0450	19	109	5.7368	32.9114
165	19	66	3.4737	12.0665	19	110	5.7895	33.5180
166	21	73	3.4762	12.0839	19	111	5.8421	34.1302
167	23	80	3.4783	12.0983	19	112	5.8947	34.7479
168	25	87	3.4800	12.1104	19	113	5.9474	35.3712
169	25	88	3.5200	12.3904	19	115	6.0526	36.6343
170	23	81	3.5217	12.4026	19	116	6.1053	37.2742
171	21	74	3.5238	12.4172	19	117	6.1579	37.9197
172	19	67	3.5263	12.4349	19	118	6.2105	38.5706
173	17	60	3.5294	12.4567	19	119	6.2632	39.2271
174	24	85	3.5417	12.5434	19	120	6.3158	39.8892
175	20	71	3.5500	12.6025	19	121	6.3684	40.5568

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
176	25	89	3.5600	12.6736	19	122	6.4211	41.2299
177	23	82	3.5652	12.7108	19	123	6.4737	41.9086
178	26	93	3.5769	12.7944	19	124	6.5263	42.5928
179	19	68	3.5789	12.8089	19	125	6.5789	43.2825
180	17	61	3.5882	12.8754	19	126	6.6316	43.9778
181	22	79	3.5909	12.8946	19	127	6.6842	44.6787
182	23	83	3.6087	13.0227	20	47	2.3500	5.5225
183	18	65	3.6111	13.0401	20	49	2.4500	6.0025
184	21	76	3.6190	13.0975	20	51	2.5500	6.5025
185	19	69	3.6316	13.1884	20	53	2.6500	7.0225
186	25	91	3.6400	13.2496	20	57	2.8500	8.1225
187	17	62	3.6471	13.3010	20	59	2.9500	8.7025
188	20	73	3.6500	13.3225	20	61	3.0500	9.3025
189	23	84	3.6522	13.3384	20	63	3.1500	9.9225
190	26	95	3.6538	13.3506	20	67	3.3500	11.2225
191	25	92	3.6800	13.5424	20	69	3.4500	11.9025
192	22	81	3.6818	13.5558	20	71	3.5500	12.6025
193	19	70	3.6842	13.5734	20	73	3.6500	13.3225
194	23	85	3.6957	13.6578	20	77	3.8500	14.8225
195	17	63	3.7059	13.7336	20	79	3.9500	15.6025
196	24	89	3.7083	13.7517	20	81	4.0500	16.4025
197	25	93	3.7200	13.8384	20	83	4.1500	17.2225
198	18	67	3.7222	13.8549	20	87	4.3500	18.9225
199	26	97	3.7308	13.9186	20	89	4.4500	19.8025
200	19	71	3.7368	13.9640	20	91	4.5500	20.7025
201	23	86	3.7391	13.9811	20	93	4.6500	21.6225
202	25	94	3.7600	14.1376	20	97	4.8500	23.5225
203	21	79	3.7619	14.1519	20	99	4.9500	24.5025
204	17	64	3.7647	14.1730	20	101	5.0500	25.5025
205	22	83	3.7727	14.2335	20	103	5.1500	26.5225
206	23	87	3.7826	14.3081	20	107	5.3500	28.6225
207	19	72	3.7895	14.3601	20	109	5.4500	29.7025
208	24	91	3.7917	14.3767	20	111	5.5500	30.8025
209	26	99	3.8077	14.4985	20	113	5.6500	31.9225
210	21	80	3.8095	14.5125	20	117	5.8500	34.2225

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
211	17	65	3.8235	14.6194	20	119	5.9500	35.4025
212	23	88	3.8261	14.6389	20	121	6.0500	36.6025
213	25	96	3.8400	14.7456	20	123	6.1500	37.8225
214	19	73	3.8421	14.7618	20	127	6.3500	40.3225
215	20	77	3.8500	14.8225	20	129	6.4500	41.6025
216	22	85	3.8636	14.9277	20	131	6.5500	42.9025
217	23	89	3.8696	14.9735	20	133	6.6500	44.2225
218	25	97	3.8800	15.0544	21	47	2.2381	5.0091
219	17	66	3.8824	15.0727	21	50	2.3810	5.6689
220	26	101	3.8846	15.0902	21	52	2.4762	6.1315
221	19	74	3.8947	15.1690	21	53	2.5238	6.3696
222	21	82	3.9048	15.2472	21	55	2.6190	6.8594
223	23	90	3.9130	15.3119	21	58	2.7619	7.6281
224	25	98	3.9200	15.3664	21	59	2.8095	7.8934
225	17	67	3.9412	15.5329	21	61	2.9048	8.4376
226	18	71	3.9444	15.5586	21	62	2.9524	8.7166
227	19	75	3.9474	15.5817	21	64	3.0476	9.2880
228	20	79	3.9500	15.6025	21	65	3.0952	9.5805
229	21	83	3.9524	15.6213	21	67	3.1905	10.1791
230	22	87	3.9545	15.6384	21	68	3.2381	10.4853
231	23	91	3.9565	15.6541	21	71	3.3810	11.4308
232	24	95	3.9583	15.6684	21	73	3.4762	12.0839
233	25	99	3.9600	15.6816	21	74	3.5238	12.4172
234	26	103	3.9615	15.6938	21	76	3.6190	13.0975
235	26	105	4.0385	16.3092	21	79	3.7619	14.1519
236	25	101	4.0400	16.3216	21	80	3.8095	14.5125
237	24	97	4.0417	16.3351	21	82	3.9048	15.2472
238	23	93	4.0435	16.3497	21	83	3.9524	15.6213
239	22	89	4.0455	16.3657	21	85	4.0476	16.3832
240	21	85	4.0476	16.3832	21	86	4.0952	16.7710
241	20	81	4.0500	16.4025	21	88	4.1905	17.5601
242	19	77	4.0526	16.4238	21	89	4.2381	17.9615
243	18	73	4.0556	16.4475	21	92	4.3810	19.1927
244	17	69	4.0588	16.4740	21	94	4.4762	20.0363
245	25	102	4.0800	16.6464	21	95	4.5238	20.4649

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% $m_g[5;45]$								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
246	23	94	4.0870	16.7032	21	97	4.6190	21.3356
247	21	86	4.0952	16.7710	21	100	4.7619	22.6757
248	19	78	4.1053	16.8532	21	101	4.8095	23.1315
249	26	107	4.1154	16.9364	21	103	4.9048	24.0567
250	17	70	4.1176	16.9550	21	104	4.9524	24.5261
251	25	103	4.1200	16.9744	21	106	5.0476	25.4785
252	23	95	4.1304	17.0605	21	107	5.0952	25.9615
253	22	91	4.1364	17.1095	21	109	5.1905	26.9410
254	20	83	4.1500	17.2225	21	110	5.2381	27.4376
255	19	79	4.1579	17.2881	21	113	5.3810	28.9546
256	25	104	4.1600	17.3056	21	115	5.4762	29.9887
257	23	96	4.1739	17.4216	21	116	5.5238	30.5125
258	17	71	4.1765	17.4429	21	118	5.6190	31.5737
259	21	88	4.1905	17.5601	21	121	5.7619	33.1995
260	26	109	4.1923	17.5754	21	122	5.8095	33.7506
261	24	101	4.2083	17.7101	21	124	5.9048	34.8662
262	19	80	4.2105	17.7285	21	125	5.9524	35.4308
263	23	97	4.2174	17.7864	21	127	6.0476	36.5737
264	22	93	4.2273	17.8698	21	128	6.0952	37.1519
265	17	72	4.2353	17.9377	21	130	6.1905	38.3220
266	21	89	4.2381	17.9615	21	131	6.2381	38.9138
267	25	106	4.2400	17.9776	21	134	6.3810	40.7166
268	23	98	4.2609	18.1550	21	136	6.4762	41.9410
269	19	81	4.2632	18.1745	21	137	6.5238	42.5601
270	26	111	4.2692	18.2263	21	139	6.6190	43.8118
271	18	77	4.2778	18.2994	22	49	2.2273	4.9607
272	25	107	4.2800	18.3184	22	51	2.3182	5.3740
273	24	103	4.2917	18.4184	22	53	2.4091	5.8037
274	17	73	4.2941	18.4394	22	57	2.5909	6.7128
275	23	99	4.3043	18.5274	22	59	2.6818	7.1921
276	19	82	4.3158	18.6260	22	61	2.7727	7.6880
277	22	95	4.3182	18.6467	22	63	2.8636	8.2004
278	25	108	4.3200	18.6624	22	65	2.9545	8.7293
279	26	113	4.3462	18.8891	22	67	3.0455	9.2748
280	23	100	4.3478	18.9036	22	69	3.1364	9.8368

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
281	20	87	4.3500	18.9225	22	71	3.2273	10.4153
282	17	74	4.3529	18.9481	22	73	3.3182	11.0103
283	25	109	4.3600	19.0096	22	75	3.4091	11.6219
284	19	83	4.3684	19.0831	22	79	3.5909	12.8946
285	21	92	4.3810	19.1927	22	81	3.6818	13.5558
286	19	79	4.3889	19.2623	22	83	3.7727	14.2335
287	23	101	4.3913	19.2836	22	85	3.8636	14.9277
288	22	97	4.4091	19.4401	22	87	3.9545	15.6384
289	17	75	4.4118	19.4637	22	89	4.0455	16.3657
290	19	84	4.4211	19.5457	22	91	4.1364	17.1095
291	26	115	4.4231	19.5636	22	93	4.2273	17.8698
292	23	102	4.4348	19.6673	22	95	4.3182	18.6467
293	25	111	4.4400	19.7136	22	97	4.4091	19.4401
294	20	89	4.4500	19.8025	22	101	4.5909	21.0764
295	24	107	4.4583	19.8767	22	103	4.6818	21.9194
296	17	76	4.4706	19.9862	22	105	4.7727	22.7789
297	19	85	4.4737	20.0139	22	107	4.8636	23.6550
298	21	94	4.4762	20.0363	22	109	4.9545	24.5475
299	23	103	4.4783	20.0548	22	111	5.0455	25.4566
300	25	112	4.4800	20.0704	22	113	5.1364	26.3822
301	25	113	4.5200	20.4304	22	115	5.2273	27.3244
302	23	104	4.5217	20.4461	22	117	5.3182	28.2831
303	21	95	4.5238	20.4649	22	119	5.4091	29.2583
304	19	86	4.5263	20.4875	22	123	5.5909	31.2583
305	17	77	4.5294	20.5156	22	125	5.6818	32.2831
306	24	109	4.5417	20.6267	22	127	5.7727	33.3244
307	20	91	4.5500	20.7025	22	129	5.8636	34.3822
308	25	114	4.5600	20.7936	22	131	5.9545	35.4566
309	23	105	4.5652	20.8412	22	133	6.0455	36.5475
310	26	119	4.5769	20.9482	22	135	6.1364	37.6550
311	19	87	4.5789	20.9668	22	137	6.2273	38.7789
312	17	78	4.5882	21.0519	22	139	6.3182	39.9194
313	22	101	4.5909	21.0764	22	141	6.4091	41.0764
314	23	106	4.6087	21.2401	22	145	6.5909	43.4401
315	18	83	4.6111	21.2623	22	147	6.6818	44.6467

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
316	21	97	4.6190	21.3356	23	52	2.2609	5.1115
317	19	88	4.6316	21.4515	23	53	2.3043	5.3100
318	25	116	4.6400	21.5296	23	54	2.3478	5.5123
319	17	79	4.6471	21.5952	23	55	2.3913	5.7183
320	20	93	4.6500	21.6225	23	56	2.4348	5.9282
321	23	107	4.6522	21.6427	23	57	2.4783	6.1418
322	26	121	4.6538	21.6583	23	58	2.5217	6.3592
323	25	117	4.6800	21.9024	23	59	2.5652	6.5803
324	22	103	4.6818	21.9194	23	60	2.6087	6.8053
325	19	89	4.6842	21.9418	23	61	2.6522	7.0340
326	23	108	4.6957	22.0491	23	62	2.6957	7.2665
327	17	80	4.7059	22.1453	23	63	2.7391	7.5028
328	24	113	4.7083	22.1684	23	64	2.7826	7.7429
329	25	118	4.7200	22.2784	23	65	2.8261	7.9868
330	18	85	4.7222	22.2994	23	66	2.8696	8.2344
331	26	123	4.7308	22.3802	23	67	2.9130	8.4858
332	19	90	4.7368	22.4377	23	68	2.9565	8.7410
333	23	109	4.7391	22.4594	23	70	3.0435	9.2628
334	25	119	4.7600	22.6576	23	71	3.0870	9.5293
335	21	100	4.7619	22.6757	23	72	3.1304	9.7996
336	17	81	4.7647	22.7024	23	73	3.1739	10.0737
337	22	105	4.7727	22.7789	23	74	3.2174	10.3516
338	23	110	4.7826	22.8733	23	75	3.2609	10.6333
339	19	91	4.7895	22.9391	23	76	3.3043	10.9187
340	24	115	4.7917	22.9601	23	77	3.3478	11.2079
341	26	125	4.8077	23.1139	23	78	3.3913	11.5009
342	21	101	4.8095	23.1315	23	79	3.4348	11.7977
343	17	82	4.8235	23.2664	23	80	3.4783	12.0983
344	23	111	4.8261	23.2911	23	81	3.5217	12.4026
345	25	121	4.8400	23.4256	23	82	3.5652	12.7108
346	19	92	4.8421	23.4460	23	83	3.6087	13.0227
347	20	97	4.8500	23.5225	23	84	3.6522	13.3384
348	22	107	4.8636	23.6550	23	85	3.6957	13.6578
349	23	112	4.8696	23.7127	23	86	3.7391	13.9811
350	25	122	4.8800	23.8144	23	87	3.7826	14.3081

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
351	17	83	4.8824	23.8374	23	88	3.8261	14.6389
352	26	127	4.8846	23.8595	23	89	3.8696	14.9735
353	19	93	4.8947	23.9584	23	90	3.9130	15.3119
354	21	103	4.9048	24.0567	23	91	3.9565	15.6541
355	23	113	4.9130	24.1380	23	93	4.0435	16.3497
356	25	123	4.9200	24.2064	23	94	4.0870	16.7032
357	17	84	4.9412	24.4152	23	95	4.1304	17.0605
358	18	89	4.9444	24.4475	23	96	4.1739	17.4216
359	19	94	4.9474	24.4765	23	97	4.2174	17.7864
360	20	99	4.9500	24.5025	23	98	4.2609	18.1550
361	21	104	4.9524	24.5261	23	99	4.3043	18.5274
362	22	109	4.9545	24.5475	23	100	4.3478	18.9036
363	23	114	4.9565	24.5671	23	101	4.3913	19.2836
364	24	119	4.9583	24.5851	23	102	4.4348	19.6673
365	25	124	4.9600	24.6016	23	103	4.4783	20.0548
366	26	129	4.9615	24.6169	23	104	4.5217	20.4461
367	26	131	5.0385	25.3861	23	105	4.5652	20.8412
368	25	126	5.0400	25.4016	23	106	4.6087	21.2401
369	24	121	5.0417	25.4184	23	107	4.6522	21.6427
370	23	116	5.0435	25.4367	23	108	4.6957	22.0491
371	22	111	5.0455	25.4566	23	109	4.7391	22.4594
372	21	106	5.0476	25.4785	23	110	4.7826	22.8733
373	20	101	5.0500	25.5025	23	111	4.8261	23.2911
374	19	96	5.0526	25.5291	23	112	4.8696	23.7127
375	18	91	5.0556	25.5586	23	113	4.9130	24.1380
376	17	86	5.0588	25.5917	23	114	4.9565	24.5671
377	25	127	5.0800	25.8064	23	116	5.0435	25.4367
378	23	117	5.0870	25.8771	23	117	5.0870	25.8771
379	21	107	5.0952	25.9615	23	118	5.1304	26.3214
380	19	97	5.1053	26.0637	23	119	5.1739	26.7694
381	26	133	5.1154	26.1672	23	120	5.2174	27.2212
382	17	87	5.1176	26.1903	23	121	5.2609	27.6767
383	25	128	5.1200	26.2144	23	122	5.3043	28.1361
384	23	118	5.1304	26.3214	23	123	5.3478	28.5992
385	22	113	5.1364	26.3822	23	124	5.3913	29.0662

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
386	20	103	5.1500	26.5225	23	125	5.4348	29.5369
387	19	98	5.1579	26.6039	23	126	5.4783	30.0113
388	25	129	5.1600	26.6256	23	127	5.5217	30.4896
389	23	119	5.1739	26.7694	23	128	5.5652	30.9716
390	17	88	5.1765	26.7958	23	129	5.6087	31.4575
391	21	109	5.1905	26.9410	23	130	5.6522	31.9471
392	26	135	5.1923	26.9601	23	131	5.6957	32.4405
393	24	125	5.2083	27.1267	23	132	5.7391	32.9376
394	19	99	5.2105	27.1496	23	133	5.7826	33.4386
395	23	120	5.2174	27.2212	23	134	5.8261	33.9433
396	22	115	5.2273	27.3244	23	135	5.8696	34.4518
397	17	89	5.2353	27.4083	23	136	5.9130	34.9641
398	21	110	5.2381	27.4376	23	137	5.9565	35.4802
399	25	131	5.2400	27.4576	23	139	6.0435	36.5236
400	23	121	5.2609	27.6767	23	140	6.0870	37.0510
401	19	100	5.2632	27.7008	23	141	6.1304	37.5822
402	26	137	5.2692	27.7648	23	142	6.1739	38.1172
403	18	95	5.2778	27.8549	23	143	6.2174	38.6560
404	25	132	5.2800	27.8784	23	144	6.2609	39.1985
405	24	127	5.2917	28.0017	23	145	6.3043	39.7448
406	17	90	5.2941	28.0277	23	146	6.3478	40.2949
407	23	122	5.3043	28.1361	23	147	6.3913	40.8488
408	19	101	5.3158	28.2576	23	148	6.4348	41.4064
409	22	117	5.3182	28.2831	23	149	6.4783	41.9679
410	25	133	5.3200	28.3024	23	150	6.5217	42.5331
411	26	139	5.3462	28.5814	24	55	2.2917	5.2517
412	23	123	5.3478	28.5992	24	59	2.4583	6.0434
413	20	107	5.3500	28.6225	24	61	2.5417	6.4601
414	17	91	5.3529	28.6540	24	65	2.7083	7.3351
415	25	134	5.3600	28.7296	24	67	2.7917	7.7934
416	19	102	5.3684	28.8199	24	71	2.9583	8.7517
417	21	113	5.3810	28.9546	24	73	3.0417	9.2517
418	18	97	5.3889	29.0401	24	77	3.2083	10.2934
419	23	124	5.3913	29.0662	24	79	3.2917	10.8351
420	22	119	5.4091	29.2583	24	83	3.4583	11.9601

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
421	17	92	5.4118	29.2872	24	85	3.5417	12.5434
422	19	103	5.4211	29.3878	24	89	3.7083	13.7517
423	26	141	5.4231	29.4098	24	91	3.7917	14.3767
424	23	125	5.4348	29.5369	24	95	3.9583	15.6684
425	25	136	5.4400	29.5936	24	97	4.0417	16.3351
426	20	109	5.4500	29.7025	24	101	4.2083	17.7101
427	24	131	5.4583	29.7934	24	103	4.2917	18.4184
428	17	93	5.4706	29.9273	24	107	4.4583	19.8767
429	19	104	5.4737	29.9612	24	109	4.5417	20.6267
430	21	115	5.4762	29.9887	24	113	4.7083	22.1684
431	23	126	5.4783	30.0113	24	115	4.7917	22.9601
432	25	137	5.4800	30.0304	24	119	4.9583	24.5851
433	25	138	5.5200	30.4704	24	121	5.0417	25.4184
434	23	127	5.5217	30.4896	24	125	5.2083	27.1267
435	21	116	5.5238	30.5125	24	127	5.2917	28.0017
436	19	105	5.5263	30.5402	24	131	5.4583	29.7934
437	17	94	5.5294	30.5744	24	133	5.5417	30.7101
438	24	133	5.5417	30.7101	24	137	5.7083	32.5851
439	20	111	5.5500	30.8025	24	139	5.7917	33.5434
440	25	139	5.5600	30.9136	24	143	5.9583	35.5017
441	23	128	5.5652	30.9716	24	145	6.0417	36.5017
442	26	145	5.5769	31.1021	24	149	6.2083	38.5434
443	19	106	5.5789	31.1247	25	56	2.2400	5.0176
444	17	95	5.5882	31.2284	25	57	2.2800	5.1984
445	22	123	5.5909	31.2583	25	58	2.3200	5.3824
446	23	129	5.6087	31.4575	25	59	2.3600	5.5696
447	18	101	5.6111	31.4846	25	61	2.4400	5.9536
448	21	118	5.6190	31.5737	25	62	2.4800	6.1504
449	19	107	5.6316	31.7147	25	63	2.5200	6.3504
450	25	141	5.6400	31.8096	25	64	2.5600	6.5536
451	17	96	5.6471	31.8893	25	66	2.6400	6.9696
452	20	113	5.6500	31.9225	25	67	2.6800	7.1824
453	23	130	5.6522	31.9471	25	68	2.7200	7.3984
454	26	147	5.6538	31.9660	25	69	2.7600	7.6176
455	25	142	5.6800	32.2624	25	71	2.8400	8.0656

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
456	22	125	5.6818	32.2831	25	72	2.8800	8.2944
457	19	108	5.6842	32.3102	25	73	2.9200	8.5264
458	23	131	5.6957	32.4405	25	74	2.9600	8.7616
459	17	97	5.7059	32.5571	25	76	3.0400	9.2416
460	24	137	5.7083	32.5851	25	77	3.0800	9.4864
461	25	143	5.7200	32.7184	25	78	3.1200	9.7344
462	18	103	5.7222	32.7438	25	79	3.1600	9.9856
463	26	149	5.7308	32.8417	25	81	3.2400	10.4976
464	19	109	5.7368	32.9114	25	82	3.2800	10.7584
465	23	132	5.7391	32.9376	25	83	3.3200	11.0224
466	25	144	5.7600	33.1776	25	84	3.3600	11.2896
467	21	121	5.7619	33.1995	25	86	3.4400	11.8336
468	17	98	5.7647	33.2318	25	87	3.4800	12.1104
469	22	127	5.7727	33.3244	25	88	3.5200	12.3904
470	23	133	5.7826	33.4386	25	89	3.5600	12.6736
471	19	110	5.7895	33.5180	25	91	3.6400	13.2496
472	24	139	5.7917	33.5434	25	92	3.6800	13.5424
473	21	122	5.8095	33.7506	25	93	3.7200	13.8384
474	17	99	5.8235	33.9135	25	94	3.7600	14.1376
475	23	134	5.8261	33.9433	25	96	3.8400	14.7456
476	25	146	5.8400	34.1056	25	97	3.8800	15.0544
477	19	111	5.8421	34.1302	25	98	3.9200	15.3664
478	20	117	5.8500	34.2225	25	99	3.9600	15.6816
479	22	129	5.8636	34.3822	25	101	4.0400	16.3216
480	23	135	5.8696	34.4518	25	102	4.0800	16.6464
481	25	147	5.8800	34.5744	25	103	4.1200	16.9744
482	17	100	5.8824	34.6021	25	104	4.1600	17.3056
483	19	112	5.8947	34.7479	25	106	4.2400	17.9776
484	21	124	5.9048	34.8662	25	107	4.2800	18.3184
485	23	136	5.9130	34.9641	25	108	4.3200	18.6624
486	25	148	5.9200	35.0464	25	109	4.3600	19.0096
487	17	101	5.9412	35.2976	25	111	4.4400	19.7136
488	18	107	5.9444	35.3364	25	112	4.4800	20.0704
489	19	113	5.9474	35.3712	25	113	4.5200	20.4304
490	20	119	5.9500	35.4025	25	114	4.5600	20.7936

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
491	21	125	5.9524	35.4308	25	116	4.6400	21.5296
492	22	131	5.9545	35.4566	25	117	4.6800	21.9024
493	23	137	5.9565	35.4802	25	118	4.7200	22.2784
494	24	143	5.9583	35.5017	25	119	4.7600	22.6576
495	25	149	5.9600	35.5216	25	121	4.8400	23.4256
496	24	145	6.0417	36.5017	25	122	4.8800	23.8144
497	23	139	6.0435	36.5236	25	123	4.9200	24.2064
498	22	133	6.0455	36.5475	25	124	4.9600	24.6016
499	21	127	6.0476	36.5737	25	126	5.0400	25.4016
500	20	121	6.0500	36.6025	25	127	5.0800	25.8064
501	19	115	6.0526	36.6343	25	128	5.1200	26.2144
502	18	109	6.0556	36.6698	25	129	5.1600	26.6256
503	17	103	6.0588	36.7093	25	131	5.2400	27.4576
504	23	140	6.0870	37.0510	25	132	5.2800	27.8784
505	21	128	6.0952	37.1519	25	133	5.3200	28.3024
506	19	116	6.1053	37.2742	25	134	5.3600	28.7296
507	17	104	6.1176	37.4256	25	136	5.4400	29.5936
508	23	141	6.1304	37.5822	25	137	5.4800	30.0304
509	22	135	6.1364	37.6550	25	138	5.5200	30.4704
510	20	123	6.1500	37.8225	25	139	5.5600	30.9136
511	19	117	6.1579	37.9197	25	141	5.6400	31.8096
512	23	142	6.1739	38.1172	25	142	5.6800	32.2624
513	17	105	6.1765	38.1488	25	143	5.7200	32.7184
514	21	130	6.1905	38.3220	25	144	5.7600	33.1776
515	24	149	6.2083	38.5434	25	146	5.8400	34.1056
516	19	118	6.2105	38.5706	25	147	5.8800	34.5744
517	23	143	6.2174	38.6560	25	148	5.9200	35.0464
518	22	137	6.2273	38.7789	25	149	5.9600	35.5216
519	17	106	6.2353	38.8789	26	59	2.2692	5.1494
520	21	131	6.2381	38.9138	26	61	2.3462	5.5044
521	23	144	6.2609	39.1985	26	63	2.4231	5.8713
522	19	119	6.2632	39.2271	26	67	2.5769	6.6405
523	18	113	6.2778	39.4105	26	69	2.6538	7.0429
524	17	107	6.2941	39.6159	26	71	2.7308	7.4571
525	23	145	6.3043	39.7448	26	73	2.8077	7.8831

Tabla N° 8 (continuación)

Relaciones de transmisión con Z_P [17;26] y Z_G [39;150]. Máximo error 1,4% m_g [5;45]								
N°	Ordenado por m_g				Ordenado por Z_P			
	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$	Z_P	Z_G	$m_g^{1/2} = Z_G/Z_P$	$m_g = (Z_G/Z_P)^2$
526	19	120	6.3158	39.8892	26	75	2.8846	8.3210
527	22	139	6.3182	39.9194	26	77	2.9615	8.7707
528	23	146	6.3478	40.2949	26	79	3.0385	9.2322
529	20	127	6.3500	40.3225	26	81	3.1154	9.7056
530	17	108	6.3529	40.3599	26	83	3.1923	10.1908
531	19	121	6.3684	40.5568	26	85	3.2692	10.6879
532	21	134	6.3810	40.7166	26	87	3.3462	11.1967
533	18	115	6.3889	40.8179	26	89	3.4231	11.7175
534	23	147	6.3913	40.8488	26	93	3.5769	12.7944
535	22	141	6.4091	41.0764	26	95	3.6538	13.3506
536	17	109	6.4118	41.1107	26	97	3.7308	13.9186
537	19	122	6.4211	41.2299	26	99	3.8077	14.4985
538	23	148	6.4348	41.4064	26	101	3.8846	15.0902
539	20	129	6.4500	41.6025	26	103	3.9615	15.6938
540	17	110	6.4706	41.8685	26	105	4.0385	16.3092
541	19	123	6.4737	41.9086	26	107	4.1154	16.9364
542	21	136	6.4762	41.9410	26	109	4.1923	17.5754
543	23	149	6.4783	41.9679	26	111	4.2692	18.2263
544	23	150	6.5217	42.5331	26	113	4.3462	18.8891
545	21	137	6.5238	42.5601	26	115	4.4231	19.5636
546	19	124	6.5263	42.5928	26	119	4.5769	20.9482
547	17	111	6.5294	42.6332	26	121	4.6538	21.6583
548	20	131	6.5500	42.9025	26	123	4.7308	22.3802
549	19	125	6.5789	43.2825	26	125	4.8077	23.1139
550	17	112	6.5882	43.4048	26	127	4.8846	23.8595
551	22	145	6.5909	43.4401	26	129	4.9615	24.6169
552	18	119	6.6111	43.7068	26	131	5.0385	25.3861
553	21	139	6.6190	43.8118	26	133	5.1154	26.1672
554	19	126	6.6316	43.9778	26	135	5.1923	26.9601
555	17	113	6.6471	44.1834	26	137	5.2692	27.7648
556	20	133	6.6500	44.2225	26	139	5.3462	28.5814
557	22	147	6.6818	44.6467	26	141	5.4231	29.4098
558	19	127	6.6842	44.6787	26	145	5.5769	31.1021
559	17	114	6.7059	44.9689	26	147	5.6538	31.9660
560	18	121	6.7222	45.1883	26	149	5.7308	32.8417

Fuente: Elaboración propia.

APENDICE B

Tabla N° 1
Factor de sensibilidad a las muescas q

S_{ut}		Radio de la muesca r (mm)									
		0.254	0.508	0.762	1.016	1.524	2.032	2.540	3.048	3.556	4.064
MPa	kpsi	0.010	0.020	0.030	0.040	0.060	0.080	0.100	0.120	0.140	0.160
413.685	60.000	0.460	0.560	0.615	0.648	0.690	0.720	0.740	0.758	0.770	0.780
689.476	100.000	0.600	0.680	0.720	0.750	0.790	0.815	0.830	0.840	0.848	0.855
1034.214	150.000	0.720	0.800	0.830	0.850	0.875	0.885	0.900	0.908	0.915	0.920
1378.951	200.000	0.845	0.885	0.900	0.920	0.935	0.948	0.955	0.960	0.963	0.965

Ecuaciones resultantes:

$$Q_{[S_{ut} = 413,685 \text{ Mpa}]} = 3,49358 \cdot 10^{-1} + 5,31415 \cdot 10^{-1} \cdot r - 3,03023 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 8,00034 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 7,68520 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

$$Q_{[S_{ut} = 689,476 \text{ Mpa}]} = 5,17163 \cdot 10^{-1} + 3,95783 \cdot 10^{-1} \cdot r - 2,07613 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 5,11806 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 4,68614 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

$$Q_{[S_{ut} = 1034,214 \text{ Mpa}]} = 6,39705 \cdot 10^{-1} + 4,02310 \cdot 10^{-1} \cdot r - 2,50384 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 6,89278 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 6,77429 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

$$Q_{[S_{ut} = 1378,951 \text{ Mpa}]} = 8,04871 \cdot 10^{-1} + 1,92910 \cdot 10^{-1} \cdot r - 1,03159 \cdot 10^{-1} \cdot r^2 + 2,59365 \cdot 10^{-2} \cdot r^3 - 2,42563 \cdot 10^{-3} \cdot r^4$$

Figura generada

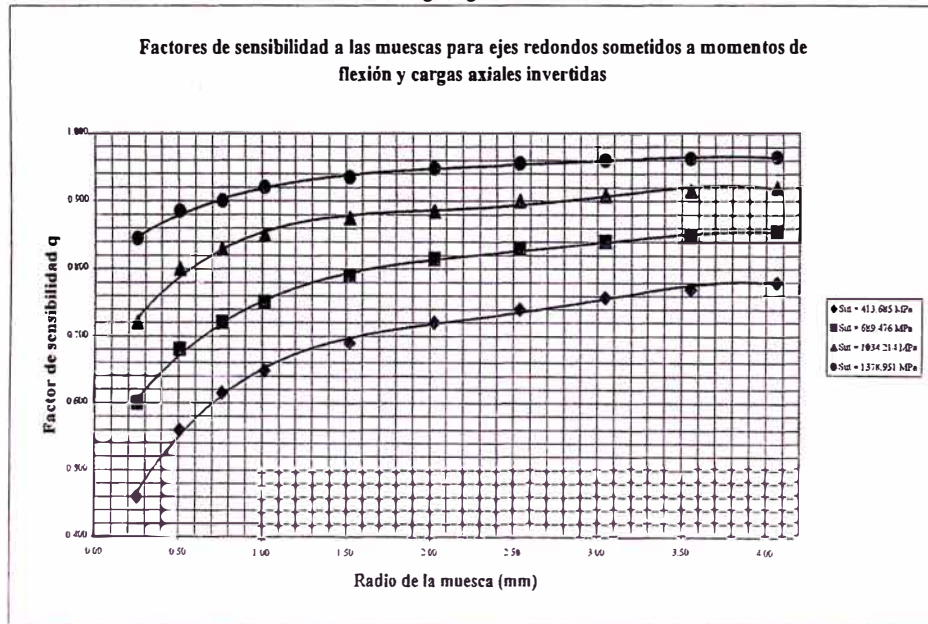
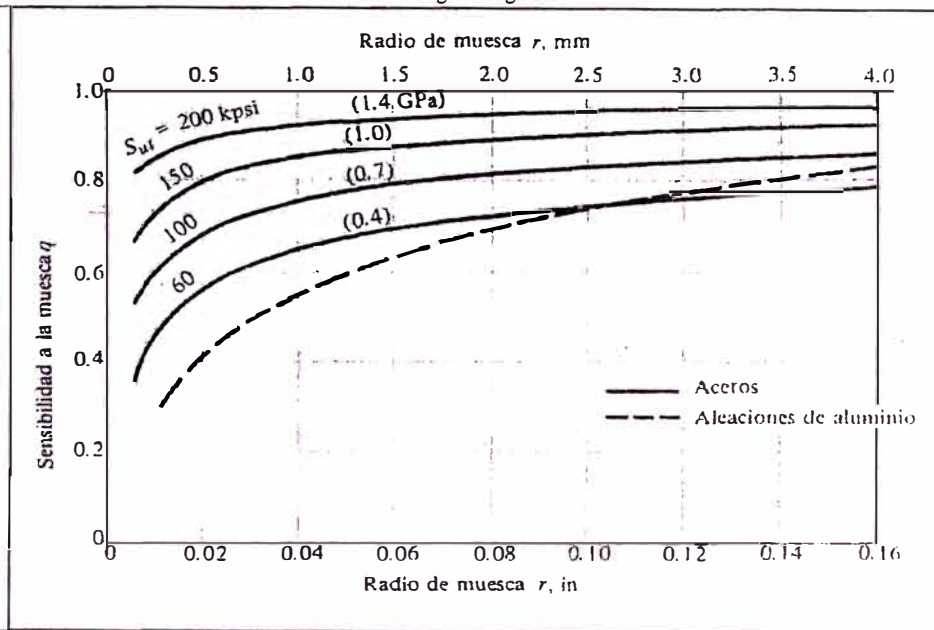


Figura original



Fuente: Datos tabulados a partir de la figura dada en Shigley, Joseph Edward y Mischke, Charles R. Op. cit. p. 224.

Tabla N° 1 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para $S_{ut} = 413.685 \text{ Mpa}$													
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁴ Y	X ⁵	X ⁶	X ⁷	X ⁸
	0.254	0.460	1.168E-01	6.452E-02	2.968E-02	1.639E-02	7.538E-03	4.162E-03	1.915E-03	1.057E-03	2.685E-04	6.821E-05	1.732E-05
	0.508	0.560	2.845E-01	2.581E-01	1.445E-01	1.311E-01	7.341E-02	6.660E-02	3.729E-02	3.383E-02	1.719E-02	8.731E-03	4.435E-03
	0.762	0.615	4.686E-01	5.806E-01	3.571E-01	4.425E-01	2.721E-01	3.371E-01	2.073E-01	2.569E-01	1.958E-01	1.492E-01	1.137E-01
	1.016	0.648	6.584E-01	1.032E+00	6.689E-01	1.049E+00	6.796E-01	1.066E+00	6.905E-01	1.083E+00	1.100E+00	1.118E+00	1.135E+00
	1.524	0.690	1.052E+00	2.323E+00	1.603E+00	3.540E+00	2.442E+00	5.394E+00	3.722E+00	8.221E+00	1.253E+01	1.909E+01	2.910E+01
	2.032	0.720	1.463E+00	4.129E+00	2.973E+00	8.390E+00	6.041E+00	1.705E+01	1.228E+01	3.464E+01	7.040E+01	1.430E+02	2.907E+02
	2.540	0.740	1.880E+00	6.452E+00	4.774E+00	1.639E+01	1.213E+01	4.162E+01	3.080E+01	1.057E+02	2.685E+02	6.821E+02	1.732E+03
	3.048	0.758	2.310E+00	9.290E+00	7.042E+00	2.832E+01	2.146E+01	8.631E+01	6.542E+01	2.631E+02	8.018E+02	2.444E+03	7.449E+03
	3.556	0.770	2.738E+00	1.265E+01	9.737E+00	4.497E+01	3.462E+01	1.599E+02	1.231E+02	5.686E+02	2.022E+03	7.190E+03	2.557E+04
	4.064	0.780	3.170E+00	1.652E+01	1.288E+01	6.712E+01	5.235E+01	2.728E+02	2.128E+02	1.109E+03	4.505E+03	1.831E+04	7.441E+04
Σ	1.930E+01	6.741E+00	1.414E+01	5.329E+01	4.021E+01	1.704E+02	1.301E+02	5.845E+02	4.491E+02	2.090E+03	7.682E+03	2.879E+04	1.095E+05

$[X] = \begin{vmatrix} 10 & 1.930E+01 & 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 \\ 1.930E+01 & 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 \\ 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 \\ 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 & 2.879E+04 \\ 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 & 2.879E+04 & 1.095E+05 \end{vmatrix}$	$[Y] = \begin{vmatrix} 6.741E+00 \\ 1.414E+01 \\ 4.021E+01 \\ 1.301E+02 \\ 4.491E+02 \end{vmatrix}$
--	---

$[A] = \begin{vmatrix} 3.49358E-01 \\ 5.31415E-01 \\ -3.03023E-01 \\ 8.00034E-02 \\ -7.68520E-03 \end{vmatrix}$	$\begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \\ = a_3 \\ = a_4 \end{matrix}$
---	---

Ecuación: $Y = 3,49358 \cdot 10^{-1} + 5,31415 \cdot 10^{-1} \cdot X - 3,03023 \cdot 10^{-1} \cdot X^2 + 8,00034 \cdot 10^{-2} \cdot X^3 - 7,68520 \cdot 10^{-3} \cdot X^4$

Tabla N° 1 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para $S_{ut} = 689.476$ Mpa													
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁴ Y	X ⁵	X ⁶	X ⁷	X ⁸
	0.254	0.600	1.524E-01	6.452E-02	3.871E-02	1.639E-02	9.832E-03	4.162E-03	2.497E-03	1.057E-03	2.685E-04	6.821E-05	1.732E-05
	0.508	0.680	3.454E-01	2.581E-01	1.755E-01	1.311E-01	8.915E-02	6.660E-02	4.529E-02	3.383E-02	1.719E-02	8.731E-03	4.435E-03
	0.762	0.720	5.486E-01	5.806E-01	4.181E-01	4.425E-01	3.186E-01	3.371E-01	2.427E-01	2.569E-01	1.958E-01	1.492E-01	1.137E-01
	1.016	0.750	7.620E-01	1.032E+00	7.742E-01	1.049E+00	7.866E-01	1.066E+00	7.992E-01	1.083E+00	1.100E+00	1.118E+00	1.135E+00
	1.524	0.790	1.204E+00	2.323E+00	1.835E+00	3.540E+00	2.796E+00	5.394E+00	4.262E+00	8.221E+00	1.253E+01	1.909E+01	2.910E+01
	2.032	0.815	1.656E+00	4.129E+00	3.365E+00	8.390E+00	6.838E+00	1.705E+01	1.389E+01	3.464E+01	7.040E+01	1.430E+02	2.907E+02
	2.540	0.830	2.108E+00	6.452E+00	5.355E+00	1.639E+01	1.360E+01	4.162E+01	3.455E+01	1.057E+02	2.685E+02	6.821E+02	1.732E+03
	3.048	0.840	2.560E+00	9.290E+00	7.804E+00	2.832E+01	2.379E+01	8.631E+01	7.250E+01	2.631E+02	8.018E+02	2.444E+03	7.449E+03
	3.556	0.848	3.015E+00	1.265E+01	1.072E+01	4.497E+01	3.813E+01	1.599E+02	1.356E+02	5.686E+02	2.022E+03	7.190E+03	2.557E+04
	4.064	0.855	3.475E+00	1.652E+01	1.412E+01	6.712E+01	5.739E+01	2.728E+02	2.332E+02	1.109E+03	4.505E+03	1.831E+04	7.441E+04
Σ	1.930E+01	7.728E+00	1.583E+01	5.329E+01	4.461E+01	1.704E+02	1.437E+02	5.845E+02	4.951E+02	2.090E+03	7.682E+03	2.879E+04	1.095E+05

$$[X] = \begin{vmatrix} 10 & 1.930E+01 & 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 \\ 1.930E+01 & 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 \\ 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 \\ 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 & 2.879E+04 \\ 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 & 2.879E+04 & 1.095E+05 \end{vmatrix}$$

$$[Y] = \begin{vmatrix} 7.728E+00 \\ 1.583E+01 \\ 4.461E+01 \\ 1.437E+02 \\ 4.951E+02 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 5.17163E-01 \\ 3.95783E-01 \\ -2.07613E-01 \\ 5.11806E-02 \\ -4.68614E-03 \end{vmatrix} \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \\ = a_3 \\ = a_4 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 5,17163 \cdot 10^{-1} + 3,95783 \cdot 10^{-1} \cdot X - 2,07613 \cdot 10^{-1} \cdot X^2 + 5,11806 \cdot 10^{-2} \cdot X^3 - 4,68614 \cdot 10^{-3} \cdot X^4$

Tabla N° 1 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para $S_m = 1034.214 \text{ Mpa}$													
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁴ Y	X ⁵	X ⁶	X ⁷	X ⁸
	0.254	0.720	1.829E-01	6.452E-02	4.645E-02	1.639E-02	1.180E-02	4.162E-03	2.997E-03	1.057E-03	2.685E-04	6.821E-05	1.732E-05
	0.508	0.800	4.064E-01	2.581E-01	2.065E-01	1.311E-01	1.049E-01	6.660E-02	5.328E-02	3.383E-02	1.719E-02	8.731E-03	4.435E-03
	0.762	0.830	6.325E-01	5.806E-01	4.819E-01	4.425E-01	3.672E-01	3.371E-01	2.798E-01	2.569E-01	1.958E-01	1.492E-01	1.137E-01
	1.016	0.850	8.636E-01	1.032E+00	8.774E-01	1.049E+00	8.915E-01	1.066E+00	9.057E-01	1.083E+00	1.100E+00	1.118E+00	1.135E+00
	1.524	0.875	1.334E+00	2.323E+00	2.032E+00	3.540E+00	3.097E+00	5.394E+00	4.720E+00	8.221E+00	1.253E+01	1.909E+01	2.910E+01
	2.032	0.885	1.798E+00	4.129E+00	3.654E+00	8.390E+00	7.425E+00	1.705E+01	1.509E+01	3.464E+01	7.040E+01	1.430E+02	2.907E+02
	2.540	0.900	2.286E+00	6.452E+00	5.806E+00	1.639E+01	1.475E+01	4.162E+01	3.746E+01	1.057E+02	2.685E+02	6.821E+02	1.732E+03
	3.048	0.908	2.768E+00	9.290E+00	8.436E+00	2.832E+01	2.571E+01	8.631E+01	7.837E+01	2.631E+02	8.018E+02	2.444E+03	7.449E+03
	3.556	0.915	3.254E+00	1.265E+01	1.157E+01	4.497E+01	4.114E+01	1.599E+02	1.463E+02	5.686E+02	2.022E+03	7.190E+03	2.557E+04
	4.064	0.920	3.739E+00	1.652E+01	1.519E+01	6.712E+01	6.175E+01	2.728E+02	2.510E+02	1.109E+03	4.505E+03	1.831E+04	7.441E+04
Σ	1.930E+01	8.603E+00	1.726E+01	5.329E+01	4.831E+01	1.704E+02	1.553E+02	5.845E+02	5.341E+02	2.090E+03	7.682E+03	2.879E+04	1.095E+05

$[X] = \begin{vmatrix} 10 & 1.930E+01 & 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 \\ 1.930E+01 & 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 \\ 5.329E+01 & 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 \\ 1.704E+02 & 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 & 2.879E+04 \\ 5.845E+02 & 2.090E+03 & 7.682E+03 & 2.879E+04 & 1.095E+05 \end{vmatrix}$	$[Y] = \begin{vmatrix} 8.603E+00 \\ 1.726E+01 \\ 4.831E+01 \\ 1.553E+02 \\ 5.341E+02 \end{vmatrix}$
--	---

$[A] = \begin{vmatrix} 6.39705E-01 \\ 4.02310E-01 \\ -2.50384E-01 \\ 6.89278E-02 \\ -6.77429E-03 \end{vmatrix}$	$= \begin{matrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{matrix}$
---	---

Ecuación: $Y = 6,39705 \cdot 10^{-1} + 4,02310 \cdot 10^{-1} \cdot X - 2,50384 \cdot 10^{-1} \cdot X^2 + 6,89278 \cdot 10^{-2} \cdot X^3 - 6,77429 \cdot 10^{-3} \cdot X^4$

Tabla N° 1 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para $S_{ut} = 1378,951$ Mpa													
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁴ Y	X ⁵	X ⁶	X ⁷	X ⁸
	0.254	0.845	2.146E-01	6.452E-02	5.452E-02	1.639E-02	1.385E-02	4.162E-03	3.517E-03	1.057E-03	2.685E-04	6.821E-05	1.732E-05
	0.508	0.885	4.496E-01	2.581E-01	2.284E-01	1.311E-01	1.160E-01	6.660E-02	5.894E-02	3.383E-02	1.719E-02	8.731E-03	4.435E-03
	0.762	0.900	6.858E-01	5.806E-01	5.226E-01	4.425E-01	3.982E-01	3.371E-01	3.034E-01	2.569E-01	1.958E-01	1.492E-01	1.137E-01
	1.016	0.920	9.347E-01	1.032E+00	9.497E-01	1.049E+00	9.649E-01	1.066E+00	9.803E-01	1.083E+00	1.100E+00	1.118E+00	1.135E+00
	1.524	0.935	1.425E+00	2.323E+00	2.172E+00	3.540E+00	3.310E+00	5.394E+00	5.044E+00	8.221E+00	1.253E+01	1.909E+01	2.910E+01
	2.032	0.948	1.926E+00	4.129E+00	3.914E+00	8.390E+00	7.954E+00	1.705E+01	1.616E+01	3.464E+01	7.040E+01	1.430E+02	2.907E+02
	2.540	0.955	2.426E+00	6.452E+00	6.161E+00	1.639E+01	1.565E+01	4.162E+01	3.975E+01	1.057E+02	2.685E+02	6.821E+02	1.732E+03
	3.048	0.960	2.926E+00	9.290E+00	8.919E+00	2.832E+01	2.718E+01	8.631E+01	8.286E+01	2.631E+02	8.018E+02	2.444E+03	7.449E+03
	3.556	0.963	3.424E+00	1.265E+01	1.218E+01	4.497E+01	4.330E+01	1.599E+02	1.540E+02	5.686E+02	2.022E+03	7.190E+03	2.557E+04
	4.064	0.965	3.922E+00	1.652E+01	1.594E+01	6.712E+01	6.477E+01	2.728E+02	2.632E+02	1.109E+03	4.505E+03	1.831E+04	7.441E+04
Σ	1.930E+01	9.276E+00	1.833E+01	5.329E+01	5.104E+01	1.704E+02	1.637E+02	5.845E+02	5.624E+02	2.090E+03	7.682E+03	2.879E+04	1.095E+05

	10	1.930E+01	5.329E+01	1.704E+02	5.845E+02		9.276E+00
[X] =	1.930E+01	5.329E+01	1.704E+02	5.845E+02	2.090E+03	[Y] =	1.833E+01
	5.329E+01	1.704E+02	5.845E+02	2.090E+03	7.682E+03		5.104E+01
	1.704E+02	5.845E+02	2.090E+03	7.682E+03	2.879E+04		1.637E+02
	5.845E+02	2.090E+03	7.682E+03	2.879E+04	1.095E+05		5.624E+02

	8.04871E-01	= a ₀
[A] =	1.92910E-01	= a ₁
	-1.03159E-01	= a ₂
	2.59365E-02	= a ₃
	-2.42563E-03	= a ₄

Ecuación: $Y = 8,04871 \cdot 10^{-1} + 1,92910 \cdot 10^{-1} \cdot X - 1,03159 \cdot 10^{-1} \cdot X^2 + 2,59365 \cdot 10^{-2} \cdot X^3 - 2,42563 \cdot 10^{-3} \cdot X^4$

Tabla N°2
Factores de concentración de esfuerzo k_t para eje redondo escalonado sometido a flexión invertida

Tabla de datos																				
D/d	r/d																			
	0.005	0.010	0.020	0.030	0.040	0.050	0.060	0.070	0.080	0.100	0.120	0.140	0.160	0.180	0.200	0.220	0.240	0.260	0.280	0.300
	d/r																			
	200.00	100.00	50.00	33.33	25.00	20.00	16.67	14.29	12.50	10.00	8.33	7.14	6.25	5.56	5.00	4.55	4.17	3.85	3.57	3.33
1.01	2.000	1.700	1.460	1.380	1.310	1.290	1.270	1.260	1.255	1.250	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1.05	3.000	2.400	2.080	1.880	1.745	1.680	1.620	1.580	1.530	1.500	1.490	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1.20	-	-	2.700	2.400	2.190	2.030	1.910	1.825	1.755	1.670	1.595	1.530	1.500	1.470	1.430	1.400	1.390	1.370	1.345	1.330
2.00	-	-	3.000	2.670	2.410	2.255	2.130	2.030	1.920	1.800	1.690	1.600	1.530	1.490	1.430	1.400	1.390	1.370	1.345	1.330

Ecuaciones resultantes de la forma adaptada:

$$k_{t[D/d=1.01]} = 1,18280 + 5,63600 \cdot 10^{-3} \cdot (d/r) - 1,26052 \cdot 10^{-6} \cdot (d/r)^2 - 3,24596 \cdot 10^{-8} \cdot (d/r)^3$$

$$k_{t[D/d=1.05]} = 1,29549 + 2,20079 \cdot 10^{-2} \cdot (d/r) - 1,51282 \cdot 10^{-4} \cdot (d/r)^2 + 4,19253 \cdot 10^{-7} \cdot (d/r)^3$$

$$k_{t[D/d=1.20]} = 1,16510 + 5,59964 \cdot 10^{-2} \cdot (d/r) - 7,07116 \cdot 10^{-4} \cdot (d/r)^2 + 4,03175 \cdot 10^{-6} \cdot (d/r)^3$$

$$k_{t[D/d=2.00]} = 1,04208 + 8,96726 \cdot 10^{-2} \cdot (d/r) - 1,70587 \cdot 10^{-3} \cdot (d/r)^2 + 1,39291 \cdot 10^{-5} \cdot (d/r)^3$$

Figura generada (abscisa d/r)

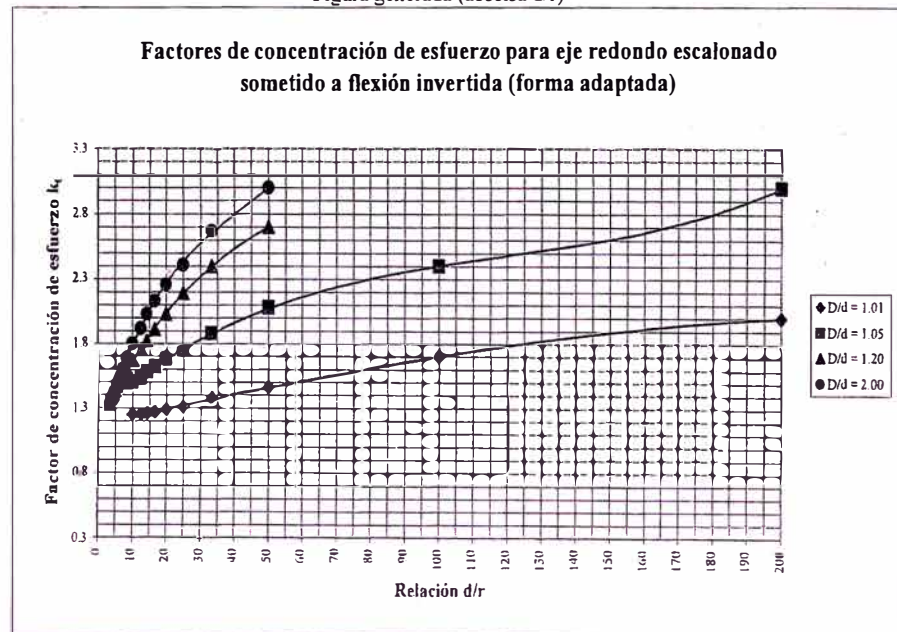
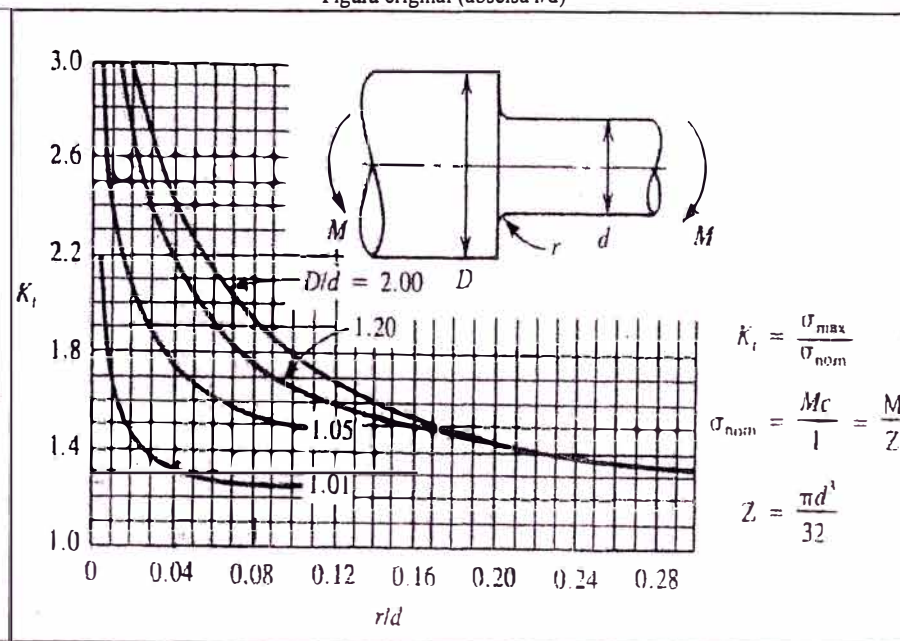


Figura original (abscisa r/d)



Fuente: Mott, Robert L. Op. cit. apéndice 15 p. A-28.

Tabla N° 2 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para D/d = 1,01										
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁵	X ⁶
	200.000	2.000	4.000E+02	4.000E+04	8.000E+04	8.000E+06	1.600E+07	1.600E+09	3.200E+11	6.400E+13
	100.000	1.700	1.700E+02	1.000E+04	1.700E+04	1.000E+06	1.700E+06	1.000E+08	1.000E+10	1.000E+12
	50.000	1.460	7.300E+01	2.500E+03	3.650E+03	1.250E+05	1.825E+05	6.250E+06	3.125E+08	1.563E+10
	33.333	1.380	4.600E+01	1.111E+03	1.533E+03	3.704E+04	5.111E+04	1.235E+06	4.115E+07	1.372E+09
		1.310	3.275E+01	6.250E+02	8.188E+02	1.563E+04	2.047E+04	3.906E+05	9.766E+06	2.441E+08
	20.000	1.290	2.580E+01	4.000E+02	5.160E+02	8.000E+03	1.032E+04	1.600E+05	3.200E+06	6.400E+07
	16.667	1.270	2.117E+01	2.778E+02	3.528E+02	4.630E+03	5.880E+03	7.716E+04	1.286E+06	2.143E+07
	14.286	1.260	1.800E+01	2.041E+02	2.571E+02	2.915E+03	3.673E+03	4.165E+04	5.950E+05	8.500E+06
	12.500	1.255	1.569E+01	1.563E+02	1.961E+02	1.953E+03	2.451E+03	2.441E+04	3.052E+05	3.815E+06
	10.000	1.250	1.250E+01	1.000E+02	1.250E+02	1.000E+03	1.250E+03	1.000E+04	1.000E+05	1.000E+06
Σ	4.818E+02	1.418E+01	8.149E+02	5.537E+04	1.044E+05	9.196E+06	1.798E+07	1.708E+09	3.304E+11	6.502E+13

$$[X] = \begin{vmatrix} 10 & 4.818E+02 & 5.537E+04 & 9.196E+06 \\ 4.818E+02 & 5.537E+04 & 9.196E+06 & 1.708E+09 \\ 5.537E+04 & 9.196E+06 & 1.708E+09 & 3.304E+11 \\ 9.196E+06 & 1.708E+09 & 3.304E+11 & 6.502E+13 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 1.418E+01 \\ 8.149E+02 \\ 1.044E+05 \\ 1.798E+07 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 1.18280E+00 \\ 5.63600E-03 \\ -1.26052E-06 \\ -3.24596E-08 \end{vmatrix} \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \\ = a_3 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 1,18280 + 5,63600 \cdot 10^{-3} \cdot X - 1,26052 \cdot 10^{-6} \cdot X^2 - 3,24596 \cdot 10^{-8} \cdot X^3$

Tabla N° 2 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para D/d = 1,05										
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁵	X ⁶
	200.000	3.000	6.000E+02	4.000E+04	1.200E+05	8.000E+06	2.400E+07	1.600E+09	3.200E+11	6.400E+13
	100.000	2.400	2.400E+02	1.000E+04	2.400E+04	1.000E+06	2.400E+06	1.000E+08	1.000E+10	1.000E+12
	50.000	2.080	1.040E+02	2.500E+03	5.200E+03	1.250E+05	2.600E+05	6.250E+06	3.125E+08	1.563E+10
	33.333	1.880	6.267E+01	1.111E+03	2.089E+03	3.704E+04	6.963E+04	1.235E+06	4.115E+07	1.372E+09
	25.000	1.745	4.363E+01	6.250E+02	1.091E+03	1.563E+04	2.727E+04	3.906E+05	9.766E+06	2.441E+08
	20.000	1.680	3.360E+01	4.000E+02	6.720E+02	8.000E+03	1.344E+04	1.600E+05	3.200E+06	6.400E+07
	16.667	1.620	2.700E+01	2.778E+02	4.500E+02	4.630E+03	7.500E+03	7.716E+04	1.286E+06	2.143E+07
	14.286	1.580	2.257E+01	2.041E+02	3.224E+02	2.915E+03	4.606E+03	4.165E+04	5.950E+05	8.500E+06
	12.500	1.530	1.913E+01	1.563E+02	2.391E+02	1.953E+03	2.988E+03	2.441E+04	3.052E+05	3.815E+06
	10.000	1.500	1.500E+01	1.000E+02	1.500E+02	1.000E+03	1.500E+03	1.000E+04	1.000E+05	1.000E+06
	8.333	1.490	1.242E+01	6.944E+01	1.035E+02	5.787E+02	8.623E+02	4.823E+03	4.019E+04	3.349E+05
Σ	4.901E+02	2.051E+01	1.180E+03	5.544E+04	1.543E+05	9.197E+06	2.679E+07	1.708E+09	3.304E+11	6.502E+13

$$[X] = \begin{vmatrix} 11 & 4.901E+02 & 5.544E+04 & 9.197E+06 \\ 4.901E+02 & 5.544E+04 & 9.197E+06 & 1.708E+09 \\ 5.544E+04 & 9.197E+06 & 1.708E+09 & 3.304E+11 \\ 9.197E+06 & 1.708E+09 & 3.304E+11 & 6.502E+13 \end{vmatrix} \quad [Y] = \begin{vmatrix} 2.051E+01 \\ 1.180E+03 \\ 1.543E+05 \\ 2.679E+07 \end{vmatrix}$$

$$[A] = \begin{vmatrix} 1.29549E+00 \\ 2.20079E-02 \\ -1.51282E-04 \\ 4.19253E-07 \end{vmatrix} \begin{matrix} = a_0 \\ = a_1 \\ = a_2 \\ = a_3 \end{matrix}$$

Ecuación: $Y = 1,29549 + 2,20079 \cdot 10^{-2} \cdot X - 1,51282 \cdot 10^{-4} \cdot X^2 + 4,19253 \cdot 10^{-7} \cdot X^3$

Tabla N° 2 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para D/d = 1,20										
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁵	X ⁶
	50.000	2.700	1.350E+02	2.500E+03	6.750E+03	1.250E+05	3.375E+05	6.250E+06	3.125E+08	1.563E+10
	33.333	2.400	8.000E+01	1.111E+03	2.667E+03	3.704E+04	8.889E+04	1.235E+06	4.115E+07	1.372E+09
	25.000	2.190	5.475E+01	6.250E+02	1.369E+03	1.563E+04	3.422E+04	3.906E+05	9.766E+06	2.441E+08
	20.000	2.030	4.060E+01	4.000E+02	8.120E+02	8.000E+03	1.624E+04	1.600E+05	3.200E+06	6.400E+07
	16.667	1.910	3.183E+01	2.778E+02	5.306E+02	4.630E+03	8.843E+03	7.716E+04	1.286E+06	2.143E+07
	14.286	1.825	2.607E+01	2.041E+02	3.724E+02	2.915E+03	5.321E+03	4.165E+04	5.950E+05	8.500E+06
	12.500	1.755	2.194E+01	1.563E+02	2.742E+02	1.953E+03	3.428E+03	2.441E+04	3.052E+05	3.815E+06
	10.000	1.670	1.670E+01	1.000E+02	1.670E+02	1.000E+03	1.670E+03	1.000E+04	1.000E+05	1.000E+06
	8.333	1.595	1.329E+01	6.944E+01	1.108E+02	5.787E+02	9.230E+02	4.823E+03	4.019E+04	3.349E+05
	7.143	1.530	1.093E+01	5.102E+01	7.806E+01	3.644E+02	5.576E+02	2.603E+03	1.859E+04	1.328E+05
	6.250	1.500	9.375E+00	3.906E+01	5.859E+01	2.441E+02	3.662E+02	1.526E+03	9.537E+03	5.960E+04
	5.556	1.470	8.167E+00	3.086E+01	4.537E+01	1.715E+02	2.521E+02	9.526E+02	5.292E+03	2.940E+04
	5.000	1.430	7.150E+00	2.500E+01	3.575E+01	1.250E+02	1.788E+02	6.250E+02	3.125E+03	1.563E+04
	4.545	1.400	6.364E+00	2.066E+01	2.893E+01	9.391E+01	1.315E+02	4.269E+02	1.940E+03	8.820E+03
	4.167	1.390	5.792E+00	1.736E+01	2.413E+01	7.234E+01	1.005E+02	3.014E+02	1.256E+03	5.233E+03
	3.846	1.370	5.269E+00	1.479E+01	2.027E+01	5.690E+01	7.795E+01	2.188E+02	8.417E+02	3.237E+03
	3.571	1.345	4.804E+00	1.276E+01	1.716E+01	4.555E+01	6.127E+01	1.627E+02	5.810E+02	2.075E+03
	3.333	1.330	4.433E+00	1.111E+01	1.478E+01	3.704E+01	4.926E+01	1.235E+02	4.115E+02	1.372E+03
Σ	233.530	30.840	4.825E+02	5.666E+03	1.338E+04	1.979E+05	4.988E+05	8.200E+06	3.690E+08	1.734E+10

[X] =	18	2.335E+02	5.666E+03	1.979E+05	[Y] =	3.084E+01
	2.335E+02	5.666E+03	1.979E+05	8.200E+06		4.825E+02
	5.666E+03	1.979E+05	8.200E+06	3.690E+08		1.338E+04
	1.979E+05	8.200E+06	3.690E+08	1.734E+10		4.988E+05

[A] =	1.16510E+00	= a ₀
	5.59964E-02	= a ₁
	-7.07116E-04	= a ₂
	4.03175E-06	= a ₃

Ecuación: $Y = 1,16510 + 5,59964 \cdot 10^{-2} \cdot X - 7,07116 \cdot 10^{-4} \cdot X^2 + 4,03175 \cdot 10^{-6} \cdot X^3$

Tabla N° 2 (continuación)

Tabla de ajuste de curva por mínimos cuadrados para D/d = 2,00										
	X	Y	XY	X ²	X ² Y	X ³	X ³ Y	X ⁴	X ⁵	X ⁶
	50.000	3.000	1.500E+02	2.500E+03	7.500E+03	1.250E+05	3.750E+05	6.250E+06	3.125E+08	1.563E+10
	33.333	2.670	8.900E+01	1.111E+03	2.967E+03	3.704E+04	9.889E+04	1.235E+06	4.115E+07	1.372E+09
	25.000	2.410	6.025E+01	6.250E+02	1.506E+03	1.563E+04	3.766E+04	3.906E+05	9.766E+06	2.441E+08
	20.000	2.255	4.510E+01	4.000E+02	9.020E+02	8.000E+03	1.804E+04	1.600E+05	3.200E+06	6.400E+07
	16.667	2.130	3.550E+01	2.778E+02	5.917E+02	4.630E+03	9.861E+03	7.716E+04	1.286E+06	2.143E+07
	14.286	2.030	2.900E+01	2.041E+02	4.143E+02	2.915E+03	5.918E+03	4.165E+04	5.950E+05	8.500E+06
	12.500	1.920	2.400E+01	1.563E+02	3.000E+02	1.953E+03	3.750E+03	2.441E+04	3.052E+05	3.815E+06
	10.000	1.800	1.800E+01	1.000E+02	1.800E+02	1.000E+03	1.800E+03	1.000E+04	1.000E+05	1.000E+06
	8.333	1.690	1.408E+01	6.944E+01	1.174E+02	5.787E+02	9.780E+02	4.823E+03	4.019E+04	3.349E+05
	7.143	1.600	1.143E+01	5.102E+01	8.163E+01	3.644E+02	5.831E+02	2.603E+03	1.859E+04	1.328E+05
	6.250	1.530	9.563E+00	3.906E+01	5.977E+01	2.441E+02	3.735E+02	1.526E+03	9.537E+03	5.960E+04
	5.556	1.490	8.278E+00	3.086E+01	4.599E+01	1.715E+02	2.555E+02	9.526E+02	5.292E+03	2.940E+04
	5.000	1.430	7.150E+00	2.500E+01	3.575E+01	1.250E+02	1.788E+02	6.250E+02	3.125E+03	1.563E+04
	4.545	1.400	6.364E+00	2.066E+01	2.893E+01	9.391E+01	1.315E+02	4.269E+02	1.940E+03	8.820E+03
	4.167	1.390	5.792E+00	1.736E+01	2.413E+01	7.234E+01	1.005E+02	3.014E+02	1.256E+03	5.233E+03
	3.846	1.370	5.269E+00	1.479E+01	2.027E+01	5.690E+01	7.795E+01	2.188E+02	8.417E+02	3.237E+03
	3.571	1.345	4.804E+00	1.276E+01	1.716E+01	4.555E+01	6.127E+01	1.627E+02	5.810E+02	2.075E+03
	3.333	1.330	4.433E+00	1.111E+01	1.478E+01	3.704E+01	4.926E+01	1.235E+02	4.115E+02	1.372E+03
Σ	233.530	32.790	5.280E+02	5.666E+03	1.481E+04	1.979E+05	5.537E+05	8.200E+06	3.690E+08	1.734E+10

[X] =	18	2.335E+02	5.666E+03	1.979E+05	[Y] =	3.279E+01
	2.335E+02	5.666E+03	1.979E+05	8.200E+06		5.280E+02
	5.666E+03	1.979E+05	8.200E+06	3.690E+08		1.481E+04
	1.979E+05	8.200E+06	3.690E+08	1.734E+10		5.537E+05

[A] =	1.04208E+00	= a ₀
	8.96726E-02	= a ₁
	-1.70587E-03	= a ₂
	1.39291E-05	= a ₃

Ecuación: $Y = 1,04208 + 8,96726 \cdot 10^{-2} \cdot X - 1,70587 \cdot 10^{-3} \cdot X^2 + 1,39291 \cdot 10^{-5} \cdot X^3$

APENDICE C

Tabla N° 1

Chavetas estandar DIN 6885				
N°	Diámetro del eje (mm)		Ancho W (mm)	Altura H (mm)
	De	Hasta		
1	6	8	2	2
2	8	10	3	3
3	10	12	4	4
4	12	17	5	5
5	17	22	6	6
6	22	30	8	7
7	30	38	10	8
8	38	44	12	8
9	44	50	14	9
10	50	58	16	10
11	58	65	18	11
12	65	75	20	12
13	75	85	22	14
14	85	95	25	14
15	95	110	28	16
16	110	130	32	18
17	130	150	36	20
18	150	170	40	22
19	170	200	45	25
20	200	230	50	28
21	230	260	56	32
22	260	290	63	32
23	290	330	70	36
24	330	380	80	40
25	380	440	90	45
26	440	500	100	50

Longitudes recomendadas: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360 y 400.

Fuente: Extracto de Pareto, Luis. Op. cit. p. 757.

APENDICE D

Tabla N° 1

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes

Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
20	52	15	30500	11000	0.16	21304 CC	27	45	1	0.31	2.2	3.3	51.41
25	52	18	35700	11000	0.18	22205 CC	31	46	1	0.35	1.9	2.9	57.33
25	62	17	41400	8500	0.25	21305 CC	32	55	1	0.24	2.8	4.2	64.27
30	62	20	48900	9500	0.28	22206 CC	36	56	1	0.33	2	3	68.80
30	72	19	55200	7500	0.38	21306 CC	37	65	1	0.23	2.9	4.4	77.12
35	72	23	63300	8000	0.43	22207 CC	42	65	1	0.31	2.2	3.3	72.03
35	80	21	65600	6700	0.51	21307 CC	44	71	1.5	0.22	3	4.6	86.22
40	80	23	73600	7500	0.52	22208 CC	47	73	1	0.28	2.4	3.6	75.25
40	90	23	82800	5600	0.71	21308 CC	49	81	1.5	0.22	3	4.6	95.31
40	90	33	113000	5600	1	22308 CC	49	81	1.5	0.37	1.8	2.7	102.40
45	85	23	77100	6700	0.56	22209 CC	52	78	1	0.26	2.6	3.9	78.48
45	100	25	101000	5300	0.95	21309 CC	54	91	1.5	0.21	3.2	4.8	104.41
45	100	36	138000	4800	1.35	22309 CC	54	91	1.5	0.37	1.8	2.7	186.90
50	90	23	79900	6300	0.6	22210 CC	57	83	1	0.24	2.8	4.2	81.70
50	110	27	120000	4800	1.2	21310 CC	60	100	2	0.21	3.2	4.8	113.50
50	110	40	176000	4300	1.85	22310 CC	60	100	2	0.37	1.8	2.7	199.72

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
55	100	25	99500	5600	0.82	22211 CC	64	91	1.5	0.24	2.8	4.2	91.13
55	120	29	138000	4300	1.6	21311 CC	65	110	2	0.21	3.2	4.8	129.13
55	120	43	199000	4000	2.35	22311 CC	65	110	2	0.37	1.8	2.7	212.54
60	110	28	122000	5000	1.1	22212 CC	69	101	1.5	0.24	2.8	4.2	100.55
60	130	31	161000	3800	1.95	21312 CC	72	118	2	0.2	3.4	5	144.75
60	130	46	235000	3800	2.95	22312 CC	72	118	2	0.37	1.8	2.7	225.36
65	120	31	144000	4800	1.45	22213 CC	74	111	1.5	0.24	2.8	4.2	109.98
65	140	33	184000	3600	2.45	21313 CC	77	128	2	0.2	3.4	5	160.38
65	140	48	253000	3400	3.55	22313 CC	77	128	2	0.35	1.9	2.9	238.18
70	125	31	148000	4500	1.55	22214 CC	79	116	1.5	0.23	2.9	4.4	119.40
70	150	35	207000	3400	3	21314 CC	82	138	2	0.2	3.4	5	176.00
70	150	51	311000	3200	4.3	22314 CC/W33	82	138	2	0.35	1.9	2.9	251.00
75	130	31	154000	4300	1.65	22215 CC	84	121	1.5	0.22	3	4.6	151.63
75	160	37	235000	3200	3.55	21315 CC	87	148	2	0.2	3.4	5	210.63
75	160	55	351000	3000	5.25	22315 CC/W33	87	148	2	0.35	1.9	2.9	295.25
80	140	33	176000	4000	2.05	22216 CC	90	130	2	0.22	3	4.6	183.85
80	170	39	258000	3000	4.2	21316 CC	92	158	2	0.19	3.6	5.3	236.97
80	170	58	374000	2800	6.2	22316 CC/W33	92	158	2	0.35	1.9	2.9	339.50

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
85	150	36	202000	3800	2.55	22217 CC/W33	95	140	2	0.22	3	4.6	216.08
85	180	41	293000	2800	5	21317 CC	99	166	2.5	0.19	3.6	5.3	265.50
85	180	60	420000	2600	7.25	22317 CC/W33	99	166	2.5	0.33	2	3	383.75
90	160	40	244000	3400	3.25	22218 CC/W33	100	150	2	0.23	2.9	4.4	248.30
90	160	52.4	311000	2600	4.6	23218 CC	100	150	2	0.31	2.2	3.3	202.10
90	190	43	322000	2600	5.8	21318 CC	104	176	2.5	0.19	3.6	5.3	277.20
90	190	64	477000	2400	8.6	22318 CC/W33	104	176	2.5	0.35	1.9	2.9	428.00
95	170	43	282000	3200	4	22219 CC/W33	107	158	2	0.24	2.8	4.2	303.27
95	200	45	351000	2400	7.15	21319 CC	109	186	2.5	0.19	3.6	5.3	329.08
95	200	67	518000	2400	10	22319 CC/W33	109	186	2.5	0.35	1.9	2.9	509.90
100	165	52	322000	2800	4.4	23120 CC	110	155	2	0.3	2.3	3.4	264.34
100	180	46	311000	3000	4.85	22220 CC/W33	112	168	2	0.24	2.8	4.2	358.23
100	180	60.3	414000	2200	6.7	23220 CC/W33	112	168	2	0.33	2	3	246.83
100	215	47	385000	2200	8.8	21320 CC	114	201	2.5	0.19	3.6	5.3	381.50
100	215	73	610000	2200	13	22320 CC/W33	114	201	2.5	0.35	1.9	2.9	591.80
110	170	45	271000	3000	3.75	23022 CC	120	160	2	0.23	2.9	4.4	252.35
110	180	56	374000	2600	5.55	23122 CC/W33	120	170	2	0.3	2.3	3.4	290.78
110	180	69	460000	1900	6.85	24122 CC/W33	120	170	2	0.37	1.8	2.7	344.60
110	200	53	408000	2800	7	22222 CC/W33	122	188	2	0.25	2.7	4	413.20
110	200	69.8	523000	2000	9.7	23222 CC/W33	122	188	2	0.33	2	3	291.57
110	240	50	460000	2000	12	21322 CC	124	226	2.5	0.18	3.8	5.6	440.82
110	240	60	725000	2000	18	22322 CC/W33	124	226	2.5	0.35	1.9	2.9	708.26

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
120	180	46	299000	2800	4.2	23024 CC/W33	130	170	2	0.22	3	4.6	275.29
120	180	60	374000	2000	5.4	24024 CC/W33	130	170	2	0.3	2.3	3.4	319.33
120	200	62	437000	2400	7.8	23124 CC/W33	130	190	2	0.28	2.4	3.6	374.71
120	200	80	575000	1600	10	24124 CC/W33	130	190	2	0.37	1.8	2.7	444.06
120	215	58	466000	2600	8.7	22224 CC/W33	132	203	2	0.25	2.7	4	532.46
120	215	76	610000	1900	12	23224 CC/W33	132	203	2	0.35	1.9	2.9	336.31
120	260	86	845000	1800	22	22324 CC/W33	134	246	2.5	0.35	1.9	2.9	869.10
130	200	52	374000	2600	6.1	23026 CC/W33	140	190	2	0.23	2.9	4.4	337.44
130	200	69	466000	1900	7.95	24026 CC/W33	140	190	2	0.31	2.2	3.3	391.42
130	210	64	489000	2200	8.55	23126 CC/W33	140	200	2	0.28	2.4	3.6	459.29
130	210	80	587000	1400	11	24126 CC/W33	140	200	2	0.35	1.9	2.9	544.31
130	230	64	552000	2400	11	22226 CC/W33	144	216	2.5	0.26	2.6	3.9	652.66
130	230	80	690000	1700	14	23226 CC/W33	144	216	2.5	0.33	2	3	433.38
130	280	93	978000	1700	28.5	22326 CC/W33	148	262	3	0.35	1.9	2.9	1050.38
140	210	53	391000	2400	6.55	23028 CC/W33	150	200	2	0.22	3	4.6	406.68
140	210	69	495000	1800	8.45	24028 CC/W33	150	200	2	0.3	2.3	3.4	471.73
140	225	68	546000	2000	10.5	23128 CC/W33	152	213	2	0.28	2.4	3.6	553.54
140	225	85	673000	1300	13	24128 CC/W33	152	213	2	0.35	1.9	2.9	656.00
140	250	68	621000	2200	14	22228 CC/W33	154	236	2.5	0.26	2.6	3.9	786.58
140	250	88	799000	1600	18.5	23228 CC/W33	154	236	2.5	0.33	2	3	531.21
140	300	102	1130000	1500	34.5	22328 CC/W33	158	282	3	0.35	1.9	2.9	1252.10

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
150	225	56	437000	2200	7.95	23030 CC/W33	162	213	2	0.22	3	4.6	483.01
150	225	75	564000	1700	10.5	24030 CC/W33	162	213	2	0.3	2.3	3.4	560.28
150	250	80	725000	1800	16	23130 CC/W33	162	238	2	0.3	2.3	3.4	657.44
150	250	100	880000	1200	19.5	24130 CC/W33	162	238	2	0.37	1.8	2.7	779.13
150	270	73	736000	2000	18	22230 CC/W33	164	256	2.5	0.26	2.6	3.9	934.23
150	270	96	937000	1500	24	23230 CC/W33	164	256	2.5	0.35	1.9	2.9	640.21
150	320	108	1290000	1400	41.5	22330 CC/W33	168	302	3	0.35	1.9	2.9	1474.27
160	240	60	506000	2200	9.7	23032 CC/W33	172	228	2	0.22	3	4.6	566.44
160	240	80	644000	1500	13	24032 CC/W33	172	228	2	0.3	2.3	3.4	657.05
160	270	86	845000	1700	20.5	23132 CC/W33	172	258	2	0.3	2.3	3.4	770.99
160	270	109	1040000	1100	25	24132 CC/W33	172	258	2	0.4	1.7	2.5	913.70
160	290	80	863000	1900	22.5	22232 CC/W33	174	276	2.5	0.28	2.6	3.9	1095.59
160	290	104	1070000	1400	30	23232 CC/W33	174	276	2.5	0.35	1.9	2.9	760.38
160	340	114	1380000	1300	50	22332 CC/W33	178	322	3	0.35	1.9	2.9	1716.87
170	260	67	621000	2000	13	23034 CC/W33	182	248	2	0.23	2.9	4.4	656.96
170	260	90	799000	1400	17.5	24034 CC/W33	182	248	2	0.33	2	3	762.05
170	280	88	897000	1600	21.5	23134 CC/W33	182	268	2	0.3	2.3	3.4	894.20
170	280	109	1070000	1000	26.5	24134 CC/W33	182	268	2	0.37	1.8	2.7	1059.71
170	310	86	978000	1700	28.5	22234 CC/W33	188	292	3	0.27	2.5	3.7	1270.67
170	310	110	1220000	1300	36.5	23234 CC/W33	188	292	3	0.35	1.9	2.9	891.72
170	360	120	1540000	1300	58.5	22334 CC/W33	188	342	3	0.33	2	3	1979.91

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
180	250	52	431000	2,200	8.2	23936 CC/W33	190	240	2	0.18	3.8	5.6	656.23
180	280	74	725000	1800	17	23036 CC/W33	192	268	2	0.24	2.8	4.2	754.57
180	280	100	937000	1300	23	24036 CC/W33	192	268	2	0.33	2	3	875.28
180	300	96	1050000	1500	27.5	23136 CC/W33	194	286	2.5	0.3	2.3	3.4	1027.06
180	300	118	1220000	900	33.5	24136 CC/W33	194	286	2.5	0.37	1.8	2.7	1217.17
180	320	86	1010000	1700	29.5	22236 CC/W33	198	302	3	0.26	2.6	3.9	1459.47
180	320	112	1290000	1200	39	23236 CC/W33	198	302	3	0.35	1.9	2.9	1034.22
180	380	126	1730000	1200	69	22336 CC/W33	198	362	3	0.35	1.9	2.9	2263.39
190	290	75	753000	1700	18	23038 CC/W33	202	278	2	0.23	2.9	4.4	859.28
190	290	100	955000	1300	24	24038 CC/W33	202	278	2	0.31	2.2	3.3	996.73
190	320	104	1200000	1400	34.5	23138 CC/W33	204	306	2.5	0.31	2.2	3.3	1169.58
190	320	128	1400000	800	42	24138 CC/W33	204	306	2.5	0.4	1.7	2.5	1386.07
190	340	92	1110000	1,600	37	22238 CC/W33	208	322	3	0.26	2.6	3.9	1661.99
190	340	120	1460000	1100	47.5	23238 CC/W33	208	322	3	0.35	1.9	2.9	1187.89
190	400	132	1870000	1100	80	22338 CC/W33	212	378	4	0.35	1.9	2.9	2567.31
200	280	60	546000	2000	11.5	23940 CC/W33	212	268	2	0.19	3.6	5.3	844.52
200	310	82	880000	1600	23	23040 CC/W33	212	298	2	0.24	2.8	4.2	971.08
200	310	109	1130000	1200	30.5	24040 CC/W33	212	298	2	0.33	2	3	1126.42
200	340	112	1380000	1300	42.5	23140 CC/W33	214	326	2.5	0.31	2.2	3.3	1321.76
200	340	140	1580000	700	52	24140 CC/W33	214	326	2.5	0.4	1.7	2.5	1566.41
200	360	98	1270000	1,500	44	22240 CC/W33	218	342	3	0.26	2.6	3.9	1878.23
200	360	128	1610000	1100	57	23240 CC/W33	218	342	3	0.35	1.9	2.9	1352.72
200	420	138	2020000	1100	92.5	22340 CC/W33	222	398	4	0.33	2	3	2891.67

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
220	300	60	552000	1900	13	23944 CC/W33	232	288	2	0.17	4	5.9	1057.49
220	340	90	1050000	1500	30.5	23044 CC/W33	234	326	2.5	0.24	2.8	4.2	1215.96
220	340	118	1360000	1100	39.5	24044 CC/W33	234	326	2.5	0.33	2	3	1410.47
220	370	120	1580000	1200	53	23144 CC/W33	238	352	3	0.3	2.3	3.4	1655.07
220	370	150	1840000	630	65	24144 CC/W33	238	352	3	0.4	1.7	2.5	1961.41
220	400	108	1520000	1300	60.5	22244 CC/W33	238	382	3	0.27	2.5	3.7	2351.87
220	400	144	2070000	950	79.5	23244 CC/W33	238	382	3	0.35	1.9	2.9	1528.72
220	460	145	2350000	950	120	22344 CC/W33	242	438	4	0.31	2.2	3.3	3601.71
240	320	60	564000	1700	14	23948 CC/W33	252	308	2	0.16	4.2	6.3	1295.13
240	360	92	1130000	1400	33.5	23048 CC/W33	254	346	2.5	0.23	2.9	4.4	1489.22
240	360	118	1380000	1000	42.5	24048 CC/W33	254	346	2.5	0.3	2.3	3.4	1727.44
240	400	128	1790000	1100	65.5	23148 CC/W33	258	382	3	0.3	2.3	3.4	2027.00
240	400	160	2100000	600	80.5	24148 CC/W33	258	382	3	0.4	1.7	2.5	2402.19
240	440	120	1910000	1200	83	22248 CC/W33	258	422	3	0.27	2.5	3.7	2880.39
240	440	160	2530000	850	110	23248 CC/W33	258	422	3	0.35	1.9	2.9	1914.23
240	500	155	2710000	850	155	22348 CC/W33	262	478	4	0.31	2.2	3.3	4393.51

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					d _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
260	360	75	897000	1500	24	23952 CAC/W33	272	348	2	0.18	3.8	5.6	1557.45
260	400	104	1490000	1200	48.5	23052 CC/W33	278	382	3	0.23	2.9	4.4	1790.85
260	400	140	1760000	900	64.5	24052 CC/W33	278	382	3	0.33	2	3	2077.32
260	440	144	2220000	1000	90.5	23152 CC/W33	278	422	3	0.31	2.2	3.3	2437.56
260	440	180	2620000	530	110	24152 CC/W33	278	422	3	0.4	1.7	2.5	2888.74
260	480	130	2300000	1100	110	22252 CAC/W33	282	458	4	0.26	2.6	3.9	3463.80
260	480	174	2710000	800	140	23252 CAC/W33	282	458	4	0.35	1.9	2.9	2344.40
260	540	165	3050000	800	190	22352 CC/W33	288	512	5	0.31	2.2	3.3	5267.08
280	380	75	845000	1400	26	23956 CC/W33	292	368	2	0.17	4	5.9	1844.45
280	420	106	1520000	1100	52.5	23056 CC/W33	298	402	3	0.23	2.9	4.4	2120.86
280	420	140	1870000	850	68.5	24056 CC/W33	298	402	3	0.31	2.2	3.3	2460.11
280	460	146	2300000	900	97	23156 CC/W33	302	438	4	0.3	2.3	3.4	2886.73
280	460	180	2710000	500	120	24156 CC/W33	302	438	4	0.4	1.7	2.5	3421.05
280	500	130	2350000	1000	115	22256 CAC/W33	302	478	4	0.25	2.7	4	4102.08
280	500	176	2820000	750	150	23256 CAC/W33	302	478	4	0.35	1.9	2.9	2819.25
280	580	175	3450000	750	235	22356 CC/W33	308	552	5	0.3	2.3	3.4	6222.40
300	420	90	1200000	1300	40.5	23960 CC/W33	314	406	2.5	0.19	3.6	5.3	2156.12
300	460	118	1840000	1000	71.5	23060 CC/W33	318	442	3	0.23	2.9	4.4	2479.23
300	480	160	2350000	750	97	24060 CC/W33	318	442	3	0.33	2	3	2875.81
300	500	160	2710000	850	125	23160 CAC/W33	322	478	4	0.3	2.3	3.4	3374.53
300	500	200	3280000	450	155	24160 CC/W33	322	478	4	0.4	1.7	2.5	3999.14
300	540	140	2760000	950	145	22260 CAC/W33	322	518	4	0.25	2.7	4	4795.24
300	540	192	3340000	670	190	23260 CAC/W33	322	518	4	0.35	1.9	2.9	3338.75

Tabla N° 1 (continuación)

Rodamientos de rodillos a rótula u oscilantes													
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)			Factores			Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{min}	Da _{max}	ra _{max}	e	Y ₁	Y ₂	
320	440	90	1240000	1200	42	23964 CAC/W33	334	426	2.5	0.18	3.8	5.6	2492.47
320	480	121	1960000	1000	78	23064 CC/W33	338	462	3	0.23	2.9	4.4	2865.99
320	480	160	2480000	700	100	24064 CC/W33	338	462	3	0.31	2.2	3.3	3324.43
320	540	176	3050000	800	165	23164 CAC/W33	342	518	4	0.31	2.2	3.3	3900.94
320	540	218	3740000	430	210	24164 CAC/W33	342	518	4	0.4	1.7	2.5	4622.99
320	580	150	3160000	850	180	22264 CAC/W33	342	558	4	0.25	2.7	4	5543.28
320	580	208	3850000	630	240	23264 CAC/W33	342	558	4	0.35	1.9	2.9	3902.93

Fuente: Elaboración propia a partir de un extracto de SKF. Op. cit. p. 246 a 257; y un estimado del costo promedio actual en el mercado local.

Tabla N° 2

Rodamientos de rodillos cónicos

Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{max}	db _{min}	Da _{max}	Db _{min}	Ca _{min}	Cb _{min}	ra _{max}	rb _{max}	e	Y	
15	42	14.25	21200	13000	0.095	30302	22	21	36	38	2	3	1	1	0.28	2.10	5.87
17	40	13.25	17900	13000	0.075	30203	23	23	34	37	2	2	1	1	0.35	1.70	6.75
17	47	15.25	26000	12000	0.13	30303	25	23	41	42	2	3	1	1	0.28	2.10	8.80
17	47	20.25	33000	11000	0.17	32303	24	23	41	43	3	4	1	1	0.28	2.10	28.30
20	42	15	22900	12000	0.097	32004 X	25	25	37	39	2	3	0.6	0.6	0.37	1.60	11.61
20	47	15.25	26000	11000	0.12	30204	27	26	41	43	2	3	1	1	0.35	1.70	9.00
20	52	16.25	31900	11000	0.17	30304	28	27	45	47	2	3	1	1	0.30	2.00	11.73
20	52	22.25	41300	10000	0.23	32304	27	27	45	47	3	4	1	1	0.30	2.10	33.29
25	47	15	25500	11000	0.11	32005 X	30	30	42	44	3	4	0.6	0.6	0.43	1.40	12.75
25	52	16.25	29200	10000	0.16	30205	31	31	46	48	2	4	1	1	0.37	1.60	11.25
25	52	19.25	34100	9500	0.19	32205 B	30	31	46	50	3	4	1	1	0.57	1.05	17.49
25	52	22	44000	9000	0.23	33205	30	31	46	59	4	4	1	1	0.35	1.70	9.19
25	62	18.25	41800	9000	0.26	30305	34	32	55	57	2	4	1	1	0.30	2.00	14.67
25	62	18.25	35800	7500	0.26	31305	34	32	55	59	3	4	1	1	0.83	0.72	23.50
25	62	25.25	56100	8000	0.36	32305	33	32	55	57	3	4	1	1	0.30	2.00	41.61
30	55	17	33600	9000	0.17	32006 X	35	36	49	52	3	4	1	1	0.43	1.40	15.60
30	62	17.25	38000	8500	0.23	30206	38	36	56	57	2	4	1	1	0.37	1.60	13.50
30	62	21.25	47300	8500	0.28	32206	37	36	56	58	3	4	1	1	0.37	1.60	20.99
30	62	25	60500	7500	0.37	33206	36	36	56	59	5	4	1	1	0.35	1.70	11.02
30	72	20.75	52800	7500	0.39	30306	41	37	65	66	3	4	1	1	0.31	1.90	17.60
30	72	20.75	44600	6700	0.39	31306	40	37	65	68	3	4	1	1	0.83	0.72	28.20
30	72	28.75	72100	7000	0.55	32306	39	37	65	66	3	4	1	1	0.31	1.90	49.93

Tabla N° 2 (continuación)

Rodamientos de rodillos cónicos

Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{max}	db _{min}	Da _{max}	Db _{min}	Ca _{min}	Cb _{min}	ra _{max}	rb _{max}	e	Y	
35	62	18	40200	8000	0.22	32007 X	41	41	56	59	4	4	1	1	0.46	1.30	16.62
35	72	18.25	48400	7000	0.32	30207	44	42	65	67	3	4	1	1	0.37	1.60	16.70
35	72	24.25	61600	7000	0.43	32207	43	42	65	67	3	4	1	1	0.37	1.60	25.97
35	72	28	79200	6300	0.56	33207	42	42	65	68	5	4	1	1	0.35	1.70	14.41
35	80	22.75	68200	6700	0.52	30307	46	44	71	74	3	4	1.5	1.5	0.31	1.90	23.00
35	80	22.75	57200	6000	0.52	31307	45	44	71	76	3	4	1.5	1.5	0.83	0.72	35.50
35	80	32.75	89700	6300	0.73	32307	44	44	71	74	4	4	1.5	1.5	0.31	1.90	62.86
40	68	19	49500	7000	0.27	32008 X	46	46	62	65	4	4	1	1	0.37	1.60	19.35
40	75	26	74800	6700	0.51	33108	47	47	68	71	4	4	1	1	0.35	1.70	12.86
40	80	19.75	58300	6300	0.42	30208	49	47	73	74	3	4	1	1	0.37	1.60	19.90
40	80	24.75	70400	6300	0.53	32208	49	47	73	75	3	4	1	1	0.37	1.60	30.94
40	80	32	96800	5600	0.77	33208	47	47	73	76	5	4	1	1	0.35	1.70	17.79
40	90	25.25	80900	6000	0.72	30308	53	49	81	82	3	4	1.5	1.5	0.35	1.70	28.40
40	90	25.25	69300	5300	0.72	31308	51	49	81	86	3	4	1.5	1.5	0.83	0.72	42.80
40	90	35.25	110000	5300	1	32308	51	49	81	82	3	4	1.5	1.5	0.35	1.70	75.79
45	75	20	55000	6300	0.34	32009 X	52	51	69	72	4	4	1	1	0.40	1.50	22.61
45	80	26	79200	6000	0.56	33109	52	52	73	77	4	4	1	1	0.37	1.60	14.92
45	85	20.75	62700	6000	0.48	30209	54	52	78	80	3	4	1	1	0.40	1.50	23.10
45	85	24.75	74800	6000	0.58	32209	54	52	78	80	3	4	1	1	0.40	1.50	35.92
45	85	32	101000	5300	0.82	33209	52	52	78	81	5	4	1	1	0.40	1.50	21.17
45	100	27.25	101000	5300	0.97	30309	59	54	91	92	3	4	1.5	1.5	0.35	1.70	33.80
45	100	27.25	85800	4500	0.95	31309	57	54	91	95	4	4	1.5	1.5	0.83	0.72	50.10
45	100	38.25	132000	4800	1.35	32309	57	54	91	93	4	4	1.5	1.5	0.35	1.70	88.71

Tabla N° 2 (continuación)

Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					d _a max	d _b ta'n	D _a max	D _b min	C _a min	C _b min	r _a max	r _b max	e	Y	
50	80	20	57200	6000	0.37	32010 X	57	56	74	77	4	4	1	1	0.43	1.40	24.30
50	80	24	64400	6000	0.45	33010	56	56	74	75	4	4	1	1	0.31	1.90	37.22
50	85	26	80900	5500	0.59	33110	57	57	78	82	4	4	1	1	0.40	1.50	16.99
50	90	21.75	70400	5600	0.54	30210	58	57	83	85	3	4	1	1	0.43	1.40	26.30
50	90	24.75	76500	5600	0.61	32210	58	57	83	85	3	4	1	1	0.43	1.40	40.89
50	90	32	108000	5000	0.9	33210	57	57	83	87	5	4	1	1	0.40	1.50	24.55
50	110	29.25	117000	4800	1.25	30310	65	60	100	102	4	4	2	2	0.35	1.70	39.20
50	110	29.25	99000	4300	1.2	31310	62	60	100	104	4	4	2	2	0.83	0.72	57.40
50	110	42.25	161000	4300	1.8	32310	63	60	100	102	5	4	2	2	0.35	1.70	101.64
55	90	23	76500	5300	0.55	32011	63	62	83	86	4	4	1	1	0.40	1.50	30.73
55	90	27	84200	5300	0.67	33011	63	62	83	86	5	4	1	1	0.31	1.90	47.06
55	95	30	105000	5000	0.86	33111	63	62	88	91	5	4	1	1	0.37	1.60	20.85
55	100	22.75	84200	5000	0.7	30211	64	64	91	94	4	4	1.5	1.5	0.40	1.50	32.28
55	100	26.75	99000	5000	0.83	32211	64	64	91	95	4	4	1.5	1.5	0.40	1.50	50.18
55	100	35	130000	4500	1.2	33211	63	64	91	96	6	4	1.5	1.5	0.40	1.50	34.81
55	120	31.5	134000	4300	1.55	30311	71	65	110	111	4	4	2	2	0.35	1.70	55.57
55	120	31.5	114000	3800	1.55	31311	65	65	110	113	4	4	2	2	0.83	0.72	76.68
55	120	45.5	187000	4000	2.3	32311	68	65	110	111	5	4	2	2	0.35	1.70	135.77
60	95	23	76500	5000	0.59	32012 X	67	67	88	91	4	4	1	1	0.43	1.40	35.58
60	95	27	85800	5000	0.71	33012	67	67	88	90	5	4	1	1	0.33	1.80	54.49
60	100	30	110000	4800	0.92	33112	67	67	93	96	5	4	1	1	0.40	1.50	24.71
60	110	23.75	91300	4500	0.88	30212	70	69	101	103	4	4	1.5	1.5	0.40	1.50	38.25
60	110	29.75	119000	4500	1.15	32212	69	69	101	104	4	4	1.5	1.5	0.40	1.50	59.47
60	110	38	157000	4000	1.6	33212	69	69	101	105	6	4	1.5	1.5	0.40	1.50	45.31
60	130	33.5	161000	4000	1.95	30312	77	72	118	120	5	4	2	2	0.35	1.70	72.34
60	130	33.5	134000	3600	1.9	31312	74	72	118	123	5	4	2	2	0.83	0.72	95.95
60	130	48.5	216000	3600	2.85	32312	74	72	118	120	6	4	2	2	0.35	1.70	169.90

Tabla Nº 2 (continuación)

Rodamientos de rodillos cónicos																	
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{max}	db _{min}	Da _{max}	Db _{min}	Ca _{min}	Cb _{min}	ra _{max}	rb _{max}	e	Y	
65	100	23	78100	4500	0.63	32013 X	72	72	93	97	4	4	1	1	0.46	1.30	40.96
65	100	27	91300	4500	0.78	33013	72	72	93	96	5	4	1	1	0.35	1.70	62.73
65	110	34	134000	4300	1.3	33113	74	72	103	106	6	4	1	1	0.40	1.50	28.57
65	120	24.75	108000	4000	1.15	30213	78	74	111	113	4	4	1.5	1.5	0.40	1.50	44.23
65	120	32.75	142000	4000	1.5	32213	76	74	111	115	4	4	1.5	1.5	0.40	1.50	68.77
65	120	41	183000	3800	2.05	33213	75	74	111	115	6	4	1.5	1.5	0.40	1.50	57.41
65	140	36	183000	3600	2.4	30313	64	77	128	130	5	4	2	2	0.35	1.70	91.66
65	140	36	154000	3200	2.35	31313	80	77	128	132	5	4	2	2	0.83	0.72	115.23
65	140	51	246000	3400	3.45	32313	80	77	128	130	6	4	2	2	0.35	1.70	204.03
70	110	25	95200	4300	0.84	32014 X	78	77	103	105	5	4	1	1	0.43	1.40	46.00
70	110	31	121000	4300	1.1	33014	78	77	103	105	5	4	1	1	0.28	2.10	70.45
70	120	37	161000	4000	1.7	33114	80	79	111	115	6	4	1.5	1.5	0.37	1.60	32.43
70	125	26.25	119000	4000	1.25	30214	82	79	116	118	4	4	1.5	1.5	0.43	1.40	50.20
70	125	33.25	147000	3800	1.6	32214	80	79	116	119	4	4	1.5	1.5	0.43	1.40	78.06
70	125	41	190000	3600	2.15	33214	79	79	116	120	6	4	1.5	1.5	0.40	1.50	59.82
70	150	38	209000	3400	2.9	30314	90	82	138	140	5	4	2	2	0.35	1.70	95.50
70	150	38	176000	3000	2.95	31314	85	82	138	141	5	4	2	2	0.83	0.72	134.50
70	150	54	275000	3200	4.3	32314	86	82	138	140	6	4	2	2	0.35	1.70	238.16
75	115	25	99000	4000	0.9	32015 X	83	82	108	110	5	4	1	1	0.46	1.30	53.31
75	115	31	128000	4000	1.15	33015	84	82	108	110	6	4	1	1	0.30	2.00	81.65
75	125	37	165000	3800	1.8	33115	84	84	116	120	6	4	1.5	1.5	0.40	1.50	55.50
75	130	27.25	130000	3800	1.4	30215	86	84	121	124	4	4	1.5	1.5	0.43	1.40	85.91
75	130	33.25	151000	3600	1.7	32215	85	84	121	125	4	4	1.5	1.5	0.43	1.40	133.58
75	130	41	194000	3400	2.25	33215	84	84	121	125	6	4	1.5	1.5	0.43	1.40	86.41
75	160	40	229000	3200	3.45	30315	96	87	148	149	5	4	2	2	0.35	1.70	137.95
75	160	40	194000	2800	3.5	31315	91	87	148	151	6	4	2	2	0.83	0.72	222.87
75	160	58	319000	3000	5.2	32315	92	87	148	149	7	4	2	2	0.35	1.70	394.64

Tabla N° 2 (continuación)

Rodamientos de rodillos cónicos																	
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					d _a max	d _b min	D _a max	D _b min	C _a min	C _b min	r _a max	r _b max	e	Y	
80	125	29	128000	3600	1.3	32016 X	90	87	118	120	6	4	1	1	0.43	1.40	60.28
80	125	36	157000	3600	1.65	33016	90	87	118	119	6	4	1	1	0.28	2.10	92.32
80	130	37	168000	3600	1.9	33116	89	89	121	126	6	4	1.5	1.5	0.43	1.40	70.69
80	140	28.25	140000	3400	1.6	30216	92	90	130	132	4	4	2	2	0.43	1.40	109.41
80	140	35.25	176000	3400	2.05	32216	91	90	130	134	5	4	2	2	0.43	1.40	170.12
80	140	46	233000	3200	3	33216	89	90	130	135	7	4	2	2	0.43	1.40	103.30
80	170	42.5	255000	3000	4.1	30316	102	92	158	159	5	4	2	2	0.35	1.70	164.92
80	170	42.5	212000	2800	4.05	31316	97	92	158	159	6	4	2	2	0.83	0.72	286.06
80	170	61.5	358000	2600	6.2	32316	98	92	158	159	7	4	2	2	0.35	1.70	506.53
85	130	29	130000	3400	1.35	32017 X	94	92	123	125	6	4	1	1	0.44	1.35	67.79
85	130	36	172000	3600	1.75	33017	94	92	123	125	6	4	1	1	0.30	2.00	103.81
85	140	41	205000	3400	2.45	33117	95	95	130	135	7	4	2	2	0.40	1.50	87.76
85	150	30.5	165000	3200	2.05	30217	97	95	140	141	5	4	2	2	0.43	1.40	135.83
85	150	38.5	201000	3200	2.6	32217	97	95	140	142	5	4	2	2	0.43	1.40	211.20
85	150	49	270000	3000	3.7	33217	96	95	140	144	7	4	2	2	0.43	1.40	121.80
85	180	44.5	286000	2800	4.85	30317	107	99	166	167	6	4	2.5	2.5	0.35	1.70	194.44
85	180	44.5	229000	2600	4.6	31317	103	99	166	169	6	4	2.5	2.5	0.83	0.72	357.81
85	180	63.5	380000	2600	6.85	32317	103	99	166	167	7	4	2.5	2.5	0.35	1.70	633.57
90	140	32	157000	3200	1.75	32018 X	100	99	131	134	6	4	1.5	1.5	0.43	1.40	81.50
90	140	39	205000	3200	2.2	33018	100	99	131	135	7	4	1.5	1.5	0.27	2.20	124.82
90	150	45	238000	3000	3.15	33118	101	100	140	144	7	4	2	2	0.40	1.50	58.28
90	160	32.5	183000	3000	2.55	30218	104	100	150	150	5	4	2	2	0.43	1.40	90.20
90	160	42.5	238000	3000	3.35	32218	102	100	150	152	5	4	2	2	0.43	1.40	140.25
90	190	46.5	308000	2600	5.65	30318	113	104	176	176	6	4	2.5	2.5	0.35	1.70	204.50
90	190	46.5	251000	2400	5.9	31318	109	104	176	179	5	4	2.5	2.5	0.83	0.72	333.10
90	190	67.5	429000	2400	8.4	32318	109	104	176	177	7	4	2.5	2.5	0.35	1.70	589.82

Tabla Nº 2 (continuación)

Rodamientos de rodillos cónicos																	
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					d _{max}	db _{min}	Da _{max}	Db _{min}	Ca _{min}	Cb _{min}	ra _{max}	rb _{max}	e	Y	
95	145	32	157000	3200	1.8	32019 X	105	104	136	139	6	4	1.5	1.5	0.44	1.35	84.38
95	145	39	209000	3200	2.3	33019	104	104	136	139	7	4	1.5	1.5	0.28	2.10	129.22
95	170	34.5	205000	2800	3	30219	110	107	158	159	5	4	2	2	0.43	1.40	197.43
95	170	45.5	264000	2800	4.05	32219	109	107	158	161	5	4	2	2	0.43	1.40	306.98
95	200	49.5	341000	2600	6.7	30319	118	109	186	184	6	4	2.5	2.5	0.35	1.70	261.14
95	200	49.5	275000	2400	6.95	31319	114	109	186	187	5	4	2.5	2.5	0.83	0.72	526.99
95	200	71.5	468000	2400	11	32319	115	109	186	186	8	4	2.5	2.5	0.35	1.70	933.14
100	150	32	161000	3000	1.9	32020 X	110	109	141	144	6	4	1.5	1.5	0.46	1.30	90.10
100	150	39	212000	3000	2.4	33020	109	109	141	143	7	4	1.5	1.5	0.28	2.10	137.99
100	180	37	233000	2800	3.65	30220	116	112	168	168	5	4	2	2	0.43	1.40	232.61
100	180	49	297000	2600	4.9	32220	115	112	168	171	5	4	2	2	0.43	1.40	361.68
100	180	63	402000	2400	6.95	33220	112	112	168	172	10	4	2	2	0.40	1.50	201.26
100	215	51.5	380000	2400	6.05	30320	127	114	201	197	6	4	2.5	2.5	0.35	1.70	321.30
100	215	56.5	352000	2200	8.6	31320 X	121	114	201	202	7	4	2.5	2.5	0.83	0.72	706.50
100	215	77.5	539000	2200	12.5	32320	123	114	201	200	8	4	2.5	2.5	0.35	1.70	1251.00
105	160	35	190000	2800	2.4	32021X	116	115	150	154	6	4	2	2	0.44	1.35	103.09
105	160	43	233000	2800	3.05	33021	117	115	150	153	7	4	2	2	0.28	2.10	157.88
105	190	39	255000	2600	4.25	30221	123	117	178	177	6	4	2	2	0.43	1.40	270.71
105	190	53	341000	2600	6	32221	120	117	178	180	6	4	2	2	0.43	1.40	420.93
105	225	53.5	402000	2200	9.15	30321	133	119	211	206	7	4	2.5	2.5	0.35	1.70	338.03
105	225	81.5	561000	2000	14.5	32321	129	119	211	209	9	4	2.5	2.5	0.35	1.70	1313.55
110	170	36	220000	2600	3.05	32022 X	123	120	160	163	7	4	2	2	0.43	1.40	113.24
110	170	47	264000	2600	3.85	33022	123	120	160	161	7	4	2	2	0.28	2.10	173.43
110	180	56	347000	2600	5.55	33122	121	120	170	174	9	4	2	2	0.43	1.40	229.71
110	200	41	286000	2400	5.1	30222	129	122	188	187	6	4	2	2	0.43	1.40	355.55
110	200	56	374000	2400	7.1	32222	127	122	188	190	6	4	2	2	0.43	1.40	552.84
110	240	54.5	446000	2200	11	30322	142	124	226	220	8	4	2.5	2.5	0.35	1.70	380.30
110	240	63	429000	1900	12	31322 X	135	124	226	224	7	4	2.5	2.5	0.83	0.72	844.96
110	240	84.5	660000	1900	17	32322	137	124	226	222	9	4	2.5	2.5	0.35	1.70	1496.17

Tabla N° 2 (continuación)

Rodamientos de rodillos cónicos																	
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					da _{max}	db _{min}	Da _{max}	Db _{min}	Ca _{min}	Cb _{min}	ra _{max}	rb _{max}	e	Y	
120	180	38	229000	2400	3.25	32024 X	132	130	170	173	7	4	2	2	0.46	1.30	135.14
120	180	48	270000	2600	4.2	33024	132	130	170	171	6	4	2	2	0.30	2.00	206.96
120	215	43.5	319000	2200	6.15	30224	141	132	203	201	6	4	2	2	0.43	1.40	402.53
120	215	61.5	440000	2200	9.15	32224	137	132	203	204	7	4	2	2	0.43	1.40	625.89
120	260	59.5	528000	2000	14	30324	153	134	246	237	7	4	2.5	2.5	0.35	1.70	472.49
120	260	68	512000	1700	15.5	31324 X	145	134	246	244	9	4	2.5	2.5	0.83	0.72	1099.74
120	260	90.5	748000	1800	21.5	32324	148	134	246	239	10	4	2.5	2.5	0.35	1.70	1947.31
130	180	32	187000	2400	2.4	32926	141	139	171	173	6	4	1.5	1.5	0.33	1.80	104.35
130	200	45	297000	2200	4.95	32026 X	144	140	190	192	7	4	2	2	0.43	1.40	159.15
130	230	43.75	347000	2000	7.6	30226	152	144	216	217	7	4	2.5	2.5	0.43	1.40	505.01
130	230	67.75	523000	2000	11.5	32226	146	144	216	219	7	4	2.5	2.5	0.43	1.40	785.24
130	280	63.75	594000	1800	17	30326	164	148	262	255	8	4	3	3	0.35	1.70	574.88
130	280	72	572000	1600	18.5	31326 X	157	148	262	261	8	4	3	3	0.83	0.72	1388.76
140	210	45	308000	2200	5.25	32028 X	153	150	200	202	7	4	2	2	0.46	1.30	185.28
140	250	45.75	396000	1900	8.65	30228	164	154	236	234	7	4	2.5	2.5	0.43	1.40	619.17
140	250	71.75	605000	1900	14.5	32228	159	154	236	238	8	4	2.5	2.5	0.43	1.40	962.75
140	300	67.75	693000	1700	21	30328	176	158	282	273	8	4	3	3	0.35	1.70	687.47
140	300	77	644000	1500	24.5	31328 X	169	158	282	280	9	4	3	3	0.83	0.72	1712.02
150	225	48	347000	2000	6.35	32030 X	164	162	213	216	8	4	2.5	2	0.46	1.30	213.54
150	270	49	402000	1800	11	30230	175	164	256	250	9	4	2.5	2.5	0.43	1.40	745.01
150	270	77	682000	1700	17.5	32230	171	164	256	254	8	4	2.5	2.5	0.43	1.40	1158.41
150	320	72	765000	1600	28.5	30330	189	168	302	292	9	4	3	3	0.35	1.70	810.27
150	320	82	737000	1400	29.5	31330 X	181	168	302	300	9	4	3	3	0.83	0.72	2069.52
160	240	51	402000	1800	7.75	32032 X	175	172	228	231	8	4	2	2	0.46	1.30	243.91
160	290	52	495000	1600	13	30232	189	174	276	269	8	4	2.5	2.5	0.43	1.40	882.53
160	290	84	825000	1600	25.5	32232	183	174	276	274	10	4	2.5	2.5	0.43	1.40	1372.24
160	340	75	858000	1500	2.9	30332	201	178	322	310	9	4	3	3	0.35	1.70	943.26

Tabla N° 2 (continuación)

Rodamientos de rodillos cónicos																	
Medidas principales (mm)			Capacidad de carga dinámica C (N)	RPM máx. lubricación por aceite	Peso kg	Designación	Medidas secundarias (mm)								Factores		Costo aprox. US\$ c/u.
d	D	B					d _a max	d _b min	D _a max	D _b min	C _a min	C _b min	r _a max	r _b max	e	Y	
170	230	38	270000	1900	4.5	32934	183	180	220	222	7	4	2	2	0.37	1.60	181.23
170	260	57	473000	1700	10.5	32034 X	188	182	248	249	10	4	2	2	0.44	1.35	276.40
170	310	57	572000	1500	19	30234	203	188	292	288	8	4	3	3	0.43	1.40	1031.73
170	310	91	952000	1500	28.5	32234	196	188	292	294	10	4	3	3	0.43	1.40	1604.23
170	360	80	968000	1400	35	30334	213	188	342	329	9	4	3	3	0.35	1.70	1086.45
180	250	45	330000	1700	6.65	32936	194	190	240	241	8	4	2	2	0.48	1.25	203.93
180	280	64	605000	1600	14.5	32036 X	199	192	268	267	10	4	2	2	0.43	1.40	311.01
180	320	57	550000	1500	20	30236	211	198	302	297	9	4	3	3	0.46	1.30	1192.61
180	320	91	935000	1400	29.5	32236	204	198	302	303	10	4	3	3	0.46	1.30	1854.39
190	260	45	341000	1600	7	32938	204	200	250	251	8	4	2	2	0.48	1.25	228.01
190	290	64	616000	1500	15	32038 X	210	202	278	279	10	4	2	2	0.44	1.35	347.75
190	340	60	671000	1400	24	30238	224	208	322	318	9	4	3	3	0.43	1.40	1365.17
200	280	51	446000	1500	9.5	32940	217	212	268	271	9	4	2.5	2	0.40	1.50	253.49
200	310	70	704000	1400	19.5	32040 X	222	212	298	297	11	4	2.5	2	0.43	1.40	386.60
200	360	64	737000	1300	25	30240	237	218	342	336	9	4	3	3	0.43	1.40	1549.41
200	360	104	1140000	1300	42.5	32240	231	218	342	340	11	4	3	3	0.40	1.50	2122.70
220	340	76	842000	1300	25.5	32044 X	244	234	326	326	12	4	2.5	2.5	0.43	1.40	470.67
240	360	76	858000	1200	27.5	32048 X	262	254	346	346	12	4	2.5	2.5	0.46	1.30	563.21
260	400	87	1100000	1100	40	32052 X	287	278	382	383	13	4	3	3	0.43	1.40	664.24
280	420	87	1120000	1000	40.5	32056 X	305	298	402	402	14	4	3	3	0.46	1.30	773.74
300	420	76	990000	950	32	32960	324	314	406	405	12	4	2.5	2.5	0.40	1.50	588.56
320	480	100	1450000	850	64	32064 X	350	338	462	461	15	4	3	3	0.46	1.30	1018.20

Fuente: Elaboración propia a partir de un extracto de SKF. Op. cit. p. 292 a 309; y un estimado del costo promedio actual en el mercado local.

Tabla N° 3

Duración en horas de servicio para diferentes tipos de máquinas	
Clase de máquina	Horas
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico	300 a 3000
Máquinas de uso intermitente o por períodos cortos; máquinas herramientas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para la construcción	3000 a 8000
Máquina para trabajar con alta confiabilidad de funcionamiento durante períodos cortos o intermitentes: ascensores, grúas para mercancías embaladas	8000 a 12000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no utilizadas totalmente: transmisiones por engranaje para uso general, motores eléctricos para uso industrial, chancadoras giratorias	10000 a 25000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, transportadores de faja, equipos de impresión, centrífugas y separadoras	20000 a 30000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: caja de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresoras, winches de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40000 a 50000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria propulsora para transatlánticos	60000 a 100000
Maquinaria para fabricación de papel y pasta de papel, máquinas eléctricas de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	~100000

Fuente: SKF. Op. cit. p. 33.

Tabla N° 4

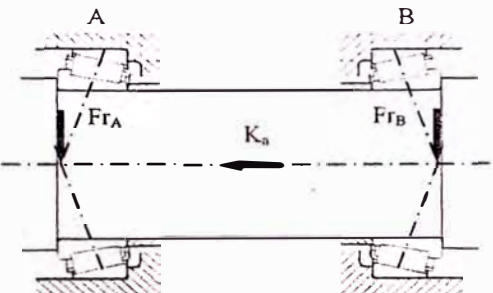
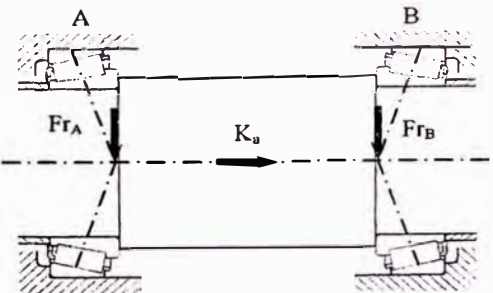
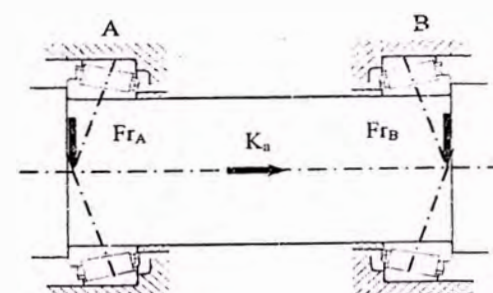
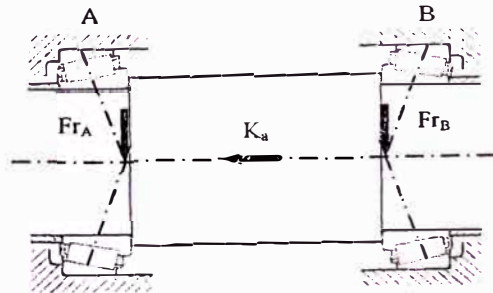
Cargas axiales sobre rodamientos de rodillos cónicos		
Disposición de los rodamientos	Condiciones de carga	Cargas axiales
<p>Montaje "O"</p> 	<p>1 a)</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Montaje "X"</p> 	<p>1 b)</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} + K_a$
<p>Montaje "O"</p> 	<p>2 a)</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
<p>Montaje "X"</p> 	<p>2 b)</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} + K_a$ $F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$
	<p>2 c)</p> $\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y_A}$ $F_{aB} = F_{aA} - K_a$

Tabla N° 5

Factores de seguridad estático S_0

APLICACIÓN	S_0 min
Para rodamientos con movimientos ocasionales de oscilación:	
- Palas de hélices de paso variable para aviones.	0,5
- Instalaciones de compuertas de aliviadores y esclusas.	1,0
- Puentes móviles.	1,5
- Ganchos de grúas grandes con cargas dinámicas pequeñas.	1,0
- Ganchos de grúas pequeñas utilizadas para mercancías a granel con cargas dinámicas de cierta consideración.	1,6
- Para rodamientos axiales de rodillos a rótula.	2,0
Para rodamientos giratorios con fluctuaciones grandes de la carga aplicada o con cargas elevadas de choque durante una parte de una revolución:	
- Aplicaciones que requiera un funcionamiento suave y sin vibraciones.	0,5
- Condiciones de trabajo medio, con exigencias normales de funcionamiento silencioso.	1,0
- En aplicaciones con cargas de choque pronunciadas.	1,5 – 2,0
- En aplicaciones con exigencia rigurosa de funcionamiento silencioso.	2,0
- Para rodamientos axiales de rodillos a rótula.	2,0

Fuente: SKF. Op. cit. p. 43.

Tabla N° 6

Ajustes para ejes macizos de acero					
Rodamientos radiales con agujero cilíndrico					
Condiciones de aplicación	Ejemplos	Diámetro del eje en mm			Tolerancia
		Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos cilíndricos o cónicos ¹	Rodamientos de rodillos a rótula	
Carga fija sobre el aro interior					
El aro interior debe poder desplazarse fácilmente sobre el eje	Ruedas sobre ejes fijos (ruedas locas)	-	-	-	g6 ²
No es necesario que el aro interior pueda desplazarse fácilmente sobre el eje	Poleas tensoras, poleas para cable	-	-	-	h6
Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga					
Cargas ligeras o variables (P ≤ 0,06 C)	Transportadores, rodamientos poco cargados en reductores	18 < d ≤ 100	d ≤ 40	-	j6
		100 < d ≤ 140	40 < d ≤ 100	-	k6
Cargas normales y elevadas (P > 0,06 C)	Aplicaciones en general, motores eléctricos, turbinas, bombas, motores de combustión interna, engranajes, máquinas para trabajar la madera	d ≤ 18	-	-	j5
		18 < d ≤ 100	d ≤ 40	d ≤ 40	k5 (k6) ³
		100 < d ≤ 140	40 < d ≤ 100	40 < d ≤ 65	m5 (m6) ³
		140 < d ≤ 200	100 < d ≤ 140	65 < d ≤ 100	m6
		200 < d ≤ 280	140 < d ≤ 200	100 < d ≤ 140	n6
		-	200 < d ≤ 400	140 < d ≤ 280	p6
		-	-	280 < d ≤ 500	r6
-	-	d > 500	r7		
Cargas muy elevadas y cargas de choque en condiciones de trabajo difíciles (P > 0,12 C)	Cajas de grasa para material ferroviario pesado, motores de tracción, trenes de laminación	-	50 < d ≤ 140	50 < d ≤ 100	n6 ⁴
		-	140 < d ≤ 200	100 < d ≤ 140	p6 ⁴
		-	d > 200	d > 140	r6 ⁴
Es necesaria gran exactitud de rotación con cargas ligeras (P ≤ 0,06 C)	Máquinas herramientas	d ≤ 18	-	-	h5 ⁵
		18 < d ≤ 100	d ≤ 40	-	j5 ⁵
		100 < d ≤ 200	40 < d ≤ 140	-	k5 ⁵
		-	140 < d ≤ 200	-	m5 ⁵
Cargas puramente axiales					
	Aplicaciones de toda clase	d ≤ 250	d ≤ 250	d ≤ 250	j6
		d > 250	d > 250	d > 250	js6

¹ Para los rodamientos Y.

² Para rodamientos grandes se puede adoptar la tolerancia f6, a fin de asegurar que puedan desplazarse fácilmente sobre el eje.

³ Las tolerancias entre paréntesis se emplean generalmente para rodamientos de rodillos cónicos y de una hilera de bolas con contacto angular. También pueden emplearse para otros tipos de rodamientos si la

⁴ Hay que usar rodamientos con juego mayor que el Normal.

⁵ Para rodamientos de gran precisión se aplican otras recomendaciones.

Tabla N° 7

Ajustes para alojamientos de fundición y acero			
Rodamientos radiales - alojamientos enterizos			
Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Tolerancia	Desplazamiento del aro exterior
Carga rotativa sobre el aro exterior			
Cargas pesadas sobre rodamientos en alojamientos de paredes delgadas, cargas de choque elevadas ($P > 0,12 C$)	Cubos de rueda con rodamientos de rodillos, cabezas de biela	P7	No es posible
Cargas normales o elevadas ($P > 0,06 C$)	Cubos de rueda con rodamientos de bolas, cabezas de biela, ruedas de traslación en las grúas	N7	No es posible
Cargas ligeras o variables ($P \leq 0,06 C$)	Rodillos transportadores, poleas para cables, poleas tensoras	M7	No es posible
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas de choque elevadas	Motores eléctricos de tracción	M7	No es posible
Cargas normales o elevadas ($P > 0,06 C$). No es necesario que pueda desplazarse el aro exterior	Motores eléctricos, bombas, rodamientos de soporte para cigüeñales	K7	No es posible en general
Giro exacto o silencioso			
	Rodamientos de rodillos para husillos de máquinas herramienta	K6 ¹	No es posible en general
	Rodamientos de bolas para husillos de rectificadoras, motores eléctricos pequeños	J6 ²	Es posible
	Motores eléctricos pequeños	H6	Es posible fácilmente
Rodamientos radiales - alojamientos partidos o enterizos			
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas ligeras y normales ($P = 0,15 C$). Es deseable que el aro exterior pueda desplazarse axialmente	Máquinas eléctricas de tamaño mediano, bombas, rodamientos de bancada para cigüeñales	J7	Es posible en general
Carga fija sobre el aro exterior			
Cargas de toda clase	Aplicaciones en general, caja de grasa para material ferroviario	H7 ³	Es posible fácilmente
Cargas ligeras y normales ($P = 0,15 C$). Con sencillas condiciones de funcionamiento	Construcciones mecánicas en general	H8	Es posible fácilmente
Transmisión de calor por el eje	Cilindros secadores, máquinas eléctricas grandes con rodamientos de rodillos	G7 ⁴	Es posible fácilmente

¹ Para cargas más elevadas, se debe elegir un ajuste más prieto que K6, por ejemplo M6 o N6. Para rodamientos de gran precisión se aplican otras recomendaciones.

² Para rodamientos de gran precisión se aplican otras recomendaciones.

³ Para rodamientos grandes ($D > 250$ mm) y diferencias de temperaturas de 10°C entre el aro exterior y el alojamiento, puede usarse G7 en lugar de H7.

⁴ Para rodamientos grandes ($D > 250$ mm) y diferencias de temperaturas de 10°C entre el aro exterior y el alojamiento, puede usarse F7 en lugar de G7.

APENDICE E

Tabla N° 1

Tipos de Lubricante

N° AGMA Aceites con inhibidor de oxidación y herrumbre	N° AGMA Aceites de extrema presión	Rango de viscosidad SSU a 100°F (ASTM D2422)	Rango de viscosidad cSt a 100°F
1	2 EP	193 – 235	41,50 – 50,63
2	3 EP	284 – 347	61,24 – 74,87
3	3 EP	417 – 510	89,98 – 109,99
4	4 EP	626 – 765	135,10 – 165,13
5	5 EP	918 – 1122	198,11 – 242,09
6	6 EP	1335 – 1632	288,03 – 352,10
7	7 EP	1919 – 2346	414,02 – 506,18
8 comp.	8 EP	2837 – 3467	612,24 – 748,18
8ª comp.	–	4171 – 5098-	899,81 – 1100,45

Tabla N° 2

Grados de lubricante para diversas aplicaciones

Tipo de engranaje	Distancia entre centros del engranaje de menor velocidad (mm)	N° AGMA Temperatura ambiente	
		-9,4° a 15,6°C	10° a 52°C
Engranajes cilíndricos (simple reducción)	$C < 200$	2	2
	$200 \leq C \leq 500$	2	4
	$C > 500$	3	4
Engranajes cilíndricos (doble reducción)	$C < 200$	2	3
	$200 \leq C \leq 500$	3	4
	$C > 500$	3	4
Engranajes cilíndricos (triple reducción)	$C < 200$	2	3
	$200 \leq C \leq 500$	3	4
	$C > 500$	4	5
Engranajes planetarios	Diámetro exterior del cárter < 400	2	3
	≥ 400	3	4
Engranajes cónicos (rectos, helicoidales y espirales)	Generatriz < 300	2	4
	≥ 300	3	5
Moto reductores	Todos los tamaños	2	4
Engranajes de gran velocidad*	Todos los tamaños	1	2

*Velocidad superior a 3600 rpm o velocidad tangencial superior a 20 m/s. Para estos casos se recomienda el empleo de un aceite de un grado o número superior o inferior, según las condiciones de trabajo.

Tabla N° 3

Lubricantes comerciales con especificación AGMA							
Marca	Chevron						
Propiedades	-	Industrial Oil ISO 100	Industrial Oil ISO 150	Industrial Oil ISO 220	Industrial Oil ISO 320	Industrial Oil ISO 460	-
Viscosidad cSt a 40°C	-	95	143	209	304	437	-
Viscosidad cSt a 100°C	-	10.7	13.9	18.2	23.2	28.5	-
Índice de Viscosidad	-	95	93	96	95	91	-
Punto de inflamación °C	-	238	246	254	276	270	-
Punto de fluidez °C	-	-24	-18	-15	-12	-15	-
Número AGMA	-	3EP	4EP	5EP	6EP	7EP	-
Grado ISO	-	100	150	220	320	460	-
Marca	Chevron						
Propiedades	Ultra Gear ISO 68	-	Ultra Gear ISO 150	Ultra Gear ISO 220	Ultra Gear ISO 320	Ultra Gear ISO 460	Ultra Gear ISO 680
Viscosidad cSt a 40°C	64.6	-	143	209	304	437	646
Viscosidad cSt a 100°C	8.4	-	14.4	18.2	23.9	29.4	38.9
Índice de Viscosidad	99	-	99	96	99	95	98
Punto de inflamación °C	210	-	210	230	230	230	250
Punto de fluidez °C	-30	-	-30	-15	-12	-12	-9
Número AGMA	2 EP	-	4 EP	5 EP	6 EP	7 EP	8 EP
Grado ISO	68	-	150	220	320	460	680
Marca	Chevron						
Propiedades	Gear Compound EP ISO 68	Gear Compound EP ISO 100	Gear Compound EP ISO 150	Gear Compound EP ISO 220	Gear Compound EP ISO 320	Gear Compound EP ISO 460	Gear Compound EP ISO 680
Viscosidad cSt a 40°C	64.6	95	142	209	304	437	646
Viscosidad cSt a 100°C	8.6	11	14.4	18.8	23.2	29.4	37.6
Índice de Viscosidad	104	100	100	100	95	95	95
Punto de inflamación °C	225	225	240	245	245	245	245
Punto de fluidez °C	-33	-30	-30	-21	-18	-15	-12
Número AGMA	2 EP	3 EP	4 EP	5 EP	6 EP	7 EP	8 EP
Grado ISO	68	100	150	220	320	460	680

Tabla N° 3 (continuación)

Lubricantes comerciales con especificación AGMA							
Marca	Chevron						
Propiedades	-	-	Tegra ISO 150	Tegra ISO 220	Tegra ISO 320	Tegra ISO 460	Tegra ISO 680
Viscosidad cSt a 40°C	-	-	142	209	304	437	646
Viscosidad cSt a 100°C	-	-	19.9	26.9	35.8	47	63
Indice de Viscosidad	-	-	162	164	165	166	168
Punto de inflamación °C	-	-	242	240	238	240	242
Punto de fluidez °C	-	-	-51	-51	-39	-36	-30
Número AGMA	-	-	4 EP	5 EP	6 EP	7 EP	8 EP
Grado ISO	-	-	150	220	320	460	680
Marca	Mobil						
Propiedades	Mobilgear 626	Mobilgear 627	Mobilgear 629	Mobilgear 630	Mobilgear 632	Mobilgear 634	Mobilgear 636
Viscosidad cSt a 40°C	68	100	150	220	320	460	680
Viscosidad cSt a 100°C	8.5	11.1	14.5	18.7	24.0	30.3	37.3
Indice de Viscosidad	95	95	95	95	95	95	90
Punto de inflamación °C	204	207	210	214	232	232	232
Punto de fluidez °C	-23	-23	-23	-18	-18	-6	-6
Número AGMA	2EP	3EP	4EP	5EP	6EP	7EP	8EP
Grado ISO	68	100	150	220	320	460	680
Gravedad específica	0.8871	0.8927	0.8927	0.8956	0.8978	0.9094	0.9188
Marca	Mobil						
Propiedades	SHC 626	SHC 627	SHC 629	SHC 630	SHC 632	SHC 634	SHC 636
Viscosidad cSt a 40°C	69.9	99.1	142.8	217.7	325.8	436.4	663.8
Viscosidad cSt a 100°C	10.9	13.9	18.3	25.9	38.6	44.9	62.8
Indice de Viscosidad	147	148	144	152	169	159	165
Punto de inflamación °C	245	245	245	250	250	250	250
Punto de fluidez °C	-54	-45	-45	-45	-42	-42	-42
Número AGMA	2 EP	3 EP	4 EP	5 EP	6 EP	7 EP	8 EP
Grado ISO	68	100	150	220	320	460	680
Gravedad específica	0.858	0.861	0.866	0.866	0.867	0.867	0.867

Tabla N° 3 (continuación)

Lubricantes comerciales con especificación AGMA							
Marca	Mobil						
Propiedades	-	-	Mobilgear SHC 150	Mobilgear SHC 220	Mobilgear SHC 320	Mobilgear SHC 460	Mobilgear SHC 680
Viscosidad cSt a 40°C	-	-	143	210	305	440	645
Viscosidad cSt a 100°C	-	-	18.7	25	34.6	45.4	59.5
Índice de Viscosidad	-	-	148	152	155	155	160
Punto de inflamación °C	-	-	220	220	232	232	232
Punto de fluidez °C	-	-	-45	-37	-34	-29	-26
Número AGMA	-	-	4 EP	5 EP	6 EP	7 EP	8 EP
Grado ISO	-	-	150	220	320	460	680
Marca	Shell						
Propiedades	Omala 68	Omala 100	Omala 150	Omala 220	Omala 320	Omala 460	Omala 680
Viscosidad cSt a 40°C	68	100	150	220	320	460	680
Viscosidad cSt a 100°C	8.7	11.4	15	19.4	25	30.8	38
Índice de Viscosidad	100	100	100	100	100	97	92
Punto de inflamación °C	224	229	238	238	238	241	246
Punto de fluidez °C	-27	-27	-21	-18	-15	-9	-9
Número AGMA	2EP	3EP	4EP	5EP	6EP	7EP	8EP
Grado ISO	68	100	150	220	320	460	680

Fuente: Catálogos comerciales de lubricantes.

APENDICE F

Tabla N° 1

Retenes radiales con labio guardapolvo tipo BA SL				
Diámetro interior d ₁ (mm)	Diámetro exterior d ₂ (mm)	Espesor b (mm)	Designación	Costo aprox. US\$ c/u.
10	19	7	BA SL 10 x 19 x 7	1.730
11	30	10	BA SL 11 x 30 x 10	1.904
13	28	7	BA SL 13 x 28 x 7	2.250
15	26	7	BA SL 15 x 26 x 7	2.596
16	28	7	BA SL 16 x 28 x 7	2.769
17	28	7	BA SL 17 x 28 x 7	2.942
18	30	7	BA SL 18 x 30 x 7	3.115
19	35	9	BA SL 19 x 35 x 9	3.288
20	30	7	BA SL 20 x 30 x 7	3.461
21	55	9	BA SL 21 x 55 x 9	3.634
22	35	7	BA SL 22 x 35 x 7	3.807
24	36	7	BA SL 24 x 36 x 7	4.153
25	35	7	BA SL 25 x 35 x 7	4.326
26	37	8	BA SL 26 x 37 x 8	4.499
28	40	7	BA SL 28 x 40 x 7	4.845
30	40	8	BA SL 30 x 40 x 8	5.191
32	50	10	BA SL 32 x 50 x 10	5.538
34	75	13.5	BA SL 34 x 75 x 13,5	5.884
35	52	10	BA SL 35 x 52 x 10	6.057
36	58	12	BA SL 36 x 58 x 12	6.230
40	55	10	BA SL 40 x 55 x 10	6.922
42	65	10	BA SL 42 x 65 x 10	7.268
45	62	10	BA SL 45 x 62 x 10	7.787
48	65	10	BA SL 48 x 65 x 10	8.306
50	65	10	BA SL 50 x 65 x 10	8.700
55	68	10	BA SL 55 x 68 x 10	9.318
60	80	10	BA SL 60 x 80 x 10	10.371
65	85	13	BA SL 65 x 85 x 13	11.479
68	90	10	BA SL 68 x 90 x 10	12.170
70	90	13	BA SL 70 x 90 x 13	12.690
75	95	12	BA SL 75 x 95 x 12	13.596
80	100	10	BA SL 80 x 100 x 10	14.503
82	105	10	BA SL 82 x 105 x 10	14.865
85	110	12	BA SL 85 x 110 x 12	15.409
90	110	13	BA SL 90 x 110 x 13	16.133

Tabla N° 1 (continuación)

Retenes radiales con labio guardapolvo tipo BA SL				
Diámetro interior d ₁ (mm)	Diámetro exterior d ₂ (mm)	Espesor b (mm)	Designación	Costo aprox. US\$ c/u.
95	125	12	BA SL 95 x 125 x 12	17.030
100	120	12	BA SL 100 x 120 x 12	17.926
105	130	12	BA SL 105 x 130 x 12	18.822
110	140	12	BA SL 110 x 140 x 12	20.800
115	140	12	BA SL 115 x 140 x 12	25.847
120	140	13	BA SL 120 x 140 x 13	30.893
122	150	15	BA SL 122 x 150 x 15	32.774
125	150	12	BA SL 125 x 150 x 12	34.139
130	160	15	BA SL 130 x 160 x 15	40.347
150	180	15	BA SL 150 x 180 x 15	60.520
170	200	15	BA SL 170 x 200 x 15	82.307
190	220	12	BA SL 190 x 220 x 12	104.255
230	260	15	BA SL 230 x 260 x 15	141.051

Fuente: Elaboración propia a partir de un extracto SIMRIT. Op. cit. p. 138 y 139; y un estimado del costo promedio actual en el mercado local.

APENDICE G

Tabla N° 1

Especificaciones y marcas de identificación para pernos y tornillos						
Grado métrico	d (mm)	Carga de prueba S_p (MPa)	Límite de fluencia S_y (MPa)	Límite de fluencia S_u (MPa)	Marca de identificación	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	4.6	Acero de mediano o bajo carbono
4.8	M1,6-M16	310	340	420	4.8	Acero de mediano o bajo carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	5.8	Acero de mediano o bajo carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	8.8	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
9.8	M1,6-M16	650	720	900	9.8	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1040	10.9	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
12.9	M1,6-M36	970	1100	1220	12.9	Acero de aleación, T y R

Tabla N° 2

Rosca triangular ISO. Medidas nominales métricas para roscas de paso grueso y fino									
Designación	Diámetro nominal mm	Rosca gruesa				Rosca fina			
		Paso mm	d ₂ mm	d ₃ mm	Area de esfuerzo mm ²	Paso mm	d ₂ mm	d ₃ mm	Area de esfuerzo mm ²
M3	3	0.5	2.657	2.387	4.996	0.35	2.773	2.571	5.607
M4	4	0.7	3.545	3.141	8.777	0.5	3.675	3.387	9.792
M5	5	0.8	4.480	4.019	14.183	0.5	4.675	4.387	16.124
M6	6	1	5.350	4.773	20.121	0.75	5.513	5.08	22.033
M8	8	1.25	7.188	6.466	36.606	1	7.350	6.773	39.164
M10	10	1.5	9.026	8.160	57.994	1.25	9.188	8.466	61.195
M12	12	1.75	10.863	9.853	84.264	1.25	11.188	10.466	92.067
M14	14	2	12.701	11.546	115.437	1.5	13.026	12.16	124.551
M16	16	2	14.701	13.546	156.666	1.5	15.026	14.16	167.255
M18	18	2.5	16.376	14.933	192.472	1.5	17.026	16.16	216.242
M20	20	2.5	18.376	16.933	244.794	1.5	19.026	18.16	271.512
M22	22	2.5	20.376	18.933	303.399	1.5	21.026	20.16	333.065
M24	24	3	22.051	20.319	352.490	1.5	23.026	22.16	400.902
M27	27	3	25.051	23.319	459.391	1.5	26.026	25.16	514.437
M30	30	3.5	27.727	25.706	560.595	2	28.701	27.546	621.196
M33	33	3.5	30.727	28.706	693.562	2	31.701	30.546	760.793
M36	36	4	33.402	31.093	816.737	2	34.701	33.546	914.528
M39	39	4	36.402	34.093	975.768	3	37.051	35.319	1028.364
M42	42	4.5	39.077	36.479	1120.902	3	40.051	38.319	1205.951
M45	45	4.5	42.077	39.479	1305.996	3	43.051	41.319	1397.674
M48	48	5	44.752	41.866	1473.147	3	46.051	44.319	1603.535
M52	52	5	48.752	45.866	1757.832	3	50.051	48.319	1900.007
M56	56	5.5	52.428	49.252	2030.023	3	54.051	52.319	2221.612
M60	60	5.5	56.428	53.252	2362.027	3	58.051	56.319	2568.350

Fuente: Extracto de Pareto, Luis. Op. cit. p. 711a 715.

Tabla N° 3

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M3	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
3						
Longitud mm						
8	0.008	0.008	0.015	0.017	0.020	0.022
10	0.008	0.009	0.015	0.017	0.022	0.024
12	0.009	0.010	0.021	0.023	0.024	0.026
16	0.009	0.010	0.016	0.018	0.027	0.030
20	0.010	0.011	0.018	0.020	0.031	0.035
25	0.011	0.012	0.021	0.023	0.036	0.040
30	0.012	0.014	0.024	0.026	0.040	0.044
35	0.013	0.015	0.026	0.029	0.046	0.051
40	0.015	0.016	0.028	0.031	0.050	0.055
45	0.016	0.017	0.031	0.034	0.055	0.060
50	0.017	0.019	0.034	0.037	0.059	0.065
Tuerca hexagonal	0.020	0.022	0.020	0.022	0.020	0.022
Arandela plana	0.007		0.007		0.007	
Arandela de presión	0.007		0.007		0.007	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm		Paso (mm)	
Tuerca hexagonal	5.50	6.01	2.40		Grueso	Fino
Arandela plana	3.20	7.00	0.50		0.5	0.35
Arandela de presión	3.10	5.70	0.80			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M4	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
4						
Longitud mm						
8	0.010	0.011	0.020	0.022	0.027	0.029
10	0.010	0.011	0.020	0.022	0.029	0.032
12	0.012	0.013	0.028	0.031	0.031	0.035
16	0.012	0.013	0.021	0.023	0.037	0.040
20	0.013	0.015	0.025	0.027	0.042	0.046
25	0.015	0.017	0.028	0.031	0.048	0.053
30	0.016	0.018	0.032	0.035	0.054	0.059
35	0.018	0.020	0.035	0.039	0.062	0.068
40	0.020	0.022	0.038	0.042	0.067	0.073
45	0.021	0.023	0.042	0.046	0.073	0.080
50	0.023	0.025	0.045	0.049	0.078	0.086
Tuerca hexagonal	0.020	0.022	0.020	0.022	0.020	0.022
Arandela plana	0.008		0.008		0.008	
Arandela de presión	0.008		0.008		0.008	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	7.00	7.66	3.20	Grueso	Fino	
Arandela plana	4.30	9.00	0.80	0.7	0.5	
Arandela de presión	4.10	7.10	0.90			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M5	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
5						
Longitud mm						
8	0.013	0.014	0.025	0.028	0.033	0.037
10	0.013	0.014	0.025	0.028	0.036	0.040
12	0.015	0.016	0.035	0.039	0.039	0.043
16	0.015	0.016	0.027	0.029	0.046	0.050
20	0.017	0.018	0.031	0.034	0.052	0.058
25	0.019	0.021	0.035	0.038	0.060	0.066
30	0.021	0.023	0.040	0.044	0.067	0.074
35	0.022	0.025	0.044	0.048	0.077	0.085
40	0.025	0.027	0.047	0.052	0.083	0.091
45	0.026	0.029	0.052	0.057	0.091	0.100
50	0.028	0.031	0.056	0.062	0.098	0.108
60	0.035	0.038	0.057	0.062	0.113	0.124
70	0.040	0.044	0.095	0.105	0.125	0.138
80	0.044	0.049	0.120	0.132	0.139	0.152
90	0.060	0.066	0.156	0.171	0.151	0.166
100	0.065	0.071	0.183	0.201	0.163	0.180
110	0.071	0.078	0.201	0.221	0.180	0.198
Tuerca hexagonal	0.010	0.010	0.020	0.022	0.020	0.022
Arandela plana	0.024		0.024		0.024	
Arandela de presión	0.016		0.016		0.016	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	8.00	8.79	4.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	5.30	10.00	1.00	0.8	0.5	
Arandela de presión	5.10	8.70	1.20			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M6	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
6	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
8	0.015	0.017	0.030	0.033	0.040	0.044
10	0.016	0.017	0.030	0.033	0.043	0.047
12	0.018	0.019	0.042	0.046	0.047	0.052
16	0.018	0.019	0.032	0.035	0.055	0.060
20	0.020	0.022	0.037	0.040	0.063	0.069
25	0.023	0.025	0.042	0.046	0.072	0.080
30	0.025	0.027	0.048	0.053	0.080	0.088
35	0.027	0.029	0.053	0.058	0.092	0.102
40	0.030	0.032	0.057	0.062	0.100	0.110
45	0.032	0.035	0.062	0.069	0.109	0.120
50	0.034	0.037	0.067	0.074	0.118	0.129
70	0.042	0.046	0.068	0.075	0.136	0.149
80	0.048	0.053	0.114	0.126	0.151	0.166
90	0.053	0.058	0.144	0.158	0.166	0.183
100	0.072	0.079	0.187	0.205	0.182	0.200
110	0.078	0.085	0.220	0.242	0.196	0.216
120	0.085	0.093	0.240	0.264	0.214	0.235
130	0.092	0.101	0.260	0.285	0.232	0.255
140	0.099	0.109	0.279	0.307	0.250	0.275
Tuerca hexagonal	0.010	0.011	0.029	0.032	0.029	0.032
Arandela plana	0.024		0.024		0.024	
Arandela de presión	0.016		0.016		0.016	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	10.00	11.05	5.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	6.40	12.00	1.60	1	0.75	
Arandela de presión	6.10	11.10	1.60			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M8	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
8	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
10	0.039	0.043	0.047	0.051	0.081	0.089
12	0.046	0.051	0.059	0.065	0.097	0.106
16	0.048	0.053	0.057	0.062	0.105	0.115
20	0.048	0.053	0.064	0.071	0.109	0.120
25	0.053	0.058	0.072	0.079	0.114	0.126
30	0.057	0.063	0.079	0.087	0.124	0.136
35	0.061	0.067	0.087	0.096	0.137	0.150
40	0.066	0.072	0.095	0.105	0.153	0.168
45	0.070	0.077	0.105	0.116	0.166	0.182
50	0.075	0.082	0.112	0.123	0.178	0.196
60	0.087	0.095	0.125	0.137	0.200	0.220
80	0.097	0.106	0.161	0.177	0.241	0.266
90	0.106	0.117	0.195	0.215	0.277	0.305
100	0.123	0.135	0.230	0.253	0.319	0.351
110	0.134	0.148	0.259	0.284	0.364	0.401
120	0.149	0.164	0.365	0.401	0.414	0.455
130	0.162	0.178	0.395	0.434	0.449	0.493
140	0.174	0.192	0.425	0.468	0.483	0.531
150	0.187	0.205	0.456	0.501	0.518	0.569
160	0.199	0.219	0.486	0.535	0.552	0.607
170	0.212	0.233	0.516	0.568	0.587	0.645
180	0.224	0.247	0.547	0.602	0.621	0.683
Tuerca hexagonal	0.019	0.021	0.052	0.057	0.052	0.057
Arandela plana	0.014		0.014		0.014	
Arandela de presión	0.012		0.012		0.012	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	13.00	14.38	6.50	Grueso	Fino	
Arandela plana	8.40	16.00	1.60	1.25	1	
Arandela de presión	8.20	14.20	2.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M10	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
10	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
12	0.075	0.083	0.076	0.083	0.146	0.161
16	0.078	0.086	0.081	0.089	0.155	0.170
20	0.076	0.084	0.092	0.101	0.155	0.170
25	0.083	0.091	0.102	0.112	0.156	0.172
30	0.090	0.098	0.110	0.121	0.167	0.184
35	0.096	0.105	0.122	0.134	0.181	0.199
40	0.102	0.113	0.134	0.147	0.206	0.227
45	0.109	0.120	0.148	0.163	0.222	0.244
50	0.116	0.127	0.157	0.172	0.239	0.263
60	0.131	0.144	0.182	0.200	0.265	0.292
70	0.145	0.160	0.207	0.228	0.332	0.366
90	0.159	0.175	0.246	0.271	0.388	0.427
100	0.175	0.192	0.274	0.301	0.456	0.502
110	0.191	0.210	0.298	0.327	0.533	0.586
120	0.207	0.227	0.461	0.507	0.618	0.680
130	0.235	0.258	0.499	0.549	0.711	0.783
140	0.253	0.278	0.538	0.591	0.766	0.843
150	0.271	0.298	0.576	0.634	0.821	0.903
160	0.289	0.318	0.614	0.676	0.876	0.963
170	0.307	0.338	0.653	0.718	0.930	1.023
180	0.325	0.358	0.691	0.760	0.985	1.084
200	0.361	0.398	0.768	0.845	1.094	1.204
220	0.398	0.437	0.845	0.929	1.204	1.324
Tuerca hexagonal	0.043	0.047	0.096	0.106	0.096	0.106
Arandela plana	0.016		0.016		0.016	
Arandela de presión	0.018		0.018		0.018	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm		Paso (mm)	
Tuerca hexagonal	17.00	18.90	8.00		Grueso	Fino
Arandela plana	10.50	20.00	2.00		1.5	1.25
Arandela de presión	10.20	17.20	2.20			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M12	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
12						
Longitud mm						
16	0.106	0.116	0.132	0.146	0.218	0.240
20	0.112	0.124	0.125	0.138	0.235	0.259
25	0.109	0.120	0.157	0.172	0.245	0.270
30	0.131	0.145	0.170	0.187	0.265	0.292
35	0.141	0.155	0.184	0.202	0.272	0.300
40	0.151	0.166	0.217	0.238	0.287	0.315
45	0.161	0.177	0.234	0.257	0.323	0.355
50	0.171	0.188	0.250	0.275	0.354	0.389
60	0.191	0.210	0.283	0.312	0.382	0.421
70	0.211	0.232	0.318	0.349	0.456	0.502
80	0.232	0.256	0.350	0.385	0.532	0.585
90	0.254	0.279	0.385	0.423	0.589	0.648
100	0.279	0.306	0.418	0.459	0.654	0.719
110	0.303	0.334	0.660	0.726	0.751	0.826
120	0.328	0.360	0.708	0.779	0.841	0.925
130	0.378	0.416	0.762	0.839	0.938	1.031
140	0.407	0.448	0.821	0.903	1.010	1.111
150	0.436	0.480	0.880	0.968	1.082	1.190
160	0.465	0.512	0.938	1.032	1.154	1.269
170	0.494	0.544	0.997	1.097	1.226	1.349
180	0.523	0.576	1.056	1.161	1.298	1.428
200	0.581	0.640	1.173	1.290	1.442	1.587
220	0.640	0.703	1.290	1.419	1.587	1.745
240	0.698	0.767	1.408	1.548	1.731	1.904
Tuerca hexagonal	0.067	0.074	0.154	0.170	0.154	0.170
Arandela plana	0.024		0.024		0.024	
Arandela de presión	0.030		0.030		0.030	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	19.00	21.10	10.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	13.00	24.00	2.50	1.75		1.25
Arandela de presión	12.20	20.20	4.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M14	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
14	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
16	0.204	0.225	0.184	0.203	0.464	0.510
20	0.216	0.238	0.193	0.213	0.497	0.546
25	0.223	0.245	0.235	0.259	0.529	0.582
30	0.249	0.274	0.263	0.290	0.571	0.628
35	0.265	0.292	0.301	0.331	0.604	0.664
40	0.282	0.311	0.369	0.405	0.690	0.759
45	0.299	0.329	0.365	0.402	0.747	0.822
50	0.313	0.344	0.409	0.450	0.773	0.850
60	0.350	0.385	0.437	0.481	0.862	0.948
70	0.383	0.421	0.491	0.540	0.985	1.083
80	0.422	0.464	0.544	0.598	1.081	1.189
100	0.458	0.504	0.597	0.657	1.217	1.339
110	0.495	0.544	0.649	0.714	1.081	1.189
120	0.541	0.596	0.972	1.069	1.446	1.591
130	0.572	0.630	1.044	1.148	1.581	1.739
140	0.623	0.685	1.118	1.230	1.713	1.885
150	0.668	0.734	1.198	1.317	1.836	2.019
160	0.712	0.783	1.277	1.405	1.958	2.154
170	0.757	0.832	1.357	1.493	2.080	2.288
180	0.801	0.881	1.437	1.581	2.203	2.423
200	0.890	0.979	1.597	1.757	2.447	2.692
220	0.979	1.077	1.757	1.932	2.692	2.961
240	1.068	1.175	1.916	2.108	2.937	3.231
260	1.157	1.273	2.076	2.284	3.182	3.500
280	1.246	1.371	2.236	2.459	3.426	3.769
Tuerca hexagonal	0.119	0.131	0.235	0.259	0.235	0.259
Arandela plana	0.030		0.030		0.030	
Arandela de presión	0.048		0.048		0.039	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	22.00	24.49	11.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	15.00	28.00	2.50	2	1.5	
Arandela de presión	14.20	23.20	4.50			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M16	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
16						
Longitud mm						
20	0.303	0.333	0.236	0.260	0.710	0.781
25	0.320	0.352	0.261	0.288	0.758	0.834
30	0.337	0.371	0.313	0.345	0.814	0.895
35	0.366	0.403	0.356	0.392	0.877	0.965
40	0.390	0.429	0.418	0.460	0.935	1.029
45	0.413	0.455	0.520	0.572	1.093	1.203
50	0.437	0.481	0.497	0.546	1.171	1.289
60	0.455	0.500	0.568	0.625	1.192	1.311
70	0.509	0.560	0.592	0.651	1.341	1.475
80	0.555	0.611	0.664	0.730	1.513	1.664
90	0.612	0.673	0.737	0.811	1.631	1.794
100	0.663	0.729	0.809	0.890	1.845	2.029
110	0.711	0.782	0.880	0.968	1.507	1.658
120	0.780	0.858	1.284	1.412	2.141	2.355
130	0.817	0.899	1.380	1.518	2.321	2.553
140	0.868	0.955	1.473	1.621	2.489	2.738
150	0.930	1.023	1.578	1.736	2.667	2.933
160	0.992	1.091	1.684	1.852	2.844	3.129
170	1.054	1.160	1.789	1.968	3.022	3.324
180	1.116	1.228	1.894	2.084	3.200	3.520
200	1.240	1.364	2.105	2.315	3.555	3.911
220	1.364	1.501	2.315	2.547	3.911	4.302
240	1.488	1.637	2.525	2.778	4.267	4.693
260	1.612	1.773	2.736	3.010	4.622	5.084
280	1.736	1.910	2.946	3.241	4.978	5.475
300	1.860	2.046	3.157	3.473	5.333	5.866
325	2.015	2.217	3.420	3.762	5.778	6.355
Tuerca hexagonal	0.163	0.180	0.336	0.370	0.330	0.363
Arandela plana	0.044		0.044		0.030	
Arandela de presión	0.068		0.068		0.048	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	24.00	26.75	13.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	17.00	30.00	3.00	2	1.5	
Arandela de presión	16.20	26.20	5.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M18	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
18	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
20	0.401	0.441	0.288	0.317	0.955	1.051
25	0.424	0.467	0.329	0.362	1.019	1.121
30	0.451	0.496	0.392	0.431	1.098	1.208
35	0.484	0.532	0.449	0.494	1.183	1.301
40	0.514	0.565	0.535	0.589	1.267	1.393
45	0.544	0.599	0.672	0.739	1.497	1.646
50	0.575	0.633	0.628	0.691	1.596	1.755
60	0.597	0.656	0.727	0.800	1.611	1.772
70	0.668	0.735	0.746	0.820	1.821	2.003
80	0.727	0.800	0.837	0.920	2.042	2.246
90	0.801	0.881	0.931	1.024	2.180	2.398
110	0.868	0.954	1.021	1.124	2.472	2.720
120	0.928	1.020	1.111	1.222	1.934	2.127
130	1.018	1.120	1.596	1.756	2.835	3.119
140	1.062	1.169	1.716	1.888	3.060	3.366
150	1.113	1.225	1.829	2.011	3.264	3.591
160	1.187	1.306	1.951	2.146	3.482	3.830
170	1.262	1.388	2.072	2.280	3.700	4.070
180	1.336	1.469	2.194	2.414	3.917	4.309
200	1.484	1.633	2.438	2.682	4.353	4.788
220	1.633	1.796	2.682	2.950	4.788	5.267
240	1.781	1.959	2.926	3.218	5.223	5.745
260	1.930	2.123	3.170	3.487	5.658	6.224
280	2.078	2.286	3.413	3.755	6.094	6.703
300	2.226	2.449	3.657	4.023	6.529	7.182
325	2.412	2.653	3.962	4.358	7.073	7.780
350	2.597	2.857	4.267	4.693	7.617	8.379
375	2.783	3.061	4.572	5.029	8.161	8.977
Tuerca hexagonal	0.237	0.261	0.492	0.541	0.492	0.541
Arandela plana	0.050		0.050		0.050	
Arandela de presión	0.096		0.096		0.072	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	27.00	29.56	15.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	19.00	34.00	3.00	2.5		1.5
Arandela de presión	18.20	28.20	5.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M20	Código US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
20						
Longitud mm						
25	0.565	0.621	0.470	0.517	1.383	1.521
30	0.601	0.662	0.542	0.597	1.489	1.637
35	0.638	0.702	0.653	0.718	1.598	1.758
40	0.676	0.743	0.824	0.906	1.900	2.090
45	0.713	0.784	0.760	0.836	2.020	2.222
50	0.739	0.813	0.886	0.975	2.030	2.233
60	0.827	0.910	0.900	0.990	2.300	2.530
70	0.899	0.989	1.010	1.111	2.570	2.827
80	0.991	1.090	1.124	1.236	2.730	3.003
90	1.072	1.180	1.234	1.357	3.100	3.410
100	1.144	1.258	1.342	1.477	2.360	2.596
110	1.256	1.382	1.908	2.099	3.530	3.883
120	1.307	1.438	2.052	2.257	3.800	4.180
130	1.358	1.494	2.184	2.402	4.040	4.444
140	1.430	1.573	2.133	2.346	4.320	4.752
150	1.573	1.730	2.277	2.505	4.850	5.335
160	1.678	1.845	2.429	2.672	5.173	5.691
170	1.783	1.961	2.581	2.839	5.497	6.046
180	1.887	2.076	2.733	3.006	5.820	6.402
200	2.097	2.307	3.037	3.340	6.467	7.113
220	2.307	2.537	3.340	3.674	7.113	7.825
240	2.516	2.768	3.644	4.008	7.760	8.536
260	2.726	2.999	3.948	4.342	8.407	9.247
280	2.936	3.229	4.251	4.676	9.053	9.959
300	3.146	3.460	4.555	5.010	9.700	10.670
325	3.408	3.749	4.934	5.428	10.508	11.559
350	3.670	4.037	5.314	5.845	11.317	12.448
375	3.932	4.325	5.694	6.263	12.125	13.338
400	4.194	4.614	6.073	6.681	12.933	14.227
Tuerca hexagonal	0.307	0.337	0.704	0.774	0.635	0.699
Arandela plana	0.048		0.048		0.050	
Arandela de presión	0.114		0.114		0.096	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	30.00	32.95	16.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	21.00	37.00	3.00	2.5	1.5	
Arandela de presión	20.20	32.20	6.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M22	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
22	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
25	0.700	0.770	0.766	0.843	2.255	2.481
30	0.749	0.824	0.845	0.930	2.327	2.560
35	0.798	0.878	0.944	1.038	2.410	2.651
40	0.848	0.933	1.074	1.181	2.690	2.959
45	0.898	0.987	1.087	1.195	2.705	2.975
50	0.941	1.035	1.202	1.322	2.910	3.201
60	1.047	1.152	1.293	1.422	3.200	3.520
70	1.144	1.258	1.440	1.584	3.500	3.850
80	1.261	1.387	1.562	1.718	3.745	4.120
90	1.369	1.505	1.748	1.923	4.080	4.488
100	1.471	1.618	1.896	2.086	3.930	4.323
110	1.583	1.741	2.373	2.611	4.735	5.209
120	1.670	1.837	2.553	2.809	5.085	5.594
130	1.752	1.927	2.715	2.987	5.405	5.946
140	1.859	2.045	2.762	3.038	5.995	6.595
150	2.007	2.208	2.953	3.248	6.490	7.139
160	2.141	2.355	3.149	3.464	6.923	7.615
170	2.274	2.502	3.346	3.681	7.355	8.091
180	2.408	2.649	3.543	3.897	7.788	8.567
200	2.676	2.943	3.937	4.330	8.653	9.519
220	2.943	3.238	4.330	4.764	9.519	10.471
240	3.211	3.532	4.724	5.197	10.384	11.422
260	3.479	3.826	5.118	5.630	11.249	12.374
280	3.746	4.121	5.512	6.063	12.115	13.326
300	4.014	4.415	5.905	6.496	12.980	14.278
325	4.348	4.783	6.397	7.037	14.062	15.468
350	4.683	5.151	6.889	7.578	15.143	16.658
375	5.017	5.519	7.382	8.120	16.225	17.848
400	5.352	5.887	7.874	8.661	17.307	19.037
Tuerca hexagonal	0.310	0.341	0.915	1.007	0.915	1.007
Arandela plana	0.058		0.058		0.058	
Arandela de presión	0.126		0.126		0.146	
Dimensiones básicas.	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	32.00	35.03	18.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	23.00	39.00	3.00	2.5		1.5
Arandela de presión	22.50	34.50	6.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M24	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
24	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
25	0.834	0.918	1.062	1.169	3.127	3.440
30	0.896	0.986	1.148	1.263	3.166	3.483
35	0.958	1.054	1.235	1.359	3.223	3.545
40	1.020	1.122	1.324	1.456	3.480	3.828
45	1.082	1.190	1.414	1.555	3.389	3.728
50	1.144	1.258	1.518	1.669	3.790	4.169
60	1.266	1.393	1.686	1.854	4.100	4.510
70	1.389	1.528	1.870	2.057	4.430	4.873
80	1.532	1.685	2.000	2.200	4.760	5.236
90	1.665	1.831	2.262	2.489	5.060	5.566
100	1.798	1.977	2.450	2.695	5.500	6.050
110	1.910	2.101	2.838	3.122	5.940	6.534
120	2.032	2.236	3.054	3.360	6.370	7.007
130	2.145	2.359	3.246	3.571	6.770	7.447
140	2.288	2.516	3.390	3.729	7.670	8.437
150	2.441	2.685	3.628	3.991	8.130	8.943
160	2.604	2.864	3.870	4.257	8.672	9.539
170	2.766	3.043	4.111	4.523	9.214	10.135
180	2.929	3.222	4.353	4.789	9.756	10.732
200	3.255	3.580	4.837	5.321	10.840	11.924
220	3.580	3.938	5.321	5.853	11.924	13.116
240	3.905	4.296	5.804	6.385	13.008	14.309
260	4.231	4.654	6.288	6.917	14.092	15.501
280	4.556	5.012	6.772	7.449	15.176	16.694
300	4.882	5.370	7.256	7.981	16.260	17.886
325	5.289	5.817	7.860	8.646	17.615	19.377
350	5.695	6.265	8.465	9.311	18.970	20.867
375	6.102	6.712	9.069	9.976	20.325	22.358
400	6.509	7.160	9.674	10.641	21.680	23.848
Tuerca hexagonal	0.553	0.609	1.168	1.285	0.975	1.073
Arandela plana	0.066		0.066		0.066	
Arandela de presión	0.196		0.196		0.196	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm		Paso (mm)	
Tuerca hexagonal	36.00	39.55	19.00		Grueso	Fino
Arandela plana	25.00	44.00	4.00		2	1.5
Arandela de presión	24.50	38.50	7.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M27	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
27	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
30	1.008	1.109	1.292	1.421	3.562	3.918
35	1.078	1.185	1.390	1.529	3.625	3.988
40	1.147	1.262	1.490	1.638	3.915	4.307
45	1.217	1.339	1.591	1.750	3.813	4.194
50	1.287	1.416	1.707	1.878	4.264	4.690
60	1.425	1.567	1.896	2.086	4.613	5.074
70	1.563	1.719	2.104	2.315	4.984	5.482
80	1.724	1.896	2.250	2.475	5.355	5.891
90	1.873	2.060	2.545	2.800	5.693	6.262
100	2.022	2.224	2.757	3.032	6.188	6.806
110	2.149	2.363	3.193	3.513	6.683	7.351
120	2.286	2.515	3.436	3.780	7.166	7.883
130	2.413	2.654	3.652	4.017	7.616	8.378
140	2.574	2.831	3.814	4.196	8.629	9.492
150	2.746	3.021	4.081	4.489	9.146	10.061
160	2.895	3.185	4.290	4.719	9.855	10.841
170	3.076	3.384	4.558	5.014	10.471	11.518
180	3.257	3.583	4.827	5.309	11.087	12.196
200	3.619	3.981	5.363	5.899	12.319	13.551
220	3.981	4.379	5.899	6.489	13.551	14.906
240	4.343	4.777	6.435	7.079	14.783	16.261
260	4.705	5.176	6.972	7.669	16.014	17.616
280	5.067	5.574	7.508	8.259	17.246	18.971
300	5.429	5.972	8.044	8.849	18.478	20.326
325	5.881	6.469	8.715	9.586	20.018	22.020
350	6.334	6.967	9.385	10.324	21.558	23.714
375	6.786	7.465	10.055	11.061	23.098	25.407
400	7.239	7.962	10.726	11.798	24.638	27.101
Tuerca hexagonal	0.718	0.790	1.434	1.577	1.197	1.316
Arandela plana	0.600		0.600		0.600	
Arandela de presión	0.638		0.638		0.638	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	41.00	45.20	22.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	28.00	50.00	4.00	3	1.5	
Arandela de presión	27.50	41.50	7.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M30	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
30	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
35	1.197	1.317	1.544	1.699	4.028	4.431
40	1.275	1.402	1.655	1.821	4.350	4.785
45	1.353	1.488	1.768	1.944	4.237	4.661
50	1.430	1.573	1.897	2.087	4.738	5.211
60	1.583	1.741	2.107	2.318	5.125	5.638
70	1.736	1.910	2.338	2.572	5.538	6.091
80	1.915	2.107	2.501	2.751	5.950	6.545
90	2.081	2.289	2.828	3.111	6.325	6.958
100	2.247	2.472	3.063	3.369	6.875	7.563
110	2.387	2.626	3.548	3.903	7.425	8.168
120	2.541	2.795	3.818	4.200	7.963	8.759
130	2.681	2.949	4.058	4.464	8.463	9.309
140	2.860	3.146	4.238	4.662	9.588	10.546
150	3.051	3.356	4.535	4.988	10.163	11.179
160	3.217	3.539	4.767	5.244	10.950	12.045
170	3.370	3.707	5.149	5.664	13.213	14.534
180	3.569	3.925	5.452	5.997	13.990	15.389
200	3.965	4.362	6.058	6.664	15.544	17.099
220	4.362	4.798	6.664	7.330	17.099	18.808
240	4.758	5.234	7.270	7.997	18.653	20.518
260	5.155	5.670	7.875	8.663	20.207	22.228
280	5.551	6.106	8.481	9.329	21.762	23.938
300	5.948	6.542	9.087	9.996	23.316	25.648
325	6.443	7.087	9.844	10.829	25.259	27.785
350	6.939	7.633	10.601	11.662	27.202	29.922
375	7.434	8.178	11.359	12.495	29.145	32.060
400	7.930	8.723	12.116	13.328	31.088	34.197
Tuerca hexagonal	1.121	1.233	1.792	1.972	1.496	1.645
Arandela plana	0.740		0.740		0.740	
Arandela de presión	0.732		0.732		0.732	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	46.00	50.85	24.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	31.00	56.00	4.00	3.5	2	
Arandela de presión	30.50	46.50	8.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M33	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
33	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
35	1.317	1.449	1.699	1.869	4.431	4.874
40	1.402	1.543	1.821	2.003	4.785	5.264
45	1.488	1.637	1.944	2.139	4.661	5.127
50	1.573	1.730	2.087	2.295	5.211	5.732
60	1.741	1.915	2.318	2.549	5.638	6.201
70	1.910	2.101	2.572	2.829	6.091	6.700
80	2.107	2.317	2.751	3.026	6.545	7.200
90	2.289	2.518	3.111	3.422	6.958	7.653
100	2.472	2.719	3.369	3.706	7.563	8.319
110	2.626	2.889	3.903	4.293	8.168	8.984
120	2.795	3.074	4.200	4.620	8.759	9.635
140	2.949	3.244	4.464	4.910	9.309	10.240
150	3.146	3.460	4.662	5.128	10.546	11.601
160	3.356	3.692	4.988	5.487	11.179	12.297
170	3.539	3.893	5.244	5.768	12.045	13.250
180	3.707	4.078	5.664	6.231	14.534	15.987
200	4.119	4.531	6.294	6.923	16.149	17.763
220	4.531	4.984	6.923	7.615	17.763	19.540
240	4.943	5.437	7.552	8.307	19.378	21.316
260	5.355	5.890	8.182	9.000	20.993	23.093
280	5.767	6.344	8.811	9.692	22.608	24.869
300	6.179	6.797	9.440	10.384	24.223	26.645
325	6.694	7.363	10.227	11.250	26.241	28.866
350	7.209	7.929	11.014	12.115	28.260	31.086
375	7.723	8.496	11.800	12.980	30.279	33.307
400	8.238	9.062	12.587	13.846	32.297	35.527
Tuerca hexagonal	2.967	3.264	2.191	2.410	1.828	2.011
Arandela plana	0.800		0.800		0.800	
Arandela de presión	1.600		1.600		1.600	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	50.00	55.37	26.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	34.00	60.00	5.00	3.5	2	
Arandela de presión	33.50	53.50	10.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M36	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
36	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
40	1.530	1.683	1.986	2.185	5.220	5.742
45	1.623	1.785	2.121	2.333	5.084	5.593
50	1.716	1.887	2.276	2.504	5.685	6.254
60	1.900	2.090	2.528	2.781	6.150	6.765
70	2.084	2.292	2.806	3.086	6.645	7.310
80	2.298	2.528	3.001	3.301	7.140	7.854
90	2.497	2.747	3.394	3.733	7.590	8.349
100	2.696	2.966	3.676	4.043	8.250	9.075
110	2.865	3.151	4.258	4.683	8.910	9.801
120	3.049	3.353	4.582	5.040	9.555	10.511
130	3.217	3.539	4.870	5.357	10.155	11.171
140	3.432	3.775	5.085	5.594	11.505	12.656
150	3.661	4.027	5.442	5.986	12.195	13.415
160	3.861	4.247	5.720	6.292	13.140	14.454
170	4.044	4.449	6.179	6.797	15.855	17.441
180	4.259	4.685	6.001	6.601	22.845	25.130
200	4.732	5.205	6.668	7.335	25.383	27.922
220	5.205	5.726	7.335	8.068	27.922	30.714
240	5.678	6.246	8.002	8.802	30.460	33.506
260	6.152	6.767	8.668	9.535	32.998	36.298
280	6.625	7.287	9.335	10.269	35.537	39.090
300	7.098	7.808	10.002	11.002	38.075	41.883
325	7.690	8.458	10.836	11.919	41.248	45.373
350	8.281	9.109	11.669	12.836	44.421	48.863
375	8.873	9.760	12.503	13.753	47.594	52.353
400	9.464	10.410	13.336	14.670	50.767	55.843
Tuerca hexagonal	3.321	3.653	2.629	2.892	2.194	2.413
Arandela plana	0.800		0.800		0.800	
Arandela de presión	1.600		1.600		1.600	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	55.00	60.79	29.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	37.00	66.00	5.00	4	2	
Arandela de presión	36.50	56.50	10.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M39	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
39	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
40	1.657	1.823	2.152	2.367	5.655	6.221
45	1.758	1.934	2.298	2.528	5.508	6.059
50	1.859	2.045	2.466	2.713	6.159	6.775
60	2.058	2.264	2.739	3.013	6.663	7.329
70	2.257	2.483	3.039	3.343	7.199	7.919
80	2.490	2.738	3.251	3.576	7.735	8.509
90	2.705	2.976	3.676	4.044	8.223	9.045
100	2.921	3.213	3.982	4.380	8.938	9.831
110	3.103	3.414	4.612	5.074	9.653	10.618
120	3.303	3.633	4.963	5.460	10.351	11.386
130	3.485	3.834	5.275	5.803	11.001	12.101
150	3.718	4.089	5.509	6.060	12.464	13.710
160	3.966	4.363	5.895	6.485	13.211	14.532
170	4.182	4.600	6.197	6.817	14.235	15.659
180	4.381	4.819	6.694	7.363	17.176	18.894
200	4.868	5.355	7.438	8.182	19.085	20.993
220	5.355	5.890	8.182	9.000	20.993	23.093
240	5.842	6.426	8.925	9.818	22.902	25.192
260	6.329	6.961	9.669	10.636	24.810	27.291
280	6.815	7.497	10.413	11.454	26.719	29.390
300	7.302	8.032	11.157	12.272	28.627	31.490
325	7.911	8.702	12.086	13.295	31.013	34.114
350	8.519	9.371	13.016	14.318	33.398	36.738
375	9.128	10.041	13.946	15.341	35.784	39.362
400	9.736	10.710	14.876	16.363	38.169	41.986
Tuerca hexagonal	4.510	4.961	3.107	3.418	2.593	2.852
Arandela plana	1.850		1.850		1.850	
Arandela de presión	3.215		3.215		3.215	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	60.00	66.44	31.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	40.00	72.00	6.00	4	3	
Arandela de presión	39.50	59.50	10.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M42	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
42						
Longitud mm						
45	1.894	2.083	2.475	2.722	5.932	6.525
50	2.002	2.202	2.656	2.921	6.633	7.296
60	2.216	2.438	2.950	3.245	7.175	7.893
70	2.431	2.674	3.273	3.601	7.753	8.528
80	2.681	2.949	3.501	3.851	8.330	9.163
90	2.913	3.205	3.959	4.355	8.855	9.741
100	3.146	3.460	4.288	4.717	9.625	10.588
110	3.342	3.676	4.967	5.464	10.395	11.435
120	3.557	3.912	5.345	5.880	11.148	12.262
130	3.753	4.129	5.681	6.249	11.848	13.032
140	4.003	4.404	5.933	6.526	13.423	14.765
160	4.272	4.699	6.349	6.983	14.228	15.650
170	4.504	4.954	6.674	7.341	15.330	16.863
180	4.718	5.190	7.209	7.930	18.498	20.347
200	5.201	5.721	8.109	8.919	28.193	31.012
220	5.721	6.293	8.919	9.811	31.012	34.113
240	6.241	6.865	9.730	10.703	33.831	37.214
260	6.761	7.437	10.541	11.595	36.650	40.315
280	7.281	8.010	11.352	12.487	39.470	43.416
300	7.802	8.582	12.163	13.379	42.289	46.518
325	8.452	9.297	13.176	14.494	45.813	50.394
350	9.102	10.012	14.190	15.609	49.337	54.271
375	9.752	10.727	15.204	16.724	52.861	58.147
400	10.402	11.442	16.217	17.839	56.385	62.024
Tuerca hexagonal	4.857	5.343	3.625	3.987	3.025	3.327
Arandela plana	1.992		1.992		1.992	
Arandela de presión	4.830		4.830		4.830	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	65.00	71.30	34.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	43.00	78.00	7.00	4.5	3	
Arandela de presión	42.50	66.50	12.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M45	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
45	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
50	2.145	2.359	2.846	3.130	7.106	7.817
60	2.375	2.612	3.161	3.477	7.688	8.456
70	2.604	2.865	3.507	3.858	8.306	9.137
80	2.873	3.160	3.751	4.126	8.925	9.818
90	3.121	3.433	4.242	4.666	9.488	10.436
100	3.370	3.707	4.595	5.054	10.313	11.344
110	3.581	3.939	5.322	5.854	11.138	12.251
120	3.811	4.192	5.727	6.300	11.944	13.138
130	4.021	4.423	6.087	6.696	12.694	13.963
140	4.289	4.718	6.357	6.993	14.381	15.819
150	4.577	5.034	6.802	7.482	15.244	16.768
160	4.826	5.308	7.151	7.866	16.425	18.068
170	5.055	5.561	7.724	8.496	19.819	21.801
180	5.324	5.856	7.502	8.252	28.556	31.412
200	5.802	6.382	9.639	10.603	31.650	34.815
220	6.382	7.021	10.603	11.663	34.815	38.297
240	6.963	7.659	11.567	12.723	37.980	41.778
260	7.543	8.297	12.531	13.784	41.145	45.260
280	8.123	8.935	13.495	14.844	44.310	48.741
300	8.703	9.574	14.459	15.904	47.475	52.223
325	9.429	10.371	15.663	17.230	51.431	56.574
350	10.154	11.169	16.868	18.555	55.388	60.926
375	10.879	11.967	18.073	19.880	59.344	65.278
400	11.604	12.765	19.278	21.206	63.300	69.630
Tuerca hexagonal	5.204	5.724	4.182	4.601	3.490	3.839
Arandela plana	2.135		2.135		2.135	
Arandela de presión	5.175		5.175		5.175	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	70.00	76.95	36.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	46.00	85.00	7.00	4.5	3	
Arandela de presión	45.50	69.50	12.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M48	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
48	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
50	2.288	2.517	3.035	3.339	7.580	8.338
60	2.533	2.786	3.371	3.708	8.200	9.020
70	2.778	3.056	3.741	4.115	8.860	9.746
80	3.064	3.370	4.001	4.401	9.520	10.472
90	3.329	3.662	4.525	4.977	10.120	11.132
100	3.595	3.955	4.901	5.391	11.000	12.100
110	3.820	4.202	5.677	6.244	11.880	13.068
120	4.065	4.471	6.109	6.720	12.740	14.014
130	4.289	4.718	6.493	7.142	13.540	14.894
140	4.575	5.033	6.781	7.459	15.340	16.874
150	4.882	5.370	7.256	7.981	16.260	17.886
160	5.147	5.662	7.627	8.390	17.520	19.272
170	5.392	5.932	8.239	9.063	21.140	23.254
180	5.678	6.246	8.002	8.802	30.460	33.506
200	6.189	6.808	10.282	11.310	33.760	37.136
220	6.808	7.489	11.310	12.441	37.136	40.850
240	7.427	8.169	12.338	13.572	40.512	44.563
260	8.046	8.850	13.366	14.703	43.888	48.277
280	8.665	9.531	14.394	15.834	47.264	51.990
300	9.284	10.212	15.422	16.965	50.640	55.704
325	10.057	11.063	16.708	18.378	54.860	60.346
350	10.831	11.914	17.993	19.792	59.080	64.988
375	11.604	12.765	19.278	21.206	63.300	69.630
400	12.378	13.616	20.563	22.620	67.520	74.272
Tuerca hexagonal	5.551	6.106	4.780	5.258	3.989	4.388
Arandela plana	2.277		2.277		2.277	
Arandela de presión	5.520		5.520		5.520	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	75.00	82.60	38.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	50.00	92.00	8.00	5	3	
Arandela de presión	49.00	73.00	12.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M52	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
52						
Longitud mm						
60	2.744	3.018	3.652	4.017	8.883	9.772
70	3.010	3.310	4.053	4.458	9.598	10.558
80	3.319	3.651	4.334	4.768	10.313	11.345
90	3.607	3.968	4.902	5.392	10.963	12.060
100	3.895	4.284	5.309	5.840	11.917	13.108
110	4.138	4.552	6.150	6.765	12.870	14.157
120	4.404	4.844	6.618	7.280	13.802	15.182
130	4.647	5.112	7.034	7.737	14.668	16.135
140	4.957	5.452	7.346	8.080	16.618	18.280
150	5.289	5.817	7.860	8.646	17.615	19.377
160	5.576	6.134	8.263	9.089	18.980	20.878
170	5.842	6.426	8.925	9.818	22.902	25.192
180	6.152	6.767	8.668	9.535	32.998	36.298
200	6.705	7.375	11.138	12.252	36.573	40.231
220	7.375	8.113	12.252	13.477	40.231	44.254
240	8.046	8.850	13.366	14.703	43.888	48.277
260	8.716	9.588	14.480	15.928	47.545	52.300
280	9.387	10.325	15.594	17.153	51.203	56.323
300	10.057	11.063	16.708	18.378	54.860	60.346
325	10.895	11.985	18.100	19.910	59.432	65.375
350	11.733	12.907	19.492	21.441	64.003	70.404
375	12.571	13.829	20.885	22.973	68.575	75.433
400	13.410	14.750	22.277	24.504	73.147	80.461
Tuerca hexagonal	6.013	6.615	5.523	6.076	4.609	5.070
Arandela plana	2.467		2.467		2.467	
Arandela de presión	5.980		5.980		5.980	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	80.00	88.25	42.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	54.00	98.00	8.00	5	3	
Arandela de presión	53.00	81.00	14.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M56	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
56	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
60	2.955	3.250	3.933	4.326	9.567	10.523
70	3.241	3.565	4.364	4.801	10.337	11.370
80	3.575	3.932	4.668	5.134	11.107	12.217
90	3.884	4.273	5.279	5.807	11.807	12.987
100	4.194	4.614	5.718	6.289	12.833	14.117
110	4.456	4.902	6.623	7.285	13.860	15.246
120	4.742	5.216	7.127	7.840	14.863	16.350
130	5.004	5.505	7.575	8.332	15.797	17.376
140	5.338	5.872	7.911	8.702	17.897	19.686
150	5.695	6.265	8.465	9.311	18.970	20.867
160	6.005	6.606	8.898	9.788	20.440	22.484
170	6.291	6.920	9.612	10.573	24.663	27.130
180	6.625	7.287	9.335	10.269	35.537	39.090
200	7.221	7.943	11.995	13.195	39.387	43.325
220	7.943	8.737	13.195	14.514	43.325	47.658
240	8.665	9.531	14.394	15.834	47.264	51.990
260	9.387	10.325	15.594	17.153	51.203	56.323
280	10.109	11.120	16.793	18.473	55.141	60.655
300	10.831	11.914	17.993	19.792	59.080	64.988
325	11.733	12.907	19.492	21.441	64.003	70.404
350	12.636	13.899	20.992	23.091	68.927	75.819
375	13.538	14.892	22.491	24.740	73.850	81.235
400	14.441	15.885	23.990	26.389	78.773	86.651
Tuerca hexagonal	6.476	7.123	6.444	7.088	5.377	5.915
Arandela plana	2.656		2.656		2.656	
Arandela de presión	6.440		6.440		6.440	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	85.00	93.56	45.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	58.00	105.00	9.00	5.5		3
Arandela de presión	57.00	85.00	14.00			

Tabla N° 3 (continuación)

Pernos, tuercas y arandelas métricas estándar						
M60	Costo US\$ c/u.					
Diámetro nominal mm	Grado 5.8		Grado 8.8		Grado 10.9	
60	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina	Rosca gruesa	Rosca fina
Longitud mm						
70	3.473	3.820	4.676	5.144	11.075	12.183
80	3.830	4.213	5.001	5.501	11.900	13.090
90	4.162	4.578	5.656	6.222	12.650	13.915
100	4.494	4.943	6.126	6.739	13.750	15.125
110	4.775	5.252	7.096	7.806	14.850	16.335
120	5.081	5.589	7.636	8.400	15.925	17.518
130	5.362	5.898	8.116	8.928	16.925	18.618
140	5.719	6.291	8.476	9.323	19.175	21.093
150	6.102	6.712	9.069	9.976	20.325	22.358
160	6.434	7.078	9.534	10.487	21.900	24.090
170	6.741	7.415	10.299	11.328	26.425	29.068
180	7.098	7.808	10.002	11.002	38.075	41.883
200	7.736	8.510	12.852	14.137	42.200	46.420
220	8.510	9.361	14.137	15.551	46.420	51.062
240	9.284	10.212	15.422	16.965	50.640	55.704
260	10.057	11.063	16.708	18.378	54.860	60.346
280	10.831	11.914	17.993	19.792	59.080	64.988
300	11.604	12.765	19.278	21.206	63.300	69.630
325	12.571	13.829	20.885	22.973	68.575	75.433
350	13.538	14.892	22.491	24.740	73.850	81.235
375	14.505	15.956	24.098	26.507	79.125	87.038
400	15.473	17.020	25.704	28.274	84.400	92.840
Tuerca hexagonal	6.938	7.632	7.435	8.179	6.205	6.825
Arandela plana	2.846		2.846		2.846	
Arandela de presión	6.900		6.900		6.900	
Dimensiones básicas	d ₁ mm	d ₂ mm	h mm	Paso (mm)		
Tuerca hexagonal	90.00	99.21	48.00	Grueso	Fino	
Arandela plana	62.00	110.00	9.00	5.5	3	
Arandela de presión	61.00	89.00	14.00			

Fuente: Elaboración propia a partir de un extracto de Pareto, Luis. Op. cit. p. 711 a 715 y 753; Jimenez Balboa, Luis. Op. cit. p. 571 y 674; información de tiendas comerciales y un estimado del costo promedio actual en el mercado local.

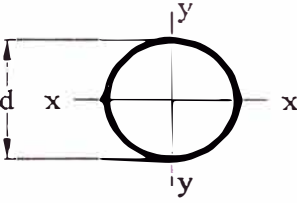
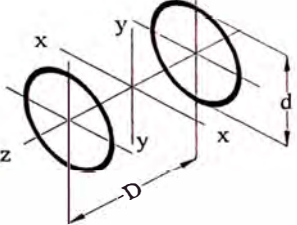
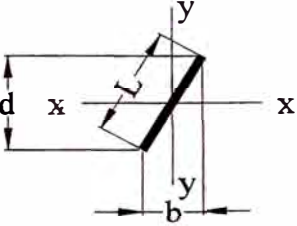
APENDICE H

Tabla N°1

Propiedades del cordón de soldadura tratado como línea

Sección	Coordenadas del centro de gravedad N_x , N_y	Flexión Z_w respecto a x-x	Torsión J_w
	$N_x = 0$ $N_y = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{6}$	$\frac{d^3}{12}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{3}$	$\frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d}{2}$	bd	$\frac{b(3d^2 + b^2)}{6}$
	$N_x = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $N_y = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$\frac{4bd + d^2}{6} \text{ (sup.)}$ $\frac{d^2(4b+d)}{6(2b+d)} \text{ (inf.)}$	$\frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$N_x = \frac{b^2}{2b+d}$ $N_y = \frac{d}{2}$	$bd + \frac{d^2}{6}$	$\frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{2b+d}$

	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d^2}{2d + b}$	$\frac{2bd + d^2}{3} \text{ (sup.)}$ $\frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)} \text{ (inf.)}$	$\frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d}{2}$	$bd + \frac{d^2}{3}$	$\frac{(b + d)^3}{6}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d^2}{b + 2d}$	$\frac{2bd + d^2}{3} \text{ (sup.)}$ $\frac{d^2(2b + d)}{3(b + d)} \text{ (inf.)}$	$\frac{(b + 2d)^3}{12} - \frac{d^2(b + d)^2}{b + 2d}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$\frac{4bd + d^2}{3} \text{ (sup.)}$ $\frac{4bd^2 + d^3}{6b + 3d} \text{ (inf.)}$	$\frac{d^3(4b + d)}{6(b + d)} + \frac{b^3}{6}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d}{2}$	$bd + \frac{d^2}{3}$	$\frac{b^3 + 3bd^2 + d^3}{6}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d}{2}$	$2bd + \frac{d^2}{3}$	$\frac{2b^3 + 6bd^2 + d^3}{6}$

	$N_x = \frac{d}{2}$ $N_y = \frac{d}{2}$	$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^3}{4}$
	$N_x = \frac{d}{2}$ $N_z = \frac{D}{2}$	$\frac{\pi d^2}{2} + \pi D^2$	$J_{wz} = \frac{\pi d^3}{2}$
	$N_x = \frac{b}{2}$ $N_y = \frac{d}{2}$	$\frac{Ld}{6}$	$\frac{L^3}{12}$

APENDICE I

TABLA N°1

Propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica							
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg-K)	$\mu \times 10^7$ (N-s/m ²)	$\nu \times 10^6$ (m ² /s)	$k \times 10^3$ (W/m-K)	$\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3.5562	1.032	71.1	2.000	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.80	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.10	10.30	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.440	23.00	15.90	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.890	26.30	22.50	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.920	30.00	29.90	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.410	33.80	38.30	0.690

Incropera. Op. cit. p. A15

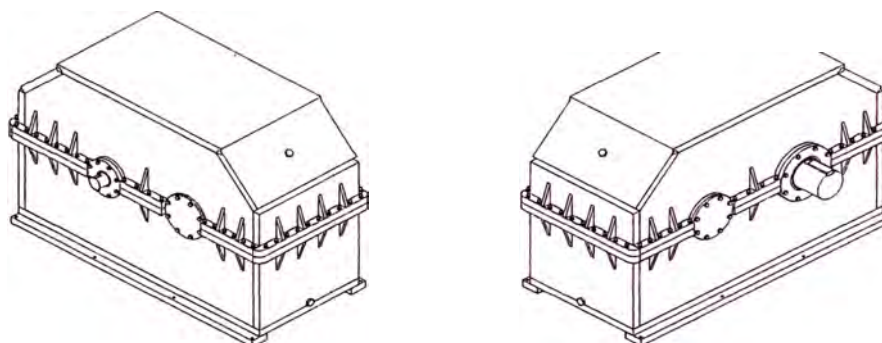
Propiedades termofísicas referenciales del aceite como líquido saturado								
T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg-K)	$\mu \times 10^2$ (N-s/m ²)	$\nu \times 10^6$ (m ² /s)	$k \times 10^3$ (W/m-K)	$\alpha \times 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/K)
273	899.1	1.796	385.000	4280.0	147	0.910	47000	0.7
280	895.3	1.827	217.000	2430.0	144	0.880	27500	0.7
290	890.0	1.868	99.900	1120.0	145	0.872	12900	0.7
300	884.1	1.909	48.600	550.0	145	0.859	6400	0.7
310	877.9	1.951	25.300	288.0	145	0.847	3400	0.7
320	871.8	1.993	14.100	161.0	143	0.823	1965	0.7
330	865.8	2.035	8.360	96.6	141	0.800	1205	0.7
340	859.9	2.076	5.310	61.7	139	0.779	793	0.7
350	853.9	2.118	3.560	41.7	138	0.763	546	0.7
360	847.8	2.161	2.520	29.7	138	0.753	395	0.7
370	841.8	2.206	1.860	22.0	137	0.738	300	0.7
380	836.0	2.250	1.410	16.9	136	0.723	233	0.7
390	830.6	2.294	1.100	13.3	135	0.709	187	0.7
400	825.1	2.337	0.874	10.6	134	0.695	152	0.7

Incropera. Op. cit. p. A20

APENDICE J

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



PROGRAMA DE DISEÑO DE CAJAS REDUCTORAS
DE EJES PARALELOS DE ENGRANAJES CILINDRICOS
HELICOIDALES DE DOBLE REDUCCION

DATOS INGRESADOS PARA EL CALCULO DE ENGRANAJES

483

1. Potencia = 125 kW
2. Confiabilidad = 99 %
3. RPM de ingreso = 2200
4. RPM de salida = 100
5. Relación de transmisión por defecto = 21.9418
6. Relación de transmisión por exceso = 22.0491
7. Error por defecto = 0.2645 %
8. Error por exceso = 0.2232 %
9. Relación de transmisión seleccionada = 22.0491
10. Fuente de poder = Uniforme (Motor eléctrico o turbina)
11. Régimen de trabajo = 24 horas/día
12. Máquina accionada = Chancadoras de minerales o piedras
13. Tipo de lubricante a emplear = Número AGMA 4 de baja espuma

RESULTADO DEL CALCULO DEL PRIMER TREN DE ENGRANAJES

DATOS COMUNES

1. Addendum o altura de cabeza = 6.00 mm
2. Dedendum o altura de raíz = 7.50 mm
3. Altura total del diente = 13.50 mm
4. Altura de trabajo del diente = 12.00 mm
5. Angulo de presión normal = 20.00°
6. Angulo de presión transversal = 23.96°
7. Angulo de hélice = 35.00°
8. Distancia entre centros = 479.76 mm/diente
9. Módulo normal = 6.00 mm/diente
10. Módulo transversal = 7.32 mm
11. Potencia a transmitir = 125.00 kW
12. Potencia transmitida por fatiga = 171.41 kW
13. Material de los engranajes = AISI 4340

DATOS DEL PIÑÓN 1

1. Sentido del ángulo de hélice = Derecha
2. Número de dientes = 23.00
3. Ancho del diente = 66.00 mm
4. Diámetro de paso = 168.47 mm
5. Diámetro de raíz = 153.47 mm
6. Diámetro exterior = 180.47 mm
7. Diámetro interior del cubo = 70.00 mm
8. Potencia transmisible por resistencia = 271.99 kW
9. Dureza mínima = 390.00 HB
10. El piñón 1 debe ser tallado separado del eje

DATOS DEL ENGRANAJE 1

1. Sentido del ángulo de hélice = Izquierda
2. Número de dientes = 108.00
3. Ancho del diente = 66.00 mm
4. Diámetro de paso = 791.06 mm
5. Diámetro de raíz = 776.06 mm
6. Diámetro exterior = 803.06 mm
7. Diámetro interior del cubo = 110.00 mm
8. Potencia transmisible por resistencia = 131.50 kW
9. Dureza mínima = 370.00 HB
10. El engranaje 1 debe ser tallado separado del eje
11. Tipo de alma del engranaje = alma
12. Espesor de la llanta = 16.20 mm
13. Espesor del alma de la llanta = 22.00 mm
14. Diámetro del cubo = 198.00 mm
15. Número de agujeros = 4
16. Ancho de los rayos = 93.22 mm
17. Radio superior del agujero de la llanta = 46.53 mm
18. Radio inferior del agujero de la llanta = 46.53 mm
19. Diámetro del límite inferior de los agujeros = 246.40 mm
20. Diámetro del límite superior de los agujeros = 703.16 mm
21. Radio de redondeo alma - llanta = 10.12 mm
22. Radio de redondeo alma - cubo = 12.10 mm

RESULTADO DEL CALCULO DEL SEGUNDO TREN DE ENGRANAJES

484

DATOS COMUNES

1. Addendum o altura de cabeza = 8.00 mm
2. Dedendum o altura de raíz = 10.00 mm
3. Altura total del diente = 18.00 mm
4. Altura de trabajo del diente = 16.00 mm
5. Angulo de presión normal = 20.00°
6. Angulo de presión transversal = 20.65°
7. Angulo de hélice = 15.00°
8. Distancia entre centros = 542.48 mm/diente
9. Módulo normal = 8.00 mm/diente
10. Módulo transversal = 8.28 mm
11. Potencia a transmitir = 125.00 kW
12. Potencia transmitida por fatiga = 144.63 kW
13. Material de los engranajes tallados por separado = AISI 4340

DATOS DEL PIÑON 2

1. Sentido del ángulo de hélice = Izquierda
2. Número de dientes = 23.00
3. Ancho del diente = 195.00 mm
4. Diámetro de paso = 190.49 mm
5. Diámetro de raíz = 170.49 mm
6. Diámetro exterior = 206.49 mm
7. Diámetro interior del cubo = El piñón 2 debe ser tallado en el eje
8. Potencia transmisible por resistencia = 260.15 kW
9. Dureza mínima = 320.00 HB
10. El piñón 2 debe ser tallado en el eje

DATOS DEL ENGRANAJE 2

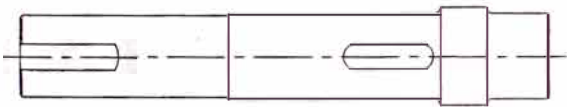
1. Sentido del ángulo de hélice = Derecha
2. Número de dientes = 108.00
3. Ancho del diente = 195.00 mm
4. Diámetro de paso = 894.48 mm
5. Diámetro de raíz = 874.48 mm
6. Diámetro exterior = 910.48 mm
7. Diámetro interior del cubo = 160.00 mm
8. Potencia transmisible por resistencia = 132.35 kW
9. Dureza mínima = 300.00 HB
10. El engranaje 2 debe ser tallado separado del eje
11. Tipo de alma del engranaje = alma
12. Espesor de la llanta = 21.60 mm
13. Espesor del alma de la llanta = 65.00 mm
14. Diámetro del cubo = 288.00 mm
15. Número de agujeros = 4
16. Ancho de los rayos = 130.00 mm
17. Radio superior del agujero de la llanta = 52.62 mm
18. Radio inferior del agujero de la llanta = 52.62 mm
19. Diámetro del límite inferior de los agujeros = 358.40 mm
20. Diámetro del límite superior de los agujeros = 777.28 mm
21. Radio de redondeo alma - llanta = 13.50 mm
22. Radio de redondeo alma - cubo = 17.60 mm

DATOS INGRESADOS PARA EL CALCULO DE EJES

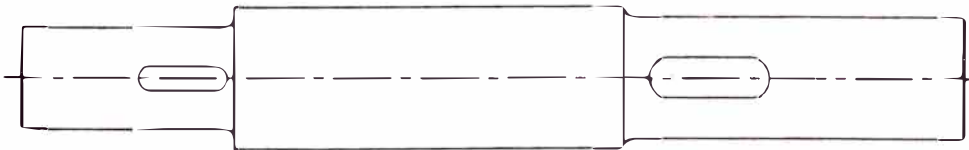
485

1. tipo de transmisión en el Eje de entrada = Acople
2. No se considera ningún diámetro
3. Tipo de transmisión en el eje de entrada = Acople
4. No se considera ningún diámetro
5. Tipo de material de los ejes = AISI 4340 Recocido
6. Módulo de elasticidad del material = 207000 MPa
7. Módulo de corte del material = 80000 MPa
8. Esfuerzo de fluencia del material = 469 MPa
9. Esfuerzo de rotura del material = 745 MPa
10. Factor de seguridad de los ejes = 4
11. Confiabilidad de los ejes = 99 %
12. Teoría de cálculo = 1. Método de Soderberg con la teoría del esfuerzo cortante máximo

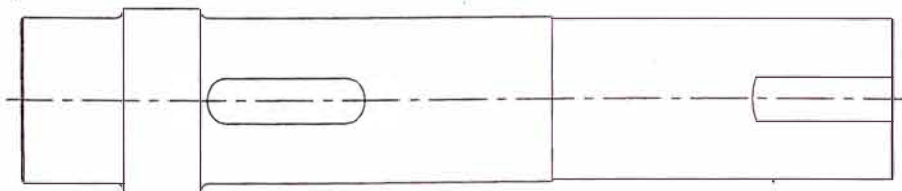
EJE DE ENTRADA



EJE INTERMEDIO

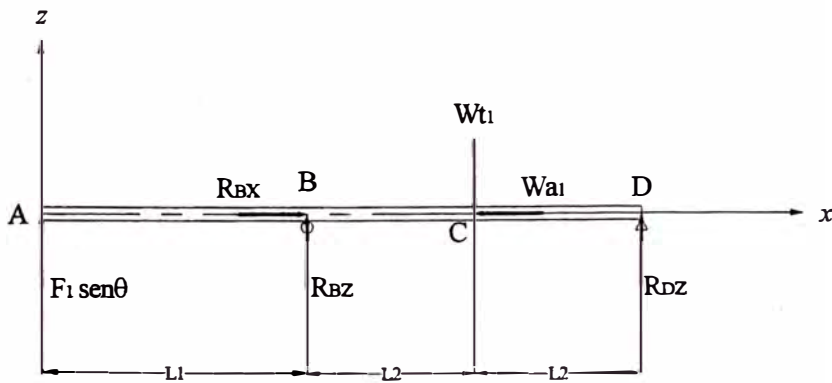
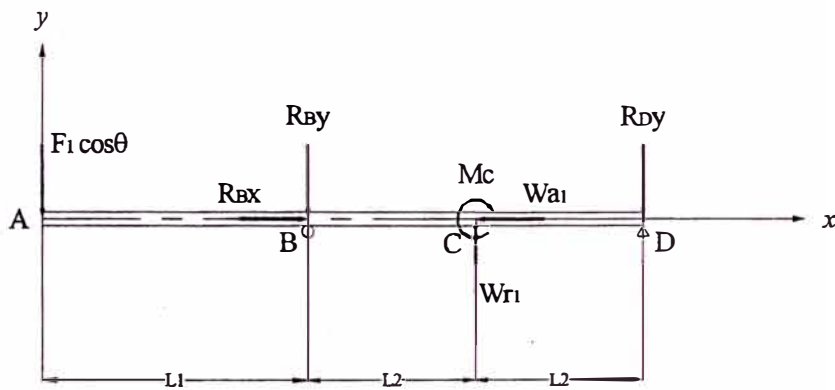


EJE DE SALIDA

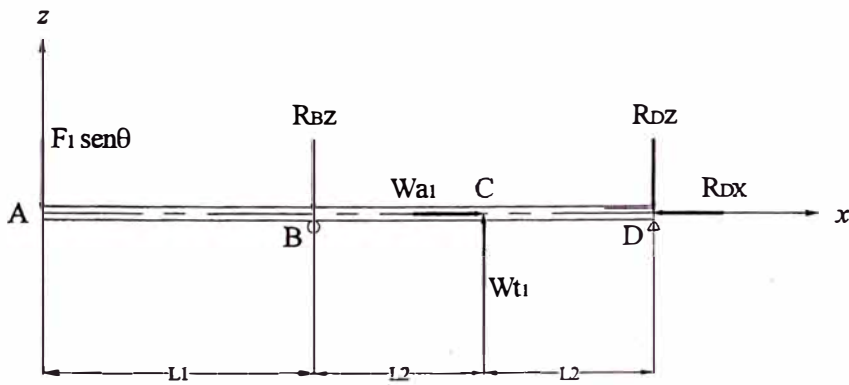
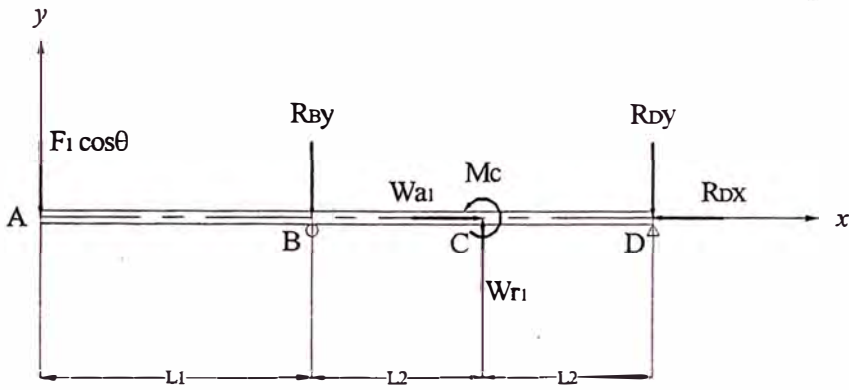


RESULTADOS DEL CALCULO DE EJES

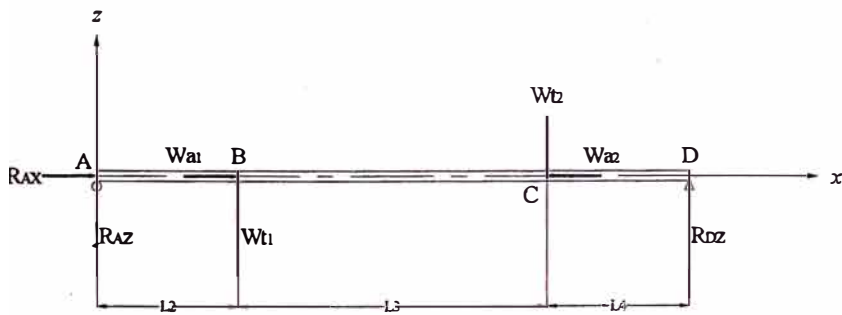
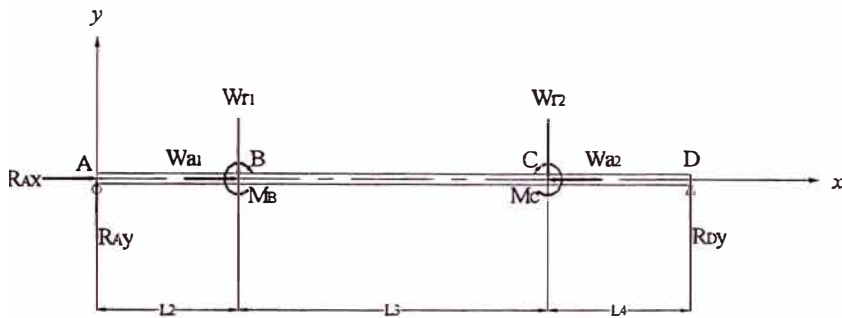
EJE DE ENTRADA CASO I



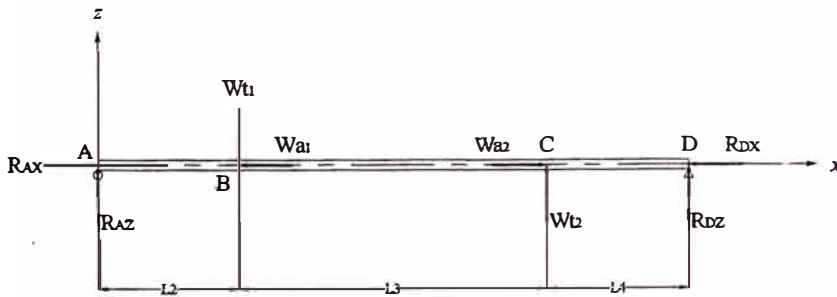
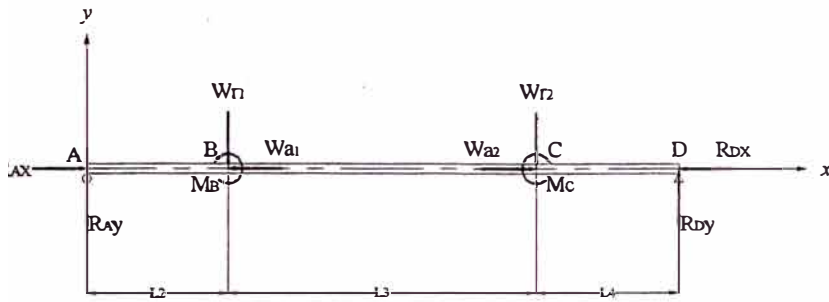
1. $F1 \cdot \cos(Q) = 0.00 \text{ N}$
2. $RBx = 4510.25 \text{ N}$
3. $RBy = -4266.20 \text{ N}$
4. $Mc = -379914.20 \text{ N}\cdot\text{mm}$
5. $Wr1 = 2862.04 \text{ N}$
6. $Wa1 = -4510.25 \text{ N}$
7. $RDy = 1404.16 \text{ N}$
8. $F1 \cdot \text{sen}(Q) = 0.00 \text{ N}$
9. $RBz = 3220.65 \text{ N}$
10. $Wt1 = -6441.31 \text{ N}$
11. $RDz = 3220.65 \text{ N}$
12. Flecha A x-y = -0.013817 mm
13. Flecha A x-z = 0.018728 mm
14. Flecha C x-y = 0.004130 mm
15. Flecha C x-z = -0.009295 mm
16. Pendiente A x-y = 0.000154 rad
17. Pendiente A x-z = -0.000208 rad
18. Pendiente B x-y = 0.000154 rad
19. Pendiente B x-z = -0.000208 rad
20. Pendiente C x-y = -0.000122 rad
21. Pendiente C x-z = 0.000000 rad
22. Pendiente D x-y = -0.000031 rad
23. Pendiente D x-z = 0.000208 rad
24. Longitud L1 = 97.00 mm
25. Longitud L2 = 69.00 mm
26. Diámetro resultante = 43.00 mm



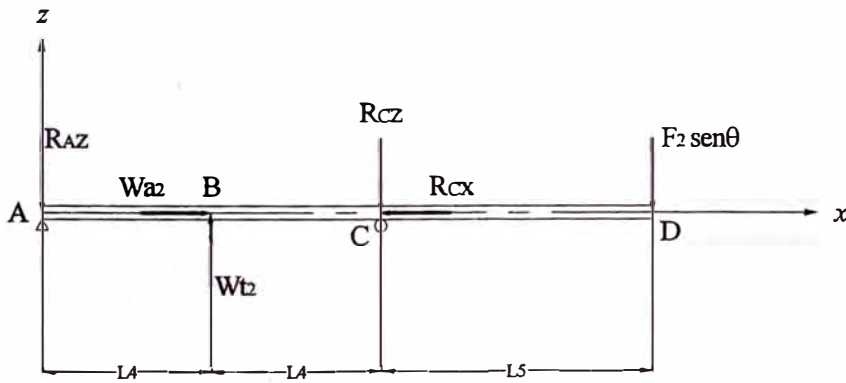
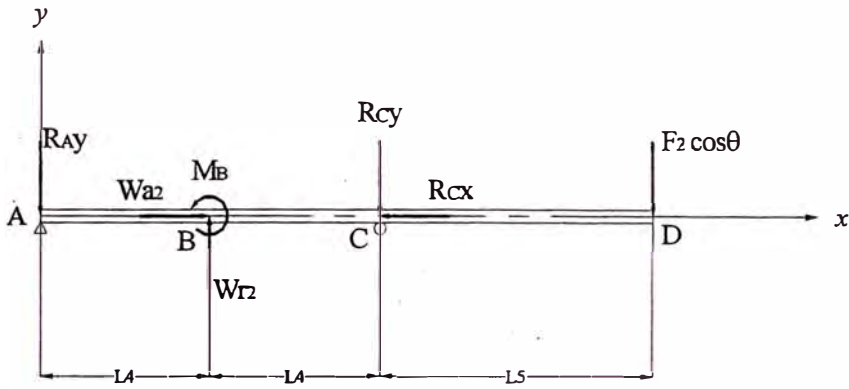
1. $F1 \cdot \cos(Q) = 0.00 \text{ N}$
2. $RBY = 1404.16 \text{ N}$
3. $Wa1 = 4510.25 \text{ N}$
4. $Mc = 379914.20 \text{ N}\cdot\text{mm}$
5. $Wr1 = 2862.04 \text{ N}$
6. $RDy = -4266.20 \text{ N}$
7. $RDx = -4510.25 \text{ N}$
8. $F1 \cdot \text{sen}(Q) = 0.00 \text{ N}$
9. $RBz = -3220.65 \text{ N}$
10. $Wt1 = 6441.31 \text{ N}$
11. $RDz = -3220.65 \text{ N}$
12. Flecha A x-y = -0.013817 mm
13. Flecha A x-z = -0.018728 mm
14. Flecha C x-y = 0.004130 mm
15. Flecha C x-z = 0.009295 mm
16. Pendiente A x-y = 0.000031 rad
17. Pendiente A x-z = 0.000208 rad
18. Pendiente B x-y = 0.000031 rad
19. Pendiente B x-z = 0.000208 rad
20. Pendiente C x-y = 0.000122 rad
21. Pendiente C x-z = 0.000000 rad
22. Pendiente D x-y = -0.000154 rad
23. Pendiente D x-z = -0.000208 rad
24. Longitud L1 = 97.00 mm
25. Longitud L2 = 69.00 mm
26. Diámetro resultante = 43.00 mm



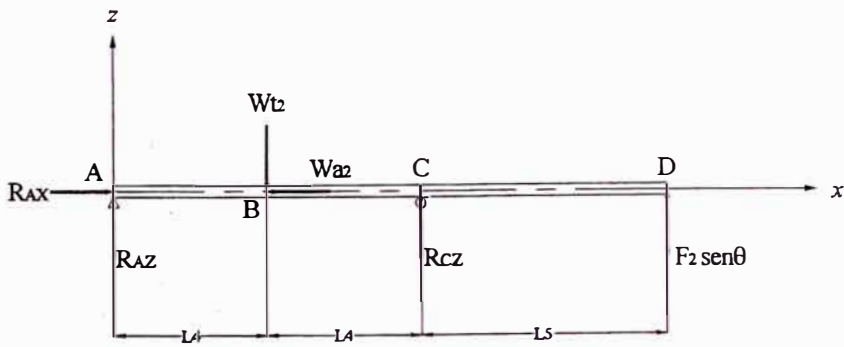
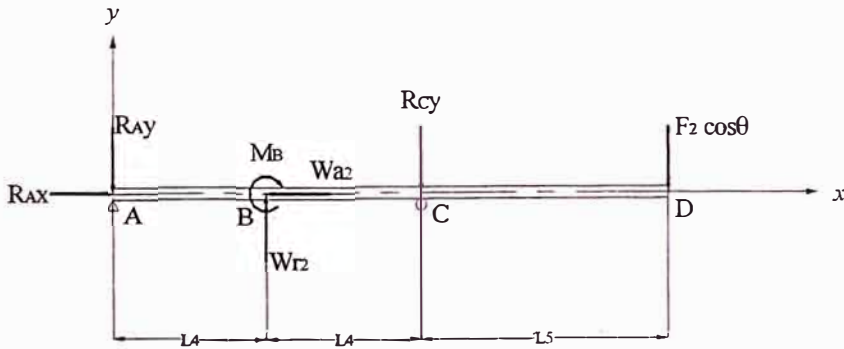
1. $R_{Ax} = 2657.17 \text{ N}$
2. $R_{Ay} = 2980.06 \text{ N}$
3. $W_{a1} = 4510.25 \text{ N}$
4. $W_{r1} = -2862.04 \text{ N}$
5. $M_B = -1783942.82 \text{ N}\cdot\text{mm}$
6. $M_C = 682663.40 \text{ N}\cdot\text{mm}$
7. $W_{r2} = -10079.34 \text{ N}$
8. $W_{a2} = -7167.41 \text{ N}$
9. $R_{Dy} = 9961.32 \text{ N}$
10. $R_{Az} = 1788.11 \text{ N}$
11. $W_{t1} = 6441.30 \text{ N}$
12. $W_{t2} = -26749.16 \text{ N}$
13. $R_{Dz} = 18519.74 \text{ N}$
14. Flecha B x-y = -0.050495 mm
15. Flecha B x-z = -0.030890 mm
16. Flecha C x-y = -0.035575 mm
17. Flecha C x-z = -0.033507 mm
18. Pendiente A x-y = -0.000317 rad
19. Pendiente A x-z = -0.000194 rad
20. Pendiente B x-y = -0.000311 rad
21. Pendiente B x-z = -0.000190 rad
22. Pendiente C x-y = 0.000211 rad
23. Pendiente C x-z = 0.000149 rad
24. Pendiente D x-y = 0.000293 rad
25. Pendiente D x-z = 0.000300 rad
26. Longitud $L_2 = 69.00 \text{ mm}$
27. Longitud $L_3 = 303.00 \text{ mm}$
28. Longitud $L_4 = 138.00 \text{ mm}$
29. Diámetro resultante = 102.00 mm



1. $R_{Ax} = 4510.25 \text{ N}$
2. $R_{Ay} = 7493.50 \text{ N}$
3. $M_B = 1783942.82 \text{ N-mm}$
4. $W_{r1} = -2862.04 \text{ N}$
5. $W_{a1} = -4510.25 \text{ N}$
6. $W_{a2} = 7167.41 \text{ N}$
7. $W_{r2} = -10079.34 \text{ N}$
8. $M_C = -682663.40 \text{ N-mm}$
9. $R_{Dy} = 5447.88 \text{ N}$
10. $R_{Dx} = -7167.41 \text{ N}$
11. $R_{Az} = -1788.11 \text{ N}$
12. $W_{t1} = -6441.30 \text{ N}$
13. $W_{t2} = 26749.16 \text{ N}$
14. $R_{Dz} = -18519.74 \text{ N}$
15. Flecha B x-y = 0.019924 mm
16. Flecha B x-z = 0.041862 mm
17. Flecha C x-y = 0.005734 mm
18. Flecha C x-z = 0.048485 mm
19. Pendiente A x-y = 0.000125 rad
20. Pendiente A x-z = 0.000280 rad
21. Pendiente B x-y = 0.000147 rad
22. Pendiente B x-z = 0.000275 rad
23. Pendiente C x-y = -0.000086 rad
24. Pendiente C x-z = -0.000216 rad
25. Pendiente D x-y = -0.000021 rad
26. Pendiente D x-z = -0.000435 rad
27. Longitud L2 = 69.00 mm
28. Longitud L3 = 303.00 mm
29. Longitud L4 = 138.00 mm
30. Diámetro resultante = 93.00 mm



1. $R_{Ay} = 6921.33 \text{ N}$
2. $W_{a2} = 7167.41 \text{ N}$
3. $M_B = 3205546.00 \text{ N}\cdot\text{mm}$
4. $W_{r2} = 10079.33 \text{ N}$
5. $R_{Cy} = -17000.66 \text{ N}$
6. $R_{Cx} = -7167.41 \text{ N}$
7. $F_2 \cdot \cos(Q) = 0.00 \text{ N}$
8. $R_{Az} = -13374.56 \text{ N}$
9. $W_{t2} = 26749.13 \text{ N}$
10. $R_{Cz} = -13374.56 \text{ N}$
11. $F_2 \cdot \text{Sen}(Q) = 0.00 \text{ N}$
12. Flecha B x-y = 0.002440 mm
13. Flecha B x-z = 0.006475 mm
14. Flecha D x-y = -0.007876 mm
15. Flecha D x-z = 0.000000 mm
16. Pendiente A x-y = 0.000006 rad
17. Pendiente A x-z = 0.000072 rad
18. Pendiente B x-y = 0.000043 rad
19. Pendiente B x-z = 0.000000 rad
20. Pendiente C x-y = -0.000049 rad
21. Pendiente C x-z = -0.000072 rad
22. Pendiente D x-y = -0.000049 rad
23. Pendiente D x-z = -0.000072 rad
24. Longitud L4 = 138.00 mm
25. Longitud L5 = 148.00 mm
26. Diámetro resultante = 121.00 mm



1. $R_{Ax} = 7167.41 \text{ N}$
2. $R_{Ay} = -17000.66 \text{ N}$
3. $M_B = -3205546.00 \text{ N}\cdot\text{mm}$
4. $W_{r2} = 10079.33 \text{ N}$
5. $W_{a2} = -7167.41 \text{ N}$
6. $R_{Cy} = 6921.33 \text{ N}$
7. $F_2 \cdot \cos(Q) = 0.00 \text{ N}$
8. $R_{Az} = 13374.56 \text{ N}$
9. $W_{t2} = -26749.13 \text{ N}$
10. $R_{Cz} = 13374.56 \text{ N}$
11. $F_2 \cdot \text{Sen}(Q) = 0.00 \text{ N}$
12. Flecha B x-y = 0.002528 mm
13. Flecha B x-z = -0.006709 mm
14. Flecha D x-y = -0.000952 mm
15. Flecha D x-z = 0.000000 mm
16. Pendiente A x-y = 0.000051 rad
17. Pendiente A x-z = -0.000075 rad
18. Pendiente B x-y = -0.000045 rad
19. Pendiente B x-z = 0.000000 rad
20. Pendiente C x-y = -0.000006 rad
21. Pendiente C x-z = 0.000075 rad
22. Pendiente D x-y = -0.000006 rad
23. Pendiente D x-z = 0.000075 rad
24. Longitud $L_4 = 138.00 \text{ mm}$
25. Longitud $L_5 = 148.00 \text{ mm}$
26. Diámetro resultante = 121.00 mm
27. Diámetro final eje de entrada (mínimo necesario) = 65.00 mm
28. Diámetro final eje intermedio (mínimo necesario) = 102.00 mm
29. Diámetro final eje de salida (mínimo necesario) = 150.00 mm

DATOS INGRESADO PARA EL CALCULO DE CHAVETAS

492

1. Material de las chavetas = AISI 4140 Recocido
2. Esfuerzo de fluencia del material = 414 MPa
3. Factor de seguridad = 3
4. Criterio de cálculo = Teoría de esfuerzo cortante máximo (más conservador)

RESULTADOS DEL CALCULO DE CHAVETAS

DIMENSIONES DE LA CHAVETA 1

1. Longitud = 31.00 mm
2. Ancho = 12.00 mm
3. Alto = 8.00 mm

DIMENSIONES DE LA CHAVETA 2

1. Longitud = 66.00 mm
2. Ancho = 12.00 mm
3. Alto = 8.00 mm

DIMENSIONES DE LA CHAVETA 3

1. Longitud = 66.00 mm
2. Ancho = 25.00 mm
3. Alto = 14.00 mm

DIMENSIONES DE LA CHAVETA 4

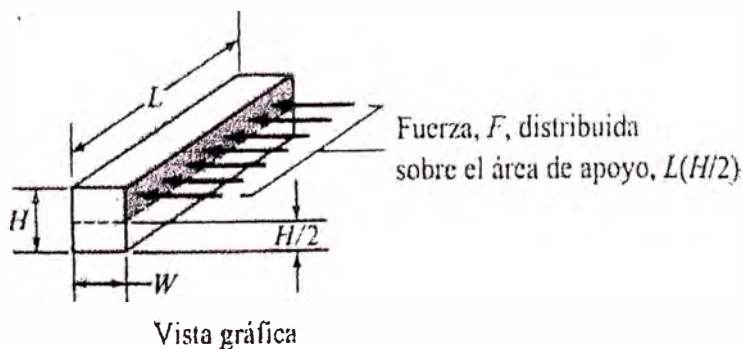
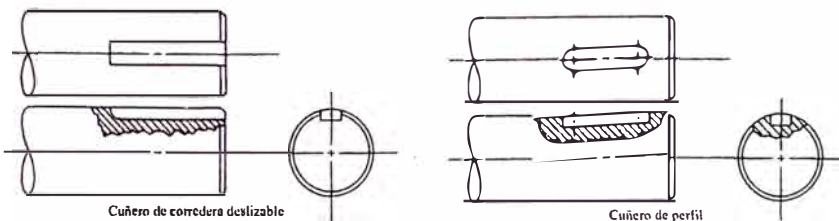
1. Longitud = El piñón 2 será tallado en el eje por lo cual no requiere chaveta
2. Ancho = El piñón 2 será tallado en el eje por lo cual no requiere chaveta
3. Alto = El piñón 2 será tallado en el eje por lo cual no requiere chaveta

DIMENSIONES DE LA CHAVETA 5

1. Longitud = 195.00 mm
2. Ancho = 36.00 mm
3. Alto = 20.00 mm

DIMENSIONES DE LA CHAVETA 6

1. Longitud = 116.00 mm
2. Ancho = 36.00 mm
3. Alto = 20.00 mm



RESULTADOS DE LA SELECCION DE RETENES

493

RETEN DEL EJE DE ENTRADA

1. Designación = BA SL 65 x 85 x 13
2. Ancho = 13 mm
3. Diámetro interior = 65 mm
4. Diámetro exterior = 85 mm

RETEN DEL EJE DE SALIDA

1. Designación = BA SL 150 x 180 x 15
2. Ancho = 15 mm
3. Diámetro interior = 150 mm
4. Diámetro exterior = 180 mm

DATOS INGRESADOS PARA LA SELECCION DE RODAMIENTOS

1. Tipo de rodamiento = Rodamiento de rodillos a rótula u oscilantes
2. Horas deseadas de duración de los rodamientos = 45000

Nota: Para este caso de trabajo de 24h/día lo recomendable es una duración de 40 000 a 50 000 horas

RESULTADOS DE LA SELECCION DE RODAMIENTOS

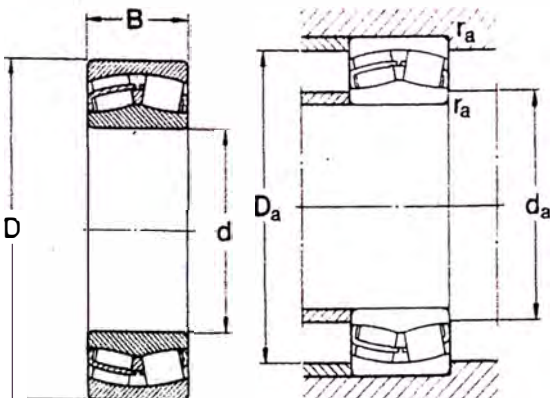
EJE DE ENTRADA

RODAMIENTO IZQUIERDO

1. Designación = 22314 CC/W33
2. $d = 70$ mm
3. $D = 150$ mm
4. $B = 51$ mm
5. $d_a = 82$ mm
6. $D_a = 138$ mm
7. $r_a = 2$ mm
8. Diámetro de la sección = 70 mm

RODAMIENTO DERECHO

1. Designación = 22314 CC/W33
2. $d = 70$ mm
3. $D = 150$ mm
4. $B = 51$ mm
5. $d_a = 82$ mm
6. $D_a = 138$ mm
7. $r_a = 2$ mm
8. Diámetro de la sección = 70 mm



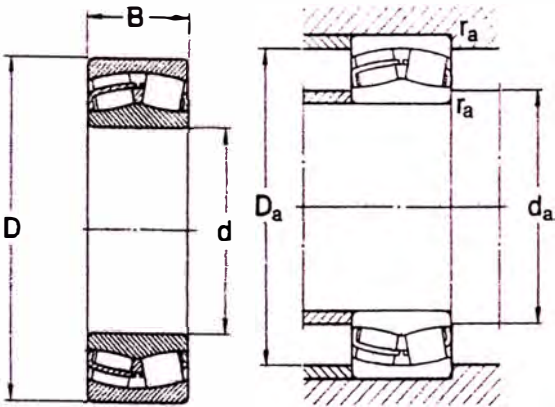
EJE DE INTERMEDIO

RODAMIENTO IZQUIERDO

1. Designación = 23022 CC
2. $d = 110$ mm
3. $D = 170$ mm
4. $B = 45$ mm
5. $d_a = 120$ mm
6. $D_a = 160$ mm
7. $r_a = 2$ mm
8. Diámetro de la sección = 110 mm

RODAMIENTO DERECHO

1. Designación = 23122 CC/W33
2. $d = 110$ mm
3. $D = 180$ mm
4. $B = 56$ mm
5. $d_a = 120$ mm
6. $D_a = 170$ mm
7. $r_a = 2$ mm
8. Diámetro de la sección = 110 mm



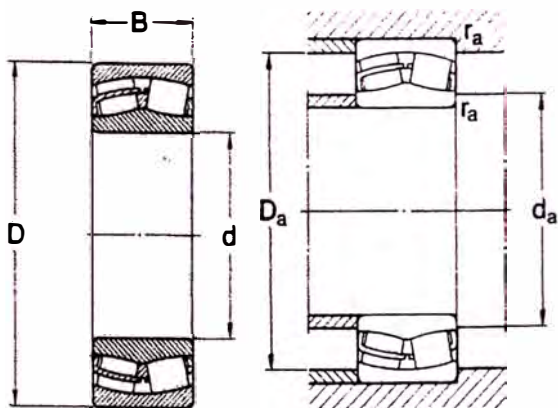
EJE DE SALIDA

RODAMIENTO IZQUIERDO

1. Designación = 23032 CC/W33
2. $d = 160$ mm
3. $D = 240$ mm
4. $B = 60$ mm
5. $d_a = 172$ mm
6. $D_a = 228$ mm
7. $r_a = 2$ mm
8. Diámetro de la sección = 160 mm

RODAMIENTO DERECHO

1. Designación = 23032 CC/W33
2. $d = 160$ mm
3. $D = 240$ mm
4. $B = 60$ mm
5. $d_a = 172$ mm
6. $D_a = 228$ mm
7. $r_a = 2$ mm
8. Diámetro de la sección = 160 mm



1. Material del bastidor = ASTM A 36
2. Módulo de elasticidad del material = 207000 MPa
3. Módulo de corte del material = 80000 MPa
4. Esfuerzo de fluencia del material = 248 MPa
5. Esfuerzo de rotura del material = 400 MPa

RESULTADOS DEL CALCULO DEL BASTIDOR

ESPESOR PARED LATERAL IZQUIERDA

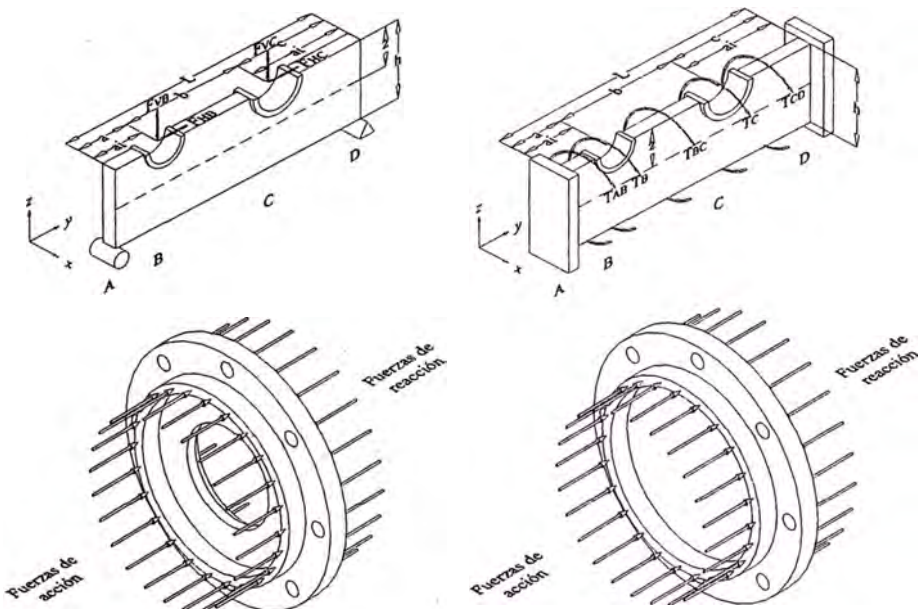
1. Espesor por flexión vertical = 0.83 mm
2. Espesor por flexión horizontal = 31.76 mm
3. Espesor por torsión = 0.42 mm
4. Espesor resultante = 31.76 mm

ESPESOR PARED LATERAL DERECHA

1. Espesor por flexión vertical = 0.99 mm
2. Espesor por flexión horizontal = 32.19 mm
3. Espesor por torsión = 0.66 mm
4. Espesor resultante = 32.19 mm
5. Espesor resultante representativo = 38.00 mm

TAPAS LATERALES

1. Espesor de la tapa izquierda del eje de entrada = 20.00 mm
2. Diámetro exterior de la tapa izquierda del eje de entrada = 202.80 mm
3. Diámetro interior de la tapa izquierda del eje de entrada = 66.00 mm
4. Espesor del anillo de presión de la tapa izquierda del eje de entrada = 10.00 mm
5. Diámetro exterior del anillo de presión de la tapa izquierda del eje de entrada = 150.00 mm
6. Diámetro interior del anillo de presión de la tapa izquierda del eje de entrada = 138.00 mm
7. Espesor de la tapa izquierda del eje intermedio = 9.00 mm
8. Diámetro exterior de la tapa izquierda del eje intermedio = 230.80 mm
9. Espesor del anillo de presión de la tapa izquierda del eje intermedio = 4.50 mm
10. Diámetro exterior del anillo de presión de la tapa izquierda del eje intermedio = 170.00 mm
11. Diámetro interior del anillo de presión de la tapa izquierda del eje intermedio = 160.00 mm
12. Espesor de la tapa derecha del eje intermedio = 12.00 mm
13. Diámetro exterior de la tapa derecha del eje intermedio = 240.80 mm
14. Espesor del anillo de presión de la tapa derecha del eje intermedio = 6.00 mm
15. Diámetro exterior del anillo de presión de la tapa derecha del eje intermedio = 180.00 mm
16. Diámetro interior del anillo de presión de la tapa derecha del eje intermedio = 170.00 mm
17. Espesor tapa derecha del eje de salida = 20.00 mm
18. Diámetro exterior de la tapa derecha del eje de salida = 300.80 mm
19. Diámetro interior de la tapa derecha del eje de salida = 151.00 mm
20. Espesor del anillo de presión de la tapa derecha del eje de salida = 10.00 mm
21. Diámetro exterior del anillo de presión de la tapa derecha del eje de salida = 240.00 mm
22. Diámetro interior del anillo de presión de la tapa derecha del eje de salida = 228.00 mm



TIPO DE PERNOS DE LAS TAPAS LATERALES

1. Tipo de material = Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)
2. Tipo de rosca = Normal

TIPO DE PERNOS DE LA UNION DE LA CAJA

1. Tipo de material = Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)
2. Tipo de rosca = Normal

TIPO DE PERNOS DE ANCLAJE

1. Tipo de material = Grado 8.8 (Equivalente SAE 5)
2. Tipo de rosca = Normal
3. Criterio de cálculo = Teoría del máximo esfuerzo cortante (más conservador)

RESULTADOS DE LA SELECCION DE PERNOS DE LAS TAPAS LATERALES

TAPA IZQUIERDA DEL EJE DE ENTRADA

1. Designación de los pernos = M10 x 1.5 - 50 Grado 8.8
2. Designación de las arandelas planas = M10 - Grado 8.8
3. Designación de las arandelas de seguridad = M10 - Grado 8.8
4. Número de pernos = 8
5. Número de las arandelas planas = 8
6. Número de las arandelas de seguridad = 8
7. Margen mínimo con respecto a los bordes = 13.2
8. Torque de ajuste con hilos lubricados = 0.70 N-m
9. Torque de ajuste con hilos secos = 1.13 N-m
10. Diámetro del círculo de pernos = 176.40 mm

TAPA IZQUIERDA DEL EJE INTERMEDIO

1. Designación de los pernos = M12 x 1.75 - 40 Grado 8.8
2. Designación de las arandelas planas = M12 - Grado 8.8
3. Designación de las arandelas de seguridad = M12 - Grado 8.8
4. Número de pernos = 8
5. Número de las arandelas planas = 8
6. Número de las arandelas de seguridad = 8
7. Margen mínimo con respecto a los bordes = 15.2
8. Torque de ajuste con hilos lubricados = 0.85 N-m
9. Torque de ajuste con hilos secos = 1.35 N-m
10. Diámetro del círculo de pernos = 200.40 mm

TAPA DERECHA DEL EJE INTERMEDIO

1. Designación de los pernos = M12 x 1.75 - 50 Grado 8.8
2. Designación de las arandelas planas = M12 - Grado 8.8
3. Designación de las arandelas de seguridad = M12 - Grado 8.8
4. Número de pernos = 8
5. Número de las arandelas planas = 8
6. Número de las arandelas de seguridad = 8
7. Margen mínimo con respecto a los bordes = 15.2
8. Torque de ajuste con hilos lubricados = 1.34 N-m
9. Torque de ajuste con hilos secos = 2.15 N-m
10. Diámetro del círculo de pernos = 210.40 mm

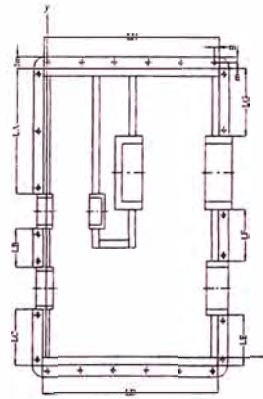
TAPA DERECHA DEL EJE DE SALIDA

1. Designación de los pernos = M12 x 1.75 - 60 Grado 8.8
2. Designación de las arandelas planas = M12 - Grado 8.8
3. Designación de las arandelas de seguridad = M12 - Grado 8.8
4. Número de pernos = 8
5. Número de las arandelas planas = 8
6. Número de las arandelas de seguridad = 8
7. Margen mínimo con respecto a los bordes = 15.2
8. Torque de ajuste con hilos lubricados = 1.34 N-m
9. Torque de ajuste con hilos secos = 2.15 N-m
10. Diámetro del círculo de pernos = 270.40 mm

RESULTADOS DE LA SELECCION DE PERNOS DE UNION DE LA CAJA

498

1. Designación de los pernos = M8 x 1.25 - 90 Grado 8.8
2. Designación de las tuercas = M8 x 1.25 - Grado 8.8
3. Designación de las arandelas planas = M8 - Grado 8.8
4. Designación de las arandelas de seguridad = M8 - Grado 8.8
5. Número de pernos del sector A = 8
6. Número de pernos del sector B = 6
7. Número de pernos del sector C = 6
8. Número de pernos del sector D = 10
9. Número de pernos del sector E = 6
10. Número de pernos del sector F = 6
11. Número de pernos del sector G = 6
12. Número de pernos del sector H = 10
13. Número de pernos totales = 58
14. Número de tuercas totales = 58
15. Número de arandelas planas totales = 116
16. Número de arandelas de seguridad totales = 58
17. Torque de ajuste con hilos lubricados = 2.03 N-m
18. Torque de ajuste con hilos secos = 3.25 N-m



RESULTADOS DE LA SELECCION DE PERNOS DE ANCLAJE

1. Designación de los pernos = M10 x 1.5 - Grado 8.8
2. Designación de las tuercas = M10 x 1.5 - Grado 8.8
3. Designación de las arandelas planas = M10 - Grado 8.8
4. Designación de las arandelas de seguridad = M10 - Grado 8.8
5. Número de pernos totales = 8
6. Número de tuercas totales = 8
7. Número de arandelas planas totales = 8
8. Número de arandelas de seguridad totales = 8
9. Torque de ajuste con hilos lubricados = 1.61 N-m
10. Torque de ajuste con hilos secos = 2.57 N-m

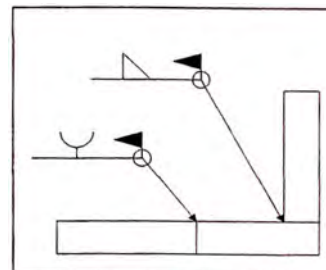
DATOS PARA EL CALCULO DE UNIONES SOLDADAS

1. Tipo de material de aporte = AWS E-7018
2. Módulo de elasticidad del material = 207000 MPa
3. Módulo de corte del material = 80000 MPa
4. Esfuerzo de fluencia del material = 413 MPa
5. Esfuerzo de rotura del material = 496 MPa

RESULTADOS DEL CALCULO DE UNIONES SOLDADAS

DIMENSIONES DE LA SOLDADURA DE FILETE

1. Paredes laterales inferiores = 8.00 mm
2. Paredes laterales superiores = 8.00 mm
3. Pestañas de sujeción = 8.00 mm
4. Soporte / anclaje = 8.00 mm
5. Base de la caja = 8.00 mm
6. Tapa de la caja = 8.00 mm
7. Soportes de los rodamientos del eje de entrada = 8.00 mm
8. Soporte izquierdo del rodamiento del eje intermedio = 8.00 mm
9. Soporte derecho del rodamiento del eje intermedio = 8.00 mm
10. Soportes de los rodamientos del eje de salida = 8.00 mm



1. Temperatura ambiental máxima = 45 °C

RESULTADOS DEL CALCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

CALOR GENERADO POR LOS ELEMENTOS DEL REDUCTOR

CALOR POR BARBOTEO

1. Primer tren de engranajes = 0.3085 kW
2. Segundo tren de engranajes = 0.1227 kW
3. Total ambos trenes de engranajes = 0.4312 kW

CALOR POR FRICCION EN LOS ENGRANAJES

1. Primer tren de engranajes = 0.8386 kW
2. Segundo tren de engranajes = 1.8147 kW
3. Total ambos trenes de engranajes = 2.6533 kW

CALOR POR FRICCION EN LOS RODAMIENTOS

1. Calor de los 06 rodamientos = 0.4979 kW

Calor total generado = 3.5823 kW

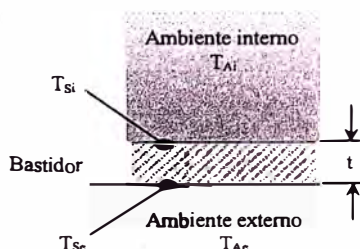
CAPACIDAD DE DISIPACIÓN DE CALOR DE LA CAJA

1. Temperatura de las superficies interiores = 69.9999 °C
2. Temperatura de las superficies exteriores = 69.4775 °C

Calor discipable = 11.3546 kW

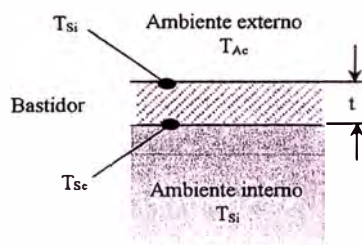
Placa horizontal inferior

(a)



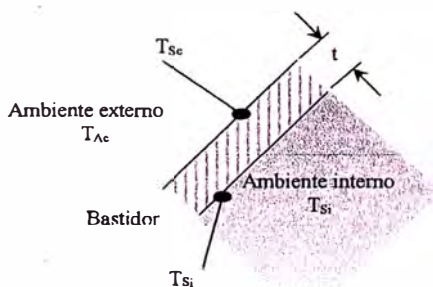
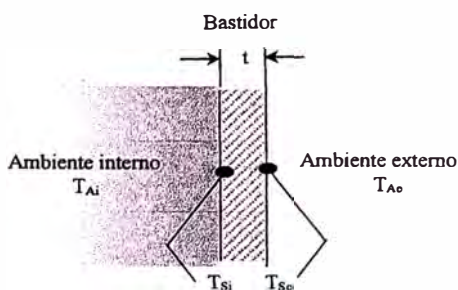
Placa horizontal superior

(b)



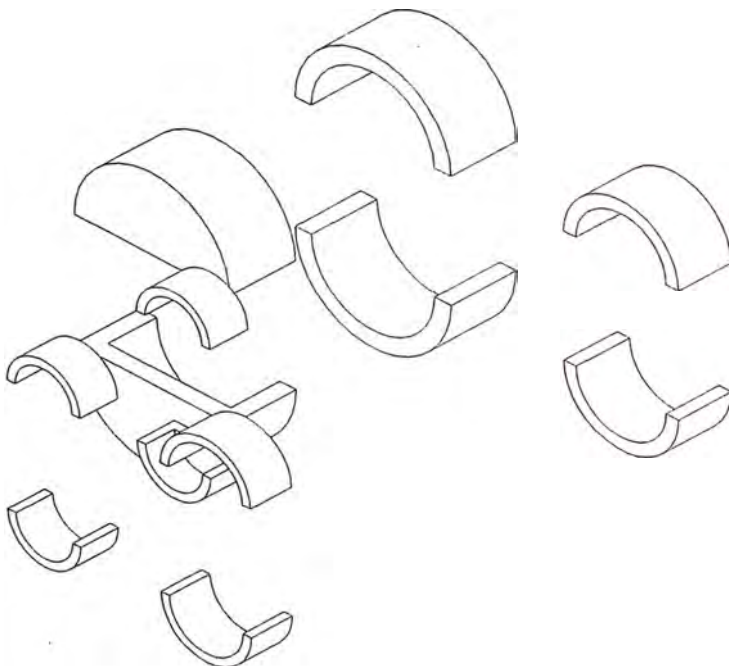
Pared vertical

(c)

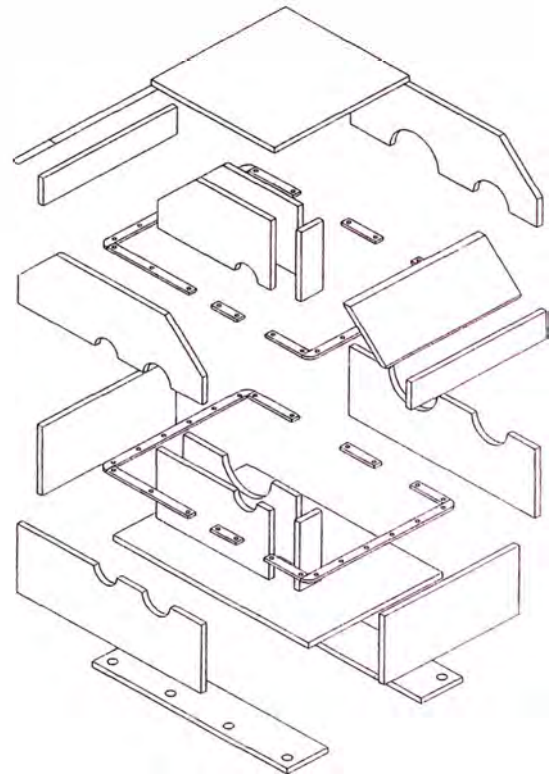
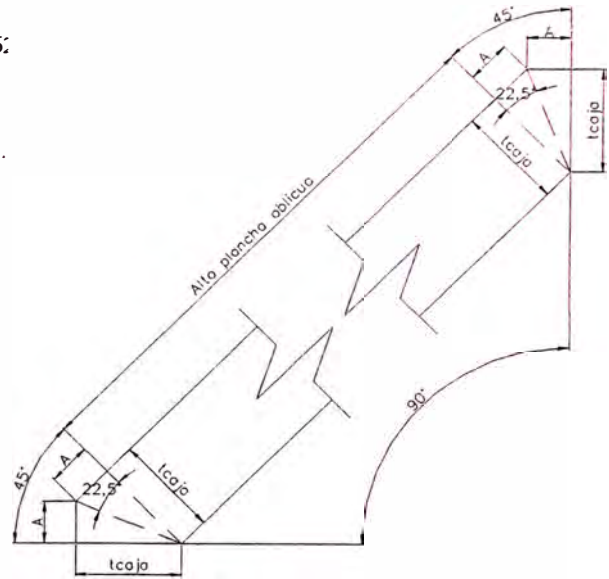


SOPORTES DE RODAMIENTOS Y MANGUITOS SEPARADORES

1. Material de los soportes = Mismo que el bastidor
2. Diámetro interior soporte lado izquierdo del eje de entrada = 150.00 mm
3. Diámetro exterior soporte lado izquierdo del eje de entrada = 202.80 mm
4. Ancho soporte lado izquierdo del eje de entrada = 61.00 mm
5. Diámetro interior soporte lado derecho del eje de entrada = 150.00 mm
6. Diámetro exterior soporte lado derecho del eje de entrada = 202.80 mm
7. Ancho soporte lado derecho del eje de entrada = 61.00 mm
8. Ancho del fondo de soporte lado derecho del eje de entrada = 10.00 mm
9. Diámetro interior soporte lado izquierdo del eje intermedio = 170.00 mm
9. Diámetro exterior soporte lado izquierdo del eje intermedio = 230.80 mm
11. Ancho soporte lado izquierdo del eje intermedio = 49.50 mm
12. Diámetro interior soporte lado derecho del eje intermedio = 180.00 mm
13. Diámetro exterior soporte lado derecho del eje intermedio = 240.80 mm
14. Ancho soporte lado derecho del eje intermedio = 62.00 mm
15. Diámetro interior soporte lado izquierdo del eje de salida = 240.00 mm
16. Diámetro exterior soporte lado izquierdo del eje de salida = 300.80 mm
17. Ancho soporte lado izquierdo del eje de salida = 70.00 mm
18. Ancho del fondo de soporte lado izquierdo del eje de salida = 10.00 mm
19. Diámetro interior soporte lado derecho del eje salida = 240.00 mm
20. Diámetro exterior soporte lado derecho del eje salida = 300.80 mm
21. Ancho soporte lado derecho del eje salida = 70.00 mm
22. Material de los separadores = Mismo que los ejes
23. Diámetro exterior del separador izquierdo del eje de entrada = 82.00 mm
24. Diámetro interior del separador izquierdo del eje de entrada = 70.00 mm
25. Espesor del separador izquierdo del eje de entrada = 10.00 mm
26. Diámetro exterior del separador izquierdo del eje intermedio = 120.00 mm
27. Diámetro interior del separador izquierdo del eje intermedio = 110.00 mm
28. Espesor del separador izquierdo del eje intermedio = 13.00 mm
29. Diámetro exterior del separador derecho del eje intermedio = No tiene
30. Diámetro interior del separador derecho del eje intermedio = No tiene
31. Espesor del separador derecho del eje intermedio = No tiene
32. Diámetro exterior del separador derecho del eje de salida = 172.00 mm
33. Diámetro interior del separador derecho del eje de salida = 160.00 mm
34. Espesor del separador derecho del eje de salida = 10.00 mm



1. Espesor de las planchas, pestañas y largueros = 38.00 mm
2. Largo de las planchas laterales inferiores = 1413.25 mm
3. Alto de las planchas laterales inferiores = 463.24 mm
4. Largo de las planchas interiores inferiores = 765.84 mm
5. Alto de las planchas interiores inferiores = 463.24 mm
6. Largo de las planchas laterales superiores = 1413.25 mm
7. Largo y alto de la parte oblicua en las planchas laterales superiores = 235.6
8. Alto de las planchas laterales superiores = 463.24 mm
9. Largo de las planchas interiores superiores = 765.84 mm
10. Alto de las planchas interiores superiores = 463.24 mm
11. Largo y alto de la parte oblicua en las planchas interiores superiores = 235.
12. Ancho de los tabiques interiores = 58.00 mm
13. Alto de los tabiques interiores = 463.24 mm
14. Largo de las planchas frontales inferiores = 548.00 mm
15. Alto de las planchas frontales inferiores = 463.24 mm
16. Largo de las planchas frontales superiores = 548.00 mm
17. Alto de las planchas frontales superiores = 227.62 mm
18. Alto de las planchas frontales oblicuas = 333.22 mm
19. Detalle 'A'(ver figura)de las planchas frontales oblicuas = 15.74 mm
20. Ancho de las planchas frontales oblicuas = 548.00 mm
21. Largo de la tapa = 942.02 mm
22. Ancho de la tapa = 548.00 mm
23. Largo de la base = 1489.25 mm
24. Ancho de la base = 548.00 mm
25. Largo de los largueros de anclaje = 1489.25 mm
26. Ancho de los largueros de anclaje = 79.20 mm
27. Paso de los agujeros de los pernos del larguero = 487.62 mm
28. Distancia de los agujeros a los bordes de los largueros = 13.20 mm
29. Espesor de las pestañas de sujeción = 38.00 mm
30. Ancho de las pestañas de sujeción = 33.60 mm
31. Largo de las pestañas de sujeción A = 462.56 mm
32. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña A = 11.20 mm
33. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña A = 62.88 mm
34. Número de cartelas en la pestaña A (ambos lados) = 6
35. Largo de las pestañas de sujeción B = 262.96 mm
36. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña B = 11.20 mm
37. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña B = 48.11 mm
38. Número de cartelas en la pestaña B (ambos lados) = 4
39. Largo de las pestañas de sujeción C = 330.13 mm
40. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña C = 11.20 mm
41. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña C = 61.55 mm
42. Número de cartelas en la pestaña C (ambos lados) = 4
43. Largo de las pestañas de sujeción D = 615.20 mm
44. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña D = 44.80 mm
45. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña D = 58.40 mm
46. Número de cartelas en la pestaña D (ambos lados) = 8
47. Largo de las pestañas de sujeción E = 325.13 mm
48. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña E = 11.20 mm
49. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña E = 60.55 mm
50. Número de cartelas en la pestaña E (ambos lados) = 4
51. Largo de las pestañas de sujeción F = 271.68 mm
52. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña F = 11.20 mm
53. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña F = 49.86 mm
54. Número de cartelas en la pestaña F (ambos lados) = 4
55. Largo de las pestañas de sujeción G = 350.84 mm
56. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña G = 11.20 mm
57. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña G = 65.69 mm
58. Número de cartelas en la pestaña G (ambos lados) = 4
59. Largo de las pestañas de sujeción H = 592.80 mm
60. Distancia del agujero del perno al borde de la pestaña H = 44.80 mm
61. Paso de los agujeros de los pernos de la pestaña H = 58.40 mm
62. Número de cartelas en la pestaña H (ambos lados) = 8
63. Distancia de los agujeros a los bordes (en todas las pestañas) = 11.20 mm
64. Ancho de la cartelas triangulares = 12.00 mm
65. Alto de la cartelas triangulares = 100.80 mm
66. Largo de la cartelas triangulares = 33.60 mm



COSTOS UNITARIOS DE MAQUINAS HERRAMIENTAS

1. Cepilladora = 6.0 US\$/h
2. Cepilladora + Herramienta = 7.5 US\$/h
3. Fresadora = 18.0 US\$/h
4. Fresadora + Herramienta = 23.4 US\$/h
5. Mortajadora = 8.0 US\$/h
6. Mortajadora + Herramienta = 12.0 US\$/h
7. Rectificadora = 15.0 US\$/h
8. Rectificadora + Herramienta = 18.0 US\$/h
9. Torno = 6.0 US\$/h
10. Torno + Herramienta = 7.5 US\$/h
11. Taladro = 0.5 US\$/h
12. Roscado = 2.5 US\$/h

COSTO DE MATERIALES

1. Acero para engranajes = 2.5 US\$/kg
2. Acero para ejes = 2.5 US\$/kg
3. Acero para chavetas = 2.5 US\$/kg
4. Acero estructural = 2.5 US\$/kg
5. Acero fundido = 5.5 US\$/kg
6. Lubricante = 14.55 US\$/gal

COSTO DE ACCESORIOS

1. Rodamiento A del eje de entrada (22314 CC/W33) = 251.00 US\$/und.
2. Rodamiento B del eje de entrada (22314 CC/W33) = 251.00 US\$/und.
3. Rodamiento A del eje intermedio (23022 CC) = 252.35 US\$/und.
4. Rodamiento B del eje intermedio (23122 CC/W33) = 290.78 US\$/und.
5. Rodamiento A del eje de salida (23032 CC/W33) = 566.44 US\$/und.
6. Rodamiento B del eje de salida (23032 CC/W33) = 566.44 US\$/und.
7. Retén del eje de entrada (BA SL 65 x 85 x 13) = 11.48 US\$/und.
8. Retén del eje de salida (BA SL 150 x 180 x 15) = 60.52 US\$/und.

ESTIMADO DE COSTOS

PERNOS DE TAPAS LATERALES

TAPA IZQUIERDA DEL EJE DE ENTRADA

1. Perno (M10 x 1.5 - 50 Grado 8.8) = 0.157 US\$/und.
2. Arandela plana (M10 - Grado 8.8) = 0.016 US\$/und.
3. Arandela de presión (M10 - Grado 8.8) = 0.018 US\$/und.

TAPA IZQUIERDA DEL EJE INTERMEDIO

1. Perno (M12 x 1.75 - 40 Grado 8.8) = 0.217 US\$/und.
2. Arandela plana (M12 - Grado 8.8) = 0.024 US\$/und.
3. Arandela de presión (M12 - Grado 8.8) = 0.030 US\$/und.

TAPA DERECHA DEL EJE INTERMEDIO

1. Perno (M12 x 1.75 - 50 Grado 8.8) = 0.250 US\$/und.
2. Arandela plana (M12 - Grado 8.8) = 0.024 US\$/und.
3. Arandela de presión (M12 - Grado 8.8) = 0.030 US\$/und.

TAPA DERECHA DEL EJE DE SALIDA

1. Perno (M12 x 1.75 - 60 Grado 8.8) = 0.283 US\$/und.
2. Arandela plana (M12 - Grado 8.8) = 0.024 US\$/und.
3. Arandela de presión (M12 - Grado 8.8) = 0.030 US\$/und.

PERNOS DE UNION DE LA CAJA

503

1. Perno (M8 x 1.25 - 90 Grado 8.8) = 0.195 US\$/und.
2. Tuerca (M8 x 1.25 - Grado 8.8) = 0.052 US\$/und.
3. Arandela plana (M8 - Grado 8.8) = 0.014 US\$/und.
4. Arandela de presión (M8 - Grado 8.8) = 0.012 US\$/und.

PERNOS DE ANCLAJE

1. Perno (M10 x 1.5 - Grado 8.8) = 0.845 US\$/und.
2. Tuerca (M10 x 1.5 - Grado 8.8) = 0.096 US\$/und.
3. Arandela plana (M10 - Grado 8.8) = 0.016 US\$/und.
4. Arandela de presión (M10 - Grado 8.8) = 0.018 US\$/und.

ESTIMADO DE PESOS

1. Peso del Piñón 1 = 9.35 kg
2. Peso del Engranaje 1 = 57.92 kg
3. Peso del Piñón 2 = 28.45 kg
4. Peso del Engranaje 2 = 353.85 kg
5. Peso del Eje de entrada = 8.02 kg
6. Peso del Eje intermedio = 49.39 kg
7. Peso del Eje de salida = 72.17 kg
8. Peso del Rodamiento A eje de entrada = 4.30 kg
9. Peso del Rodamiento B eje de entrada = 4.30 kg
10. Peso del Rodamiento A eje intermedio = 3.75 kg
11. Peso del Rodamiento B eje intermedio = 5.55 kg
12. Peso del Rodamiento A eje de salida = 9.70 kg
13. Peso del Rodamiento B eje de salida = 9.70 kg
14. Peso de tapas laterales = 22.97 kg
15. Peso del Bastidor = 1947.85 kg
16. Peso del lubricante = 216.12 kg

17. Peso Total del reductor = 2803.40 kg

RESULTADO DEL ESTIMADO DE COSTOS

1. Piñón 1 = 168.20 US\$
2. Engranaje 1 = 1245.55 US\$
3. Piñón 2 = 504.45 US\$
4. Engranaje 2 = 4197.61 US\$
5. Eje de entrada = 89.52 US\$
6. Eje intermedio = 256.57 US\$
7. Eje de salida = 437.62 US\$
8. Tapa izquierda del eje de entrada = 48.82 US\$
9. Tapa izquierda del eje intermedio = 29.03 US\$
10. Tapa derecha del eje intermedio = 29.82 US\$
11. Tapa derecha del eje de salida = 100.71 US\$
12. Soporte izquierdo del eje de entrada = 42.87 US\$
13. Soporte derecho del eje de entrada = 42.68 US\$
14. Separador izquierdo del eje de entrada = 4.61 US\$
15. Soporte izquierdo del eje intermedio = 45.29 US\$
16. Soporte derecho del eje intermedio = 58.18 US\$
17. Separador izquierdo del eje intermedio = 5.46 US\$
18. Separador derecho del eje intermedio = 0.00 US\$
19. Soporte izquierdo del eje de entrada = 82.72 US\$
20. Soporte derecho del eje de salida = 83.01 US\$
21. Separador derecho del eje de salida = 8.05 US\$
22. Bastidor = 5036.95 US\$
23. Costo del lubricante = 963.81 US\$

24. Costo total del reductor = 15764.02 US\$

APENDICE K

VIBRACION Y VELOCIDADES CRÍTICAS EN EJES

Se denomina velocidad crítica de rotación al número de revoluciones de un eje en el cual el desbalanceo de cargas genera vibraciones iguales a la frecuencia natural del sistema generando resonancia la cual destruye al componente. Existen dos tipos:

Velocidad crítica de flexión

Los ejes son resortes elásticos a flexión, que están unidos a las masas de las piezas montados en ellos. Al recibir el impulso de una fuerza, efectúan oscilaciones propias amortiguadas. En su giro, actúan impulsos de fuerza centrífuga, periódicos, consecuentes con el número de revoluciones, ya que el centro de gravedad de las masas giratorias no coincide exactamente con el punto de gravedad teórico, debido a las inevitables tolerancias de fabricación. Entonces, si la velocidad de servicio alcanza por casualidad el valor de la frecuencia propia de oscilación del sistema, se produce la resonancia.

$$n_k = 300 \times k \sqrt{1/f} \text{ rpm}$$

Donde:

$f = f_1 + f_2 + \dots$ Suma de flechas de los pesos de los componentes montados (cm.)

$k = 1$ si el eje descansa libremente.

$k = 1,3$ si el eje está empotrado en ambos extremos.

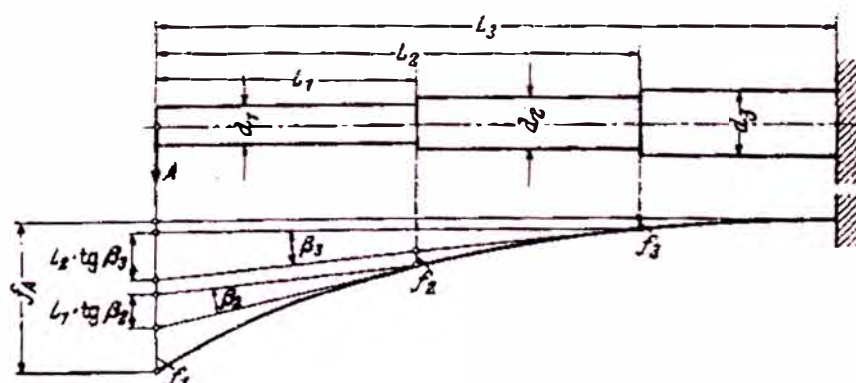
$k = 0,9$ si el eje es voladizo en un lado.

Es importante mencionar que la expresión para el cálculo de la velocidad crítica a flexión es aproximada y en esta no se contempla las fuerzas inducidas por engranajes, fajas u otras. El peso del eje no es considerado, lo cual hace que el cálculo esté levemente por encima de valor real. Para una velocidad mayor que la

crítica se vuelve a alcanzar un estado de equilibrio con funcionamiento normal y uniforme, cuando el cuerpo gira virtualmente alrededor de su centro de gravedad (fuerzas centrífugas en equilibrio). Se alcanzan sucesivamente velocidades críticas adicionales armónicas más altas que la velocidad fundamental (calculada con la expresión mostrada anteriormente), pero las amplitudes de las vibraciones correspondientes disminuyen progresivamente por lo que son menos destructivas que la fundamental.

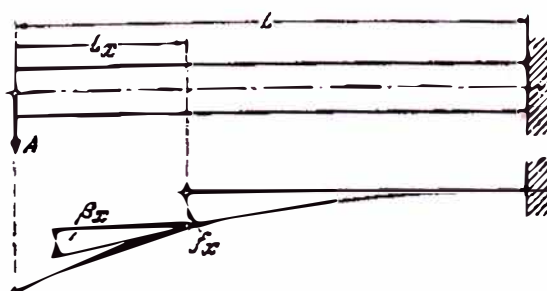
Cálculo de la flecha

Para un eje escalonado sometido a una fuerza A , la flecha es:



$$f_A = f_1 + f_2 + f_3 + \dots + \operatorname{tg} \beta_1 \cdot L_1 + \operatorname{tg} \beta_2 \cdot L_2 + \dots \text{ cm}$$

Para cualquier punto de una barra lisa empotrada es:



$$f_x = \frac{A \cdot L^3}{E \cdot I \cdot 6} \left[2 - 3 \frac{L_x}{L} + \frac{L_x^3}{L^3} \right] \text{ cm}$$

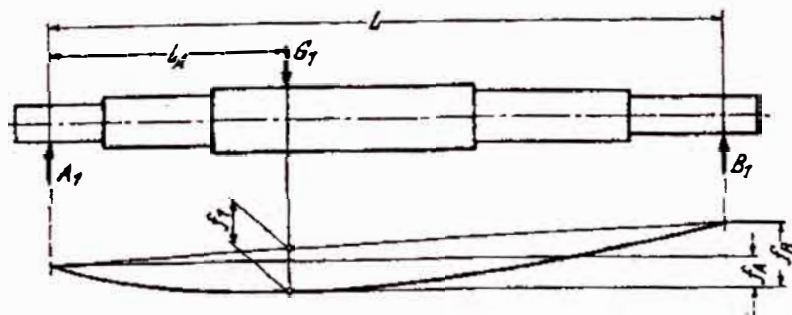
Y la inclinación es:

$$\text{tg} \beta_x = \frac{A \cdot L^3}{E \cdot I \cdot 6} \left[\frac{1}{L} + \frac{L_x^2}{L^3} \right]$$

Sustituyendo expresiones se tiene ($I = \pi d^4/64$):

$$f_A = \frac{A \times 6,8}{E} \left[\frac{L_1^3}{d_1^4} + \frac{L_2^3 - L_1^3}{d_2^4} + \frac{L_3^3 - L_2^3}{d_3^4} + \dots \right] \text{ cm}$$

Para un eje con varios escalonamientos y libremente apoyado, la flecha f_1 bajo la carga G_1 es:



$$f_1 = f_A + \frac{f_B - f_A}{L/L_A} \text{ cm}$$

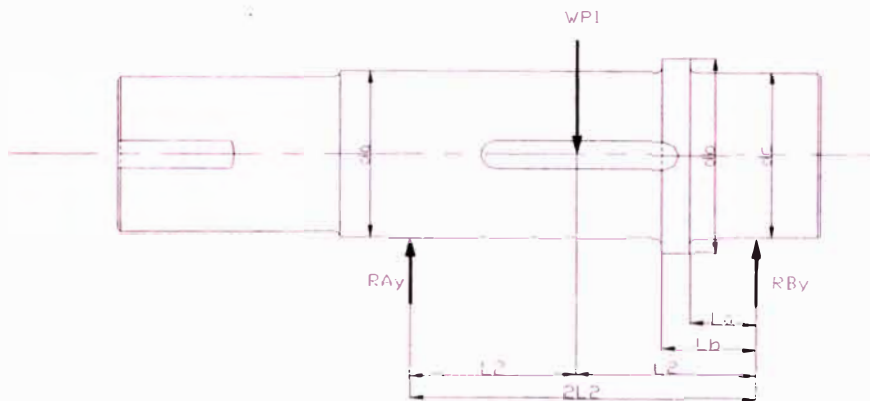
Donde f_A es la flecha del eje, que se imagina empotrado en G_1 , bajo la reacción del apoyo A_1 y f_B , la flecha causada por la reacción del apoyo B_1 . También puede determinarse f_2 bajo la carga G_2 .

Aplicando estos conceptos tenemos:

Eje de entrada

Si el piñón 1 es tallado en el eje, no es necesario calcular su velocidad crítica por ser un único elemento eje-piñón.

Si el piñón 1 es tallado por separado entonces:



$$f_A = R_{Ay} * 6,8/E * [L_2^3/d_a^4]$$

$$f_B = R_{By} * 6,8/E * [L_a^3/d_c^4 + (L_b^3 - L_a^3)/d_b^4 + (L_2^3 - L_b^3)/d_a^4]$$

$$f_{P1} = f_A + (f_B - f_A) / (2L_2/L_2)$$

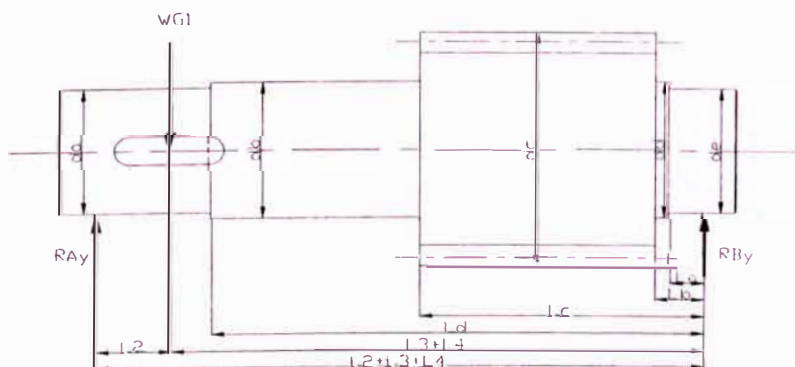
$$f_{P1} = (f_A + f_B) / 2$$

Por tanto la velocidad crítica para $k=1$ (eje apoyado libremente)

$$n_{P1} = 300 * (1/f_{P1})^{1/2}$$

Eje intermedio

Si el piñón 2 es tallado en el eje:



$$f_A = R_{Ay} * 6,8/E * [L_2^3/d_a^4]$$

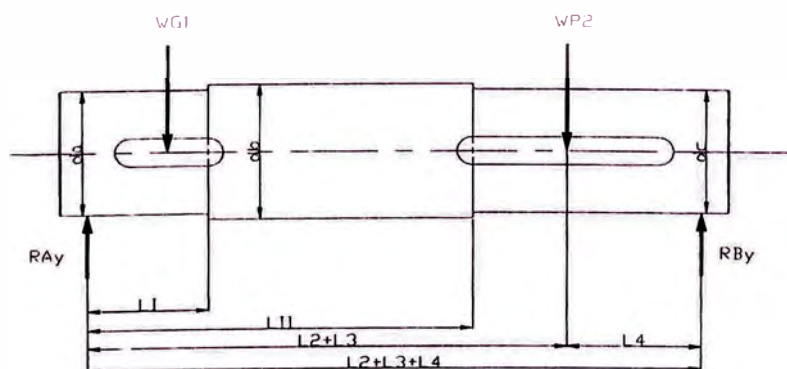
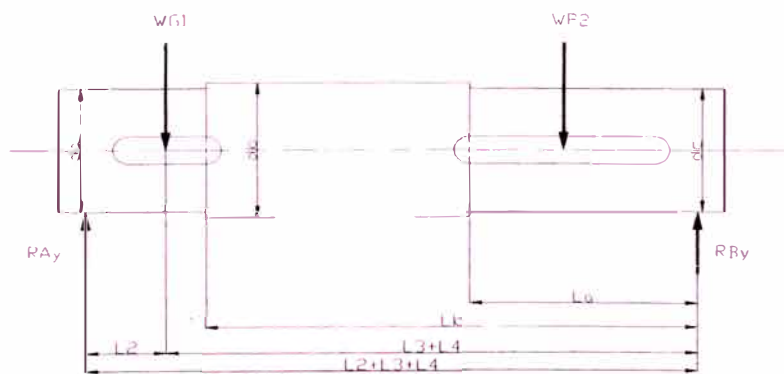
$$f_B = R_{By} * 6,8/E * [L_a^3/d_c^4 + (L_b^3 - L_a^3)/d_d^4 + (L_c^3 - L_b^3)/d_c^4 + (L_d^3 - L_c^3)/d_b^4 + ((L_3 + L_4)^3 - L_d^3)/d_a^4]$$

$$f_{G1} = f_A + [f_B - f_A] / [(L_2 + L_3 + L_4)/L_2]$$

Por tanto la velocidad crítica para $k=1$ (eje apoyado libremente)

$$n_{G1} = 300 * (1/f_{G1})^{1/2}$$

Si el piñón 2 no es tallado en el eje



$$f_{AG1} = R_{Ay} * 6,8/E * [L_2^3/d_a^4]$$

$$f_{BG1} = R_{By} * 6,8/E * [L_a^3/d_c^4 + (L_b^3 - L_a^3)/d_b^4 + ((L_3 + L_4)^3 - L_b^3)/d_a^4]$$

$$f_{G1} = f_{AG1} + [f_{BG1} - f_{AG1}] / [(L_2 + L_3 + L_4)/L_2]$$

$$f_{AP2} = R_{Ay} * 6,8/E * [L_1^3/d_a^4 + (L_{II}^3 - L_1^3)/d_b^4 + ((L_2 + L_3)^3 - L_{II}^3)/d_c^4]$$

$$f_{BP2} = R_{By} * 6,8/E * [L_4^3/d_c^4]$$

$$f_{P2} = f_{AP2} + [f_{BP2} - f_{AP2}] / [(L_2 + L_3 + L_4) / (L_2 + L_3)]$$

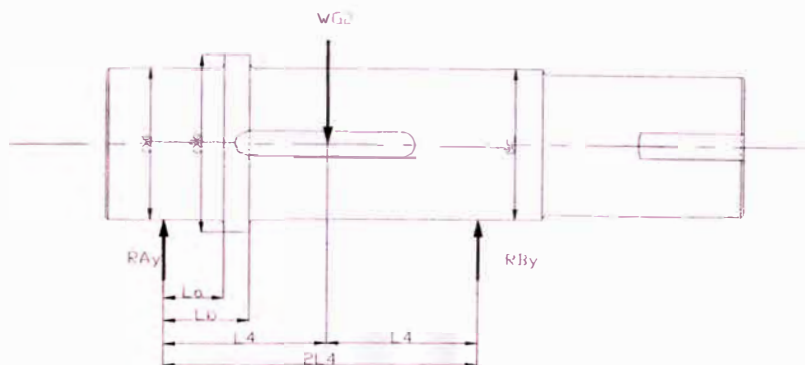
$$f = f_{G1} + f_{P2}$$

Por tanto la velocidad crítica para $k=1$ (eje apoyado libremente)

$$n_{G1} = 300 * (1/f)^{1/2}$$

Eje de salida

Si el engranaje 2 no es tallado en el eje entonces:



$$f_A = R_{Ay} * 6,8/E * [L_a^3/d_a^4 + (L_b^3 - L_a^3)/d_b^4 + (L_4^3 - L_b^3)/d_c^4]$$

$$f_B = R_{By} * 6,8/E * [L_4^3/d_c^4]$$

$$f_{G2} = f_A + (f_B - f_A) / (2L_4/L_4)$$

$$f_{G2} = (f_A + f_B) / 2$$

Por tanto la velocidad crítica para $k=1$ (eje apoyado libremente)

$$n_{G2} = 300 * (1/f_{G2})^{1/2}$$

Velocidad crítica de torsión

Puesto que un eje actúa simultáneamente como un resorte de barra redonda, efectúa oscilaciones torsionales amortiguadas (movimientos pendulares torsionales), junto

con las masas que lleva montada, cuando es impulsada por un momento de giro. Si el eje recibe estos impulsos cuando ya está girando, como ocurre por ejemplo en los cigüeñales de las máquinas de émbolos, se produce también la resonancia con las oscilaciones torsionales cuando la velocidad de servicio coincide con la frecuencia propia del sistema oscilante. Esta velocidad crítica de torsión es tan peligrosa como la velocidad crítica de flexión. La expresión aproximada es:

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{I_m}} \text{ rpm}$$

Donde

$$\frac{1}{c} = \frac{32}{\pi \cdot G} \left(\frac{L_1}{d_1^4} + \frac{L_2}{d_2^4} + \dots \right)$$

I_m = Momento de inercia de masa = $10 \cdot D^4 \cdot L \cdot \gamma$ kg*m - s² (Para cilindros)

γ = densidad del acero 7,8 kg/dm³

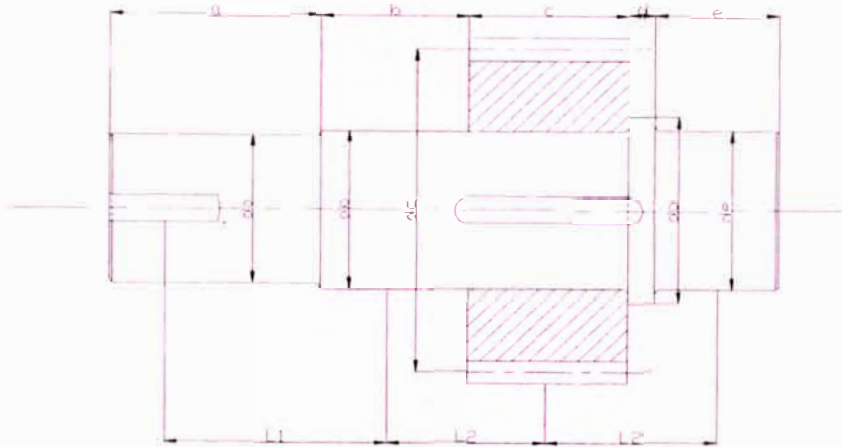
L_1, L_2, \dots = Longitudes del eje escalonado en m

d_1, d_2, \dots = diámetros de las secciones en m

G = módulo de rigidez MPa

En caso contemos con fuentes de poder motores de émbolos tenemos:

Eje de entrada



Inercia de Masa:

$$I_{ma} = 10 \cdot (d_a/1000)^4 \cdot (a/1000) \cdot 7,8$$

$$I_{mb} = 10 \cdot (d_b/1000)^4 \cdot (b/1000) \cdot 7,8$$

$$I_{mc} = 10 \cdot (d_c/1000)^4 \cdot (c/1000) \cdot 7,8$$

$$I_{md} = 10 \cdot (d_d/1000)^4 \cdot (d/1000) \cdot 7,8$$

$$I_{me} = 10 \cdot (d_e/1000)^4 \cdot (e/1000) \cdot 7,8$$

$$1/c_R = 32/\pi G (a/d_a^4 + b/d_b^4 + c/d_c^4 + d/d_d^4 + e/d_e^4)$$

Entonces velocidad crítica:

$$n_{EE} = 30/\pi (c_R/\Sigma I_{mi})^{1/2} \text{ rpm}$$

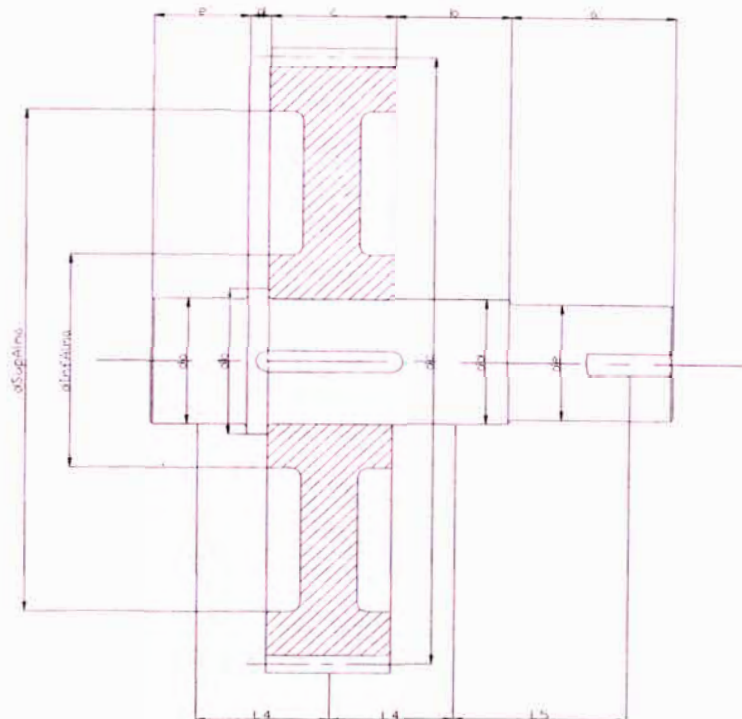
$$I_{me} = 10 \cdot (d_e/1000)^4 \cdot (e/1000) \cdot 7,8$$

$$1/c_R = 32/\pi G (a/d_a^4 + b/d_b^4 + c/d_c^4 + d/d_d^4 + e/d_e^4)$$

Entonces velocidad crítica:

$$n_{EI} = 30/\pi (c_R/\Sigma I_{mi})^{1/2} \text{ rpm}$$

Eje de salida



Inercia de Masa:

$$I_{ma} = 10 \cdot (d_a/1000)^4 \cdot (a/1000) \cdot 7,8$$

$$I_{mb} = 10 \cdot (d_b/1000)^4 \cdot (b/1000) \cdot 7,8$$

Si el engranaje es macizo y sin alma

$$I_{mc} = 10 \cdot (d_c/1000)^4 \cdot (c/1000) \cdot 7,8$$

Si el engranaje es macizo y con alma

$$I_{mb} = 10 \cdot (d_c/1000)^4 \cdot (c/1000) \cdot 7,8 - \\ 2/3 \cdot 10 \cdot [(d_{SupAlma}/1000)^4 - (d_{InfAlma}/1000)^4] \cdot (c/1000) \cdot 7,8$$

Si el engranaje es con agujeros y alma

$$I_{mb} = 10 \cdot (d_c/1000)^4 \cdot (c/1000) \cdot 7,8 - \\ 1/2 \cdot 2/3 \cdot 10 \cdot [(d_{SupAlma}/1000)^4 - (d_{InfAlma}/1000)^4] \cdot (c/1000) \cdot 7,8$$

$$I_{md} = 10 \cdot (d_d/1000)^4 \cdot (d/1000) \cdot 7,8$$

$$I_{me} = 10 \cdot (d_e/1000)^4 \cdot (e/1000) \cdot 7,8$$

$$1/c_R = 32/\pi G (a/d_a^4 + b/d_b^4 + c/d_c^4 + d/d_d^4 + e/d_e^4)$$

Entonces velocidad crítica:

$$n_{ES} = 30/\pi (c_R/\Sigma I_{mi})^{1/2} \text{ rpm}$$

Para las velocidades críticas a flexión y torsión se tiene:

Los valores permisibles de operación es +/- 10% fuera de la velocidad crítica.

Para ejes con apoyos separados y esbeltos, la velocidad crítica es baja y en el caso de ejes robustos y apoyos cercanos la velocidad crítica es alta.

En caso la velocidad crítica del componente sea menor que el valor de operación, se debe realizar un arranque rápido del sistema.

En cualquiera de los casos en que el sistema alcance la velocidad crítica en su funcionamiento normal, se deberán modificar los parámetros iniciales a manera de artificio para eliminar esta condición.