

KISSsoft AG - ☎ +41 55 254 20 50
Uetzikon 4 - ☎ +41 55 254 20 51
8634 Hombrechtikon - ✉ info@KISSsoft.AG
Switzerland - www.KISSsoft.AG

El desarrollo de una serie de reductores

KISSsoft AG, Lic. ing. Ulrich Kissling

El dimensionado de una serie de engranajes, formada por diferentes tamaños constructivos cada uno con una serie de reducciones totales, es un problema complejo. La serie constructiva debe estar escalonada de forma óptima para poder ofrecer al cliente una buena solución para cada problema de accionamiento. Con el fin de reducir los costes deben utilizarse tantas piezas de repetición como sea posible en diferentes tamaños constructivos de engranaje. El número de piezas utilizadas debe minimizarse en conjunto, evitando en la medida de lo posible que la capacidad de los componentes individuales se aproveche de forma insuficiente.

Por un lado, al analizar los costes de una serie constructiva, cada componente utilizado varias veces cuenta positivamente, con lo que durante la fabricación se puede aumentar el número de piezas y reducir las existencias en almacén en el almacenaje de piezas de recambio. Y por otro lado, los componentes utilizados varias veces, que en algunas variantes no se pueden usar con el posible grado de utilización, resultan demasiado caros y por lo tanto suponen una desventaja en cuanto a los costes. La elaboración de un concepto óptimo en cuanto a los costes es extremadamente compleja, ya que muchos parámetros (en ciertos ámbitos) pueden modificarse, como el escalonado del par de un tamaño constructivo a otro y el escalonado de las reducciones totales de cada tamaño constructivo. Si, por ejemplo, se parte de un número de distancias entre centros (p. ej. $a=60\text{mm}$; 78mm ; 101mm ; ...) con las correspondientes etapas de distinta reducción (p. ej. $i=1.5$; 2.1 ; 2.9 ; ...) se obtendrán muchas posibilidades de combinación que se deben comprobar y evaluar.

Esta tarea puede solucionarse con un modelo creado en el software «KISSsys».

Herramienta de desarrollo de accionamientos «KISSsys»

El software KISSsys es una herramienta para el dimensionado de conceptos de accionamiento [2]. El primer reto consistió en crear una herramienta de software con la que podían interrelacionarse los cálculos de distintos elementos de la máquina. El objetivo es visualizar el flujo de potencia en un sistema de accionamiento y de este modo relacionar de forma automática todos los cálculos relevantes. Si, por ejemplo, en un engranaje de varias etapas se modifica la translación de un nivel, cambiarán la velocidad y el par de todos los elementos consecutivos. Pulsando un botón, KISSsys realiza la verificación de todos los elementos del sistema y muestra los resultados más importantes de forma clara.

Las dos características más importantes de KISSsys son:

- Realización automática del dimensionado y verificación de componentes mediante el acceso al software de cálculo de elementos de la máquina KISSsoft (etapas de rueda dentada, árboles, cojinetes...)
- Lenguaje de intérprete integrado con el que se pueden integrar funciones adicionales en el modelo

La representación 3D a escala exacta automática del accionamiento, el control de colisión mediante un núcleo 3D y el acceso a cualquier resultado de cálculo son otras características esenciales que convierten el KISSsys en un medio auxiliar extremadamente flexible.

Al elaborar un concepto de accionamiento se muestran de forma continua las seguridades (y/o opcionalmente las longevidades) de los diferentes elementos, de forma que los puntos débiles son fácilmente reconocibles. Con ayuda de las herramientas de dimensionado en el software de cálculo KISSsoft pueden modificarse y mejorarse eficazmente los distintos elementos. Con ayuda del núcleo 3D, en la representación 3D incluso pueden mostrarse las colisiones más finas. Una iteración, como la modificación de la distribución de translación entre diferentes etapas de un engranaje de múltiples etapas, se realiza en pocos minutos. Una vez se halla una solución satisfactoria, es posible transferir el concepto 3D mediante interfaces (STEP, SAT o IGES) a cualquier CAD.

Para el planteamiento del complejo problema tratado aquí, la creación de una serie de engranajes, resulta imprescindible la utilización del intérprete de lenguaje en combinación con las funciones de dimensionado de KISSsoft, p. ej. el dimensionado automático de etapas de rueda dentada.

Funciones de dimensionado

Para respaldar la creación automática de engranajes completos hay dos funciones de dimensionado que resultan esenciales:

- Dimensionado de un nivel de engranaje con condiciones secundarias predefinidas y seguridades mínimas prescritas
- El dimensionado de un árbol (longitud, diámetro), incluidos los rodamientos con seguridades mínimas prescritas (árbol) y longevidad mínima (rodamiento)

El objetivo de estas funciones es generar de forma autónoma una solución equilibrada y exactamente dimensionada que cumpla los requisitos establecidos y que se pueda utilizar en la construcción detallada del engranaje sin modificaciones importantes.

Dimensionado de etapas de engranaje

La función de dimensionado de etapas de rueda dentada es una opción probada desde hace mucho tiempo del software de cálculo KISSsoft [2]. El llamado «dimensionado grueso» realiza, al especificar la potencia, velocidad, reducción nominal, materiales y método de cálculo (ISO6336, AGMA2001 o DIN3990) con seguridades nominales, una amplia búsqueda y comprobación de posibles soluciones.

Para obtener las relaciones de dimensionado deseadas usuales para diferentes aplicaciones (p. ej. engranajes industriales o cajas de cambio) pueden predefinirse los intervalos a utilizar para b/a , b/mn y $b/d1$ (figura 1). El resultado es una lista de soluciones que abarcan los posibles márgenes de distancia entre centros, ancho de diente y módulo. También se determina el peso total de una solución. En caso de que se de la misma rigidez, se trata de un indicio para soluciones más económicas o más caras. El objetivo del dimensionado grueso es mostrar el posible espacio de soluciones para un problema de accionamiento. En el caso de la utilización completamente automática de la función de KISSsys, la mejor solución se determina sobre la base de criterios de valoración (figura 1) y a continuación se transfiere.

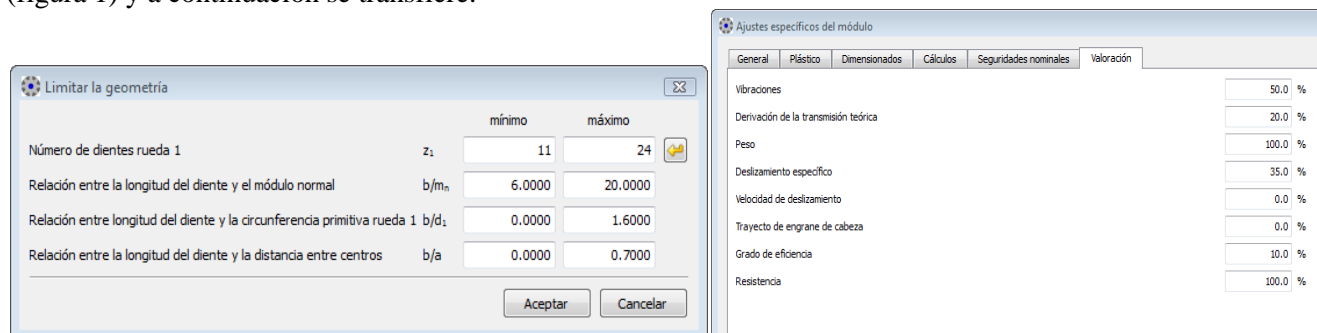


Figura 1: Especificaciones para el dimensionado de pares de ruedas dentadas.
A la izquierda: Especificación de intervalos para los parámetros de dimensionado.
A la derecha: Ponderación de los criterios de valoración para la selección de la mejor solución.

Dimensionado de árboles con rodamientos

El dimensionado automático de un árbol con sus rodamientos con determinación de la longitud/diámetro del árbol y consideración de la longevidad del rodamiento deseada es una función muy útil. En el dimensionado de un árbol se tienen en cuenta las seguridades mínimas prescritas para la resistencia estática y dinámica. KISSsoft no dispone de ninguna función que dimensione automáticamente el árbol. Por este motivo, este dimensionado se programa directamente en KISSsys utilizando fórmulas aproximadas. Los diámetros en los puntos de cojinete se redondean según el diámetro normalizado de cojinete más próximo. A continuación, el árbol se transfiere a KISSsoft para la verificación posterior con el fin de calcular exactamente el alcance de la resistencia y, en caso necesario, realizar una optimización posterior de los diámetros.

Diseño automático árbol/cojinete:

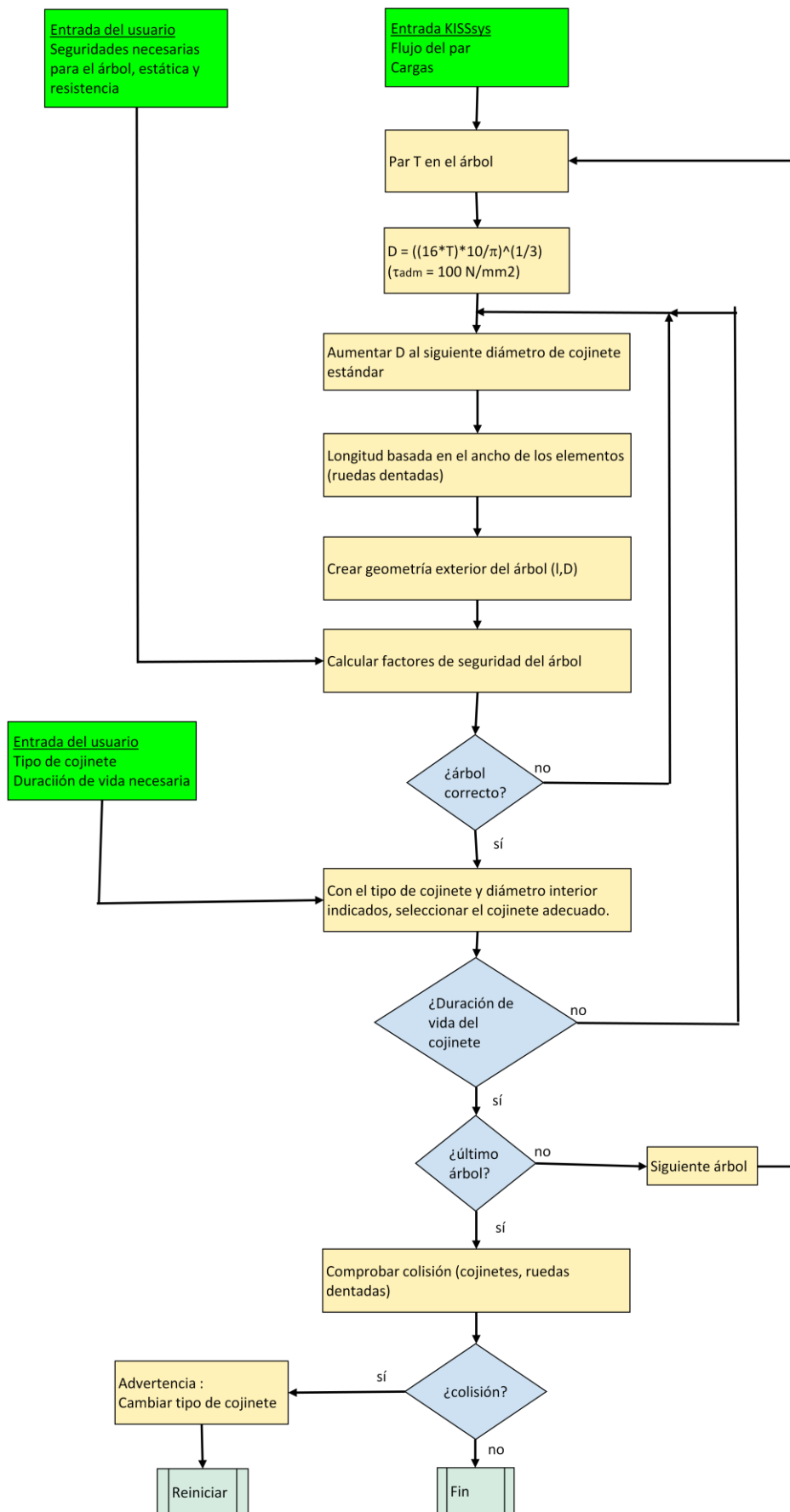


Figura 2: Diagrama de flujo de la función de dimensionado para árboles y cojinetes en KISSsys.

Para la determinación de rodamientos se utiliza la función de dimensionado de rodamientos disponible en KISSsoft. El usuario selecciona la forma constructiva y define la duración de vida mínima. En caso de que no exista ningún cojinete de la forma constructiva prescrita con la duración de vida suficiente se aumenta iterativamente el diámetro de árbol en un nivel. A continuación, mediante el control de colisión se comprueba en KISSsys que los cojinetes de dos árboles adyacentes no colisionen; en caso de que así sea aparecerá el correspondiente mensaje con el aviso de cambiar la forma constructiva del cojinete.

La determinación del diámetro del árbol es importante para poder decidir si es posible insertar el piñón en el árbol o si se trata de un árbol de piñón. Esto es decisivo para calcular el precio de fabricación.

Dimensionar la serie de reductores

Como caso práctico comentaremos un modelo KISSsys con el que se puede dimensionar una serie de reductores de rueda cilíndrica recta de dos etapas. La serie de reductores debe poderse transferir con el tamaño constructivo más pequeño 2000 Nm en la salida y 50000 Nm con el más grande. Lo que se necesitan son reducciones totales de 7,1 a 25,0, entre las que debe haber aproximadamente 11 variantes de reducción adicionales con distribución regular. Esto se puede conseguir, por ejemplo, utilizando las siguientes reducciones para los pares de ruedas dentadas:

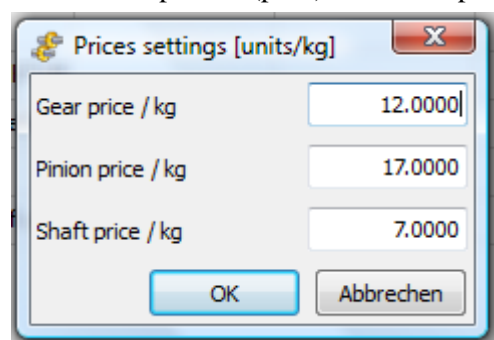
$i = 2,66, 2,95, 3,28, 3,64, 4,05, 4,50, 5,00.$

El escalonado de un tamaño constructivo a otro debe producirse de forma que el par transferible aumente siempre aprox. un 40%-50%. Esto significa que la serie de reductores tiene un total de 9 tamaños constructivos. De este modo, los pares nominales de los tamaños constructivos deberían ser:

$T = 2000, 2900, 4100, 6100, 8800, 12500, 18000, 24500, 35000, 50000$ Nm.

El modelo KISSsys para el dimensionado de series de engranajes necesita como entrada opcionalmente la especificación de la serie de pares nominales deseada o una serie de distancia entre centros. De forma alternativa, también pueden predefinirse etapas de rueda dentada ya existentes (como archivos KISSsoft). El concepto utilizado en el modelo KISSsys para el dimensionado de series de engranajes se representa en tres diagramas de flujo. Como muestra del diagrama de flujo «Step 1» (fig. 3), con la especificación de una relación distancia entre centros/ancho de diente a/b a partir de los pares nominales predefinidos se determinan las distancias entre centros adecuadas o en caso de distancias entre centros predefinidas los pares nominales adecuados de las etapas de rueda dentada.

Con las distancias entre centros ahora definidas se dimensionan todos los pares de rueda dentada necesarios, es decir, para cada distancia entre centros se diseñan en este ejemplo 7 pares de ruedas dentadas – según la serie de reducciones predefinida – todos con el mismo ancho de diente. El ancho de la rueda dentada se define mediante la relación a/b predefinida. Al determinar el par de rueda dentada puede predefinirse mediante los ajustes correspondientes (fig. 1) si los engranajes deben ser lo más silenciosos posible (pocas vibraciones), lo más económicos posible (peso) o si deben poseer elevados valores de resistencia.



A continuación, se realiza la determinación de los costes de fabricación de los pares de ruedas dentadas. Para ello, dependiendo del diámetro del árbol necesario, se decide si se inserta el piñón en el árbol o si se diseña como árbol de piñón.

Una vez determinados todos los pares de ruedas dentadas se realiza, como muestra el diagrama de flujo «Step 2» (fig. 4), la determinación de todos los engranajes posibles. Partiendo de los pares de ruedas dentadas con la distancia entre centros más grande, que se puede utilizar para el nivel de salida (distancia entre centros

2a) de los tamaños constructivos más grandes, se busca la distancia entre centros a_1 adecuada del nivel de accionamiento, determinando el par nominal del nivel de accionamiento del par de salida y de la reducción media del nivel de salida. La combinación de todos los pares de ruedas dentadas para a_2 con todos los pares de ruedas dentadas para a_1 da como resultado el número de engranajes máximo de un tamaño constructivo. Esto se realiza para todos los tamaños constructivos.

Desarrollo de una serie de reductores - paso 1: dimensionar

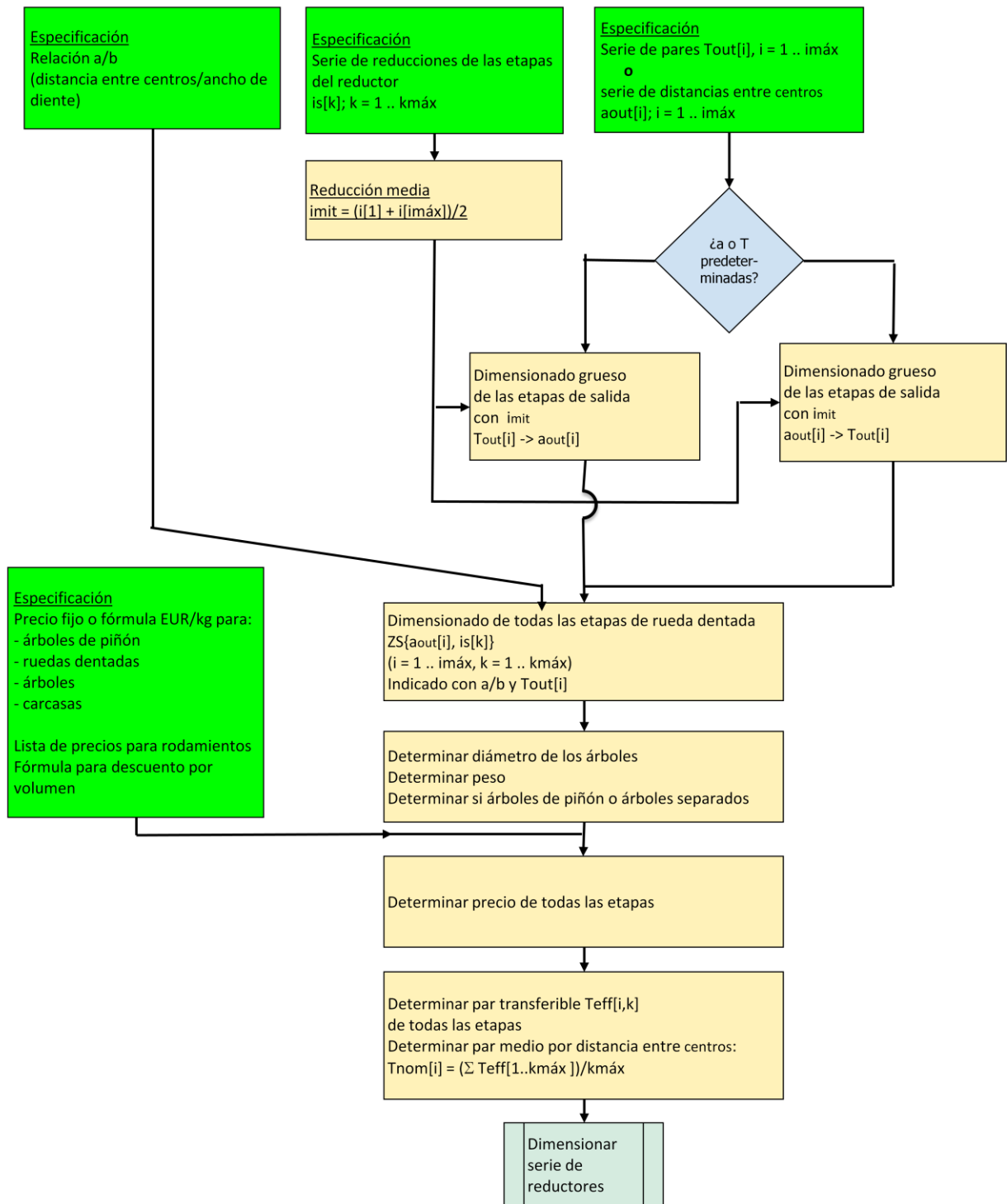


Figura 3: Primera parte del dimensionado de series de engranajes: Determinación de todos los pares de ruedas dentadas requeridos (dimensionado, optimización y cálculo del precio de fabricación)

A continuación, se realiza una estimación de costes aproximada (carcasa y piezas más importantes [1]). Todas las variantes se representan en una tabla con el par transferible, reducción total, costes de fabricación y cuota de aprovechamiento (valoración de las piezas con capacidad de par excesiva o insuficiente). El proceso se realiza automáticamente y se calculan todas las variantes posibles.

Desarrollo de una serie de reductores - paso 2: dimensionar serie de reductores

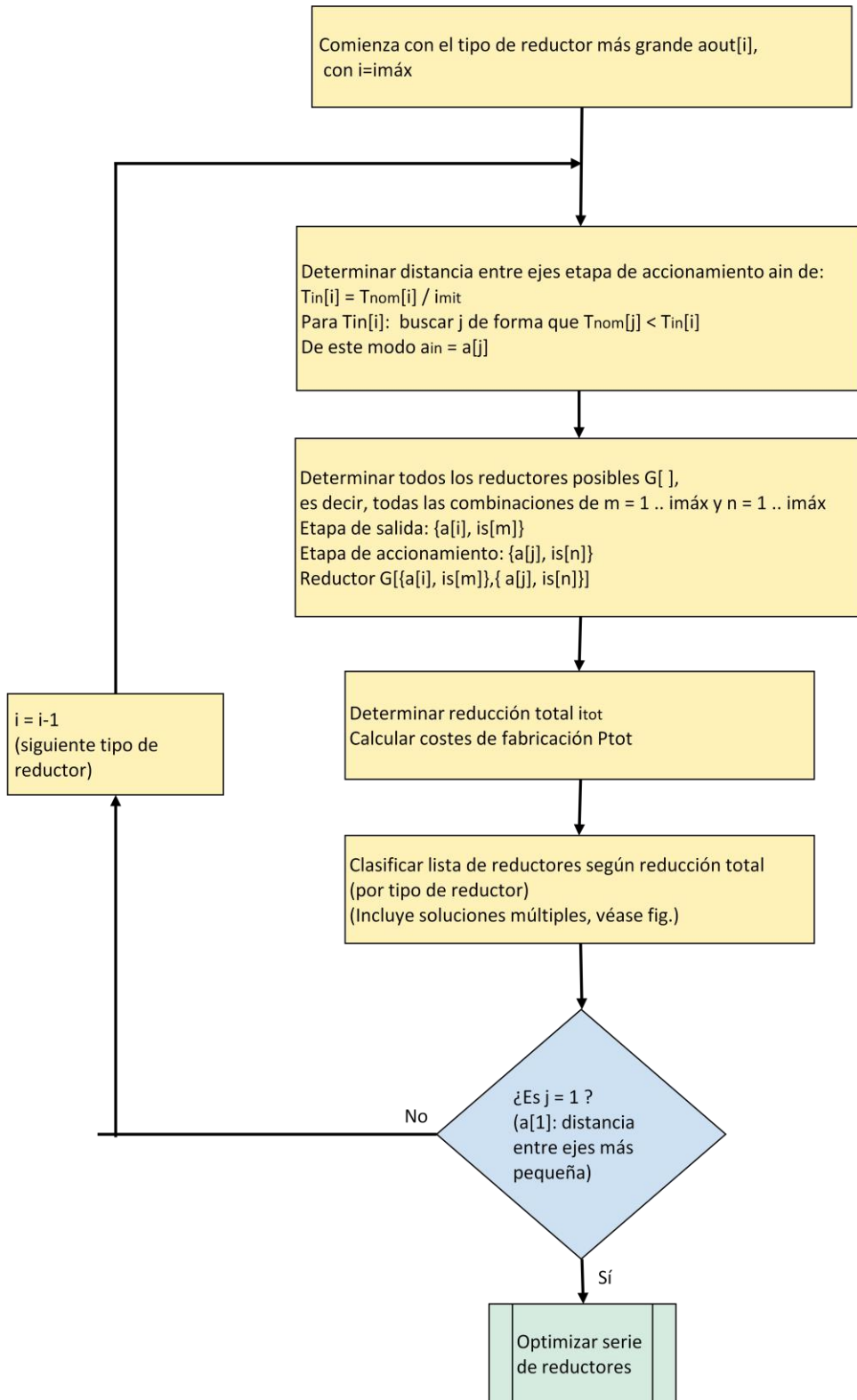


Figura 4: Segunda parte del dimensionado de series de engranajes: Determinación de la serie de reductores con todas las combinaciones de pares de ruedas dentadas posibles, incluido el cálculo de los costes de fabricación.

La tabla de resultados (fig. 5) puede incluir, además de las soluciones buscadas, soluciones duplicadas. De las soluciones que, dentro de una exactitud de $\pm 2\%$, tienen la misma reducción total, se deberían eliminar todas excepto una. Para seleccionar las soluciones que deben eliminarse puede procederse según varios criterios. Esto

nos ofrece una buena oportunidad para obtener una serie de reductores lo más óptima posible mediante una estrategia razonable.

El diagrama de flujo «Step 3» (fig 6) muestra el desarrollo de la realización de la variante de optimización A: De las soluciones con la misma reducción total siempre se selecciona la más económica. Otra variante de optimización B es la selección de soluciones lo más equilibradas posible en cuanto a la potencia. En este caso, siempre se preferirá la solución en la que el par transferible del nivel de salida – dividido entre la reducción de salida – más se ajuste en la medida de lo posible al par transferible del nivel de accionamiento.

itot	a2	Stufe 1	Price1	Stufe 2	Price2	1
7.0756	275	Z21_56a178i2.66.z12	430.25	Z21_55a275i2.66.z12	1556.44	
7.8603	275	Z21_56a178i2.66.z12	430.25	Z17_50a275i2.955.z12	1644.65	
7.8603	275	Z20_59a178i2.955.z12	470.69	Z21_55a275i2.66.z12	1556.44	
8.731982	275	Z21_56a178i2.66.z12	430.25	Z18_59a275i3.2827.z12	1725.6	
8.731982	275	Z18_59a178i3.2827.z12	460.58	Z21_55a275i2.66.z12	1556.44	
8.732025	275	Z20_59a178i2.955.z12	470.69	Z17_50a275i2.955.z12	1644.65	
9.7003785	275	Z20_59a178i2.955.z12	470.69	Z18_59a275i3.2827.z12	1725.6	
9.7003785	275	Z18_59a178i3.2827.z12	460.58	Z17_50a275i2.955.z12	1644.65	
9.700488	275	Z21_56a178i2.66.z12	430.25	Z18_65a275i3.6468.z12	1784.17	
9.700488	275	Z22_79a178i3.6468.z12	495.58	Z21_55a275i2.66.z12	1556.44	
10.77611929	275	Z18_59a178i3.2827.z12	460.58	Z18_59a275i3.2827.z12	1725.6	
10.776192	275	Z21_56a178i2.66.z12	430.25	Z18_73a275i4.0512.z12	1899.37	
10.776192	275	Z14_57a178i4.0512.z12	656.33	Z21_55a275i2.66.z12	1556.44	
10.776294	275	Z20_59a178i2.955.z12	470.69	Z18_65a275i3.6468.z12	1784.17	

Figura 5: Lista de engranajes con distancia entre centros de salida a2=275 mm, ordenada según la reducción total

Una tercera variante de optimización C consiste en reducir al máximo el número de los componentes utilizados. En este caso, partiendo del tamaño constructivo más grande, se preferirá aquella solución de la que ya se utilicen piezas de rueda dentada en soluciones seleccionadas. Si dos o más soluciones incluyen piezas ya utilizadas, la decisión se realizará según el número más elevado de la utilización múltiple. En caso de que todavía no se hayan utilizado piezas, se utilizará el criterio según la variante A.

De este modo, el modelo KISSsys crea en aproximadamente 2 horas de cálculo tres propuestas para cada serie completa de engranajes, en el ejemplo mostrado con 9 tamaños constructivos y 13 reducciones totales cada uno. Adicionalmente, para cada variante de serie (A, B y C) se definen distintos criterios que deben facilitar la evaluación y selección de la variante preferida. Esto incluye:

- La cantidad de las distintas piezas individuales que se necesitan para la fabricación de la serie.
- Los costes totales para la fabricación de la necesidad anual, p. ej. para 2000 engranajes en total, es decir, aquí 17 engranajes del mismo tamaño constructivo y reducción total. En este caso, los costes de las piezas individuales se reducen según el valor de lote mediante un factor de descuento por volumen (fig. 7 y fig. 8)
- Los costes de almacenaje de piezas de recambio (por ejemplo, suponiendo que cada pieza se debe almacenar una vez).
- La variación del par transferible con distinta reducción total para cada tamaño constructivo.

La figura 9 ofrece un resumen del análisis de estos criterios aplicados a las tres series de engranajes creadas según las variantes A, B y C. El análisis muestra que, mediante la utilización consecuente de distancias entre centros idénticas para las etapas de entrada y salida y una selección inteligente de las piezas utilizadas, es posible una reducción de aprox. el 50% del número de piezas de rueda dentada diferentes.

¡Sorprende que la serie según la variante C, optimizada para el número de componentes más pequeño, necesita claramente menos componentes (15%), pero que es mucho menos favorable en cuanto a los costes por par Nm (9%)! Los costes de almacenaje de piezas de recambio de la variante C, un 42% menos frente a la variante B, se ven más que compensados por la capacidad Nm más profunda. Con unos costes de fabricación de la producción anual de aprox. 1,5 millones de euros se pueden conseguir mejores precios de mercado con un 9% más de par por céntimo, mientras que los ahorros en el almacenaje de piezas de recambio de aprox. 34.000 euros son más bien modestos.

Desarrollo de una serie de reductores - paso 3: optimizar serie Variante A: seleccionar siempre el reductor más económico

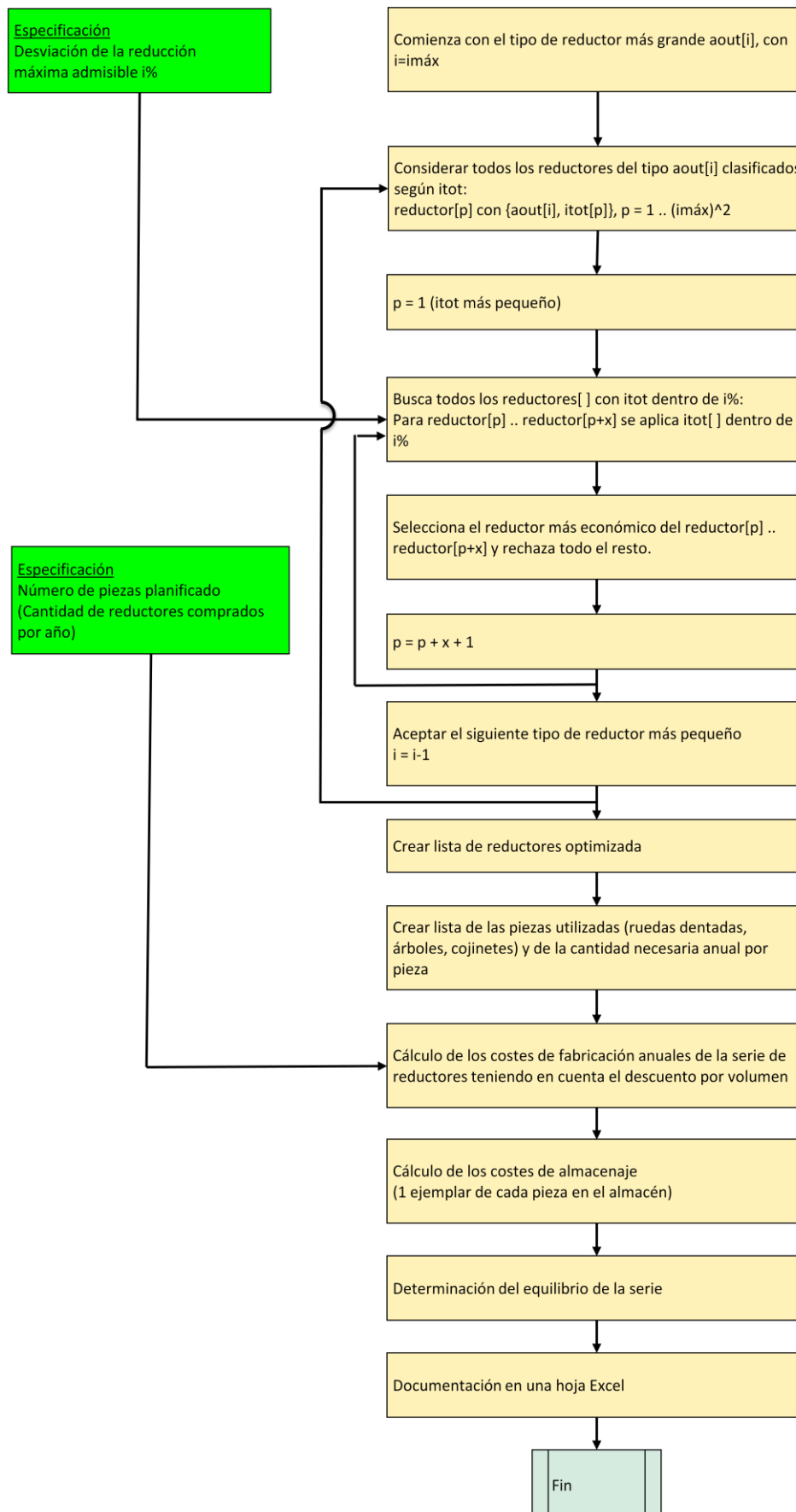


Figura 6: Tercera parte del dimensionado de series de engranajes: Optimización de la serie según la variante A: Seleccionar siempre la variante más económica.

Otra desventaja de la variante C en comparación con la B es la variación del par de salida con distinta reducción total casi 4 veces más grande. Básicamente, resulta ventajoso que un tamaño constructivo de engranaje pueda transferir en todas las reducciones aproximadamente el mismo par. La variante A, con la selección de la solución más económica, se encuentra entre las variantes B y C, pero en la mayoría de casos más cerca de B.

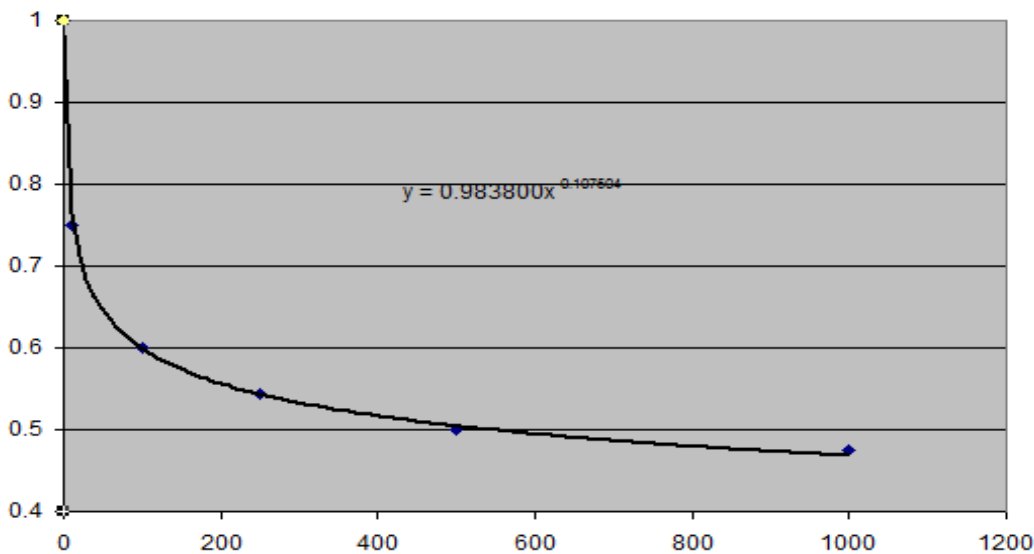


Figura 7: Factor de descuento por volumen dependiendo del número de piezas fabricadas al determinar los costes totales de la producción anual de la serie de reductores.

1	Number of Gearboxes	117	Amount/GB	11	
2					
3	Gear pairs Used	Price/Part	No in use	Discount%	Gear Prices
4	Z21_56a110i2.66.z12_gear1	9.00	2	29.43	139.72
5	Z21_56a110i2.66.z12_gear2	73.44	2	29.43	1140.11
6	Z24_71a110i2.955.z12_gear1	7.61	2	29.43	118.14
7	Z24_71a110i2.955.z12_gear2	79.43	2	29.43	1233.10
139	Z17_86a315i5.z12_gear1 (pinion2)	371.44	7	38.33	17639.28
140	Z17_86a315i5.z12_gear2	2397.59	7	38.33	113858.95
141	Z19_50a320i2.66.z12_gear1	220.81	6	37.30	9138.21
142	Z19_50a320i2.66.z12_gear2	1818.41	6	37.30	75254.82
143	Z15_74a320i5.z12_gear1 (pinion2)	460.75	7	38.33	21880.52
144	Z15_74a320i5.z12_gear2	2454.75	7	38.33	116573.41
145	Z19_50a390i2.66.z12_gear1	395.20	6	37.30	16355.33
146	Z19_50a390i2.66.z12_gear2	3285.40	6	37.30	135966.14
147	Z20_90a390i4.5004.z12_gear2	4393.05	0		
148	Z16_79a390i5.z12_gear1 (pinion2)	662.56	7	38.33	31464.26
149	Z16_79a390i5.z12_gear2	4422.66	7	38.33	210027.32
150				Total price	1626224
151					
152	Number of parts	167	Unused part	68	

Figura 8: Extracto de la tabla de piezas individuales con indicación del número («No in use») de utilizaciones en distintos engranajes, el descuento por volumen sobre la base del tamaño de lote y los costes de fabricación globales. La tabla en formato CSV se genera en KISSsys y puede abrirse en Excel.

Los resultados presentados aquí dependen en gran medida de la producción anual planificada y otros factores predeterminados. Dependiendo de las condiciones secundarias, la mejor solución no siempre tiene que proceder de la variante de optimización B. Si se analizan más detalladamente los resultados individuales, se observará que también son posibles otros algoritmos que pueden aportar incluso mejores resultados. El objetivo de este

estudio es demostrar que con una herramienta inteligente pueden llegar a solucionarse con elegancia incluso las tareas más complicadas.

Al elaborar el modelo KISSsys para esta tarea quedó demostrado que la generación de las series de engranajes con cálculo de precio no es lo que da más trabajo. ¡Lo más difícil es encontrar criterios cuantificables sobre cuya base se pueda valorar una serie de reductores! Probablemente puedan encontrarse criterios aún más amplios y mejores que los descritos aquí.

Análisis comparativo de las series de reductores optimizadas según la variante A, B y C			
	Serie A	Serie B	Serie C
Cantidad de tamaños constructivos	9	9	9
Cantidad de reducciones totales por tamaño constructivo	13	13	13
Cantidad de reductores	117	117	117
Cantidad máxima teórica de piezas de rueda dentada (piñones, árboles del piñón, ruedas, árboles)	294	294	294
Reducción cantidad de piezas de rueda dentada utilizando etapas de accionamiento	102	102	102
Reducción cantidad de piezas de rueda dentada mediante los métodos de optimización A,B C	25	16	44
Cantidad efectiva de piezas de rueda dentada	167	176	148
(a2=129mm) Nm	1992	2060	1780
Variación del par del tamaño constructivo más pequeño (con reducción total de 7,07 a 25,0)	6.59%	4.26%	15.56%
Par medio del tamaño constructivo más grande (a2=360mm) Nm	46230	48280	40990
Variación del par del tamaño constructivo más grande	7.30%	5.04%	17.60%
Almacenaje de piezas de recambio: cantidad de piezas de rueda dentada	167	176	148
Costes de almacenaje de piezas de recambio (por cada pieza de rueda dentada), EUR	78420	79960	46310
Precio medio de las piezas de rueda dentada por reductor en la producción en serie, EUR	1088	1105	1070
Costes medios por Nm, céntimos	7.02	6.94	7.58
Costes totales para la fabricación de la producción anual, por cada 12 reductores del mismo tamaño y reducción, total 1404 unidades, EUR	1527953	1551475	1502726

Figura 9: Criterios de evaluación de las tres series de engranajes determinadas según modelos distintos.

Análisis de series de engranajes de fabricantes europeos

Con el modelo descrito aquí para la creación de series de engranajes también es posible analizar una serie de reductores existente. Existen numerosas empresas de engranajes de renombre que ofrecen series de reductores estándar en el margen de 5 a 50 kNm. Para probar el modelo hemos analizado y comparado las series de engranajes de 5 fabricantes europeos. Para ello hemos seleccionado un fabricante alemán, uno belga, uno finlandés y dos italianos. Para el análisis se necesitan como mínimo las distancias entre centros (nivel de entrada y salida, a1 y a2) de todos los tamaños de engranaje y los anchos de diente. Puesto que hasta ahora no hemos podido conseguir las distancias entre centros para el fabricante C y la estimación de las distancias entre centros desde la distancia a1+a2 de la imagen a escala es inexacta, hemos obviado la serie de reductores de este fabricante.

El análisis tiene una cierta inexactitud, debido a que se ignoran los datos exactos de las distintas etapas de rueda dentada de los diferentes fabricantes. Sin embargo, puesto que con la distancia entre centros, el ancho de diente y la reducción indicados las posibles variantes de dentado son limitadas, para el análisis hemos seleccionado en cada caso el mejor juego de ruedas. Al realizar la comparación, se trata principalmente de analizar el escalonado de las distancias entre centros en las etapas de salida y accionamiento. Para poder comparar de igual a igual, para el análisis se han tomado las mismas reducciones de las etapas de rueda dentada para todos los fabricantes. Las reducciones son las mismas que en el caso práctico (cap. 4) y todas se encuentran dentro del margen de las reducciones totales ofrecidas por los diferentes fabricantes. Para poder realizar una comparación realista, se han tomado además de cada fabricante 9 tamaños constructivos, todos en el mismo margen de distancia entre centros; la única excepción la constituye la serie A(small) del fabricante A que se encuentra en un margen de distancia entre centros ligeramente más pequeño.

La figura 10 muestra que las especificaciones del par referidas al tamaño del engranaje (distancia entre centros total $\Sigma a = a_1 + a_2$) de todos los fabricantes coinciden. Los pares transferibles calculados con el modelo KISSsys del caso práctico (cap. 4) son ligeramente inferiores. Esto muestra que las indicaciones de los fabricantes se basan en seguridades mínimas ligeramente más bajas o duraciones de vida más cortas. Los anchos de la carcasa del engranaje también coinciden perfectamente, excepto la del fabricante C que es claramente más ancha.

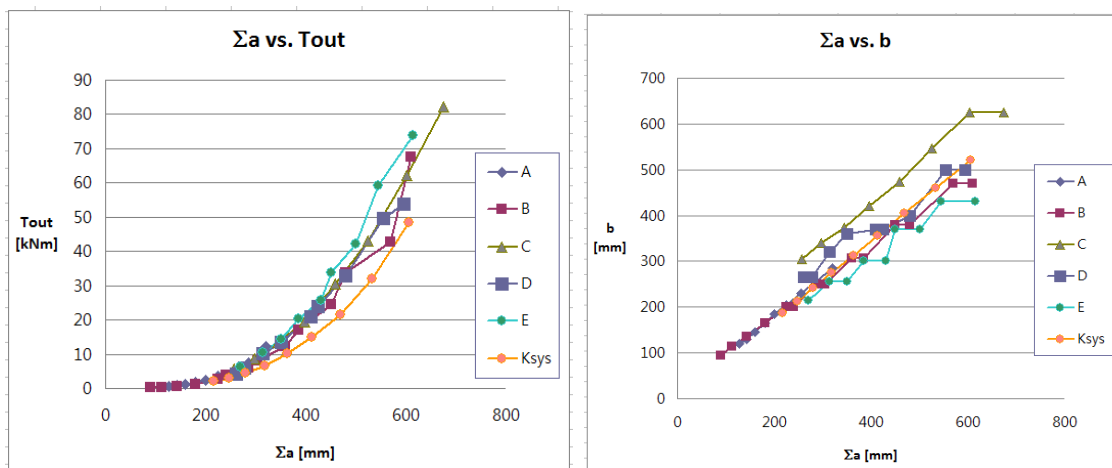


Figura 10: Comparación de las series de engranajes estándar de diferentes fabricantes europeos A a E de engranajes cilíndricos de dos etapas. Datos según la documentación técnica de los fabricantes. «Ksys» muestra la representación de los resultados del caso práctico según el capítulo 4.
 A la izquierda: Par de salida dependiendo de la distancia entre centros total $a_1 + a_2$
 a la derecha: Ancho de la carcasa del engranaje dependiendo de $a_1 + a_2$

En este tipo de análisis existe una incertidumbre, ya que no sabemos con qué estrategia los diferentes fabricantes optimizan el número de piezas utilizadas. Por este motivo, hemos realizado el análisis de las series de engranajes con las tres variantes de optimización descritas anteriormente y, a continuación, hemos mostrado en el resultado el margen entre el mejor y el peor valor posible de los criterios cuantificados. Muy probablemente, el valor efectivo se halle dentro de este intervalo.

La evaluación comparativa se muestra en la figura 11. El análisis muestra diferencias importantes entre las series de engranajes. ¡La serie A(small) del fabricante A necesita como mínimo el doble de piezas de rueda dentada que la serie del fabricante E! La razón es que en esta serie no se puede utilizar ningún juego de ruedas dentadas de accionamiento en las etapas de salida, debido a que todas las distancias entre centros son diferentes. De este modo, los costes de almacenaje de piezas de recambio y los costes por par Nm de la serie A(small) resultan muy elevados. Al contrario, el mismo fabricante A ha elegido para la serie A(big) un concepto mucho mejor en el que la cantidad de piezas utilizadas es mucho más pequeña y los costes por par Nm son según la tendencia los más bajos de todos los fabricantes.

Además, los fabricantes B y E utilizan menos piezas de lo que «teóricamente» es posible. En este caso, no se trata de un error del algoritmo de evaluación: Ambos fabricantes utilizan para dos tamaños de engranaje la misma distancia entre centros del nivel de accionamiento. De este modo, se pueden utilizar piezas de accionamiento idénticas para dos tamaños. Para los fabricantes B y E esto reduce considerablemente los costes de almacenaje de piezas de recambio, mientras que los costes por par Nm son ligeramente más elevados, debido

a que con este tipo de concepto el equilibrio entre el juego de rueda de accionamiento y de salida es algo peor. El fabricante D utiliza de forma menos consecuente dos veces las mismas distancias en el nivel de accionamiento, por lo que la cantidad de piezas es algo más elevada. Los costes de fabricación más bajos por par Nm los tienen las series B, D y A(big), todas ellas más o menos igual de buenas.

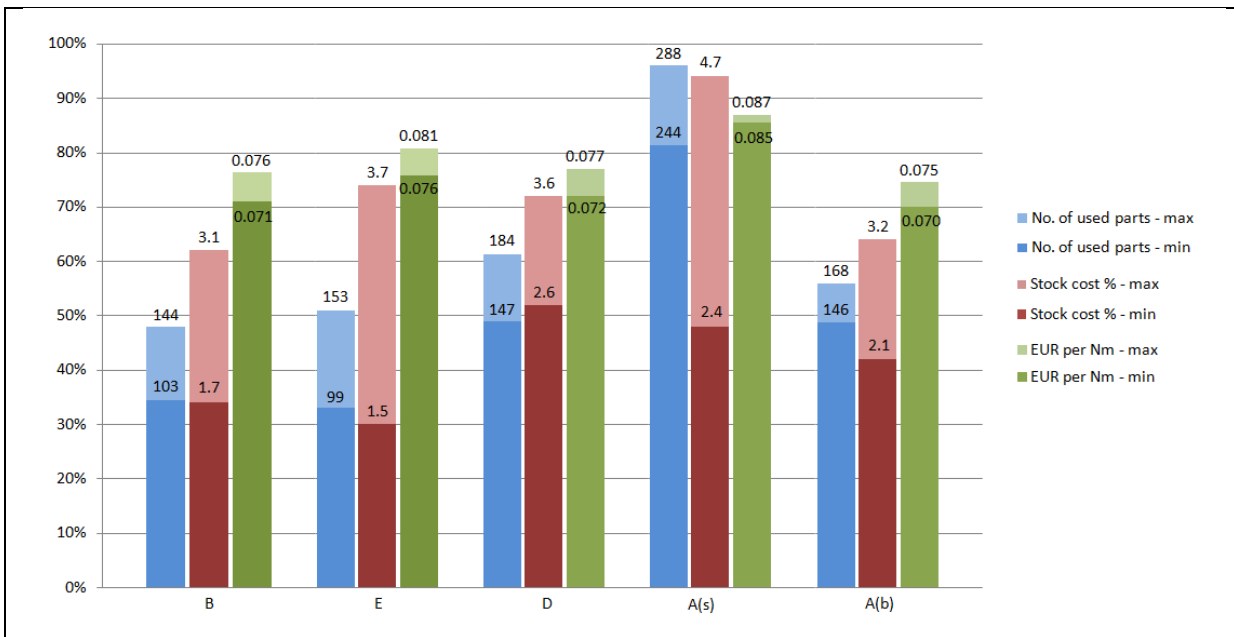
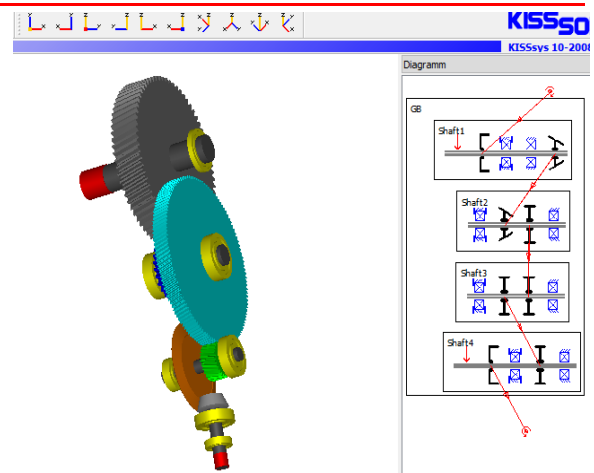


Figura 11: Comparación de las series de engranajes estándar de diferentes fabricantes europeos

Para finalizar cabe destacar que el objetivo de este análisis comparativo no es ofrecer una valoración definitiva sobre series de engranajes con conceptos más o menos buenos, sino mostrar que con esta herramienta analítica es posible analizar sorprendentemente bien los puntos fuertes y débiles de las series de engranajes existentes.

Ampliación a otros tipos de engranajes

Este modelo de dimensionado de series de engranajes se puede utilizar con pocos costes también para otros tipos de engranajes como engranajes cilíndricos cónicos de tres etapas y múltiples etapas o engranajes planetarios. El procedimiento principal sigue siendo exactamente el mismo, así como el método en la evaluación y el análisis de las mejores series que tampoco se modifica. La parte del procedimiento a adaptar sólo afecta al desarrollo en «Step 2» (fig. 4) y la adaptación correspondiente no es difícil. La ventaja de KISSsys es que la estructura de un modelo tan complejo puede realizarse en poco tiempo gracias a su sencillo manejo y al lenguaje de intérprete fácilmente comprensible.



[1] Kissling, U., Entwurf von Getrieben in engen räumlichen Randbedingungen mit gleichzeitiger Herstellkosten-Schätzung, SimPEP Kongress 2007, Würzburg.

[2] <http://www.kisssoft.ag>; -> Productos -> KISSsoft -> KISSsys