Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería. Vol. 7, 4, 395–415(1991)

ESTUDIOS DEL DISEÑO OPTIMO EN LA CONSTRUCCION DE MAQUINAS, EN LA UAZ, MEXICO

JERZY KOWALSKI *
y
KONRAD PYLAK **

** Universidad Autónoma de Zacatecas,*
Dirección General de Investigación y Postgrado,
98000 Zacatecas, Zac., México.

*** Universidad Politécnica de Lublin,*
20-618 Lublin, Polonia.

RESUMEN

El trabajo describe la investigación fundamental y aplicada en el área de la optimización de la construcción de máquinas desarrollada en la Universidad de Zacatecas, México. Se caracteriza un sistema basado sobre el conocimiento de modelado para el diseño óptimo de la construcción de máquinas y su aplicación al diseño de objetos típicos.

SUMMARY

The paper describes fundamental and application research in the field of machine design optimization in the Autonomous University of Zacatecas, México. It is characterized a modeling knowledge-based system for optimum machine design and its application to design typical objects.

INTRODUCCION

H.I. Li y P. Papalambros[1] han formulado un sistema basado en el conocimiento de la optimización. Permite utilizar un lenguaje a base de símbolos para pretransformar el modelo de optimización. No se ha encontrado un modelo matemático del objeto de diseño adecuado al problema de diseño real.

En 1987 J. Kowalski[2] presentó la idea de un sistema basado sobre el conocimiento de modelado para el diseño óptimo de la construcción de máquinas. El objetivo del sistema es aumentar la calidad del modelo de optimización, en sentido de mejorar la adecuación al problema de diseño real y facilitar su resolución por ordenador. Está orientado a los problemas y procedimientos para usar el conocimiento de modelado. Esto facilita un aumento del rendimiento en la construcción de máquinas para diferentes objetivos de diseño.

Recibido: Diciembre 1989

©Universitat Politècnica de Catalunya (España) ISSN 0213-1315

El sistema tiene en cuenta un grado de complejidad de la estructura del diseño incluyendo el número de variables, la variedad de problemas del diseño y de condiciones, así como la necesidad de llevar a cabo la optimización paramétrica, subestructural y estructural, la cual influye en la producción del modelo.

El sistema se basa en referencias de 31 expertos y en propias investigaciones del primer autor. Contiene 53 reglas y 3 principios de utilización. Los detalles de cooperación entre el diseñador y el sistema se dan en las referencias [2] y [3].

El área principal de la aplicación del sistema es la optimización estática basada en la programación no lineal. Sin embargo, el sistema contiene los principios generales para formular los modelos de objetos para problemas de optimización con información incompleta.

El objetivo de este trabajo es presentar aplicaciones del sistema para diseñar objetos típicos para uso industrial y didáctico.

FUNDAMENTOS DEL PROGRAMA DE INVESTIGACION

El primer autor ha llevado a cabo al principio de 1988 un programa de investigación

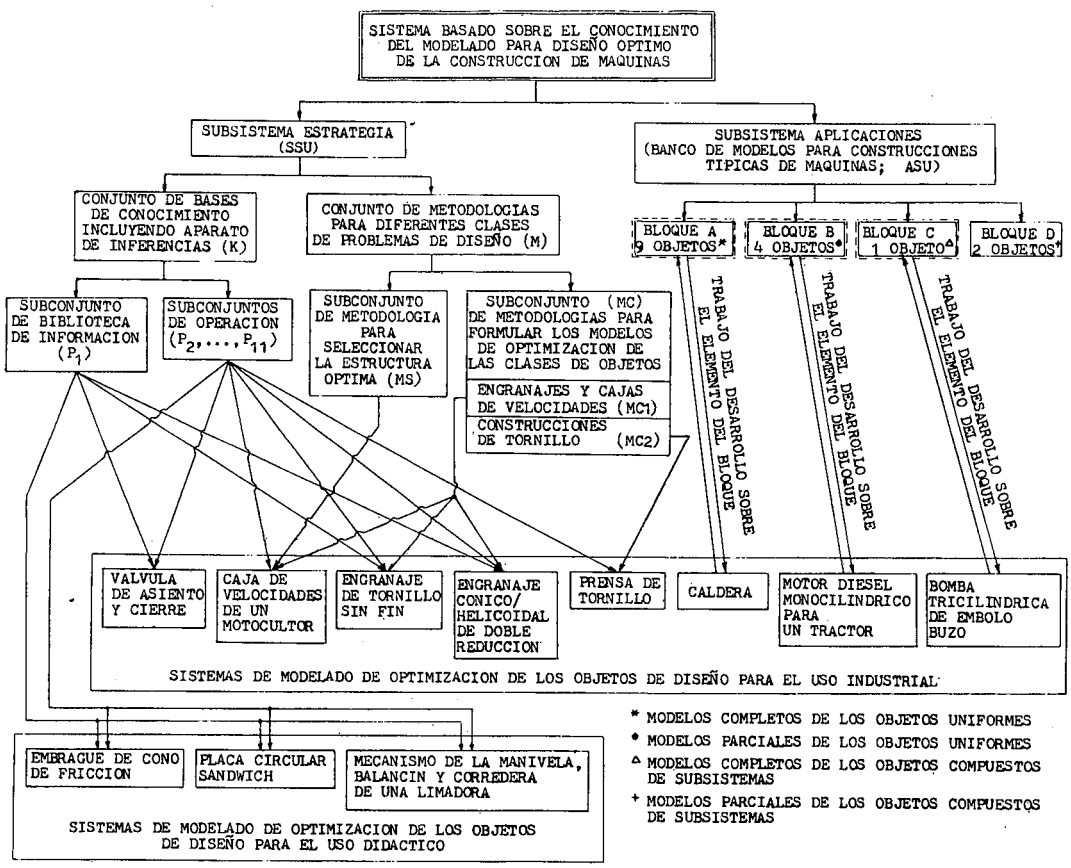

Figura 1. Idea de utilización del sistema basado sobre el conocimiento de modelado.

titulado "Aplicaciones del diseño óptimo a la construcción de máquinas" dentro de actividad de la Dirección General de Investigación y Postgrado de la UAZ. El objetivo de investigación es elaborar una propuesta para la industria acerca de la implementación del diseño óptimo para diseñar nuevas máquinas y equipos, así como para mejorar la calidad de educación en diseño en la Escuela de Ingeniería de la UAZ.

La Figura 1 muestra la idea de utilización del sistema basado sobre el conocimiento de modelado para la formulación del sistema de modelado de optimización[5] para 8 objetos típicos de diseño de acuerdo con los objetivos industriales y 3 objetos simples. Se presenta la utilización de los subconjuntos particulares de los subsistemas ESTRATEGIA y APLICACIONES.

Por su parte, la Tabla I muestra la característica general de los modelos de optimización formulados y resueltos por medio del sistema. Considerando dos o más propiedades del objeto a diseñar como los objetivos de optimización, se utiliza la función de escala[6]. En el caso de unir las propiedades del objeto con las compensaciones de las otras, usamos la función de preferencia[7].

nº	Nombre del objeto de diseño	Objetivos de optimización													Número de las variables	Número de las restricciones de desigualdad	Número de reglas del sistema utilizadas
		Masa de objeto m	Masa de los elementos móviles m_{mov}	Momento de inercia I	Flexión f	Eficiencia mecánica η	Vida Total L_h	Compensación de esfuerzos K_σ	Compensación del desgaste K_w	Compensación del Aumento de Temperatura $K_{\Delta T}$	Compensación de la vida total K_{L_h}	Consumo específico de combustible g_e	Fuerza del manejo F	Aceleración a			
1.	Válvula de asiento y cierre	x													22	29	17
2.	Caja de velocidades de un motocultor		x												8	23	24
3.	Engranaje de tornillo sin fin	x.				x									13	20	26
4.	Engranaje cónico/ helicoidal de doble reducción		x					x	x	x	x				18	40	24
5.	Prensa de tornillo	x				x							x		21	31	24
6.	Caldera	x						x							10	12	5
7.	Motor diesel monocilíndrico para un tractor		x									x			26	43	5
8.	Bomba tricilíndrica de émbolo buzo	x													43*	66	5
9.	Embrage de cono de fricción	x					x								4	7 ó 8	17
10.	Placa circular de fricción	x			x										4	7 ó 8	17
11.	Mecanismo de la manivela, balancín y corredera de una limadora			x										x	2	7	17

* Incluyendo 12 variables del sistema

Tabla I. Característica general de los modelos de optimización de los objetos de diseño formulados por medio del sistema basado sobre el conocimiento de modelado.

PROBLEMAS DE OPTIMIZACION PARA EL USO INDUSTRIAL

Optimización de Diseño de una Válvula de asiento y cierre

La Figura 2 muestra la gráfica del proceso de modelado[2] para una válvula. De acuerdo con la Figura 1 se utiliza el conjunto **K**. Dentro de 11 subconjuntos del conjunto **K**, se usan los siete tales como:

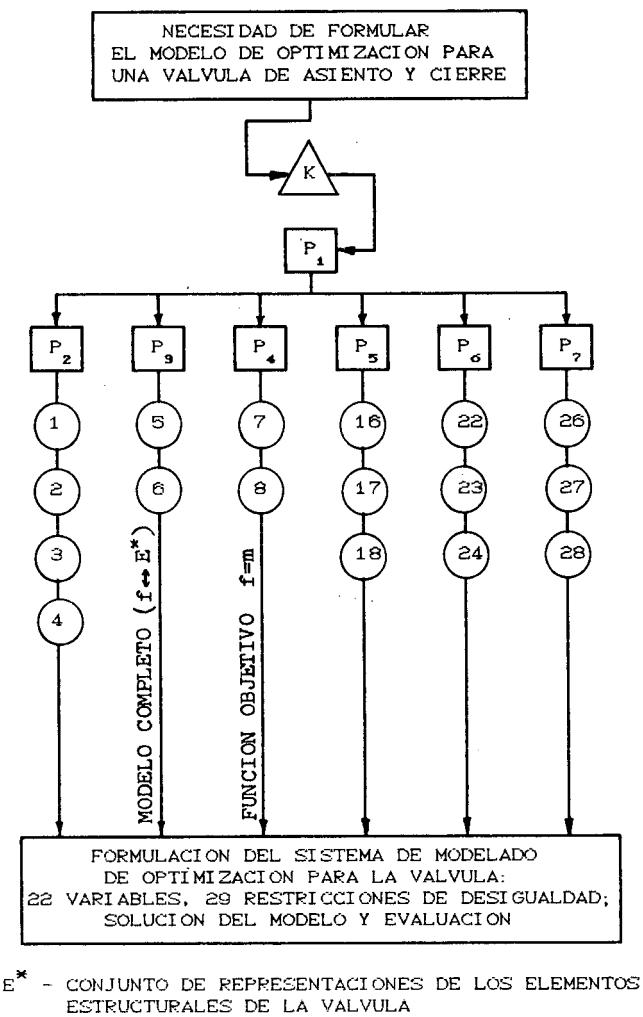

Figura 2. Gráfica del proceso de modelado para la válvula de asiento y cierre.

- subconjunto de biblioteca de información incluyendo una idea esquelética de la estrategia (P_1);
- subconjuntos de principios prácticos para formular un sistema de modelado en dos niveles de jerarquía (P_2);
- para clasificar los modelos de optimización (P_3);

- para seleccionar el criterio de optimización (P_3);
- para seleccionar las restricciones (P_5);
- para integrar la idea de modelado al proceso de diseño (P_6);
- para conectar la idea de modelado con las bases de la teoría de diseño.

Dentro de 35 reglas[5] localizadas en el conjunto **K**, las 17 siguientes han sido utilizadas para modelar la válvula, como sigue:

(1) Definición del modelo de optimización incluyendo valoración del grado de reflexión del objeto en el modelo;
(2) Breve pre-diseño básico para el sistema de modelado: creación del diagrama cinemático, de la gráfica de estructura y de los modelos geométricos para los elementos estructurales del objeto, identificación de las variables, selección inicial del criterio de optimización;
(3) Especificación general de elementos del modelo analítico-estructural (el nivel superior de abstracción);
(4) Especificación de elementos del modelo cuantitativo (el nivel inferior de abstracción) incluyendo principios para transformación de los modelos;
(5) Criterios para clasificar los modelos de productos: modos de interrelación-criterio de optimización $\Longleftrightarrow$ elementos del objeto, influencia de estructura del objeto y de complejidad del bastidor;
(6) Clases y subclases básicas de los modelos;
(7) Conjunto de las propiedades de la construcción de máquinas para crear los criterios de optimización incluyendo el problema de descomposición;
(8) Recomendaciones para seleccionar el tipo del criterio de optimización basado en la función objetivo, factor comparativo, las funciones de escala y preferencia, incluyendo valoración del uso de la teoría de conjuntos rizados;
(16) Clasificación general de las restricciones;
(17) Recomendaciones para formular las condiciones explícitas;
(18) Recomendaciones para las restricciones de desigualdad: integración de las restricciones de igualdad y de desigualdad en el criterio de optimización;
(22) Localización básica de la idea de modelado en el proceso de diseño;
(23) Secuencia de pasos para anteproyecto del objeto;
(24) Recomendaciones para usar los métodos numéricos para resolver el modelo;
(26) Grado de subordinación de los elementos de la idea de modelado dentro de los aspectos fundamentales de modelado de la teoría de sistemas (diseño y justificación de los modelos);
(27) Grado de subordinación de los elementos de la idea de modelado dentro de los aspectos fundamentales de operación de la teoría de sistemas (aspectos de control y comunicación);
(28) Posibilidades y limitaciones de la idea de modelado.

Se considera el diagrama cinemático de la válvula dado en la Figura 3. Para la válvula supongamos la masa del objeto (excluyendo el volante de mano normalizado) como la función objetivo.

En las variables se incluyen: espesores de paredes del bastidor y su brida; semiejes

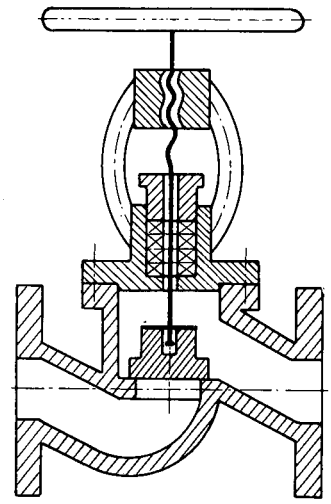

Figura 3. Diagrama cinemático de la válvula de asiento y cierre.

de sección nominal del tubo elíptico del bastidor; diámetro y número de agujeros y su diámetro del espaciamiento para la unión de tornillo de la brida y tubería; diámetro exterior y espesor del plato; diámetro medio de rosca del vástago y su longitud básica; diámetro medio de la rosca externa de la tuerca de vástago; longitud y espesor de la tapa; diámetro de agujeros para la unión de tornillo de la brida y tapa; dimensiones de la sección transversal y altura del yugo; diámetro exterior del cubo de la portaempaquetadura y su altura; espaciamiento de los tornillos de horquilla de la empaquetadura y su diámetro medio de rosca. El número de las variables es igual a 22. Por eso, se asigna el modelo de la válvula a la clase de modelos de los objetos uniformes, es decir sin descomposición. Referente a la subclase de modelos, esto es un modelo completo porque el criterio de optimización supuesto influye sobre el objeto total[5].

Dentro de 29 restricciones de desigualdad impuestas a la construcción se necesitan: las condiciones de esfuerzos de los elementos según la Supervisión Técnica Polaca, W. Korewa[8] y W. Moszynski[9]; la condición de rigidez del yugo; condiciones de diseño y la condición limitando la extrangulación libre de flujo en el tubo elíptico del bastidor.

Los modos del uso de las reglas particulares del sistema para modelar la válvula han sido dados en la referencia [10].

En particular se optimizó una pieza existente polaca teniendo los siguientes parámetros básicos:

- Presión de trabajo $p_o = 2.5$ MPa
- Diámetro nominal del tubo de presión $D_{41} = 50$ mm
- Temperatura de vapor $t = 523°$K.

El modelo cuantitativo fue resuelto por el método heurístico combinatorio de Lee-Freudenstein[11] usando la minicomputadora Tandy 1000 PC. La reducción de la masa resultó en un 28,3% (5.442 kg incluyendo 3.675 kg del bastidor) en comparación con la pieza existente (ver la Tabla II). Esto permite reducir el costo de material en un 30.9%

(3.04 U.S.D.). Cabe mencionar que para la válvula óptima se reduce el momento de torsión al volante de mano en un 22.4%. Esto permite reducir el diámetro exterior del volante. Por otro lado, se aumenta la carrera de la válvula en 2 mm mejorando las condiciones de flujo de vapor.

Función objetivo	Válvula existente	Válvula óptima
$f(\mathbf{x},\ \mathbf{p}) = m,\ \text{kg}$	19.237	13.795

Tabla II. Valores de la función objetivo para la válvula de asiento y cierre existente y óptima.

Optimización del Diseño de una Caja de Velocidades

Para modelar la caja de velocidades se utilizó el conjunto K en la integración compleja con el subconjunto $MC1^{12}$ y el apoyo parcial del subconjunto MS^3. Particularmente, 17 reglas fueron usadas dentro del conjunto K. Por su parte, entre las 8 reglas localizadas en el subconjunto elemental $MC1$ se utilizaron seis.

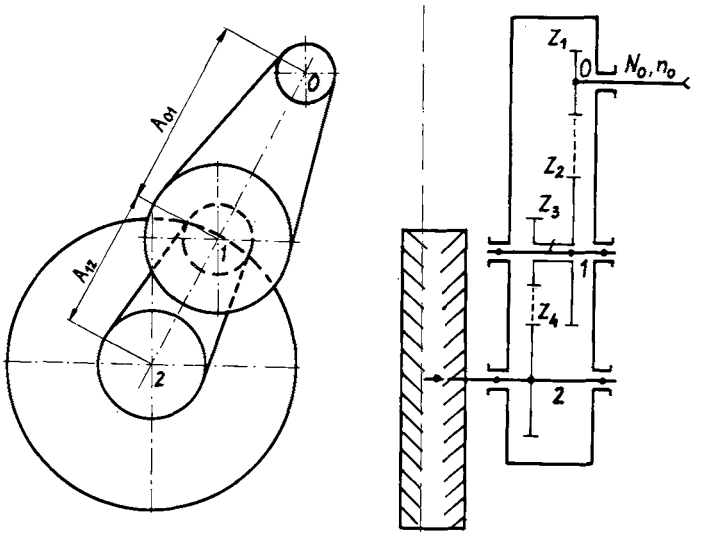

Figura 4. Diagrama cinemático de la caja de velocidades.

Se considera el diagrama cinemático de la caja dado en la Figura 4. En la función objetivo se supone la masa de los elementos móviles y la del bastidor.

En las variables se incluyen: número de dientes de la catarina conducida para la transmisión de la primera reducción; anchos de coronas de las catarinas para las transmisiones de ambas reducciones; espaciamiento de los cojinetes del árbol

intermedio; longitudes de muñones de los cojinetes para el árbol intermedio y de salida, entreejes para las dos transmisiones.

Las restricciones impuestas a la construcción contienen las condiciones de esfuerzos de cadenas según G. Niemann[13]; las condiciones de esfuerzos y rigidez de los árboles según W. Moszynski[9]; las condiciones de vida total para cojinetes, de diseño y tecnológicas.

Se trata el modelo de la caja como parcial[5], porque la función objetivo influye al bastidor no considerado en el modelo por la imposibilidad de formular sus condiciones adecuadas de esfuerzos y rigidez[13]. Los modos del uso de las reglas particulares del sistema para modelar la caja han sido dados en la referencia [3].

Se consideró la caja de velocidades existente mexicana con los siguientes parámetros básicos[14]:

- Potencia de entrada $N_o = 2.5$ kW
- Velocidad de rotación del árbol de transmisión $n_o = 979$ rpm
- Relación de transmisión nominal $i_N = 24.85$
- Vida total de la caja $L_h = 3000$ hrs
- Factor de sobrecarga $K_p = 1.5$
- Angulo de inclinación del plano axial de la caja $\phi = 63.5°$
- Diámetro exterior de la rueda $D_W = 241.88$ mm
- Masa de la rueda $m = 63.21$ kg.

El modelo cuantitativo de la caja fue resuelto por el método de Lee-Freudenstein usando la minicomputadora Apple II-e. Se logró la reducir la masa de los elementos rotativos en un 21.9% (3.767 kg) en comparación con la construcción existente (ver la Tabla III). Esto permite reducir el contorno interior del bastidor en la sección axial de la caja en un 2.3% (55 mm). El método fue utilizado para modernizar la caja existente.

Función objetivo	Caja de velocidades existente	Caja de velocidades óptima
$f(\mathbf{x}, \mathbf{p}) = m_{rot}$, kg	17.209	13.442

Tabla III. Valores de la función objetivo para la caja de velocidades existente y óptima.

Optimización del Diseño de un Engranaje de Tornillo sin Fin

En el proceso de modelado del engranaje usamos el conjunto K auxiliado por el subconjunto elemental $MC1$. Particularmente, 19 reglas fueron utilizadas dentro del conjunto K y 7 reglas procedentes del subconjunto $MC1$. En los objetivos de optimización se tratan la masa del objeto y la eficiencia del engranaje según H.E. Merritt[15].

Las variables son: diámetro medio del tornillo sin fin; módulo; número de espirales del tornillo sin fin; entreeje; diámetros del muñón del cojinete y del extremo para el tornillo sin fin y árbol de la corona; longitudes de la brida en el cubo y del disco de la corona; número de pernos y su diámetro exterior para la unión del cubo y el disco de la corona, y número de aletas de refrigeración del bastidor.

Entre las restricciones impuestas a la construcción consideramos las condiciones de esfuerzos de los dientes para flexión y presión unitaria según H.E. Merritt[15]; las condiciones de esfuerzos y rigidez de los árboles según W. Moszynski[9] y G. Niemann[13]; las condiciones de la vida total de los cojinetes; las condiciones de esfuerzos para la junta roscada; la condición del calentamiento del bastidor[15] y las condiciones de diseño y montaje.

Los modos del uso de las reglas particulares del sistema para modelar el engranaje se dan en la referencia [16].

Particularmente, fue optimizada la construcción existente polaca teniendo en cuenta los siguientes parámetros básicos:

- Potencia de salida $N_2 = 7.36$ kW
- Velocidad de rotación del tornillo sin fin $n_1 = 960$ rpm
- Relación de transmisión nominal $i_N = 13.5$
- Vida total del engranaje $L_h = 8000$ hrs
- Factor de sobrecarga $K_p = 1$.

Se utilizó el método de Lee-Freudenstein para resolver el modelo cuantitativo del engranaje. El mejor resultado ha sido obtenido para la relación de factores de escala de 0.6 : 0.4 (ver la Tabla IV). La reducción de la masa del engranaje es de un 20.2% (30.932 kg incluyendo 13.162 kg del bastidor) y el aumento de eficiencia es igual a 1%. La reducción de masa permite disminuir el costo de material en un 24.2% (20.56 U.S.D.).

Función de escala y sus componentes	Engranaje existente	Engranaje subóptimo preferido
$f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$	1.0000	0.8752
m, kg	153.300	122.368
η	0.8920	0.9005

Tabla IV. Valores de la función de escala y sus componentes para el engranaje de tornillo sin fin existente y subóptimo preferido.

La Figura 5 muestra el engranaje de tornillo sin fin existente y óptimo.

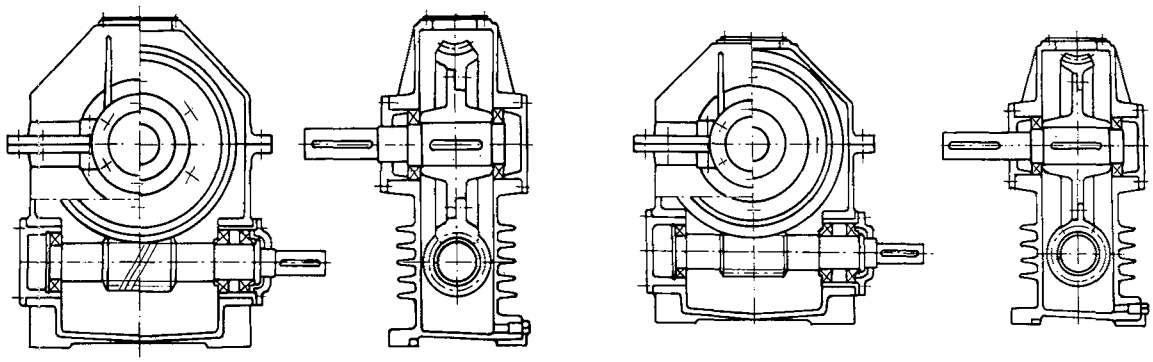

Figura 5. Engranaje de tornillo sin fin existente y óptimo.

Optimización de Diseño de un Engranaje Cónico/Helicoidal de Doble Reducción

T.T.C. Lin y A. Seireg[17] han tratado de la optimización multiobjetiva de diseño para un engranaje cilíndrico de doble reducción. Se formuló la función objetivo que contiene el volumen de las ruedas, diferencias en los esfuerzos de operación, el aumento de la temperatura superficial y el espesor de película de lubricante para los piñones. Se utilizó un factor de escala que ocurre en el término volumétrico. El método no considera los árboles y cojinetes.

Para modelar el engranaje cónico/helicoidal de doble reducción se utilizó el conjunto K en la integración compleja con el subconjunto elemental $MC1$. Particularmente, 19 reglas fueron usadas dentro del conjunto K y 5 reglas del subconjunto $MC1$.

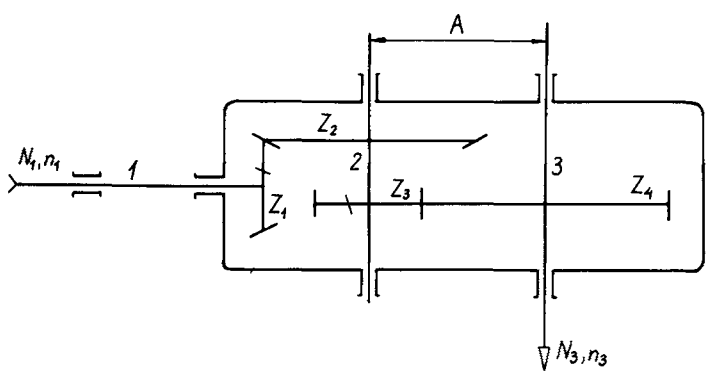

Figura 6. Diagrama cinemático del engranaje cónico/helicoidal de doble reducción.

La Figura 6 muestra el diagrama cinemático del engranaje. Los objetivos de la optimización son: masa de los elementos rotativos (es decir todas las ruedas y árboles), compensación del desgaste y del aumento de la temperatura superficial para los piñones y compensación de la vida total para los cojinetes (en la forma del error medio cuadrático). En el índice de uniformidad de desgaste para el piñón se supone la relación del factor de seguridad para flexión de los dientes al factor de seguridad para la presión unitaria. Estos factores han sido determinados por medio de las "viejas"

fórmulas de G. Niemann[13]. Para obtener el desgaste aproximadamente uniforme de los piñones, los valores de los índices de uniformidad de desgaste deberán ser localizados en el límite de 1.25–1.65. Esto debe ser protegido para las restricciones adicionales. Se determina el aumento de la temperatura superficial para los piñones por medio del método Lin-Seireg[17], lo cual fue adaptado al engranaje cónico.

En las variables se tratan: módulos normales del engranaje cónico y helicoidal; números de dientes de la rueda cónica y del piñón helicoidal; anchos de dientes para ambas transmisiones; ángulo de inclinación de dientes para el engranaje helicoidal; entreeje; espaciamientos de cojinetes para el árbol de transmisión e intermedios; diámetros de los muñones extremos para el árbol de transmisión y de salida; diámetros de muñones de los cojinetes para todos los árboles y los diámetros de sectores del árbol intermedio y de salida para localizar la rueda cónica y helicoidal.

Las restricciones impuestas al diseño conciernen las condiciones de esfuerzos y rigidez de los árboles según W. Moszynski[9]; condiciones de diseño; condiciones que limitan el aumento de la temperatura superficial de los piñones; condiciones que limitan la vida total de cojinetes; las condiciones que limitan el valor mínimo de los índices de desgaste de los piñones y las condiciones limitando el valor mínimo del factor de seguridad de dientes de los piñones para presión unitaria para obtener la confiabilidad máxima de la transmisión según G. Niemann[13]. Los modos del uso de las reglas particulares del sistema para modelar el engranaje se dan en [18].

Se consideró el engranaje existente polaco con los siguientes parámetros básicos:

- Potencia de entrada $N_1 = 11$ kW
- Velocidad de rotación de entrada $n_1 = 1450$ rpm
- Relación de transmisión nominal $i_N = 13.5$
- Factor de sobrecarga $K_p = 1$
- Vida total requerida $L_{hp} = 8000$ hrs.

Los niveles restantes han sido supuestos como sigue:
$(x_z/x_p)_p = 1.45$ (desgaste) y $\Delta T_p = 93.333$°C (aumento de temperatura).

Basándose sobre el análisis detallado de los factores de escala[5] se supone la relación de 0.35 : 0.20 : 0.15 : 0.30.

El modelo cuantitativo del engranaje fue resuelto por el método de Lee-Freudenstein usando la minicomputadora BPM/ST. Los resultados son dados en la Tabla V. Se logró la reducción de la masa de elementos rotativos en un 6.65% (3.167 kg), del componente compensativo del desgaste de piñones en un 21.63% (0.03594), del componente compensativo del aumento de la temperatura superficial de piñones en un 40.99% (11.968°C) y del componente compensativo de la vida total de cojinetes en un 14.95% (41717 hrs). Esto permite reducir el contorno interno del bastidor en la sección axial del engranaje en un 4.08% (71 mm).

Optimización de Diseño de una Prensa de Tornillo

En el proceso de modelado de la prensa usamos el conjunto K auxiliado por el subconjunto elemental $MC2$ que contiene 8 reglas.

La Figura 7 muestra el diagrama cinemático de la prensa. En los objetivos se tratan: la masa del objeto, eficiencia y fuerza de la mano del trabajador mientras

Función de preferencia y sus componentes	Engranaje existente	Engranaje óptimo
$f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$	1.0000	0.87199
m_{rot} , kg	47.643	44.476
K_W	0.16618	0.13024
$K_{\Delta T}$, °C	29.197	17.368
K_{Lh} , hrs	279106.	237389.

Tabla V. Valores de la función de preferencia y sus componentes para el engranaje cónico/helicoidal de doble reducción existente y óptimo.

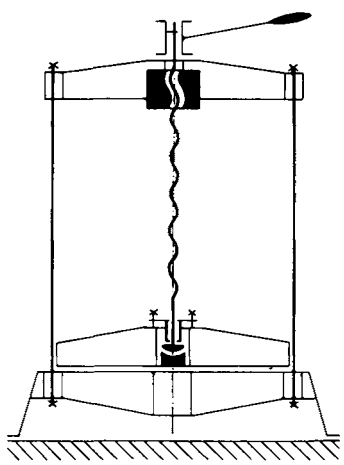

Figura 7. Diagrama cinemático de una prensa de tornillo.

maneja la prensa.

Las variables son: diámetro medio de la rosca de tornillo; longitud del extremo roscado de tornillo; altura de la tuerca; altura del asiento de tornillo en la placa de presión; alturas y anchos del brazo en T de la viga superior y sus espesores; diámetro de postes; alturas de aletas cruciformes de la placa de presión y su espesor; espesor de la placa de presión; alturas de aletas cruciformes de la placa inferior y su espesor; espesor de la placa inferior; diámetro del brazo del volante de mano y brazo de acción de la mano del trabajador.

Entre las restricciones impuestas al diseño se consideran las condiciones de esfuerzos de los elementos estructurales según W. Moszynski[9] y las condiciones de diseño. Los modos del uso de las reglas particulares del sistema para modelar la prensa se dan en la referencia [20].

Particularmente, fue optimizada la construcción existente polaca teniendo los

siguientes parámetros básicos:

- Capacidad $Q = 8$ kN
- Altura máxima $H_{\max} = 300$ mm
- Dimensiones del área útil $a \times b = 430 \times 330$ mm (para el formato A3).

Función de escala y sus componentes	Prensa existente	Prensa óptima
$f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$	1.0000	0.9006
m, kg	51.237	42.300
η	0.4012	0.3814
F, N	104.313	99.169

Tabla VI. Valores de la función de escala y sus componentes para la prensa de tornillo existente y óptima.

Basándose sobre el análisis detallado de los factores de escala[5] se supone la relación de 0.4 : 0.3 : 0.3. El modelo cuantitativo de la prensa fue resuelto por el método de Lee-Freudenstein. Se logró la reducción de la masa en un 17.44% (8.937 kg), el aumento de la eficiencia en un 5.19% y la disminución de la fuerza de mano en un 4.93% (5.144 N); ver la Tabla VI. Esto permite reducir el costo de material en un 16.14% (3.56 U.S.D.). Cabe mencionar que fue utilizada también la función de distancia "ponderada" cuadrática de H. Eschenauer[22]. Sin embargo, los resultados aparecen no satisfactorios a pesar del aumento de número de iteraciones en 2.5 veces.

Optimización de Diseño de una Caldera

N. Nguyen y F. Mistree[23] han tratado de la optimización de diseño de la caldera usando la programación de objetivos. Se toman en cuenta dos objetivos, tales como: costo de material y tolerancia de daño, incluyendo 6 variables.

En el banco de modelos de optimización del sistema se ubica el modelo de la caldera con la masa mínima[6,24] (ver la Figura 8). Se consideran todas las variables básicas del objeto tales como: diámetro exterior; espesor y longitud del cuerpo de la caldera; espesor de los fondos de la caldera; diámetro exterior, espesor y longitud del cuerpo de la cúpula de vapor; espesor del fondo de la cúpula; dimensiones del anillo reforzador de agujero de la cúpula.

Las restricciones impuestas al diseño conciernen las restricciones de esfuerzos según la Supervisión Técnica Polaca[8] y de diseño.

Para aumentar el grado de utilización del material de caldera se formuló el factor compensativo de esfuerzos como el segundo objetivo de optimización. Se empieza el

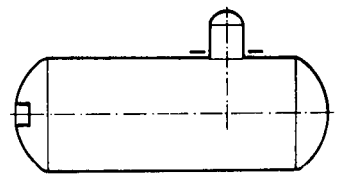

Figura 8. Diagrama estructural de una caldera.

trabajo del desarrollo sobre el elemento del bloque A del subsistema ASU por el uso de 5 reglas, de las seis ubicadas en el subsistema. Después se crea el factor compensativo de esfuerzos como un métrico euclidiano modificado por entrada de factores de escala de tal manera que los sobreesfuerzos particulares son multiplicados por los factores expresando la porción de una parte dada en el volumen del diseño total. El número de las variables no se cambia. Las condiciones de esfuerzos para los elementos estructurales deben ser convertidas de tal manera que se excluye la compensación limitada de la función de preferencia[7]. Se formulan dos condiciones especiales que limitan el factor compensativo de esfuerzos en un nivel de la construcción existente para la minimización de masa y la masa para la minimización del factor compensativo.

Los modos del uso de las reglas particulares del sistema con el fin de perfeccionar en calidad del modelo de la caldera se dan en la referencia [25]. Particularmente, fue optimizada la construcción existente polaca teniendo los siguientes parámetros básicos[8]:

- Volumen $V = 10\ m^3$
- Sobrepresión $p_0 = 1.8\ MPa$ (temperatura de vapor saturado $T_0 = 473$ K)
- Dimensiones del registro de fondo de la caldera $a = 400\ m$, $b = 300\ mm$.

El modelo cuantitativo de la caldera fue resuelto por el método de búsqueda sistemática para 11 combinaciones de los factores de escala, usando la minicomputadora Sinclair ZX Spectrum +. Basando sobre el principio del beneficio máximo[3] se seleccionó la construcción subóptima preferida (ver la Tabla VII). Se logró la reducción de la masa en un 11.05% (446.47 kg) y del factor compensativo de esfuerzos en un 68.18% (3.2074 N/mm^2). Cabe mencionar que el área de los objetivos es convexo.

Función de preferencia y sus componentes	Caldera existente	Caldera subóptima preferida
$f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$	1.0000	0.7752
$m,\ kg$	4040.43	3593.96
$K_\sigma,\ N/mm^2$	4.7043	1.4969

Tabla VII. Valores de la función de preferencia y sus componentes para la caldera existente y subóptima preferida.

Optimización de Diseño de un Motor Diesel Monocilíndrico para Tractor

Se refieren los trabajos en el diseño óptimo de los motores automotrices y de tractores; principalmente a la optimización de diseño de los elementos particulares, por ejemplo volantes y cigüeñales[26]. Esto limita la posibilidad del método.

En el banco de modelos de optimización del sistema se ubica el modelo del motor diesel monocilíndrico para un tractor con la masa del mecanismo de la manivela y las dimensiones típicas mínimas del carter[6,27] (ver la Figura 9). En las variables se tratan diámetro del cilindro; espesor del fondo y longitud de la camisa del pistón; diámetro exterior y longitud del pasador del pistón; espesor y longitud de la cabeza de la biela; dimensiones de la sección en T del cuerpo de la biela; longitud de la biela; diámetro exterior y longitud del pie de la biela; diámetro del muñón del cigüeñal; diámetro externo de pernos de la biela; longitud del sector cónico del cigüeñal; diámetros exterior e interior así como longitud de la corona del volante; diámetro y longitud de los muñones principales del cigüeñal; espesor y radio del contrapeso.

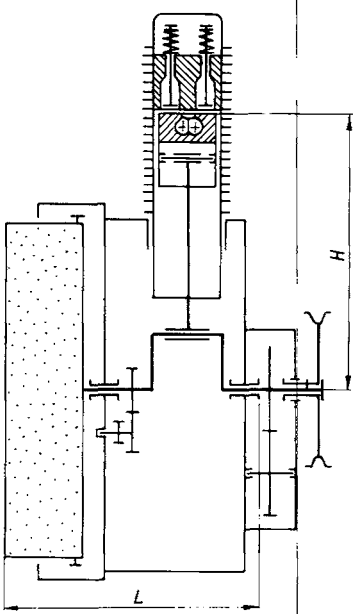

Figura 9. Diagrama cinemático del motor diesel monocilíndrico de un tractor.

Las restricciones impuestas al diseño conciernen: las condiciones de esfuerzos para los elementos estructurales; las condiciones de calentamiento de los cojinetes; las condiciones de vibraciones de la biela y del cigüeñal según W. Moszynski y F. Sass[28]; la condición del equilibrio dinámico; las condiciones que limitan el momento de rotación del volante[28]; la condición cinemática limitando la velocidad media máxima de la corona del volante; las condiciones de diseño y montaje.

Para reducir el costo de explotación de un tractor se trata el consumo de combustible como el segundo objetivo de optimización acompañando la masa del

mecanismo de la manivela. Empezamos el trabajo del desarrollo sobre el elemento del bloque B del subsistema ASU por el uso de 5 reglas. Después se crea la fórmula para el consumo específico de combustible según K. Niewiarowski[29]. Se necesitan incluir dos nuevas variables tales como: el grado de compresión y el factor de aire sobrante al conjunto de las variables. Además, la condición termodinámica para la presión efectiva media[29] debe ser formulada.

Los modos del uso de las reglas particulares del sistema con el fin de mejorar en calidad del modelo del motor se dan en[30].

Se consideró el motor alemán MWM AKD 112E con los siguientes parámetros básicos[29]:

- Cilindrada $V_H = 905.2$ cm^3
- Potencia efectiva $N_e = 8.8$ kW
- Velocidad de rotación $n = 2000$ rpm.

Se usa el combustible con la composición elemental de $C = 0.87$, $H = 0.125$, $O = 0.005$ y poder calorífico $W = 10000$ kcal/kg.

Función de escala y sus componentes	Motor existente	Motor subóptimo
$f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$	1.0000	0.8948
m_{mov} , kg	102.339	78.345
g_e , gr/CP·hr	184.682	180.284

Tabla VIII. Valores de la función de escala y sus componentes para el motor diesel de tractor existente y subóptima preferida.

El modelo cuantitativo del motor fue resuelto por el método Lee-Freudenstein usando la minicomputadora Tandy 1200 HD. El mejor resultado ha sido obtenido para la relación de factores de escala de 0.4 : 0.6 (ver la Tabla VIII). Se logró la reducción de la masa del mecanismo de manivela en un 23.45% (23.994 kg) y del consumo específico de combustible en un 2.38% (5.975 g/kW·hr). El motor subóptimo preferido se caracteriza por menor altura típica del carter de un 0.7% (3 mm) y menor longitud típica de un 13.61% (53 mm). Tiene mayor grado de compresión de un 5.88% y mayor factor de aire sobrante en un 3.57%. El aumento del grado de compresión produce la reducción del volumen de la cámara de combustión en un 5.88% (3.328 cm^3) y el aumento de la presión de combustión máxima en un 8.03% (0.506 MPa). Además, el aumento de las dos variables produce el aumento de potencia efectiva en un 10.53% (0.929 kW). Considerando que el diámetro del cilindro no se cambió durante la optimización, la velocidad media del pistón conserva su valor ($c_m = 8$ mps), así como el nivel de intensidad de ruido según W.I. Zmichenko[31] ($L_I = 106$ dB).

Optimización de Diseño de una Bomba Tricilíndrica de Embolo Buzo

En el banco de modelos de optimización del sistema se encuentra el modelo de la bomba con la masa mínima[6,32]. La Figura 10 muestra su diagrama cinemático. Está compuesta de dos subsistemas: la parte principal 1 y mecanismo de la manivela 2. El problema de 45 dimensiones de optimización ha sido reducido por el uso de la descomposición al problema de 11 dimensiones para el sistema y en paralelo dos problemas descompuestos con 17 dimensiones, cada uno. El número de las restricciones de desigualdad es igual a 63. Conciernen las condiciones de esfuerzos; las condiciones que eliminan la posibilidad de resonancia de las vibraciones de columna de líquido en las campanas de aire según K.F. Brill[33] y de la biela; las condiciones de diseño y montaje.

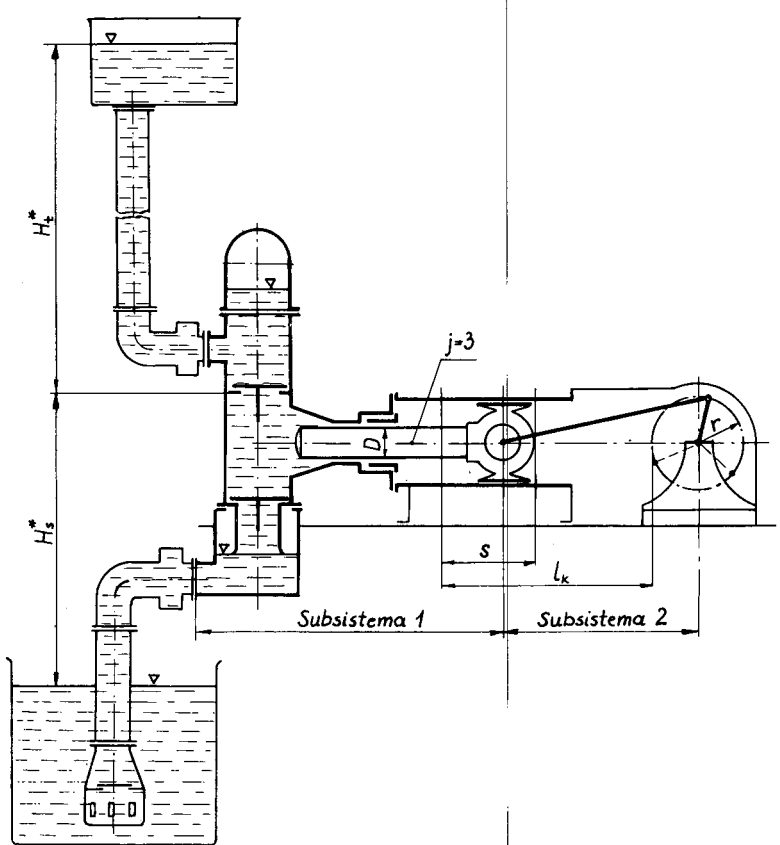

Figura 10. Diagrama cinemático de la bomba tricilíndrica de émbolo buzo.

El objetivo de trabajo del desarrollo sobre el elemento del bloque C del sistema es mejorar la calidad del modelo de optimización de la bomba, suponiendo los brazos simétricos de las manivelas del cigüeñal[34]. Resulta que el número de las variables se reduce a las 43; el número de las variables de sistema es igual a 12, pero los números de las variables de subsistemas son de un 16 y 15, respectivamente.

La Tabla IX muestra la dependencia de subsistemas y variables de sistema en el modelo de optimización de la bomba. Las variables coordinativas son: diámetro

Número de subsistema	Nombre de subsistema	Variables de sistema y_i											
		D	S	g_1	L_2	B_2	D_{20}	l_{20}	D_{w2}	d_3	l_3	d_{62}	l_k
1	Parte principal	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	
2	Mecanismo de la manivela												x

Tabla IX. Dependencia de subsistemas y variables de sistema en el modelo de optimización de la bomba tricilíndrica de émbolo buzo.

interior, carrera y espesor de pared del émbolo buzo; longitud y ancho de guías del cursor; dámetro exterior y ancho del hueco en el cursor; diámetro exterior de forros de guías del cursor; diámetro y longitud del pasador del cursor; diámetro exterior del tornillo de la portaempaquetadura y longitud de la biela. El número de las restricciones de desigualdad se aumentó hasta las 66. Se introducen: la condición que elimina la posibilidad de resonancia de vibraciones del cigüeñal; la condición limitando el nivel de intensidad de ruido y una condición de diseño.

Fue optimizada la construcción existente polaca con los siguientes parámetros básicos[35]:

- Rendimiento de cálculo $Q = 0.05$ m^3/s
- Altura de presión $H_t^* = 125$ m
- Longitud de la tubería de presión $L_t^* = 23$ m
- Velocidad de rotación $n = 170$ rpm.

El modelo cuantitativo de la bomba fue resuelto por el método de búsqueda sistemática usando la computadora PC/AT-386. Se logró la reducción de la masa en un 22,88% (1210.154 kg) en comparación con la construcción existente (ver la Tabla X). Cabe mencionar que la selección de las variables óptimas para la bomba por el método tradicional sobrepasa la posibilidad y capacidad del mejor ingeniero por la complejidad del problema.

CONCLUSIONES

El nivel de los efectos técnicos y económicos obtenidos de la optimización de las construcciones típicas de máquinas ha confirmado la efectividad del sistema basado

Función objetivo	Bomba existente	Bomba óptima
$f(\mathbf{x}, \mathbf{p}) = m$, kg	5289.074	4078.920

Tabla X. Valores de la función objetivo para la bomba tricilíndrica de émbolo buzo existente y óptima.

sobre el conocimiento de modelado. Esto permite racionalizar el proceso del diseño de nuevas máquinas y equipos, y mejorar su calidad. En la actualidad se desarrolla el sistema en la dirección de incorporar la optimización dinámica de los sistemas mecánicos[39]. Se investigan también otras direcciones de actualidad en el diseño óptimo de la construcción de máquinas[41].

REFERENCIAS

1. H.I. Li y P. Palambros, "Production system for use of global optimization knowledge", *ASME Paper No. 84-Det-194*, (1984).
2. J. Kowalski, "Modeling knowledge-based system for optimum design of machine construction", *Proc. of the International Conference on Engineering Design*, Boston, pp. 622–631, (1987).
3. J. Kowalski, *"Método para el diseño óptimo"*, Editorial SPAUAZ, Zacatecas, México, (1989).
4. E. Chicurel y J.S. Echevería-Vilalgomez, "Helical gear optimization by the Johnson method", *Proc. of the 7th World Congress on Theory of Machines and Mechanisms*, Sevilla, pp. 991–996, (1987).
5. J. Kowalski, "An operation strategy for mathematical modeling in optimum design of machine construction", *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. **107**, pp. 463–476, (1985).
6. J. Kowalski, *"Modelado de construcciones para el diseño óptimo"*, Editorial WNT, Varsovia, Polonia, (1983).
7. J. Kowalski, "Nueva función de preferencia para la optimización multiobjetiva de la construcción de máquinas", *Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej*, Mechanika, Vol. **92**, pp. 135–142, (1989).
8. W. Korewa, *"Colección de problemas del diseño de máquinas"*, Editorial PWN, Varsovia-Lodz, Polonia, (1972).
9. W. Moszynski, *"Curso de elementos de máquinas"*, Editorial PWT, Varsovia, Polonia, (1955).
10. J. Kowalski, "Optimización de diseño de una válvula de asiento y cierre", *Przeglad Mechaniczny*, Vol. **57**, pp. 25–26, (1989).
11. T.W. Lee y F. Freudenstein, "Heuristic combinatorial optimization in the kinematic design of mechanisms, Part 1: theory", *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. **96**, pp. 1277–1280, (1976).
12. J. Kowalski, "The operation strategy for mathematical modelling the gears in the optimum design-theoretical basis", *Strojarstvo*, Vol. **25**, pp. 5–13, (1983).
13. G. Niemann, *"Maschinenelemente, Bd.II"*, Springer-Verlag, Berlín, Göttingen/Heidelberg,

Alemania, (1965).
14. L. Lara, W.J. Chanceller, R.A. Kepner y M.S. Kamionka, "A two-wheeled tractor for manufacture in Mexico", *Trans. of the ASAE*, Vol. **25**, pp. 80–85, (1982).
15. H.E. Merrit, *"Gear engineering"*, Pitman, London, Reino Unido, (1971).
16. J. Kowalski, "Optimum mass-efficiency design of worm gears", *Proc. of the 1989 International Power Transmission and Gearing Conference*, Chicago, pp. 301–308, (1989).
17. T.T.C. Lin y A. Seireg, "An optimum design algorithm for gear system incorporating surface temperature", *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, Vol. **107**, pp. 549–555, (1985).
18. J. Kowalski, "Modeling knowledge-based system application to optimum design of a double reduction bevel/helical gear", *Structural Optimization* (in print).
19. J. Kowalski, "Two-level optimum modelling system for screw construction", *Strojarstvo*, Vol. **23**, pp. 23–30, (1981).
20. J. Kowalski, "Modelling knowledge-based system application to optimum design of a fly press", (Accepted for the ICED-90 Conference, Dubrovnik, 1990).
21. E. Lysakowski, *"Bases del diseño de máquinas"*, Editorial PWN, Varsovia, Polonia, (1974).
22. H. Eschenauer, *"Numerical and experimental investigations on structural optimization of engineering designs"*, Bonn + Fries, Druckerei und Verlag, Siegen, Alemania, (1986).
23. N. Nguyen y F. Mistree, "Design of horizontal pressure vessels using the decision support system technique", *ASME Paper*, No. 85-Det-84, (1985).
24. J. Kowalski, "Minimum mass design of boiler drums by nonlinear programming", *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. **107**, pp. 83–87, (1985).
25. J. Kowalski y K. Pylak, "Polyoptimization problem for boiler drum design", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. **39**, (1989).
26. W. Lu y C.J. Maday, "The optimum design of shafts with the first two critical speeds specified", *ASME Paper*, No. 85-Det-62, (1985).
27. J. Kowalski, "Design object optimizational analytic-structural model", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. **18**, pp. 339–348, (1983).
28. F. Sass, *"Bau und Betrieb von Dieselmaschinen", Bd.II.*, Springer-Verlag, Berlín, Alemania, (1957).
29. K. Niewiarowski, *"Motores de tractores"*, Editorial WKIL, Varsovia, Polonia, (1974).
30. J. Kowalski, "Optimización de diseño del motor diesel para un tractor", *Auto/Technika Motoryzacyjna*, Vol. **38**, I–V, (1988).
31. W.I. Zmichenko, *"Ruido de motores de combustión interna alternativos"*, Editorial Sudpromgiz, Leningrado, Unión Soviética, (1969).
32. J. Kowalski, "A method of mathematical modelling three-throw plunger pumps for optimum design", *Journal of the Institution of Engineers*, Malaysia, Vol. **34**, pp. 30–43, (1984).
33. K.F. Brill, "Berechnungen von Druckstoßschwingungen in hydraulischen Preßanlagen", *Konstruktion*, Vol. **12**, pp. 31–35, (1960).
34. J. Kowalski y K. Pylak, "Optimum mass design of three–throw plunger pump", (en preparación).
35. T. Demeter, *"Problemas de diseño"*, Editorial WSIP, Varsovia, Polonia, (1974).
36. M. Kowalski y J. Kowalski, "Applications of modeling knowledge-based system for optimum machine design to education", *Proc. of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering*, Río de Janeiro 1989, (in print).

37. J. Alfaro, "Optimización doble-objetiva del diseño de una placa circular sandwich axial simétrica", *Tesis Profesional*, EIUAZ, Zacatecas, México, (1988).
38. G. Huerta, "Análisis cinemático y síntesis óptima del mecanismo de manivela, balancín y corredera para una limadora", *Tesis Profesional*, EIUAZ, Zacatecas, México, (1989).
39. J. Kowalski, *"Optimización en dinámica de los sistemas mecánicos"*, Editorial UAZ, Zacatecas, México, (1989).
40. H.A. Linstone, "Idea de la perspectiva múltiple", *Projektowanie i Systemy*, Vol. **6**, pp. 40–69, (1984), en polaco.
41. G. Padilla, "Método del diseño óptimo para la construcción de máquinas: evaluación, reconocimiento y desarrollo de los métodos comunes", *Tesis Profesional*, EIUAZ, Zacatecas, México, (1989).