

Diseño paramétrico de pinzas de fricción

S. A. Marrero-Osorio, J. Martínez-Escanaverino.

Recibido el 11 de septiembre de 2008; aceptado el 21 de diciembre de 2008

Resumen

En el trabajo se expone una forma de realizar el diseño depurado de máquinas mediante el empleo de la tecnología paramétrica. Para resolver el problema de diseño se utiliza un modelo de ingeniería que abarca geometría, materiales, cargas, resistencia, tecnología y aspectos económicos entre otros. Con el mismo fin se hace uso del método de los grafos dicromáticos, que facilita considerablemente el manejo del modelo matemático, el planteamiento del problema de diseño, su caracterización y su resolución. Todo se ejemplifica a través de una máquina relativamente sencilla: una pinza de fricción utilizable en la manipulación de losas prefabricadas.

Palabras claves: diseño paramétrico, modelo matemático, grafos dicromáticos, pinzas manipuladoras, prefabricado.

Parametric Design a Gripper.

Abstract

In this paper a way of making a detailed design of machines by the use of Parametric Technology is exposed. To solve the design task, an engineering model that covers geometry, materials, loads, stresses, manufacture, economy and other aspects is used. With the same objective the Dichromatic Graphs Method is used, which considerably facilitates the mathematical model's handling, the definition of the design problem, and its characterization and solution. An example of design in a relative easy machine illustrates the process: a friction gripper used in the manipulation of light prefabricated elements.

Key words: parametric design, mathematical model, Dichromatic Graphs, friction grippers, prefabricated elements.

1. Introducción.

Diseñar máquinas en forma paramétrica con ayuda de algún programa de asistencia (de los llamados CADs), aún reconociendo el alto nivel que dichos software tienen en la actualidad, resulta una tarea difícil que en ocasiones propende a errores.

Tomando en cuenta los múltiples conceptos y modelos del proceso de diseño que existen (1; 2; 3; 4; 5; 6; 7), en el presente trabajo se considera que diseñar es transformar la descripción primaria de un problema en una nueva descripción de cierto conjunto de objetos que, adecuadamente vinculados y puestos en funcionamiento, han de resolver el problema inicial. Se ha preferido adoptar un esquema sencillo, compuesto por dos etapas más bien abarcadoras y que aparecen en casi todas las propuestas: diseño conceptual y diseño detallado. Sin la pretensión de que sea un dogma se asume que, para realizar diseño paramétrico (DP) con ayuda de CADs, primero debe formularse el problema de diseño, para luego transitar dentro de cada una de dichas etapas, iterativamente y a diferentes niveles, pasando por las fases de: generación; análisis, evaluación y comparación. El ciclo termina con la selección de la mejor alternativa, y es posible retroceder o saltar pasos en caso de que sea necesario.

Es importante enfatizar en que el mencionado proceso sucede a diferentes niveles (8), por ejemplo, durante la trascendental selección de una variante en el diseño conceptual de la máquina completa ó al calcular el valor de un simple parámetro en el diseño detallado de una pieza.

Si bien los CADs facilitan el modelado paramétrico en 3D y cuentan con numerosas herramientas de visualización y análisis, rara vez agilizan los procesos de síntesis (6); lo cual conduce a la repetición, un poco a ciegas, de las fases de generación, análisis y evaluación. Una herramienta como el método de los grafos dicromáticos (MGD), basado en modelos matemáticos (MM), facilita la resolución de problemas tanto de análisis como de síntesis (9; 10; 11), lo que ha llevado a los autores a su persistente aplicación en

el DP de máquinas. En aras de avanzar hacia un método para realizar sistemáticamente el DP los autores se proponen como objetivo ejemplificar a través de unas pinzas de agarre por fricción destinadas a la manipulación de losas prefabricadas.

2. Diseño paramétrico.

1. Formulación general del problema de diseño.

La tarea de diseño es presentada al grupo de diseñadores en forma general, imprecisa y muchas veces a través de personas que no son expertas en el tema, luego para formular el problema de diseño es necesario recorrer un camino que transita en primer lugar por el estudio profundo del objeto de diseño, de los problemas que han de resolverse, de las metas a alcanzar con el nuevo diseño y de otros aspectos. En este caso se llega a determinar que el problema es el siguiente:

Debido a que la manipulación de losas se realizará indistintamente a mano o con equipos de elevación de pequeño porte, se necesita reducir al mínimo la altura y la masa de unas pinzas de cierre automático por fricción, capaces de levantar elementos prefabricados ligeros de hasta 200 kg de masa. El ancho de las losas, que antes oscilaba entre 340 mm y 400 mm; debe ampliarse a un rango mucho mayor de 150 mm a 400 mm. El costo de producción debe ser reducido, mientras que la distancia de la superficie superior de la losa al gancho no debe exceder los 275 mm. Se cuenta con tres posibles materiales laminados de amplio surtido: acero de bajo carbono, acero de contenido medio de carbono y aleación de aluminio al manganeso. La elaboración será con equipos de corte manual, oxicorte, de soldadura manual por arco eléctrico con electrodo revestido (de corriente directa y alterna), de maquinado elemental y de conformación manual.

Se pretende producir una serie de 100 unidades.
Figura 1.



Figura 1. Versiones precedentes de pinzas de fricción

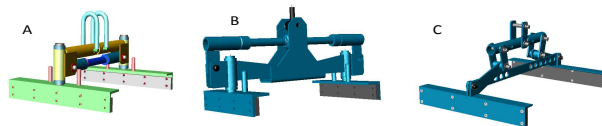


Figura 2. Modelos 3D paramétricos de algunas alternativas generadas partiendo de tormenta de ideas y estudio sobre dispositivos similares

2. Diseño conceptual a un nivel más específico

Las variantes sobrevivientes fueron remodeladas con más detalle aún y sometidas a análisis, evaluaciones y comparaciones de mayor rigor. Para ello se construyeron MM organizados por sub-modelos relacionados con aspectos como: geometría, fuerzas, resistencia, rigidez, masas, fabricación, costos y otros.

Al tratarse de una máquina sencilla el MM fue elaborado con rapidez, agregando parte a parte las variables, relaciones entre ellas y los dominios para los cuales el modelo es válido. Las herramientas con que cuentan los CADs hoy en día permiten realizar frecuentes comprobaciones para asegurarse de que no hay errores. Figura 2.

3. El modelo matemático.

El modelo $M \langle V, D, R \rangle$, con sus concernientes conjuntos de variables V , de sus dominios D , y de las relaciones entre ellas $R\{OA, OB, 1, 2, 3, \dots, 91\}$; corresponde a una de

las dos posibles soluciones que llegaron al final del proceso.

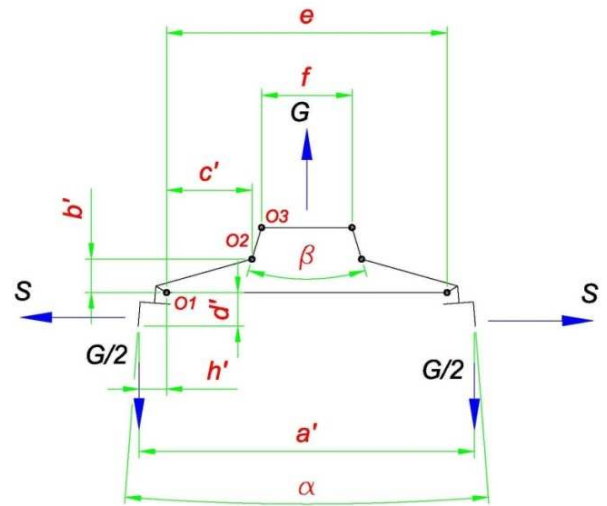


Figura 3. Esquema general de fuerzas

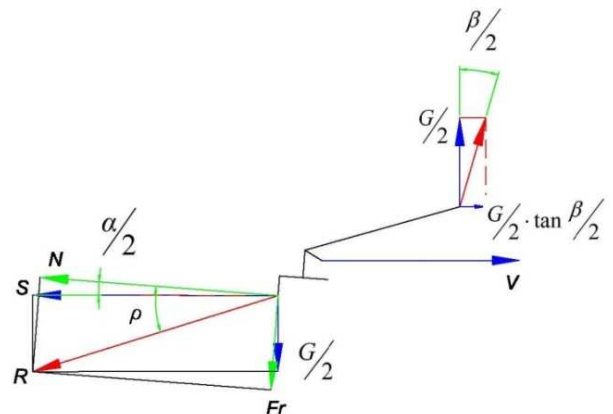


Figura 4. Esquema de fuerzas del brazo de agarre

Debido a que el MM (no lineal, con variables $|V| = 172$) y relaciones ($|R| = 120$), ocuparía mucho espacio, en éste trabajo solo se mostrarán algunas partes. En la Figura 3 se expone el esquema general de cuerpo libre de las pinzas, y en la Figura 4 el que corresponde al brazo de agarre. Ambos sirvieron de base al sub-modelo de fuerzas, cuyas relaciones se expresan a continuación:

$$G/2 * \tan(\beta/2) + V - N * \cos(\alpha/2) - Fr * \sin(\alpha/2) = 0 \quad (1)$$

$$G/2 - Fr * \cos(\alpha/2) + N * \sin(\alpha/2) = 0 \quad (2)$$

$$G/2 * (c' - b' * \tan(\beta/2)) + Fr * h - N * d = 0 \quad (3)$$

$$R = \sqrt{(S^2 + (G/2)^2)} \quad (4)$$

$$Fr * \sin(\alpha/2) + N * \cos(\alpha/2) - S = 0 \quad (4-B)$$

$$Fr_{max} = \mu * N \quad (7)$$

$$\Delta Fr = Fr_{max} - Fr \quad (8)$$

$$Ks = Fr_{max}/Fr \quad (9)$$

Donde:

<i>G</i>	Peso máximo de la losa
<i>V</i>	Reacción el pasador del tensor al agarre
<i>S</i>	Reacción horizontal del bulto a un agarre
<i>R</i>	Resultante en la zona de contacto bulto-agarre
<i>N</i>	Reacción normal en la zona de contacto bulto-agarre
<i>α</i>	Ángulo de agarre del bulto
<i>ρ</i>	Ángulo de fricción
<i>μ</i>	Coefficiente de fricción losa-agarre
<i>β</i>	Ángulo entre aldabas superiores
<i>d</i>	Distancia vertical de la articulación 01 a la superficie de agarre para $\alpha = 0$
<i>d'</i>	Distancia vertical de la articulación 01 a la superficie de agarre para valor real de α
<i>h</i>	Distancia horizontal de la articulación 01 a la superficie de agarre para $\alpha = 0$
<i>h'</i>	Distancia horizontal de la articulación 01 a la superficie de agarre para valor real de α
<i>b</i>	Distancia vertical entre articulaciones 01 y 02 con $\alpha = 0$
<i>b</i>	Distancia vertical entre articulaciones 01 y 02 con valor real de α
<i>c</i>	Distancia horizontal entre articulaciones 01 y 02 con $\alpha = 0$
<i>c'</i>	Distancia horizontal entre articulaciones 01 y 02 con valor real de α
<i>e</i>	Longitud efectiva del tensor
<i>g</i>	Longitud efectiva de la aldaba
<i>f</i>	Longitud efectiva de la flauta
<i>Fr</i>	Fuerza de rozamiento solicitada en una de las superficie losa-agarre

F_{rmax}	Fuerza de rozamiento máxima en una de las superficie losa-agarre
ΔFr	Variable de holgura de la fuerza de rozamiento
Ks	Coefficiente de seguridad de fricción
a	Ancho real de la losa
a	Ancho de una losa con caras verticales ($\alpha = 0$)
a_{max}	Ancho máximo de la losa a cargar
a_{max}	Ancho máximo de la losa a cargar

Para representar el grafo del modelo se necesita descomponer cada relación de desigualdad multivariable en una ecuación multivariable y una inecuación monovariable (10; 15; 9), lo que implicó la adición de variables de holgura como por ejemplo, ΔFr , que aparece en la ecuación 8 y equivale a la condición de autorretención si se observa el cumplimiento de la propiedad $\Delta Fr \geq 0$. Esta última pasa a formar parte del conjunto D que contiene a los dominios de las variables. El grafo que representa el MM con todos sus sub-modelos $Mg < Vg, Rg >$ se puede ver en la figura 5. Para manipular Mg con agilidad se utilizó un editor especializado de grafos, en este caso y Ed 3.1.

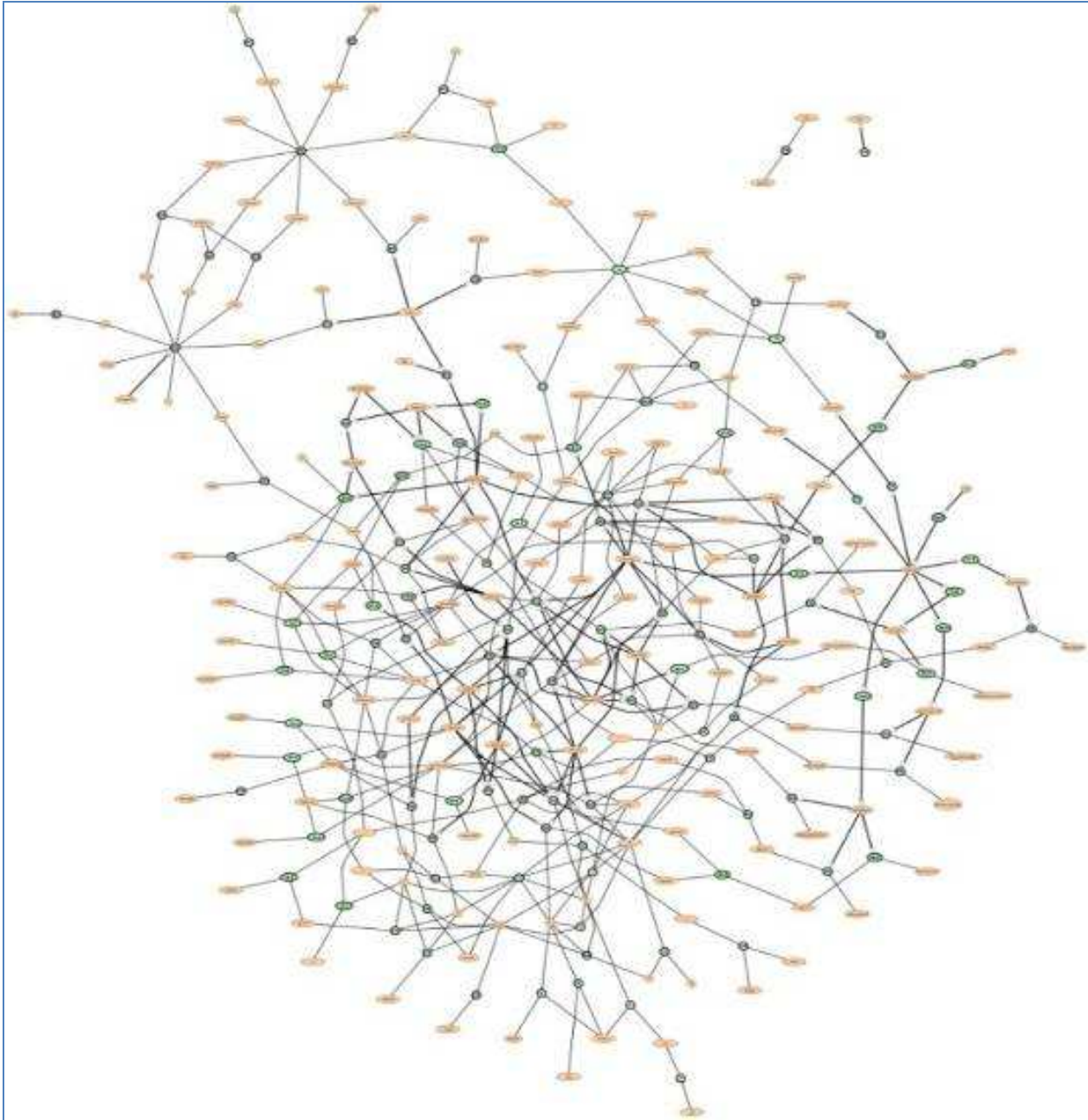


Figura 5. Grafo del modelo construido con ayuda de un software especializado (y Ed 3.1)

El uso del MGD revela mucha información necesaria para realizar el DP, parte de la cual se refiere a la asimetría de algunas relaciones. En *Mg*, por ejemplo, queda plasmado de inicio que las normalizadas y enteras son obligatoriamente variables de entrada para las relaciones donde se encuentren involucradas.

En la Figura 5 (y más en detalle en la Figura 7) se ha representado la asimetría con arcos de saeta blanca y línea reforzada, indicando el sentido que tomará posteriormente la propagación del algoritmo. Existen sin embargo excepciones, como el caso de la relación $agextrb - ceiling(nagextrtensor/2) = 0$, donde una función de redondeo por exceso (*ceiling*) entrelaza a dos variables enteras: *nagextrb* (número de agujeros del extremo de la barra) y *nagextrtensor* (número de agujeros del extremo del tensor)

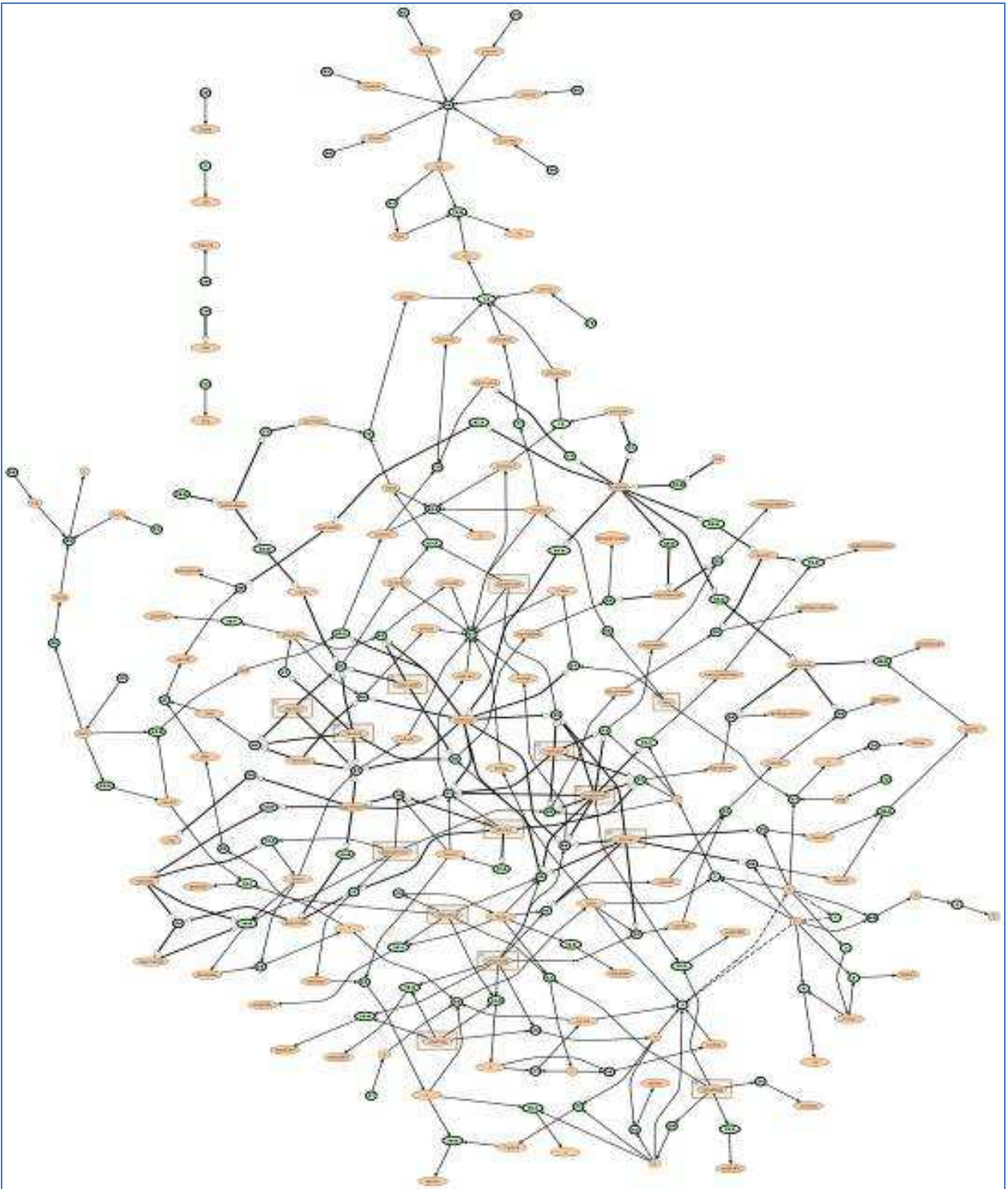


Figura 6. Vista general del grafo del resolvente. En una impresión a mayor escala, ó en la pantalla de la computadora, se puede ver como se propaga la asignación de valores a las variables hasta que se resuelve por completo el problema de diseño planteado

Aquí naturalmente una variable tiene que ser de salida, que en el caso particular de este problema mantiene su condición de entera y es *nagextrb*.

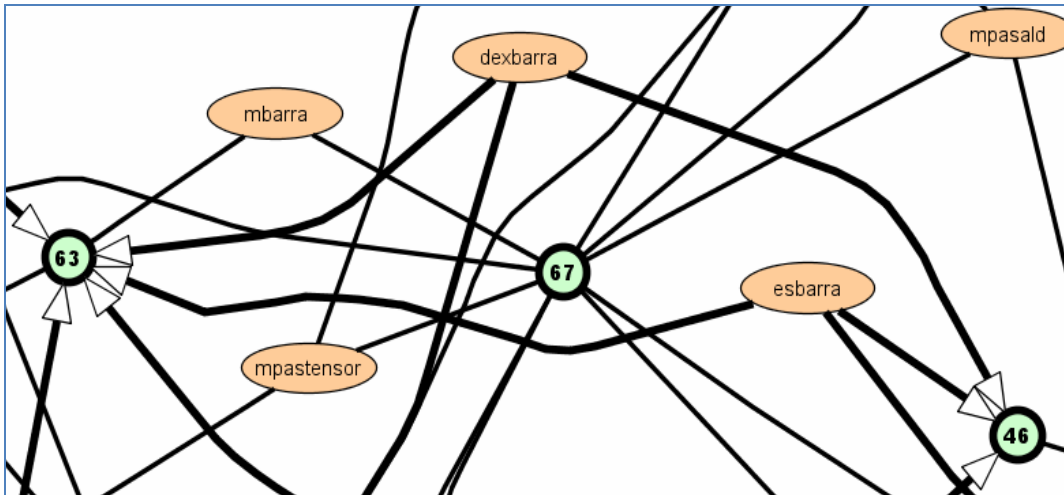


Figura 7. Asimetría de algunas relaciones dada por parámetros normalizados como el espesor y el diámetro del tubo que hace función de barra

No es necesario identificar aquí todas las variables para comprender el procedimiento utilizado. Baste decir, en aras de ahorrar espacio de impresión, que en el MM, siempre que sea posible, las variables deben tomar un nombre parecido al convencional, mientras que aquellas que describen la geometría tridimensional del modelo específico (a representar en la pantalla de la computadora) tomaron nombres que, a pesar de parecer un poco largos, pueden ser reconocidos de inmediato por los diseñadores. Esto último constituye una notable ayuda al trabajar con los diferentes grafos, por lo que ha sido objeto de especial atención. No se emplearon para los parámetros del modelado geométrico las denominaciones que automáticamente genera el CAD, debido a que en general son irreconocibles dentro del MM. Por ejemplo, la variable *lbrag* significa longitud del brazo de agarre, en lugar de *D_57*.

4. Formulación del problema sobre el MM.

A un nivel más profundo dentro del proceso se formuló una vez más el problema de diseño $P < M, E, X_s, FO >$; al definirse (además del modelo *M*) las variables de entrada *E* y de salida *X_s* y una función objetivo *FO* que contiene el criterio humano sobre cuál es considerada la mejor solución.

Atendiendo a que el diseño paramétrico es el proceso de asignación de valores a los parámetros

que describen la mejor solución de diseño y tomando en cuenta que cualquier objeto, por sencillo que sea, puede ser descrito por numerosos parámetros; es evidente que una parte de los mismos tomarán valores fijos designados arbitrariamente por el equipo de diseñadores, a partir de la experiencia, de la intuición, de la consulta con expertos y de otras fuentes. Esos parámetros, junto a otras variables conocidas, forman el conjunto *E*. Por su parte las variables de salida *X_s* son los restantes parámetros descriptores del objeto de diseño (en este caso pinzas de fricción), además de otras variables cuyos necesarios valores también se desconocen.

La función objetivo utilizada, al tratarse de un problema de optimización vectorial y dada su sencillez, es de tipo aditiva:

$$J1 = A1 * \frac{T}{T_{ref}} + A2 * \frac{Ct}{C_{ref}} + A3 * \frac{m}{m_{ref}} + A4 * \frac{Dba}{D_{ref}}$$

Siendo *A₁*, *A₂*, *A₃* y *A₄* coeficientes de ponderación, tales que $A1 + A2 + A3 + A4 = 1$; $0 \leq (A1, A2, A3, A4) \leq 1$. Las fracciones $\frac{T}{T_{ref}}$, $\frac{Ct}{C_{ref}}$, $\frac{m}{m_{ref}}$ y $\frac{Dba}{D_{ref}}$ son respectivamente el tiempo de producción, el costo, la masa del producto y la altura de la base a la articulación superior; todos relativos a valores de referencia predefinidos. Esto asegura que la variable a

minimizar (J_1) sea adimensional y que en general $0 \leq J_1 \leq 1$.

Continuando con el MGD, se obtienen sucesivamente los grafos de la situación, del problema pareado y por último del resolvente, que se muestra en la Figura 6. Nótese que al retirar del grafo del modelo Mg los datos y las islas que no contienen incógnitas, el resolvente es más simple, inclusive después de realizar el pareo y de dibujar el grafo en su forma canónica. Con ayuda de las herramientas de yEd se pueden ver los ciclos ó referencias circulares del algoritmo sugerido por el resolvente. La figura 8 muestra que la resolución del ciclo marcado en línea discontinua se logra asignando un valor inicial a cualquiera de las variables N ó Fr para utilizar un método de aproximaciones sucesivas, que en el actual caso ha sido el de Newton-Raphson. Sin haber extraído del grafo esta información habría sido difícil identificar la variable de iniciación para resolver el problema.

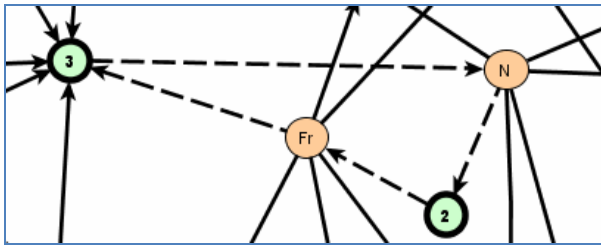


Figura 8. Fragmento del grafo del resolvente donde se distingue (con línea de puntos) un ciclo donde intervienen las variables N y Fr conjuntamente con las relaciones 2 y 3

El problema de diseño a este nivel queda caracterizado de la siguiente forma:

- Variables de entrada: $|E| = 39$
- Variables de salida: $|X_5| = 120$
- Deficiencias: $(|DF| = 0) \Rightarrow \begin{pmatrix} \text{problema} \\ \text{compatible} \end{pmatrix}$
- Grados de libertad:
 $(|L| = 14) \Rightarrow \begin{pmatrix} \text{problema} \\ \text{indeterminado} \end{pmatrix}$

$$L = \left\{ \begin{array}{l} \text{altensor}, \text{dpastensor}, \text{alagbrag}, \\ \text{alminbrag}, \text{sepagbrag}, \text{dpasald}, \text{lang}, \\ \text{estensor}, \text{esbrag}, \text{esporejald}, \text{dexbarra}, \\ \text{almaxbrag}, \text{esbarra}, \text{mat} \end{array} \right\}$$

- Algoritmo cíclico

Precisamente los grados de libertad (encerrados en rectángulos en el grafo de la Figura 6 actúan como parámetros decisorios en el proceso de optimización (9; 16), que se han limitado a los siguientes dominios:

$$20 \leq \text{altensor} \leq 40$$

$$12 \leq \text{dpastensor} \leq 16$$

$$16 \leq \text{alagbrag} \leq 30$$

$$45 \leq \text{almaxbrag} \leq 65$$

$$20 \leq \text{alminbrag} \leq 30$$

$$16 \leq \text{sepagbrag} \leq 30$$

$$10 \leq \text{dpasald} \leq 16$$

$$150 \leq \text{lang} \leq 400$$

$$2 \leq \text{estensor} \leq 12$$

$$2 \leq \text{esbrag} \leq 12$$

$$3 \leq \text{esporejald} \leq 10$$

$$28 \leq \text{dexbarra} \leq 40$$

$$2 \leq \text{esbarra} \leq 5$$

$$1 \leq \text{mat} \leq 3$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{dpastensor}, \text{dpasald}, \text{estensor}, \text{esbrag}, \\ \text{esporejald}, \text{esbarra}, \text{mat} \end{array} \right\} \in \mathbb{Z}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{altensor}, \text{alagbrag}, \text{almaxbrag}, \text{alminbrag}, \\ \text{sepagbrag}, \text{lang} \end{array} \right\} \in \mathbb{R}$$

Se observó cabalmente que el juego de valores asignados a los grados de libertad garantizara el cumplimiento de las restricciones impuestas de antemano por el MM, expresadas en forma de propiedades:

$$\begin{array}{ll}
 \Delta Fr \geq 0 & \beta \geq -60 \\
 Ks \geq 1,2 & \Delta \sigma t2 \geq 0 \\
 \Delta p \geq 0 & \Delta h36D \geq 0 \\
 \Delta \sigma t1 \geq 0 & \Delta h36E \geq 0 \\
 \Delta \sigma fb \geq 0 & \Delta h36G \geq 0 \\
 \Delta \sigma aplpt \geq 0 & \Delta h36H \geq 0 \\
 \Delta \sigma ttensores \geq 0 & \Delta h36I \geq 0 \\
 \tau ciztensores \geq 0 & \Delta h36J \geq 0 \\
 \Delta \sigma aplpp \geq 0 & \Delta h36K \geq 0 \\
 \tau cizpastensores \geq 0 & estubald \geq 2
 \end{array}$$

$$\beta \leq 60$$

$$Dba \leq 275$$

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \Delta Fr, Ks, \Delta p, \Delta \sigma t1, \Delta \sigma fb, \Delta \sigma aplpt, \\
 \Delta \sigma ttensores, \tau ciztensores, \Delta \sigma aplpp, \\
 \tau cizpastensores, \beta, \Delta \sigma t2, \Delta h36D, \\
 \Delta h36E, \Delta h36G, \Delta h36H, \\
 \Delta h36I, \Delta h36J, \Delta h36K
 \end{array} \right\} \in \mathbb{R}$$

; $estubald \in \mathbb{Z}$

5. Optimización.

Al contar con un modelo matemático sobre el cual se ha planteado un problema de diseño (ya descrito y caracterizado) fue posible optimizar el conjunto de valores de los parámetros de las pinzas, lo cual se realizó corriendo iterativamente un programa basado en el algoritmo sugerido en la figura 6, hasta encontrar la variante que mejor satisfaga a **FO**, es decir, la que proporcione el menor valor de **J1**.

La programación se llevó a cabo en un lenguaje de alto nivel, de tipo declarativo, basado en reglas; en el cual basta con declarar lo siguiente:

- Las relaciones del MM.
- Las variables de entrada y sus valores.
- Las variables de salida.
- Valores preliminares de los grados de libertad.

- Las variables de iniciación y sus valores de inicio para poder resolver el algoritmo cíclico
- Los dominios de todas las variables.

La optimización se realizó con un método numérico. La precisión de convergencia fue de 0,0001 unidades, y la tolerancia de cercanía a la optimalidad para las variables enteras de un 5%. El procedimiento de búsqueda empleado es el de las direcciones conjugadas, mientras que para la estimación de los valores iniciales de las variables básicas en cada búsqueda unidimensional se utilizó el método de la tangencia.

El resultado de la optimización fue vinculado con el modelo 3D previamente realizado en un CAD; así de modo automático se obtuvo una variante topológicamente igual a la anterior, pero ya optimizada, la cual se muestra en la figura 9 ensamblada para operar con gancho y en la figura 10 para operar a mano.

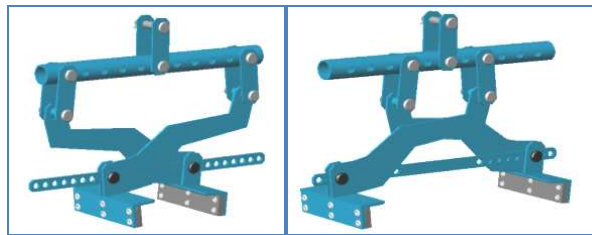


Figura 9. Modelo de la solución óptima con diferentes regulaciones, ensamblada para manipular con gancho

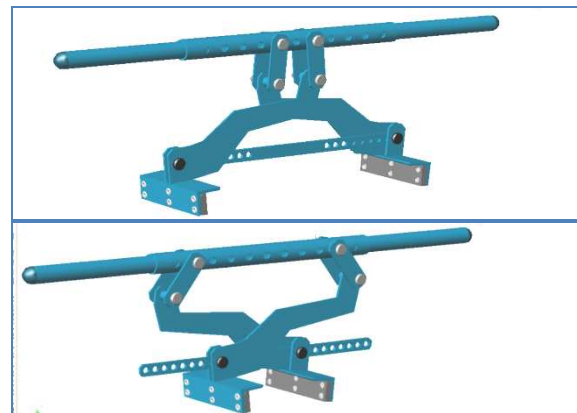


Figura 10. Modelo de la solución óptima con diferentes regulaciones, ensamblada para la manipulación manual

6. Análisis, perfeccionamiento de las soluciones optimizadas, evaluación y decisión.

Con ayuda de las herramientas de dicho software (Figura 11) se realizaron estrictos análisis de: distribución de masas, interferencia, colisiones, movilidad, comportamiento dinámico, resistencia, estabilidad y otros. La información obtenida permitió evaluar y transformar ligeramente el modelo 3D en aras de eliminar posibles defectos y de mejorar su funcionamiento. A su vez, partiendo de dichas transformaciones y sobre el propio MM utilizado para resolver el problema de optimización, se formularon y resolvieron nuevos problemas de análisis que los CADs de uso general no permiten acometer, hasta llegar al convencimiento de que se cumplen de la mejor manera posible los requisitos impuestos de inicio al objeto de diseño: las pinzas de fricción.

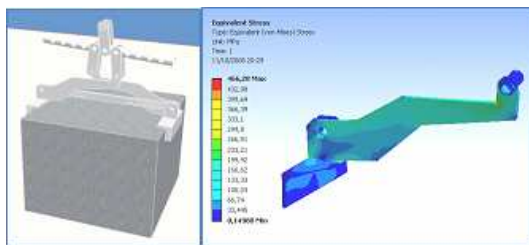


Figura 11. Simulación dinámica (izquierda) y análisis de resistencia pos elementos finitos del conjunto de agarre (derecha).

La gran ventaja de haber trabajado arduamente en la síntesis antes de realizar el análisis es el acercamiento más rápido a la solución del problema de diseño. Si fuera evadido el proceso de optimización sería mayor el número necesario de ciclos de prueba y error a realizar por los diseñadores (aún con la ayuda del CAD). Por otra parte, no existe un MM exhaustivo que tome en cuenta absolutamente todos los detalles del objeto de diseño, por lo que no es posible prescindir de los procesos de análisis y evaluación de las posibles soluciones de diseño.

Al evaluar y comparar las dos alternativas finales se optó por la ya mostrada en diferentes formas de la figura 9 a la Figura 11.

7. Diseño detallado.

Posteriormente se determinaron todos los parámetros que no fueron incluidos antes en el MM ni en los modelos 3D, tales como algunas tolerancias, rugosidades superficiales, pinturas y otros. Con ayuda del CAD quedó plasmada en juego de planos y memoria descriptiva la descripción final de la solución, con suficiente nivel de detalle como para realizarla en la práctica.

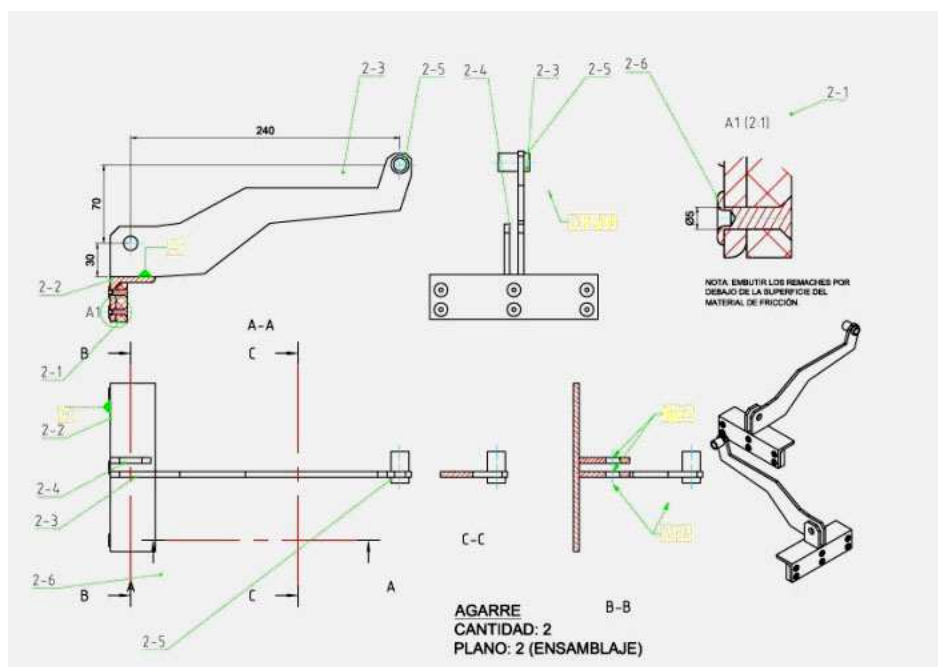


Figura 12. Fragmento del plano de ensamblaje del conjunto de agarre



Figura 13. Solución de diseño usada en la producción de losas acanaladas de ferrocemento

Al pasar satisfactoriamente las pruebas físicas se pasó a la producción en serie, encontrándose ya algunas pinzas trabajando en la manufactura de cubiertas y entresijos prefabricados de ferrocemento, como se observa en la Figura 13

Como es sabido el equipo de diseñadores no puede desentenderse del producto aún cuando ya haya sido puesto en marcha, por lo que se continúa observando el comportamiento en espera de la detección de nuevos problemas de diseño, para darles solución con mejores métodos, con los que, seguramente, se podrá contar entonces.

3. Conclusiones.

1. Para realizar con efectividad el DP con el uso de CADs no basta con valerse de las herramientas de dichos software. Es útil además construir MM con el fin de apoyarse en ellos para formular y resolver problemas de diseño.
2. En DP, el MGD muestra información necesaria sobre el MM que normalmente no es visible para el equipo de diseñadores, entre las que se encuentran la estructura del modelo y las invariantes dadas por la asimetría de algunas relaciones; esta última muy frecuente en el diseño de máquinas, entre otras causas por el elevado grado de estandarización de piezas y conjuntos.
3. Al realizar actividades tanto de síntesis como de análisis, el MGD brinda una estimable ayuda para formular y caracterizar, sobre el mismo MM, varios problemas de diseño paramétrico a

diferentes niveles dentro del proceso de diseño de una máquina.

4. En el DP de máquinas, el MGD resulta ser un excelente organizador de la optimización, contribuyendo a determinar fácilmente los posibles grados de libertad y los dominios de las variables involucradas en cada problema planteado.
5. El uso simultáneo de CAD y del MGD constituye una herramienta de comprobación que reduce los posibles errores al construir MM, al plantear problemas de diseño y al resolverlos; especialmente cuando estos son de optimización.
6. El uso simultáneo de CAD y del MGD acelera notablemente el proceso de DP de máquinas, ya que al combinarlos se llega más rápida y directamente a la solución.

4. Referencias.

1. **ASME.** ASME PPC- *Parametric Design*. ASME PPC. [En línea] 2007. www.professionalpractice.asme.org/SecuredModules/engineering/parametric.
2. **Norton, Robert L.** *Diseño de Máquinas*. México: Prentice Hall, 1999. ISBN: 970-17-0257-3.
3. **Shigley, J. E. y Mischke, C. R.** *Standard handbook of machine design (2da edición)*. San Francisco: McGraw-Hill, 1996. ISBN 0-07-056958-4.
4. *Parametric Design. Parametric Design*. [En línea] [Citado el: 22 de 9 de 2006.] <http://coen.boisestate.edu/reggert/Design/ParDesProc.doc>
5. **Martínez Escanaverino, J.** *Diseño Racional en Ingeniería Mecánica. Curso impartido en la Maestría de Ingeniería Mecánica*. CUJAE. Ciudad de La Habana: s.n., 2006.
6. **Chaur Bernal, J.** *Diseño conceptual de productos asistido por ordenador: Un estudio analítico sobre aplicaciones y definición de la estructura básica de un nuevo programa*. Tesis doctoral. s.l.: Universidad Politécnica de

- Cataluña, 2005. B.37093-2005/84-689-3152-7. ISBN.
7. **Orlov, P.** *Ingeniería de Diseño*. Moscú: MIR, 1985.
 8. **Aish, R. y Woodbury, R.** *Multi-Level Interaction in Parametric Design*. [En línea] 10 de junio de 2005. <http://www.siat.sfu.ca>.
 9. **Martínez Escanaverino, J.** *Resolución de Problemas de Cómputo. Curso Impartido en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la CUJAE*. Ciudad de La Habana: s.n., 2006.
 10. **Martínez Escanaverino, J. et al.** *Rational design automation by dichromatic graphs*. Pittsburgh, Pennsylvania: Proceedings of DETC'01: ASME 2001 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2001.
 11. **Martínez-Escanaverino, J. y Martínez-Fonte, L.** *A problem solving rationale for conceptual design in engineering*. CAID&CD Conference. Netherlands : s.n., 2005.
 12. **Alexandrov, M.** *Aparatos y máquinas de elevación y transporte*. Moscú: MIR, 1976.
 13. **Jolodov, I. Y. y Postovenski, B. B.** *Gruzozajvatnye ustroistva i prispobleniya b stroitelstve*. Cpravochnik. Kiev : Budivelnik, 1982.
 14. **Kozlov, Y. T.** *Gruzozajvatnye ustroistva*. Cpravochnik. Moscú : Transport, 1980.
 15. **Martínez Escanaverino, J., et al.** *Control, design and error variables in decomposition of design optimization problems*. Monmtreal, Canadá : Proceedings of DETC'01: ASME 2001 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2002.
 16. **Chinneck, J. W.** *Practical Optimization: a Gentle Introduction*. Ottawa: Carleton University, 2000. K1S 5B6

S. A. Marrero Osorio, J. Martínez Escanaverino

Departamento de Mecánica Aplicada. Facultad de Ingeniería Mecánica

E-mail: smarrero@mecanica.cujae.edu.cu, escanaverino@mecanica.cujae.edu.cu

Instituto Superior Politécnico "José Antonio Echeverría" – CUJAE

Calle 114 #11901 e/119 y 127. Marianao. La Habana. CP 19390. Cuba.