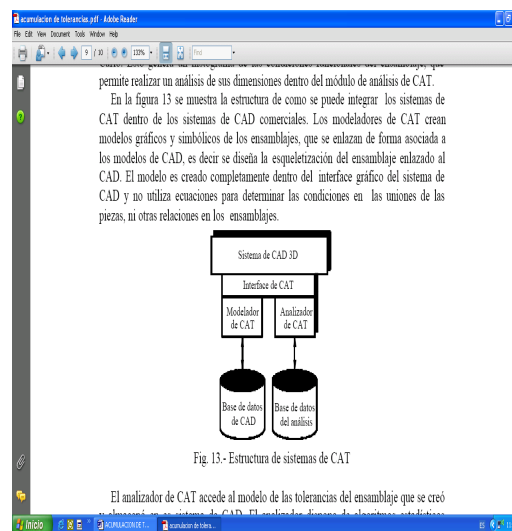
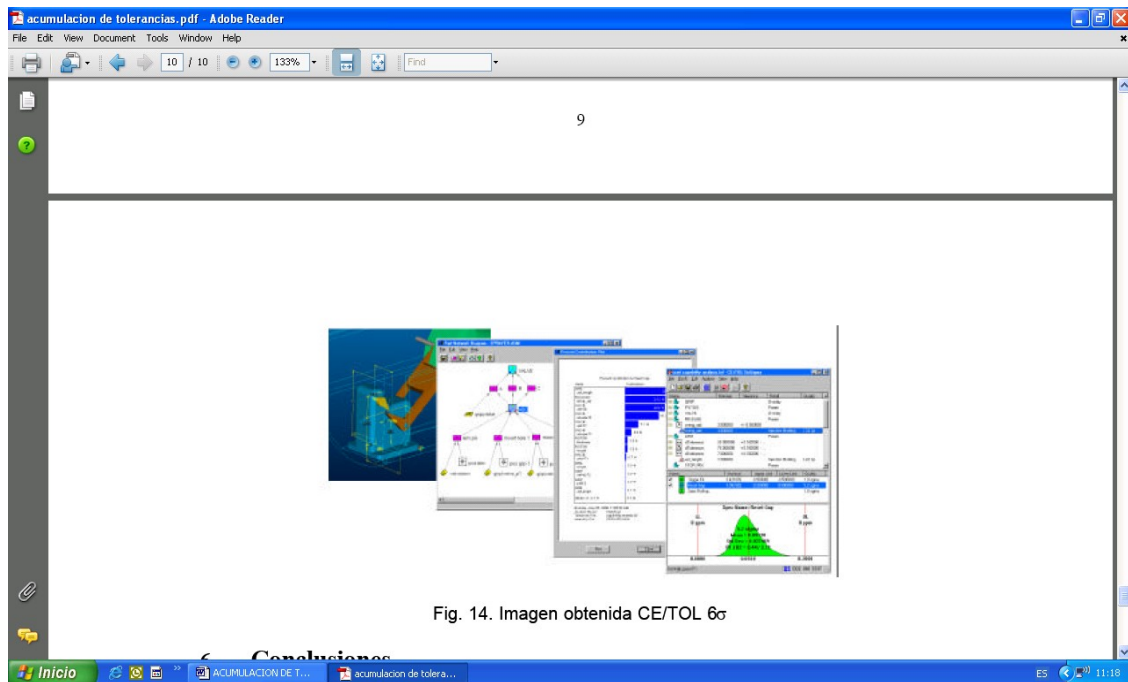
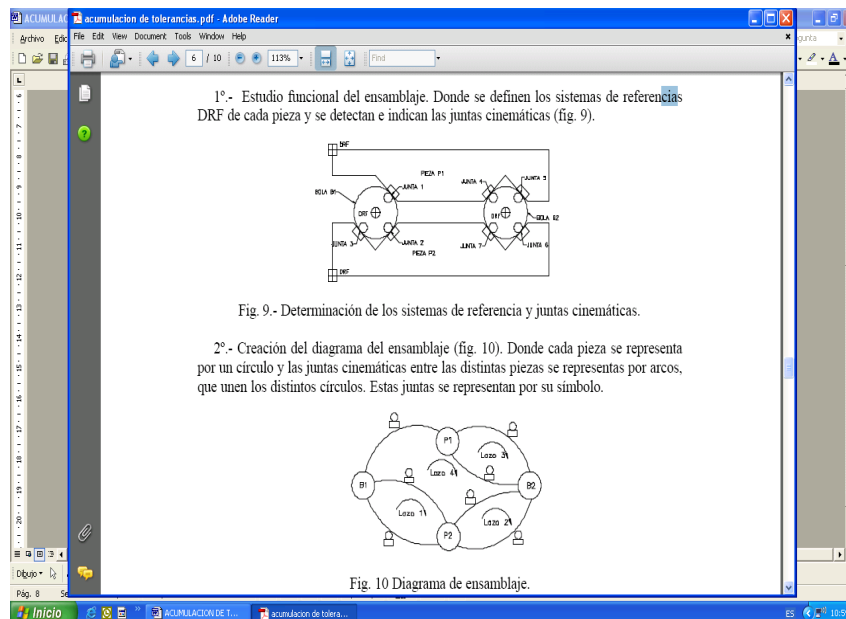
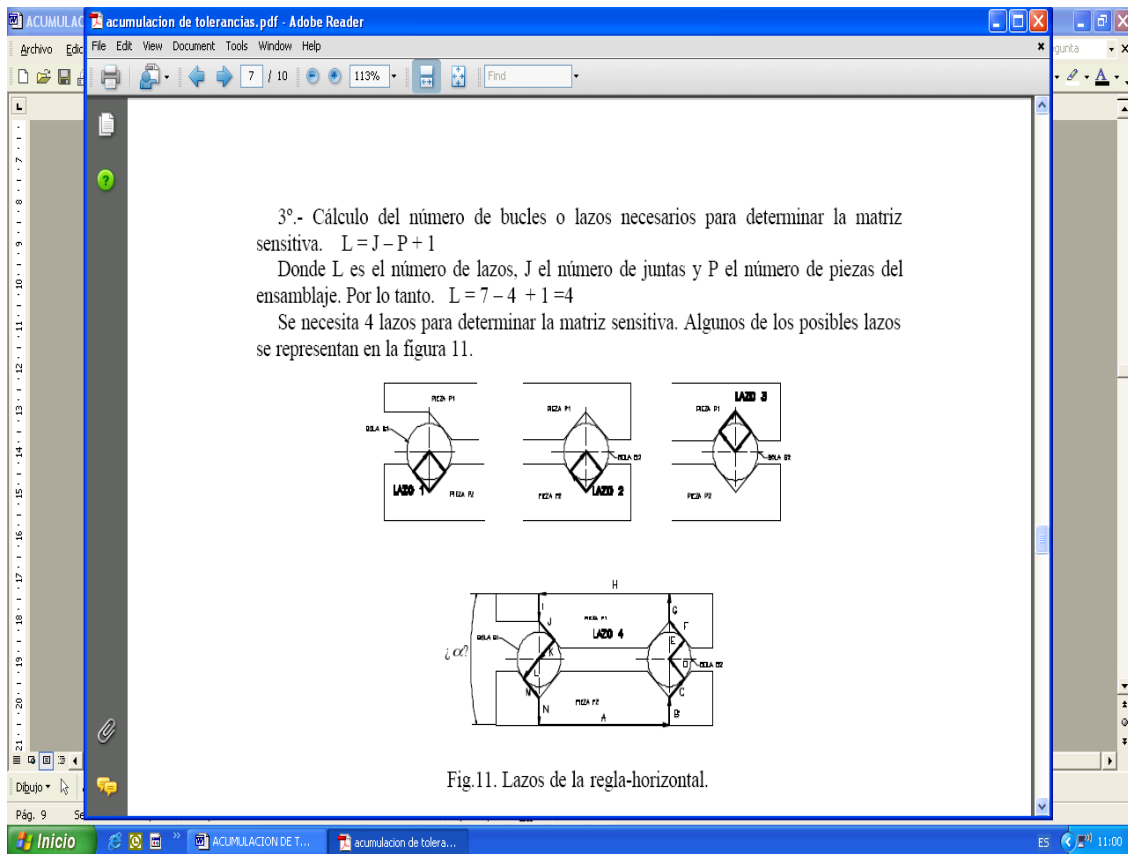


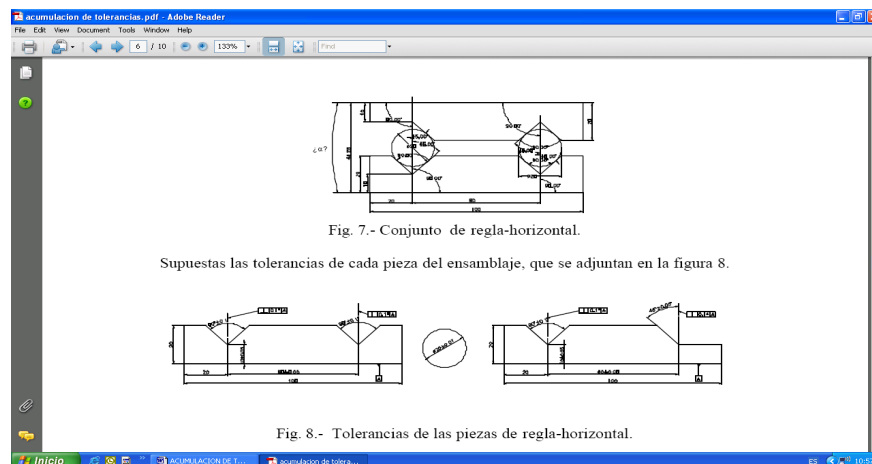
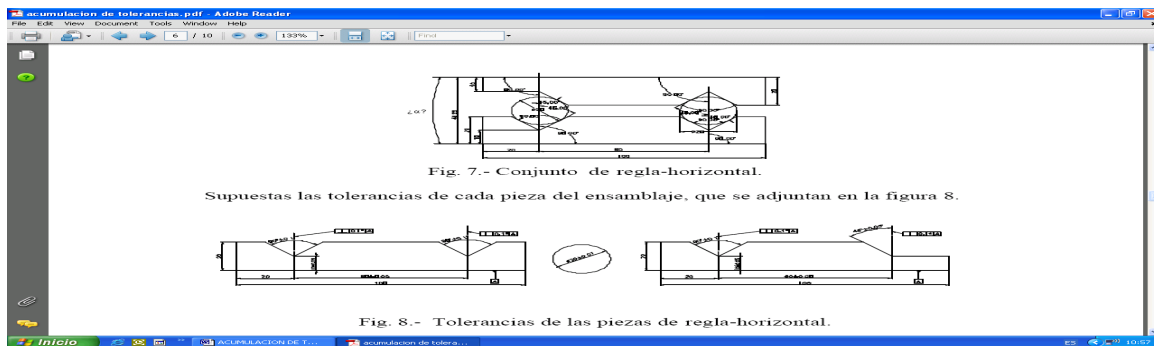
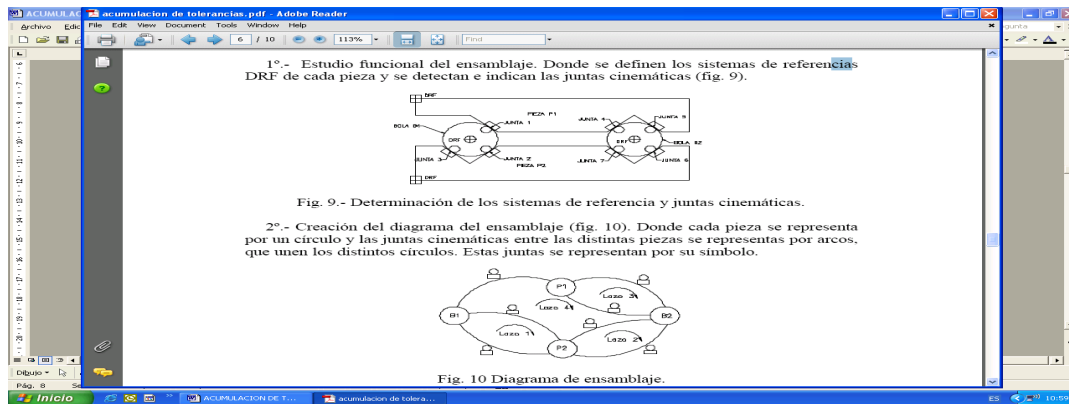
Diversos autores han utilizado variantes del modelo jerárquico (Sri, 1990; Lee, 1985; Wan, 1993). La Figura 4.10 muestra una simple representación jerárquica del ensamble representado en la Figura 4.8. El modelo jerárquico se utiliza en el análisis de las secuencias del ensamble, análisis cinemático y en el análisis de tolerancias —durante las etapas avanzadas del diseño.

Figura 4.10. Un modelo jerárquico del ensamble de la Figura 4.8

Una de las más recientes propuestas para modelar el ensamble haciendo énfasis en la representación en las etapas primarias del proceso de diseño son las «*cadena de flujos de datos*» —DFC— (Whi, 1996; Cun, 1996; Man, 1998; Tho, 1999; Whi, 2001). Un DFC es un gráfico acíclico dirigido que define la jerarquía de las relaciones







que corresponde al valor de la tolerancia.

3. De forma aleatoria, por simulación del método de Monte Carlo.

El método Monte Carlo estima la variación dimensional en un ensamblaje, debido a las variaciones dimensionales y geométricas de los distintos componentes del ensamblaje.

Conocida o estimada la distribución de las variables de entrada, podemos estimar la variable de salida (en el ensamblaje), de forma estadística y la distribución que sigue, siempre y cuando se conozca la función de ensamblaje.

En la figura 6, se muestra conceptualmente este método:

Fig. 6.- El método Monte Carlo.

La simulación consiste en seleccionar valores aleatorios para las dimensiones de

$S_{ij} = \frac{\partial U_i}{\partial X_j}$ ó $\frac{\partial V_i}{\partial X_j}$, es la variación característica que sufre la dimensión U_i ó V_i del ensamblaje al variar la dimensión del componente X_j un valor δX_j .

La estimación de la tolerancia se puede realizar de tres modos:

1. Por el método del peor de los casos.

Suponiendo que la tolerancia del ensamblaje es igual a la suma de las tolerancias que intervienen en la condición de ensamblaje ($T_{ensamblaje} = \sum |T_i|$).

Por lo tanto, δU_i ó $\delta V_i = \sum_{j=1}^n |S_{ij}| \cdot \delta X_j$

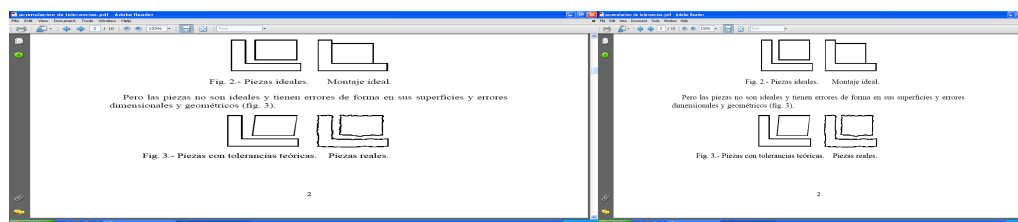
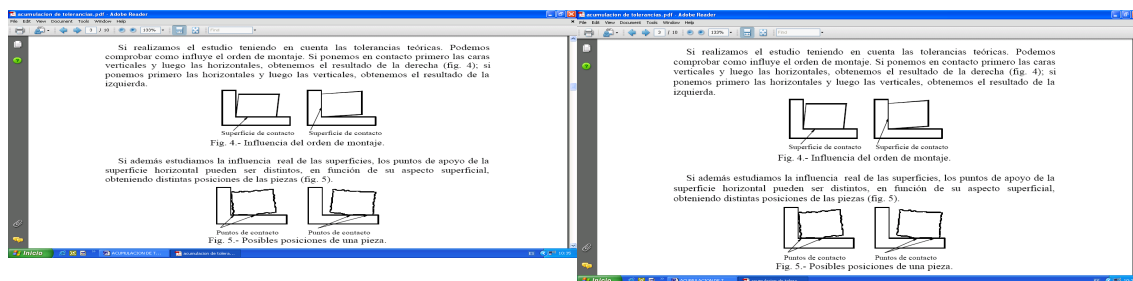
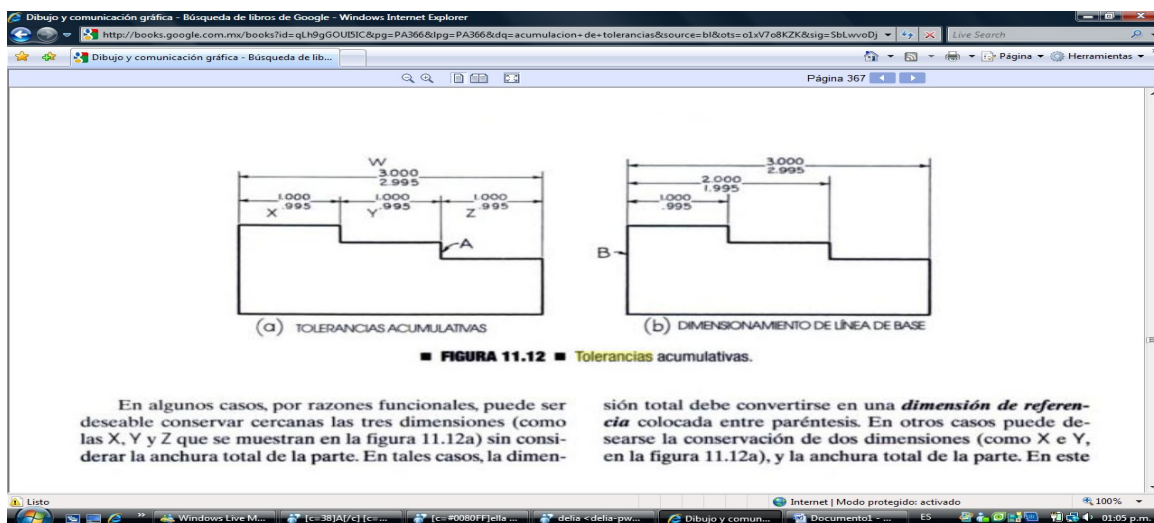
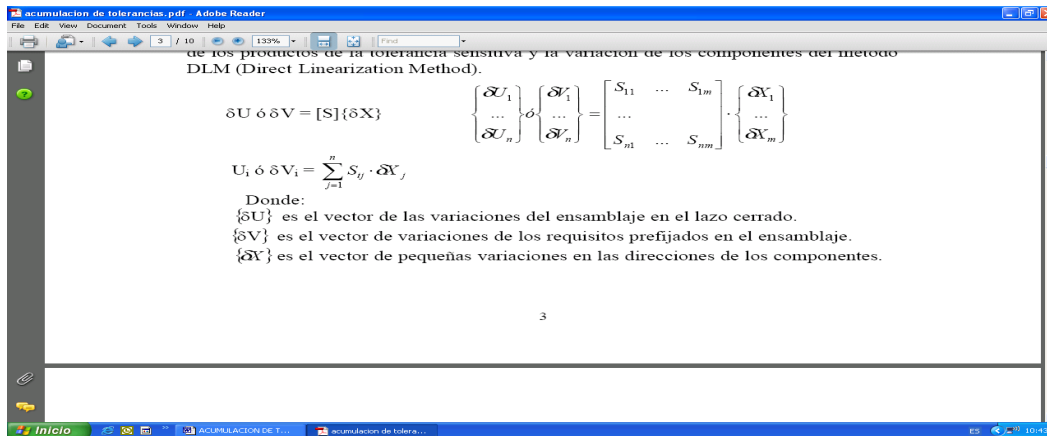
2. Por medio de la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados

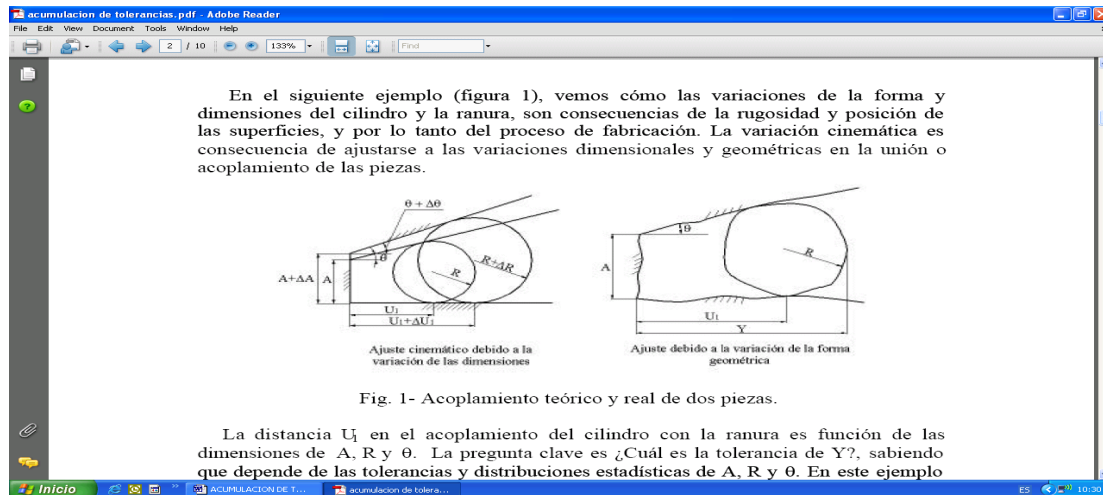
La ley de propagación de la varianza nos dice que si $y = f(x)$, $U_y^2 = \sum \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \cdot U_i^2$, donde U_i es cada una de las desviaciones típicas de los componentes y U_y es la desviación típica del ensamblaje.

En esta hipótesis se desprecia la influencia de la covarianza, para lo cual se debe cumplir que las variables x_i sean independientes.

Aplicando esta teoría a nuestro caso podemos escribir: δU_i ó $\delta V_i = \sqrt{\sum_{j=1}^n S_{ij}^2 \cdot \delta X_j^2}$

δX_j es la variación del componente X_j que en la mayoría de los casos es





Metrología Avanzada

Unidad V

ACUMULACION DE TOLERANCIAS

5.1 Definición

5.2 Análisis de Ensamblés

5.3 Acumulación de Tolerancias

INDICE:

Introducción	3
Definición	5
Análisis de las Tolerancias de Ensamblaje Asistidas por Ordenador en el Diseño (CAT)	6
Estimación de la acumulación de tolerancias en los ensamblajes	6
Utilización del CAD para calcular la tolerancia de ensamblaje	9
Integración de CAT en el CAD	13
Softwares comerciales de CAT	14
Representación de los Requerimientos Funcionales y las Tolerancias en el Diseño Conceptual	15
Representación de la Estructura Funcional en el Diseño Conceptual	15
Los Requerimientos Funcionales y la Modelación del Ensamble en el Diseño Conceptual	15
Principales Enfoques en la Modelación del Ensamble	16

Método de las Burbujas para la Modelación del Ensamble	18
Resumen y Conclusión	20
Referencias y Bibliografía	21

Introducción

Para posibilitar la toma de decisiones en las etapas más tempranas del proceso de diseño, se necesita de una representación efectiva de la información relacionada con los requerimientos funcionales y las tolerancias, y de una modelación adecuada del ensamble. La intención subyacente del diseñador y las relaciones lógicas existentes entre los requerimientos funcionales pueden perderse si no existe una representación explícita; y por lo tanto, es necesario el desarrollo de procedimientos que permitan representar a los requerimientos funcionales de una forma explícita y unificada.

Aquí se expone un método para la representación grafica del ensamble, donde se incluyen aspectos referentes a los requerimientos funcionales y en especial las tolerancias dimensionales y geométricas. Esta representación permite expresar de forma grafica a los requerimientos funcionales y posibilitara el análisis de las cadenas de tolerancias desde la etapa del diseño conceptual, elemento indispensable para realizar el proceso de síntesis de tolerancias en el diseño básico y de detalle.

Son tres las fuentes principales que deben ser tenidas en cuenta en la variación de las posiciones en los ensamblajes [Chase, 1999]:

- 1º.- Las variaciones debidas a las tolerancias dimensionales (longitudinales y angulares).
- 2º.- Las variaciones debidas a las tolerancias geométricas (posición, redondez, planicidad...).
- 3º.- Las variaciones cinemáticas (pequeños desplazamientos en los acoplamientos de las piezas).

En el siguiente ejemplo (figura 1), vemos cómo las variaciones de la forma y dimensiones del cilindro y la ranura, son consecuencias de la rugosidad y posición de las superficies, y por lo tanto del proceso de fabricación. La variación cinemática es consecuencia de ajustarse a las variaciones dimensionales y geométricas en la unión o acoplamiento de las piezas.

La distancia U_1 en el acoplamiento del cilindro con la ranura es función de las dimensiones de A , R y \varnothing . La pregunta clave es ¿Cuál es la tolerancia de Y ?, sabiendo que depende de las tolerancias y distribuciones estadísticas de A , R y \varnothing . En este ejemplo concreto, el problema se puede resolver analíticamente y por medio de una hoja de cálculo, pero no en los casos generales de mecanismos en 3D. En este último caso, nos tenemos que apoyar en la geometría de los modelos en 3D del CAD o en la esquelitización de sus modelos.

La descripción del problema general de análisis de tolerancias de los conjuntos y mecanismos aun es más compleja ya que además de estudiar las tolerancias dimensionales y el aspecto superficial, del ejemplo anterior, influyen el orden de montaje y las tolerancias geométricas. Para ilustrar el análisis de tolerancias en general, tomaremos el siguiente ejemplo. Suponemos un conjunto

formado únicamente por dos piezas. Podemos hacerlo de dos formas: poniendo en contacto primero las caras horizontales y luego las verticales, o al revés. Si ambas piezas fuesen perfectas (Fig. 2), el resultado sería el mismo.

Pero las piezas no son ideales y tienen errores de forma en sus superficies y errores dimensionales y geométricos (Fig. 3).

Si realizamos el estudio teniendo en cuenta las tolerancias teóricas. Podemos comprobar cómo influye el orden de montaje. Si ponemos en contacto primero las caras verticales y luego las horizontales, obtenemos el resultado de la derecha (Fig. 4); si ponemos primero las horizontales y luego las verticales, obtenemos el resultado de la izquierda.

Si además estudiamos la influencia real de las superficies, los puntos de apoyo de la superficie horizontal pueden ser distintos, en función de su aspecto superficial, obteniendo distintas posiciones de las piezas (Fig. 5).

De los ejemplos anteriores deducimos que en el análisis de tolerancias influyen tanto las tolerancias individuales de cada pieza, como la secuencia y métodos de montaje de cada pieza en el conjunto. Para resolver el problema debemos actuar sobre aquellas tolerancias que realmente influyen en las mediciones finales, y sobre los procesos de montaje.

Definición

TOLERANCIA ACUMULADA

Es el máximo porcentaje de tolerancia que se permite en cada calidad dentro de cada grado. Está formada por las tolerancias de los factores que determinan la calidad pero no es la suma de las tolerancias.

ACUMULACION DE TOLERANCIAS

En el dimensionamiento de tolerancias, es muy importante considerar el efecto de una tolerancia sobre otra. Cuando la ubicación de una superficie se ve afectada por más de un valor de tolerancia, dichas tolerancias son *acumulativas*. Por ejemplo, en la figura 11.12a, si se omite la dimensión Z, la superficie A será controlada por las 2 dimensiones X e Y, y puede existir una variación total .010 in en lugar de la variación de .005 in permitida por la dimensión Y. Si el objeto se fabrica con las tolerancias mínimas de X, Y y Z, la variación total en la longitud de la parte será de .015 in, y la parte puede tener una longitud mínima de 2.985 in Sin embargo, la tolerancia en la dimensión global W es de solo .005 in, esto permite que la parte pueda tener solo la longitud mínima de 2.995 in. La parte se controla en demasiadas formas diferentes: la cual estará sobredimensionada.

En algunos casos, por razones funcionales, puede ser deseable conservar cercanas las tres dimensiones (como las X, Y y Z que se muestran en la figura 11.12a) sin considerar la anchura total de la parte. En tales casos, la dimensión total debe convertirse en una dimensión de referencia colocada entre paréntesis. En otros casos puede desearse la conservación de dos dimensiones (como X e Y, en la figura 11.12a), y la anchura total de la parte. En este caso, una dimensión como la Z mostrada en la figura 11.12a debe omitirse o bien proporcionarse solo como una dimensión de referencia.

Como regla general, resulta mejor dimensionar cada superficie de manera que este afectada por solo una dimensión. Esto puede hacerse relacionando a todas las dimensiones con una sola superficie de referencia tal como la superficie B de la figura 11.12b.

Análisis de las Tolerancias de Ensamblaje Asistidas por Ordenador en el Diseño (CAT)

Estimación de la acumulación de tolerancias en los ensamblajes.

Los conceptos teóricos aplicados a las cadenas de cotas unidimensionales y bidimensionales son aplicables también a los ensamblajes tridimensionales, convirtiéndose el planteamiento del problema en un cálculo matricial de vectores de cota, en el espacio.

La estimación de las tolerancias acumuladas δU o δV pueden ser calculada por suma de los productos de la tolerancia sensitiva y la variación de los componentes del método DLM (Direct Linearization Method).

□

δX_j es la variación del componente X_j , que en la mayoría de los casos es desconocida, por lo que suponemos que es simétrica e igual a $\pm 3\sigma$ (desviación típica), que corresponde al valor de la tolerancia.

La simulación consiste en seleccionar valores aleatorios para las dimensiones de entrada independientes, de sus respectivas distribuciones probabilísticas, y calcular las dimensiones resultantes de la función ensamblaje. El proceso se realiza de forma iterativa si la función es implícita.

Si la función vectorial de ensamblaje es explícita además de utilizar el método de Monte Carlo, se puede utilizar el método de DLM (Direct Linearization Method), que utiliza las matrices algebraicas y restricciones cinemáticas, para estimar la variación de las variables cinemáticas o de ensamblaje y predecir el número de piezas rechazadas.

Si se utiliza el método Monte Carlo, estimamos la media, la desviación típica y coeficiente de curtosis, pudiendo compararse las características del ensamblaje a las de una muestra.

Los ensamblajes rechazados por estar fuera de los límites, pueden ser contados durante la simulación, o sus percentiles en las salidas del método de Monte Carlo, pudiendo estimar los rechazos. La distribución más utilizada es la normal o de Gauss, cuando no se conoce su distribución.

El número requerido para el muestreo es función de la exactitud en la variable de salida.

[Gao, 1995] Realizó un estudio de siete mecanismos en 2D, uno en 3D, incluyendo en dos de ellos control de tolerancias geométricas, además de las dimensionales.

Comparó el método Monte Carlo con el método DLM, obteniendo los siguientes resultados:

- El método DLM es preciso estimando la variación del ensamblaje. Es también preciso en predecir los rechazos de ensamblajes, en la mayoría de los casos, excepto cuando el número de restricciones cinemáticas no lineales es alto.
- El tamaño de la muestra tiene gran influencia en predecir los ensamblajes rechazados en el método Monte Carlo, pero el efecto es pequeño en la simulación de las variaciones del ensamblaje, para tamaño de muestreo mayor de 1.000 simulaciones.
- Las restricciones no lineales en los ensamblajes, pueden causar un cambio significativo en el resultado de las dimensiones cinemáticas del ensamblaje y en la simetría de la distribución.
- Para muestreo superior a 30.000, es más preciso el método Monte Carlo, que el método DLM en predecir la variación del ensamblaje.
- Para muestreo superior a 10.000 es más preciso el método Monte Carlo, que el método DLM en predecir los ensamblajes rechazados. Por debajo de este muestreo la predicción de rechazos da peor resultado.
- Para muestreo de 100.000 o superior los resultados son razonablemente precisos.

Posteriormente [Cvetko, 1998] comprueba la influencia del tamaño de la muestra en la simulación por el método Monte Carlo, comparando el error cometido en un ensamblaje entre muestras de 1.000 y 10.000 ensamblajes, con intervalo de confianza de 68%. Comprobando que:

- Las medias y las variaciones son suficientemente próximas.
- Los momentos de tercer y cuarto orden (simetría y curtosis), pueden no ser próximos.

Utilización del CAD para calcular la tolerancia de ensamblaje.

El cálculo de las tolerancias de ensamblaje se realiza esqueletizando los modelos de CAD 3D con herramientas de CAT, integrados en paquetes de CAD. El coste del conjunto de estos softwares es muy elevado actualmente para la mayoría de las medianas y pequeñas empresas, pero con los conceptos teóricos del método DLM y un paquete de CAD Standard que tenga geometría variacional asociativa, podemos resolver un gran número problemas. Por ejemplo:

Dado el conjunto denominado regla-horizontal (Fig. 7), formado por dos cilindros y dos placas con ranuras en V, se pretende estimar, ¿cuál es la tolerancia del ángulo α del ensamblaje?

Supuestas las tolerancias de cada pieza del ensamblaje, que se adjuntan en la figura 8.

Si queremos definir el procedimiento automatizado para determinar las tolerancias del ensamblaje, debemos seguir los siguientes pasos:

1º.- Estudio funcional del ensamblaje. Donde se definen los sistemas de referencias DRF de cada pieza y se detectan e indican las juntas cinemáticas (Fig. 9).

2º.- Creación del diagrama del ensamblaje (Fig. 10). Donde cada pieza se representa por un círculo y las juntas cinemáticas entre las distintas piezas se representan por arcos, que unen los distintos círculos. Estas juntas se representan por su símbolo.

3º.- Cálculo del número de bucles o lazos necesarios para determinar la matriz sensitiva.
 $L = J - P + 1$

Donde L es el número de lazos, J el número de juntas y P el número de piezas del ensamblaje. Por lo tanto. $L = 7 - 4 + 1 = 4$
Se necesita 4 lazos para determinar la matriz sensitiva. Algunos de los posibles lazos se representan en la figura 11.

La estimación del ángulo α se determina en el lazo 4. Su cálculo se puede hacer definiendo la matriz sensitiva [S] o de forma gráfica por medio del CAD. En este ejemplo se estima α utilizando el CAD y es función de los vectores adjuntos.

$$\alpha = f(A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N)$$

Teniendo presente la expresión de la matriz sensitiva y la estimación de la tolerancia por el método de la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados.

El ángulo α es función de la variación que experimentan las distintas cotas que interviene en el lazo 4 del ensamblaje, es decir, depende de las cotas con tolerancias de $T1=60\pm0,05$, $T2=90\pm0,1^\circ$, $T3=10\pm0,05$, $T4=45\pm0,05^\circ$, $T5=20\pm0,01$ y $T6=0,1^\circ$. Debido a la forma del ensamblaje, a que existen dos bolas y a la simetría entre las piezas 1 y 2, los incrementos de α producidos por T1 se repiten 2 veces, los de T2 3 veces, los de T3 4 veces, los de T4 1 vez, los de T5 2 veces y los de T6 4 veces.

Para estimar la tolerancia de α , empleamos el CAD, donde previamente se han introducido las distintas relaciones de tangencia, posición, orientación, dimensión lineal y angular. Posteriormente, se da un incremento a las distintas cotas T1, T2, T3, T4, T5 y T6, de forma independiente, obteniendo los gráficos de la figura 12.

Al variar $\delta T1=0,05$ mm, obtenemos en el CAD $\delta\alpha=0,048^\circ$.

Si $\delta T2=0,1^\circ \Rightarrow \delta\alpha=0,012^\circ$.

Si $\delta T3=0,05$ mm $\Rightarrow \delta\alpha=0,048^\circ$.

Si $\delta T4=0,05^\circ \Rightarrow \delta\alpha=0,012^\circ$.

Si $\delta T5=0,01$ mm $\Rightarrow \delta\alpha=0,014^\circ$.

Si $\delta T6=0,05^\circ \Rightarrow \delta\alpha=0,012^\circ$

$$2 * 0,048^2 + 3 * 0,012^2 + 4 * 0,048^2 + 1 * 0,012^2 + 2 * 0,014^2 + 4 * 0,012^2 \delta\alpha = 2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 =$$

La tolerancia del ángulo α es $\pm 0,12^\circ$, utilizando el método de la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados.

Integración de CAT en el CAD.

Actualmente, se están desarrollando una serie de proyectos a nivel mundial, que pretenden integrar la información de los requisitos funcionales de los productos, las condiciones de fabricación y de metrología, dentro de los paquetes de diseño, para determinar las dimensiones y tolerancias funcionales de los productos.

El método DLM que determina la matriz sensitiva, está basado en la obtención y solución del sistema de ecuaciones lineales de ensamblaje de forma algebraica. Éste método proporciona un preciso y rápido análisis de las tolerancias de forma compatible e integrada con las herramientas de diseño CAD.

La definición del vector bucle o lazo (cadena de cotas en 3D) también puede ser usada en el análisis de las tolerancias por medio de modeladores de CAT gráficos, para después simular los ensamblajes de forma reiterativa y aleatoria por el método Monte Carlo. Esto genera un histograma

de las condiciones funcionales del ensamblaje, que permite realizar un análisis de sus dimensiones dentro del módulo de análisis de CAT.

En la figura 13 se muestra la estructura de como se puede integrar los sistemas de CAT dentro de los sistemas de CAD comerciales. Los modeladores de CAT crean modelos gráficos y simbólicos de los ensamblajes, que se enlazan de forma asociada a los modelos de CAD, es decir se diseña la esqueletización del ensamblaje enlazado al CAD. El modelo es creado completamente dentro del interface gráfico del sistema de CAD y no utiliza ecuaciones para determinar las condiciones en las uniones de las piezas, ni otras relaciones en los ensamblajes.

El analizador de CAT accede al modelo de las tolerancias del ensamblaje que se creó y almacenó en el sistema de CAD. El analizador dispone de algoritmos estadísticos incorporados, para poder predecir la variación de las dimensiones críticas del ensamblaje debidas a las variaciones introducidas en el proceso. La síntesis de las tolerancias estimadas y la obtención gráfica de la aportación de cada tolerancia individual a la tolerancia del ensamblaje, permite redefinir de forma instantánea e integrada la tolerancia individual y comprobar cuál es la variación que produce en el ensamblaje.

Con la integración del CAT en el CAD el diseñador tiene un control completo sobre el proceso de definición y análisis de las tolerancias. Los gráficos obtenidos del análisis de las tolerancias, dan al ingeniero una visión de las distribuciones estadísticas, de la contribución percentil de cada tolerancia y de la estimación de los ensamblajes fuera de tolerancias por millón.

Softwares comerciales de CAT.

Las soluciones más importantes, que conocemos, para la resolución de análisis de tolerancias en el entorno de CAD son VSA, 3DCS y CE/TOL 6. VSA-3D. VSA era una empresa llamada Variation Systems Analysis, Inc. con tradición en análisis de Tolerancias y que fue comprada por EDS. Este software es compatible con CATIA V4, pero no con CATIA V5.

3DCS. (3 Dimensional Control System) Representa virtualmente las variaciones del diseño en un sistema de modelado en 3D y proporciona una simulación estadísticamente del ensamblaje virtual. CE/TOL 6. Es un software de CAT (Fig. 14), totalmente integrado en PRO/Engineer que permite modelar en 3D, realizar ensamblajes entre las piezas con sus restricciones y tolerancias, calcular la matriz sensitiva, identifica el camino crítico y realiza un análisis estadístico o por el método del peor de los casos.

Representación de los Requerimientos Funcionales y las Tolerancias en el Diseño Conceptual

Representación de la Estructura Funcional en el Diseño Conceptual

Los requerimientos funcionales que forman parte de la estructura funcional propuesta, y que constituyen las intenciones de diseño, constituyen la principal fuente de información disponible en la etapa conceptual del proceso de diseño. La representación de los requerimientos funcionales es uno de los aspectos claves para el desarrollo de herramientas de diseño conceptual asistidas por ordenador.

Muchos de los trabajos primarios de investigación relacionados con el diseño conceptual permitieron el desarrollo de un conjunto de vocablos estándar relacionados con las funciones mecánicas y demostraron la utilidad de la representación funcional (Has, 1997).

Los Requerimientos Funcionales y la Modelación del Ensamble en el Diseño Conceptual

En la actualidad existen dos problemas básicos que influyen de forma notable en la representación de las tolerancias en los sistemas CAD. Por una parte, las normas relacionadas con las tolerancias no proporcionan un modelo de tolerancias teórico que sea consistente con los actuales entornos CAD, pues están orientadas hacia el dibujo, dando lugar a ambigüedades a la hora de representarlos en estos sistemas. Por otra parte, las normas acerca de las tolerancias no proporcionan un método para la especificación de forma coherente de los requerimientos funcionales.

En cuanto a la modelación del ensamble en los sistemas CAD, varios investigadores lo han intentado descubrir (Req, 1980, 1984, 1986; Lee, 1985; Roy, 1988^a, 1988^b, 2000; Che, 1994; Clé, 1994; Sal, 1995; Söd, 1998^a, 1999^b) con el objetivo de realizar análisis del ensamble, análisis cinemático y análisis de tolerancias.

Según Sudarsan et al. (Sud, 2000), los estudios realizados acerca de la modelación de los ensambles en entornos CAD pueden clasificarse en: (1) Representación del ensamble, la geometría de los componentes y la topología; (2) Identificación y establecimiento de las relaciones funcionales entre los componentes de un ensamble; (3) Identificación de las relaciones de precedencia del ensamble; (4) Generación y/o planificación de las secuencias de ensamble; y (5) Análisis del ensamble.

Principales Enfoques en la Modelación del Ensamble

En la actualidad existe una amplia variedad de modelos que permiten la captura de la información relativa a los ensambles en diferentes niveles en el proceso de diseño. La representación del ensamble se basa en la utilización de modelos basados en modeladores de sólidos, modelos relacionales y modelos jerárquicos. (Nar, 1988; Whi, 1996). Los modelos basados en modeladores de sólidos representan la posición de las piezas en términos de sus coordenadas espaciales. Proporcionan la suficiente información grafica del ensamble pero no son adecuados para los propósitos del estudio de las tolerancias. Por ejemplo, los cambios en las posiciones o dimensiones de piezas individuales no se transmiten a las demás piezas en el ensamble.

De acuerdo con Whitney (Whi, 1996), los modelos geométricos utilizados en muchos modeladores de sólidos tienen un conjunto de limitaciones, entre las que se encuentran: sólo pueden representar la estructura del producto en un solo nivel de abstracción por lo que no permiten realizar diferentes tipos de análisis; poseen una capacidad limitada para almacenar la progresión del proceso de diseño y por tanto, no capturan aspectos relacionados con la intención de diseño; a menudo, no pueden capturar la distinción entre aspectos esenciales y aspectos no esenciales; los cambios en la forma, en la geometría y en la posición relativa de la pieza no se transmite totalmente a las demás piezas del modelo; los datos geométricos son sólo uno de los muchos atributos y no están disponibles en las etapas primarias del proceso de diseño.

Por su parte, los modelos relacionales representan las relaciones geométricas en forma de elementos de unión entre las piezas individuales o entre subensambles. Muchas veces se les denomina diagramas de «*liaison*» o modelos de conexión (Whi, 1996).

Usualmente los ensambles son modelados como gráficos no dirigidos donde los nodos representan las piezas y los arcos representan las relaciones geométricas entre ellos. Los arcos pueden tener anotaciones. La posición de las piezas o subensambles pueden representarse a través de una matriz de transformación.

En la Figura 4.9 se muestra una representación relacional del ensamble mostrado en la Figura 4.8. El modelo contiene seis nodos y ocho arcos. Cada arco representa una relación o unión entre las piezas o subensambles. Los modelos relacionales no pueden capturar el orden en el que se establecen las relaciones geométricas. Se utilizan en el análisis de aplicaciones tales como la planificación de la trayectoria de los robots y en la generación de secuencias de ensamble (Sri, 1990). Los modelos relacionales no son adecuados para las tolerancias.

En un modelo jerárquico, el ensamble se representa como una colección de subensambles, los cuales se descomponen en piezas o en niveles de subensambles. Al igual que en el caso de los modelos relacionales, la posición de una determinada pieza o subensamble puede representarse a través de una matriz de transformación. A pesar de que un modelo jerárquico captura la descomposición del ensamble y las relaciones de precedencia en diferentes niveles, no puede asignar ninguna jerarquía en el orden de establecimiento de los enlaces entre las piezas de un subensamble en particular.

Además, semejante jerarquía todavía se encuentra en fase de desarrollo durante las etapas primarias del proceso de diseño.

Una estructura tipo árbol es la más apropiada para representar un modelo jerárquico. Diversos autores han utilizado variantes del modelo jerárquico (Sri, 1990; Lee, 1985; Wan, 1993). La Figura 4.10 muestra una simple representación jerárquica del ensamble representado en la

Figura 4.8. El modelo jerárquico se utiliza en el análisis de las secuencias del ensamble, análisis cinemático y en el análisis de tolerancias —durante las etapas avanzadas del diseño.

Método de las burbujas para la modelación del ensamble

La especificación de los requerimientos funcionales y la modelación del ensamble constituyen en la actualidad un aspecto de interés creciente en la Ingeniería Mecánica asociada a los entornos CAD.

En la actualidad, las normas y los lenguajes gráficos utilizados para expresar los límites de las variaciones geométricas de las piezas han sido satisfactorias, pero incompletas e imprecisas (Bal, 1993).

El procedimiento expresado a través de la Figura 4.12, se puede detallar en forma secuencial, siguiendo los siguientes pasos:

- Paso 1. Identificar los requerimientos funcionales en el ensamble. Estos requerimientos fueron abordados en el Capítulo 3 y se sugiere utilizar la clasificación que muestra la Tabla 3.2.
- Paso 2. Identificar las piezas o elementos funcionales que garantizan el desempeño del conjunto mecánico. En este paso, para cada requerimiento identificado en el Paso 1, se deben de identificar cuáles son las piezas con importancia desde el punto de vista funcional. Se sugiere utilizar una nomenclatura numérica en orden ascendente. En esta etapa de identificación, a cada pieza seleccionada se le asocia un número con el propósito de identificar cuáles piezas del conjunto son representadas en el modelo.
- Paso 3. Identificar en cada una de las piezas con importancia funcional las características que permiten el cumplimiento de los requerimientos funcionales en las piezas. Se sugiere utilizar una nomenclatura en orden alfabético creciente para cada pieza.
- Paso 4. Construir un gráfico que represente las interacciones y los requerimientos funcionales del ensamble.
- Paso 5. Formular la ruta o cadena dimensional que garantice el cumplimiento de cada requerimiento. Una vez que el modelo gráfico ha sido obtenido, la ruta o cadena dimensional puede ser identificada fácilmente.

Paso 6. Evaluar la cadena dimensional propuesta.

Una de las principales ventajas de la utilización de modelos gráficos genéricos, como es el caso del método de la burbuja, es que permiten reducir considerablemente el tiempo empleado en la elaboración de las rutas o cadenas dimensionales.

RESUMEN

Los sistemas de CAD actuales permiten realizar montajes de distintas piezas en 3D en el ordenador, introducir las tolerancias de las cotas funcionales en las distintas piezas individualmente, pero no permiten determinar las cotas o dimensiones de las condiciones funcionales de los ensamblajes. La presente comunicación realiza un estudio del estado actual de los métodos utilizados en el análisis de las tolerancias en los ensamblajes, de los elementos que influyen en la posición de una pieza en el ensamblaje, un ejemplo de cómo se puede utilizar el CAD como herramienta de apoyo para calcular las tolerancias de ensamblaje y una descripción somera de los softwares actuales de análisis de tolerancias CAT (Computer Aided Tolerancing).

Son tres tipos de vectores, las fuentes que influyen en la determinación de las cadenas de cotas (tolerancias dimensionales, geométricas y juntas cinemáticas), y estos vectores están sujetos a unas tolerancias con una distribución estadística determinada o de forma aleatoria. Los sistemas de CAT definen los bucles de las cadenas de cotas por medio de vectores 2D y 3D, analizan de forma analítica la tolerancia estadística de los ensamblajes por medio del método de simulación de Montecarlo o del método de sistemas de ecuaciones lineales (DLM). Y por último, apoyándonos en sistemas de CAD donde definimos las restricciones entre las distintas piezas, simulamos de forma estadística y gráfica las distintas posiciones del ensamblaje. En resumen, se trata de introducir las tolerancias en los ensamblajes de cada una de las piezas y simular en CAD su comportamiento.

Conclusiones

El procedimiento de definición de las condiciones funcionales en las distintas piezas y ensamblajes es un proceso iterativo. Donde en primer lugar, se suponen unas tolerancias dimensionales y geométricas individuales que cumplan con las condiciones de diseño, fabricación e inspección.

Posteriormente, se integran los modelos geométricos de las piezas, sus tolerancias y las relaciones entre las uniones de las distintas piezas, dentro de un sistema de CAD comercial. Y por último, por medio de módulos de modeladores y analizadores de CAT totalmente integrados en el CAD, se obtienen de forma estadísticas las tolerancias de las condiciones funcionales del ensamblaje, la contribución de cada tolerancia individual y el número de ensamblajes por millón rechazados.

La integración del CAT en el CAD, aporta una herramienta que permite ahorrar costes de forma rápida, simulando de forma aleatoria, automática e instantánea los distintos ensamblajes. Pudiendo modificar cualquiera de las cotas o tolerancias del ensamblaje dentro de las condiciones de diseño, fabricación e inspección permitidas, y comprobar de forma instantánea su contribución a la variación en las condiciones funcionales del ensamblaje.

Referencias y bibliografía

[Chase, 1999]. Kenneth W. Chase, 1999. *Tolerance Analysis of 2-D and 3-D Assemblies*. ADCATS Report nº 99-4. Brigham Young University.
[Cvetko, 1998]. Robert Cvetko, Kenneth W., Chase and Spencer P. Magleby, 1998. *New metrics for evaluating Monte Carlo tolerance analysis of assemblies*. Mechanical Engineering Department Brigham Young University, Provo UT.
[Gao, 1995]. Jinsong Gao, Kenneth W., Chase, and Spencer P. Magleby, 1995. *Comparison of Assembly Tolerance Analysis by the Direct Linearization and Modified Monte Carlo Simulation Methods*. Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences Busto, Ma, page 350-360. vol. 1.

Software DCS (Dimensional Control Systems) <http://www.3dcs.com>
Propietario del software CEL/TOL 6 σ <http://www.sigmetrix.com>
Dassault systems <http://www.dsweb.com>
Association for the Development of Computer-Aided Tolerance Systems (ADCATS)
<http://adcats.et.byu.edu/home.html>

Capítulo 4 Representación de los requerimientos funcionales y las tolerancias en el diseño conceptual
http://www.tdr.cesca.es/TESIS_UPC/AVAILABLE/TDX-0415102-073619//08Capitulo4.pdf

John Thomas Dygdon, Jesús Elmer Murrieta Murrieta, Henry Cecil Spencer, Frederick E. Giesecke, Alva Mitchell, John Thomas Dygdon Henry Cecil Spencer Alva Mitchell Ivan Leroy Hill James E. Novak Frederick E. Giesecke Shawna Lockhart, Ivan Leroy Hill, James E. Novak
Dibujo y comunicación gráfica
Escrito por Edition: 3
Publicado por Pearson Educación, 2006
ISBN 9702608112, 9789702608110 http://books.google.com.mx/books?id=qLh9gGOUl5IC&pg=PA366&lpg=PA366&dq=acumulacion+de+tolerancias&source=bl&ots=o1xV7o8KZK&sig=SbLwvoDjstR-zclcYk0LY1m4mG0&hl=es&ei=NVLzSYbQG6f0tAPd-s3dCg&sa=X&oi=book_result&ct=result&resnum=2#PPA368,M1

