
**ANÁLISIS Y SÍNTESIS DE LOS ÍNDICES DE EXACTITUD DEL PRODUCTO SUSTENTADOS EN LA
TEORÍA DE LAS CADENAS DIMENSIONALES
ANALYSIS AND SYNTHESIS OF PRODUCT ACCURACY INDICES BASED ON THE THEORY OF
DIMENSIONAL CHAINS
ANÁLISE E SÍNTESE DE ÍNDICES DE PRECISÃO DE PRODUTOS BASEADOS NA TEORIA DAS
CADEIAS DIMENSIONAIS**

Resumen

El objetivo de este trabajo es presentar un método para el análisis y síntesis de los índices de exactitud del producto determinados a partir de sus requerimientos funcionales. Se demuestra cómo las cadenas dimensionales describen la formación de los índices de exactitud del producto, y revelan cuáles son las dimensiones de las piezas con sus tolerancias, que los determinan. Un ejemplo, ilustra la aplicación del método y la importancia de una adecuada descripción dimensional para asegurar el cumplimiento de los índices de exactitud durante el ensamble y funcionamiento del producto.

Ph.D. Alexis Cordovés García

alexis.cordoves@ute.edu.ec

Universidad UTE

Orcid: [0000-0002-4431-1340](https://orcid.org/0000-0002-4431-1340)

**Ph.D. Ricardo Lorenzo Avila
Rondón**

riavilar@uadec.edu.mx

Universidad Autónoma de
Coahuila, México

Orcid: [https://orcid.org/0000-
0001-6730-5739](https://orcid.org/0000-0001-6730-5739)

**MsC. Alexis Cordovés
Rodríguez**

alexcordovs@gmail.com

Universidad de Holguín

Orcid: [https://orcid.org/0000-
0002-5710-6194](https://orcid.org/0000-0002-5710-6194)

Palabras claves: Descripción dimensional, índices de exactitud, teoría de las cadenas dimensionales, ensamble.

REVISTA TSE'DE

Instituto Superior Tecnológico

Tsa'chila

ISSN: 2600-5557

Abstract

The objective of this work is to present a method for the analysis and synthesis of the product's precision indexes determined by its functional requirements. It demonstrates how the dimensional chains describe the formation of the product's precision indexes and reveals the pieces' dimensions with their tolerances, which determine the said precision index. An example, illustrates the application of the method and the importance of an adequate dimensional description to assure the fulfillment of the precision indexes during the assembly and functioning of the product.

Keywords: Dimensional description, precision indexes, dimensional chains theory, assembly.

Periodicidad Semestral

Vol. 6, núm. 3

revistatsede@tsachila.edu.ec

Recepción: 22 de
septiembre - 2023

Aprobación: octubre -2023

Publicación: 05 de
diciembre - 2023

URL:

<http://tsachila.edu.ec/ojs/index.php/TSEDE/issue/archiv>

Revista Tse'de, Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 4.0 Internacional.



Resumo

O objetivo deste trabalho é apresentar um método para análise e síntese de índices de precisão de produtos determinados a partir de seus requisitos funcionais. É demonstrado como as cadeias dimensionais descrevem a formação dos índices de precisão do produto, e revelam as dimensões das peças com suas tolerâncias, que as determinam. Um exemplo ilustra a aplicação do método e a importância de uma descrição dimensional adequada para garantir o cumprimento dos índices de precisão durante a montagem e operação do produto.

Palavras-chave: Descrição dimensional, índices de precisão, teoria das cadeias dimensionais, montagem.

Introducción

El éxito en la obtención de un nuevo producto depende de múltiples factores que ejercen su influencia en alguna o en varias de las etapas de su ciclo de vida. La calidad del producto final y la factibilidad de su fabricación comienzan a definirse desde etapas tempranas del diseño, donde la descripción dimensional juega un importante papel. Las imprecisiones y ambigüedades en el establecimiento de los requisitos de exactitud a las piezas pueden conducir a gastos de fabricación excesivos o a una calidad insuficiente del producto. (Balakshin, 1974), (Espinosa Martínez, 2019)

En ocasiones el diseñador realiza la descripción dimensional de una pieza basado en la experiencia de diseños precedentes, establece las dimensiones con sus tolerancias y valores de rugosidad, que no se corresponden exactamente con la función que deberá cumplir la pieza durante su funcionamiento. (Romero C. A. 2001)

Existen numerosos enfoques e investigaciones relacionadas con el modelado de tolerancias en conjuntos mecánicos, algunos relacionados con sistemas CAD. Avila Rondón et. al. (2014), plantearon un método para modelar un ensamble basado en una estructura de mapa gráfico, para la resolución de cadenas dimensionales y análisis de tolerancia asociadas a los requisitos funcionales que influyen en la ubicación relativa de las piezas.

También dirigido a la asignación racional de tolerancias en el proceso de diseño, Pérez Roberto, (2015) presentó un enfoque para realizar el análisis y síntesis de las cadenas dimensionales en la etapa del diseño conceptual de productos. (Ciurana, et. al. 2003).

Por su parte, Hernández González L. W. et. al. (2008), abordan la aplicación del método de las burbujas para el análisis de tolerancias del ensamble de la bomba de achique de

ácido de una planta de regeneración ácida perteneciente a una Planta Termoeléctrica.

En el presente artículo se presenta un método para el análisis y síntesis de los índices de exactitud del producto determinados a partir de sus requerimientos funcionales, los índices de exactitud deberán quedar precisados al efectuar la descripción dimensional del producto, durante la etapa de diseño.

En este sentido, la teoría de las cadenas dimensionales contribuye a revelar cuáles son las piezas y sus dimensiones que participan en la formación de cada índice de exactitud, su descripción cuantitativa se efectuará al aplicar las ecuaciones generales de las cadenas dimensionales.

Materiales y Métodos

Durante el diseño conceptual de un producto, se define su principio de funcionamiento, las formas constructivas de cada una de las piezas que lo componen, sus vínculos dimensionales fundamentales, generalmente relacionados con los índices de exactitud que deberán ser alcanzados para asegurar el funcionamiento estable del producto durante el tiempo previsto de su vida útil. Las piezas deberán ser concebidas con la precisión suficiente para el cumplimiento satisfactorio de su destino de servicio, es conocido que el establecimiento de requisitos de exactitud insuficientes puede conducir a un desempeño inadecuado del producto y por otra parte, la exageración de los requisitos e índices de exactitud conduce inevitablemente al incremento de su costo de producción.

2.1 El destino de servicio de la máquina. Clasificación de las superficies de las piezas.

Las máquinas se construyen para satisfacer determinada necesidad del hombre. La producción de cada una de ellas tiene rasgos específicos originados por las particularidades del fin para la cual están destinadas. *El destino de servicio de la máquina es la descripción claramente formulada de la tarea para cuya solución está prevista la máquina.* (Balakshin, 1974)

En dependencia de la función que desempeñan las superficies de las piezas en el cumplimiento de su destino de servicio éstas se clasifican en *superficies ejecutivas y libres*. Las primeras tienen una clara participación en la función que cumple la máquina, dentro de ellas se encuentran las superficies o bases *fundamentales* y las *auxiliares*. Son *bases fundamentales* las que determinan la posición de la pieza a la que pertenecen, con respecto a la máquina.

En la figura 1 se muestra una sección del ensamble de un rodillo vertical, la superficie cilíndrica inferior del eje 2 del rodillo con dimensión Ø20H8 permite la correcta ubicación de dicho eje en la base 1, por lo que constituye una base fundamental del eje. En ese mismo eje 2, la ranura que permite la ubicación del aro elástico 6 utilizado para fijar la ubicación del rodillo 4 montado en sus rodamientos 7 sirve de *base auxiliar*. Son *superficies libres* las que no participan en la ejecución del destino de servicio y solo dan continuidad a las piezas.

En la figura 2 se indican los conjuntos completos de bases fundamentales, auxiliares y libres del eje 2 del rodillo vertical. Una vez identificadas cada una de las superficies que componen el eje 2 se procederá a realizar el análisis de su descripción dimensional

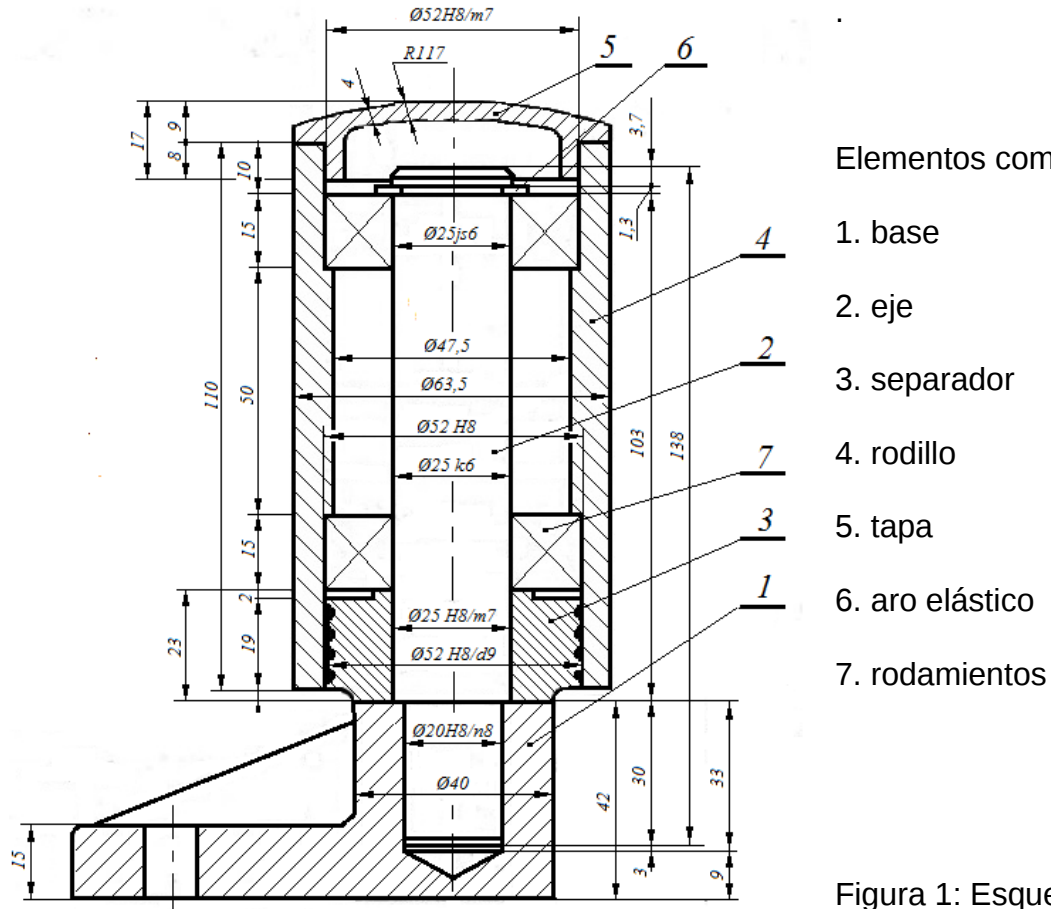


Figura 1: Esquema de una sección del ensamble de un rodillo vertical. (Tomado y adaptado de (Rodríguez, O. 1985))

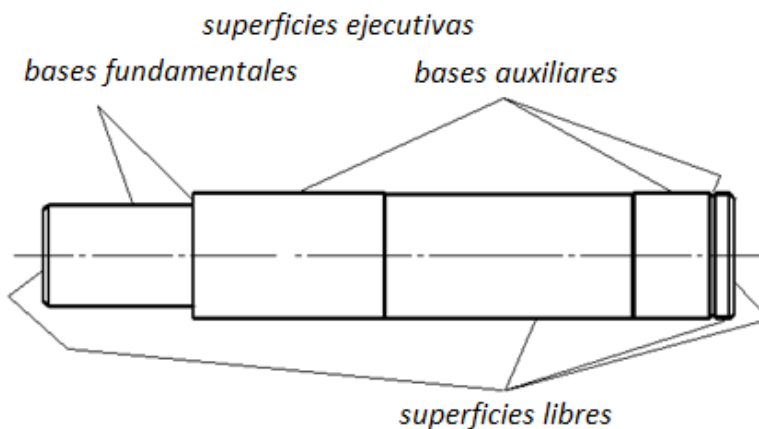


Figura 2: Representación de la clasificación de las superficies del árbol 2 de acuerdo a la función que cumplen en el destino de servicio.

2.2. Análisis de la descripción dimensional de un caso de estudio.

La descripción dimensional consiste *en determinar y poner en el plano de la pieza las dimensiones necesarias para su fabricación*. Estas dimensiones pueden estar incluidas dentro de alguno de los cuatro grupos dimensionales siguientes:

- G-1 Dimensiones de las superficies por separado.
- G-2 Dimensiones que definen la posición mutua de las superficies dentro de un conjunto de una misma asignación (conjunto de bases fundamentales o conjunto de bases auxiliares).
- G-3 Dimensiones que definen la posición mutua de los conjuntos entre sí.
- G-4 Dimensiones de las superficies libres.

A continuación, se realiza el análisis de la descripción dimensional del eje 2 del conjunto del rodillo vertical que se muestra en la figura 1. En la figura 3, se identifican las dimensiones específicas del eje 2 del rodillo vertical con su grupo dimensional correspondiente.

Han sido identificadas como dimensiones del grupo G-1 los biseles y el diámetro exterior del escalón del extremo derecho del eje. Uno de los biseles cumple la función de facilitar la ubicación del eje en la base 1, el otro bisel, conjuntamente con el diámetro exterior del escalón, facilitan la entrada del rodamiento superior y del aro elástico sobre el eje. No se establecen exigencias dimensionales elevadas al diámetro $\varnothing 24 - 0,3$ y a los biseles $1 \times 45^\circ$ ya que cumplen una función relativamente sencilla durante el ensamble.

Las dimensiones del grupo G-2 son bases fundamentales o auxiliares, y tal como se ha dicho cumplen funciones específicas en la pieza. La dimensión $\varnothing 20$ H8 (Ver figura 1), tiene una clase de exactitud IT8 que se corresponde con un valor Ra de 3,2 para un

intervalo de diámetro (d) de $50 < d \leq 250$, y no con el valor Ra de 6,3 que se indica en la figura 3. El ajuste H8/n8 es indeterminado y presupone un montaje con la ayuda de una prensa, se considera un ajuste adecuado para garantizar la invariabilidad de la posición del eje 2 durante el funcionamiento del conjunto. La longitud de 30 mm de ese escalón es suficiente para el alojamiento del eje 2 en la base 1.

Las restantes dimensiones del grupo G-2 corresponden a las bases auxiliares del eje 2. La superficie "C" sirve de soporte del separador 3 y del rodamiento inferior 7 mientras que la superficie "E" permite la ubicación del rodamiento superior, por esa razón, ambas superficies "C" y "E" deberán ser concéntricas con el eje "A" en la magnitud límite indicada. La dimensión lineal de 50 mm se usa para definir la posición entre esas dos superficies auxiliares.

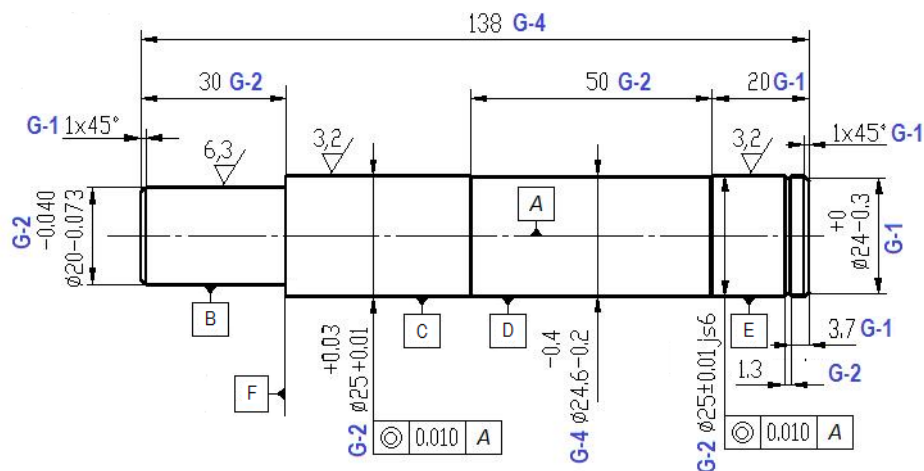


Figura 3: Representación de la descripción dimensional del eje 2 perteneciente al conjunto del rodillo vertical, con los grupos dimensionales.

La ranura que aloja el aro elástico 6 (Ver figura 1) es también una base auxiliar y su posición está dada a través de la dimensión de 3,7 mm tomada respecto al extremo derecho del eje 2. Sin embargo, esa ranura conjuntamente con el aro elástico 6, cumplen una importante función en la pieza que consiste en asegurar que perdure, durante el

funcionamiento del conjunto, la posición dada al separador 3, los rodamientos 7 y el rodillo 4. Esa dimensión del G-1, por estar definida respecto a una superficie libre tendrá un campo de tolerancia amplio correspondiente a una clase IT12 lo que dificultaría el aseguramiento de la posición necesaria de la ranura para todo el lote de piezas.

En el plano de la figura 3 no se recogen dimensiones correspondientes al grupo G-3. Constituyen dimensiones del grupo G-4 el diámetro de la superficie “D”, que tiene un campo de tolerancia de 0,2 mm el que es adecuado para la función de facilitar el paso del separador 3 y el rodamiento inferior hasta su posición definitiva en el eje 2. Finalmente, la dimensión de 138 mm también es una dimensión libre y sirve para delimitar la longitud total de la pieza.

Además, forman parte de la descripción dimensional, entre otros, las especificaciones siguientes:

- La no coincidencia tolerable de los ejes de las superficies “B” y “D” con respecto a su eje común “A”.
- El tope “F” debe ser perpendicular al eje “A” en la desviación tolerable.
- La rugosidad superficial asignada a cada superficie.

El tecnólogo al realizar la planificación del proceso de manufactura (CAPP) para la pieza y al asegurar su cumplimiento en las máquinas herramienta durante la fabricación (CAM), deberá garantizar que se alcance la calidad necesaria de la pieza fijada por su destino de servicio. Claro está, que el proceso de manufactura no depende del destino de servicio de la máquina donde va a trabajar la pieza. Sin embargo, es recomendable que al evaluarse la calidad tecnológica de su diseño se tenga presente la función que va desempeñar, lo cual favorecerá el análisis crítico del diseño y su descripción dimensional.

En la figura 3 se presenta la descripción dimensional del eje 2. En el análisis más general, se puede afirmar que la descripción dimensional realizada es adecuada para casi la totalidad de las dimensiones. Sin embargo, la dimensión que determina la posición de la ranura donde se aloja el aro elástico 6, ha sido fijada respecto a la superficie libre del extremo derecho de la pieza, a pesar de la importancia que tiene la correcta ubicación de la ranura en dicho eje para asegurar el adecuado ensamble e invariabilidad de la posición dada al separador 3, los rodamientos 7 y el rodillo 4 en el conjunto rodillo vertical. A continuación, basado en la teoría de las cadenas dimensionales, se efectuará un análisis de la formación del índice de exactitud asociado a esta función de la ranura y se intentará determinar cuál deberá ser la base dimensional correcta para definir su posición en el eje 2.

2.3 La teoría de las cadenas dimensionales como herramienta de ayuda a la descripción dimensional.

Para lograr el adecuado ensamble del conjunto del rodillo vertical mostrado en la figura 4 se deberá asegurar la formación de una holgura entre los laterales contiguos del aro elástico 6 y del rodamiento superior 7, la que posibilitará el ensamble sin dificultad de todos los elementos componentes del conjunto rodillo vertical. Si la holgura es menor que la necesaria, no podrán ensamblarse los elementos 3, 4 y 7 (ambos rodamientos), si por el contrario es mayor que la dimensión requerida afectaría la estabilidad dinámica durante el funcionamiento del conjunto y pudiera acelerar el deterioro de sus elementos componentes. Esa holgura constituye el eslabón inicial A_0 de la cadena dimensional "A". Para identificar los eslabones componentes de la cadena dimensional "A" pudiera seguirse indistintamente un sentido horario o antihorario del conjunto de dimensiones.

En el caso particular, por comodidad, se ha decidido seguir el sentido horario. El eslabón A_1 se forma a continuación de A_0 como la dimensión entre el inicio de la ranura y la base fundamental del eje 2 (superficie “F” de la figura 3). Esa dimensión aparece en el ensamble de la figura 1 con un valor de 103 mm. Según (UNE-EN_22768-1:1993), para la clase de tolerancia básica fina (f), el valor de la tolerancia lineal correspondiente al diámetro del escalón de $\varnothing 25$ mm es de $\pm 0,1$ mm, por lo que A_1 sería igual a $103 \pm 0,1$ mm.

Al pasar de la superficie fundamental del árbol 2 (superficie “F”) a la auxiliar del cuerpo 1 y de esta a la fundamental del separador 3 mediante dimensiones iguales a cero, no se incorporan nuevos eslabones a la cadena dimensional. El eslabón A_2 se forma entre la base fundamental del separador 3 y su base auxiliar en sentido axial lo que representa el ancho del separador. La dimensión A_3 se forma como el ancho del rodamiento inferior desde su base fundamental, que es la superficie conjugada con el separador 3, hasta su base auxiliar que se utiliza para definir la posición del rodillo 4. La dimensión A_4 se forma desde la base fundamental del rodillo hasta su base auxiliar utilizada para definir la posición axial del rodamiento superior. Desde la base fundamental del rodamiento superior a través de su ancho se forma la dimensión A_5 de la cadena dimensional, y se ha llegado así al otro extremo del eslabón inicial o de cierre A_0 . La posición del rodillo 4 quedará fijada al colocar el aro elástico 6 en la ranura correspondiente del eje 2.

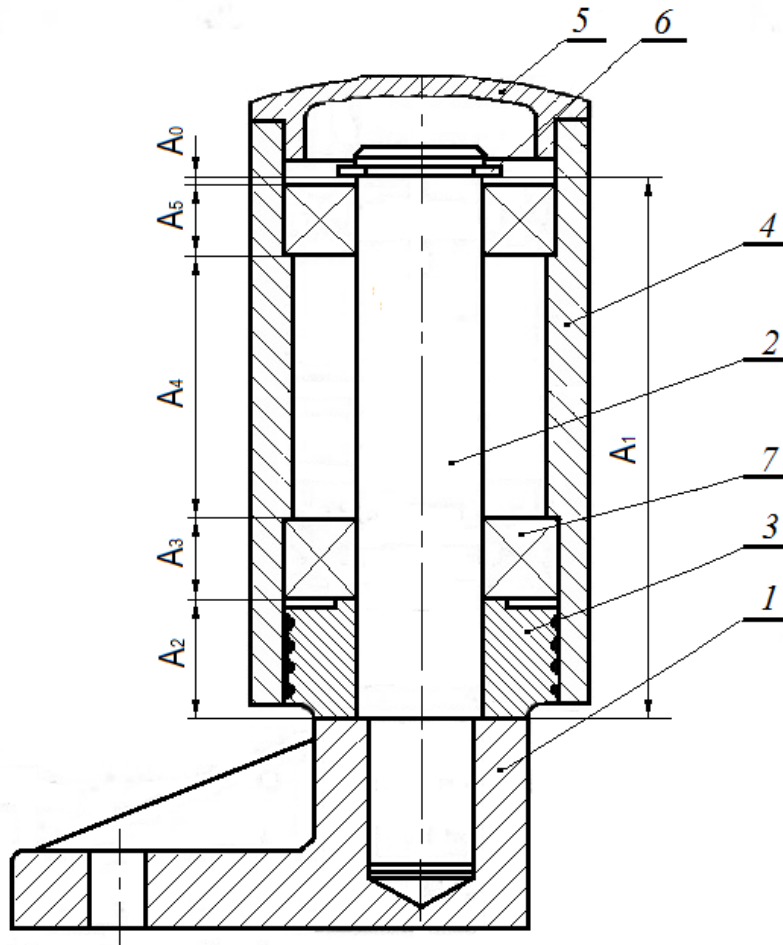


Figura 4: Cadena dimensional que asegura el ensamble del rodillo en el sentido axial. A través del análisis realizado durante la construcción de la cadena dimensional “A”, quedan definidas las dimensiones de cada una de las piezas del conjunto que participan directamente en la formación de la holgura A_0 como uno de los índices de exactitud fundamentales que contribuyen al cumplimiento del destino de servicio del conjunto. Como se observa en la figura 4, el eslabón A_1 pudiera definir la posición de la ranura respecto a la base fundamental del eje 2. Esta dimensión si se recoge en el plano de ensamble de la figura 1 y deberá ser usada para definir la posición axial de la ranura en lugar de la dimensión 3,7 utilizada con ese fin en la figura 3.

En la figura 5, se muestra la inclusión de la dimensión $103 \pm 0,1$ mm en la descripción dimensional del eje 2, la que pertenece al grupo G-3 por definir la posición de una base auxiliar (la ranura) respecto a la base fundamental “F”, el campo de tolerancia de esa dimensión fue tomada de (UNE-EN_22768-1:1993) para una clase de precisión fina.

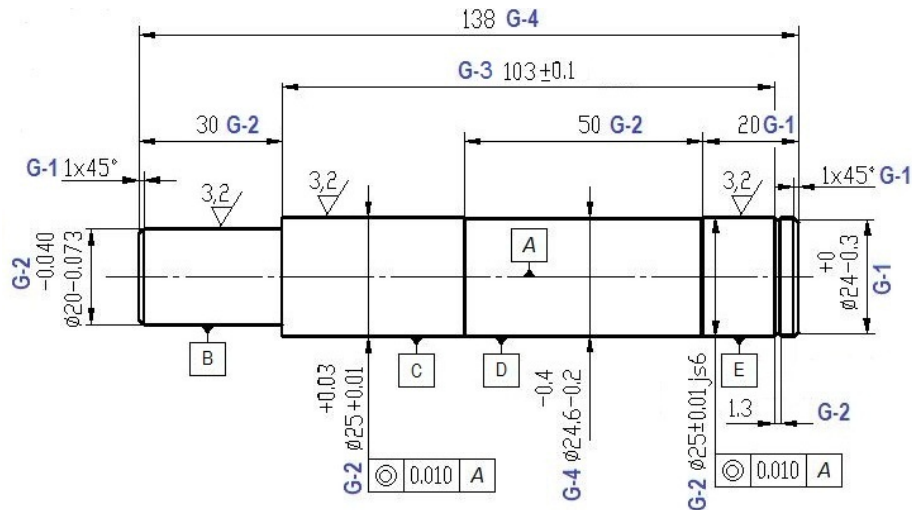


Figura 5: Nueva descripción dimensional del eje 2.

Ahora es importante determinar si se puede alcanzar la exactitud de la dimensión de la holgura A_0 de la cadena dimensional “A” a partir de la exactitud establecida para todos los eslabones componentes de la cadena dimensional. Para verificarlo, se deberá efectuar el análisis cuantitativo de la cadena a partir de las ecuaciones generales de las cadenas dimensionales planas que se muestran a continuación:

$$A_{0n} = \sum_{i=1}^{m-1} \varepsilon A_{in} \quad [1]$$

$$TA_0 = \sum_{i=1}^{m-1} 1/\varepsilon / TA_i \quad [2])$$

$$E_{co} = \sum_{i=1}^{m-1} \varepsilon E_{ci} \quad [3]$$

Donde:

Ao_n : Dimensión nominal del eslabón inicial o de cierre

TAo : Campo de tolerancia del eslabón inicial o de cierre

Eco : Coordenada del centro del campo de tolerancia del eslabón inicial o de cierre

ε : Relación de transmisión que caracteriza la dirección de influencia de cada eslabón componente sobre el de cierre. Para las cadenas dimensionales planas $\varepsilon = 1$

m : Cantidad de eslabones de la cadena dimensional, incluye el de cierre.

Ai_n : Dimensión nominal de los i eslabones componentes.

TAi : Campo de tolerancia de los i eslabones componentes.

Eci : Coordenada del centro del campo de tolerancia de los i eslabones componentes.

La representación esquemática mostrada en la Figura 6 sirve para ilustrar las relaciones entre estos tres índices de exactitud. Se indican también, las desviaciones inferiores “DI” y superior “DS” del campo de tolerancia “ TAo ”.

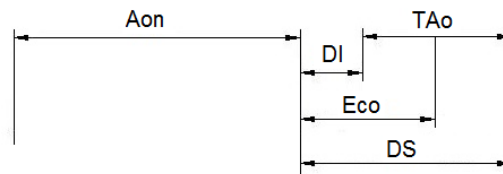


Figura 6: Esquema con los índices de exactitud del eslabón inicial o de cierre de la cadena dimensional “A”.

Resultados y Discusión

Para lograr el ensamble y funcionamiento adecuado del rodillo vertical soportado en sus cojinetes se deberá asegurar una magnitud de la holgura $Ao \geq 0$. Por criterios de diseño, la magnitud máxima de la holgura no deberá exceder el valor de 0,6 mm para evitar así un juego axial excesivo del rodillo. Quedan así fijados los valores de esas dimensiones tal como sigue:

Datos iniciales:

$$A_0 = 0$$

$$EI = 0$$

$$ES = 0,6$$

El campo de tolerancia de diseño y la coordenada del centro del campo de tolerancia del eslabón inicial o de cierre se determinan por las expresiones siguientes (Ver figura 6):

a) Campo de tolerancia:

$$TA_0 = DS - DI \quad [4]$$

$$TA_0 = 0,6 \text{ mm}$$

b) Coordenada del centro del campo de tolerancia:

$$Ec_0 = DS - \frac{TA_0}{2} \quad [5]$$

$$Ec_0 = 0,3 \text{ mm}$$

El eslabón A_1 es aumentante (con signo +) ya que al aumentar su magnitud aumenta la dimensión del eslabón inicial o de cierre. Los restantes eslabones componentes son disminuyentes (con signo -) ya que al aumentar su magnitud disminuyen la dimensión del eslabón inicial o de cierre. Al tomar las dimensiones nominales de dichos eslabones componentes de la Figura 1 y aplicar la ecuación (1), se tiene:

$$A_0 = A_1 + (-A_2) + (-A_3) + (-A_4) + (-A_5)$$

$$A_0 = 103 - 23 - 15 - 50 - 15$$

$$A_0 = 0$$

Como puede verse la magnitud del eslabón de cierre A_0 es una suma algebraica de los eslabones componentes y tiene valor cero, ya que la magnitud de la holgura quedará definida por los límites de su campo de tolerancia.

Los campos de tolerancias lineales de las dimensiones de los eslabones componentes fueron tomados según la clase de precisión fina (UNE-EN_22768-1:1993) excepto el de los rodamientos, que se tomó según la clase 4 en (ISO 492/199/582). Al aplicar la ecuación (2) se tiene que:

$$TA'_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5$$

$$TA'_0 = 0,3 + 0,2 + 0,005 + 0,3 + 0,005$$

$$TA'_0 = 0,81 \text{ mm}$$

Donde:

TA'_0 = Campo de tolerancia calculado del eslabón inicial o de cierre.

La coordenada del centro del campo de tolerancia del eslabón A_0 se determina mediante la ecuación (3):

$$Ec'_0 = Ec_1 - Ec_2 - Ec_3 - Ec_4 - Ec_5$$

$$Ec'_0 = 0 - 0 - 0,0025 - 0 - 0,0025$$

$$Ec'_0 = -0,005 \cong 0$$

Donde:

Ec'_0 = Coordenada del centro del campo de tolerancia calculado del eslabón inicial o de cierre.

El valor de Ec'_0 es tan pequeño, que puede asumirse como cero.

Determinación de las desviaciones superior e inferior del eslabón inicial o de cierre (Ver figura 6):

1. Desviación inferior:

$$DI = Ec_0 - \frac{TA'_0}{2} \quad [6]$$

$$DI = -0,405 \text{ mm}$$

2. Desviación superior:

$$DS = Ec_0 + \frac{TA'_0}{2} \quad [7]$$

$$DI = 0,405 \text{ mm}$$

En la figura 7 se muestra una representación gráfica del campo de tolerancia del eslabón inicial o de cierre establecido según las exigencias de diseño, y del campo de tolerancia del eslabón inicial o de cierre calculado con la aplicación de las ecuaciones generales de las cadenas dimensionales, a partir de las tolerancias que han sido fijadas para cada una de las dimensiones de los eslabones componentes de la cadena dimensional “A”.

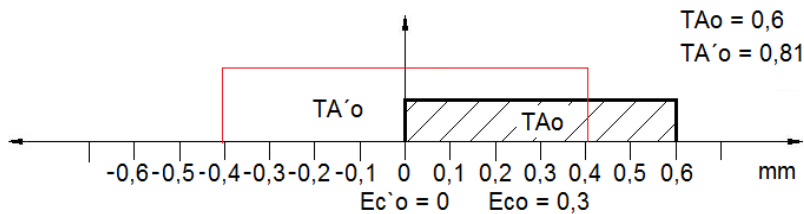


Figura 7: Relación entre el campo de tolerancia de diseño TA_0 y el campo de tolerancia calculado a partir de las tolerancias fijadas para cada una de las dimensiones, TA'_0 .

Como se puede observar en la figura 7, se deberá reducir la magnitud de TA'_0 y a la vez desplazar su coordenada del centro del campo de tolerancia Ec'_0 hasta alcanzar, preferiblemente, el valor de Ec_0 . Con este fin, se pueden sugerir tres modificaciones posibles: primero el cambio del valor de Ec_1 al considerar todo el campo de tolerancia TA_1 en la zona positiva respecto al final de la dimensión nominal de A_1 , en la figura 8 a) y b) se representa esta transformación. En segundo lugar, cambiar el signo del valor de las coordenadas del centro del campo de tolerancia del eslabón componente A_2 , cuyo valor será entonces de “-0,1”, en la figura 8 c) y d) se representa la modificación efectuada a dicho eslabón. Por último, desplazar la coordenada del centro del campo de tolerancia del eslabón A_4 en la magnitud “-0,05”.

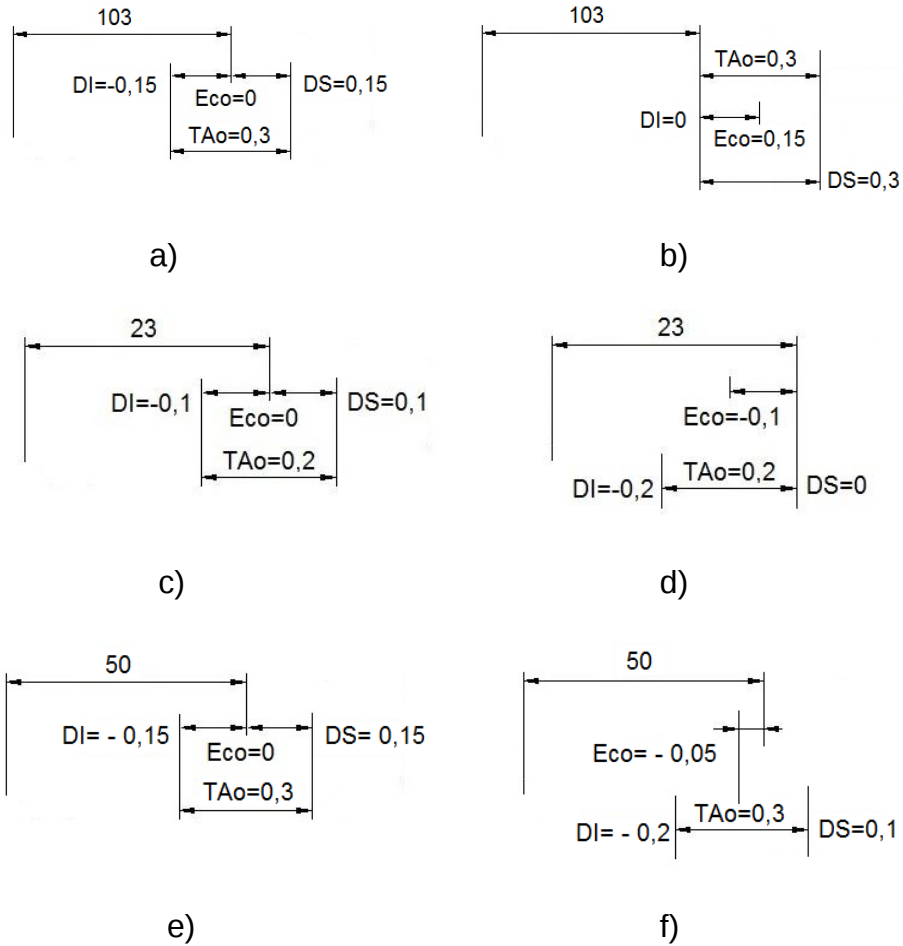


Figura 8: Representación de la modificación de los valores de las desviaciones de los índices de exactitud de los eslabones A_1 , A_2 y A_4 .

Los rodamientos por ser elementos normalizados no admiten variación posible. Obsérvese, además, que para los tres eslabones se mantiene el valor de su campo de tolerancia sólo se modifica su posición. Al aplicar nuevamente la ecuación (3) ahora Ec'_0 asume el valor siguiente:

$$Ec'_0 = 0,15 - (-0,1) - 0,0025 - (-0,05) - 0,0025$$

$$Ec'_0 = 0,295 \cong 0,3 \text{ mm}$$

Como se conoce, según el método de ensamble de intercambiabilidad completa, hay que asegurar que $TA_0 \geq TA'_0$. Es conveniente utilizar este método dadas las ventajas que

representa su aplicación, ya que se logra el ensamble directo de todas las piezas del conjunto sin elegir o cambiar ninguno de los eslabones componentes. Para su aplicación es indispensable asegurar que los índices de exactitud elegidos para los eslabones componentes satisfagan las ecuaciones generales de las cadenas dimensionales, por lo que se procederá a reducir los campos de tolerancia correspondientes de los eslabones componentes siempre que los límites físicos de los métodos de fabricación y las condiciones económicas de la producción lo permitan. Como reducir la magnitud del campo de tolerancia conlleva a una mayor precisión de fabricación, es conveniente modificar las tolerancias de las dimensiones exteriores por ser más fácil de obtener, claro está que el ancho de los rodamientos no puede ser modificado por ser elementos normalizados.

En la tabla 1 se recogen los índices de exactitud de cada uno de los eslabones componentes de la cadena dimensional. En la columna “TA_i modificado” se indican los nuevos valores de tolerancia asignados a los eslabones A₁ y A₂ pertenecientes al eje 2 y al separador 3 respectivamente.

Tabla 1

Índices de exactitud de los eslabones componentes luego de los ajustes correspondientes.

Eslab/Com	ε_i	A _{in}	TA _i	TA _i	Ec _i	Magnitudes con
p			Original	modificado		sus desviaciones
A ₁	+1	103	0,3	0,15	0,075	103 ^{+0,15}
A ₂	-1	23	0,2	0,1	-0,05	23 ^{-0,1}
A ₃	-1	15	0,005	0,005	0,0025	15 ^{+0,005}
A ₄	-1	50	0,3	0,3	-0,05	50 ^{+0,1} 50 ^{-0,2}

A_5	-1	15	0,005	0,005	0,0025	$15^{+0,005}$
A'_0			0,81	0,56	0,3	$0^{+0,56}$

La figura 9 muestra la relación entre tolerancia de diseño TA_0 y el campo de tolerancia modificado TA'_0 .

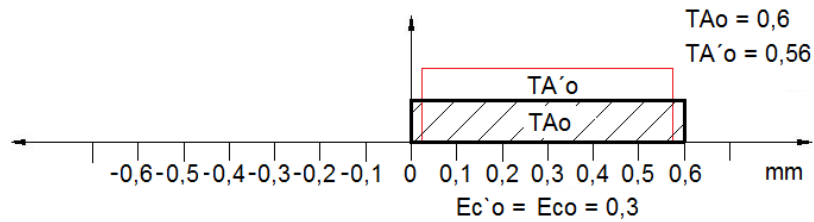


Figura 9: Relación entre el campo de tolerancia de diseño TA_0 y el campo de tolerancia que se alcanza con las modificaciones efectuadas a los índices de exactitud de los eslabones componentes, TA'_0 .

Finalmente, en la figura 10 se muestra la nueva descripción dimensional del eje 2 que resulta del análisis realizado.

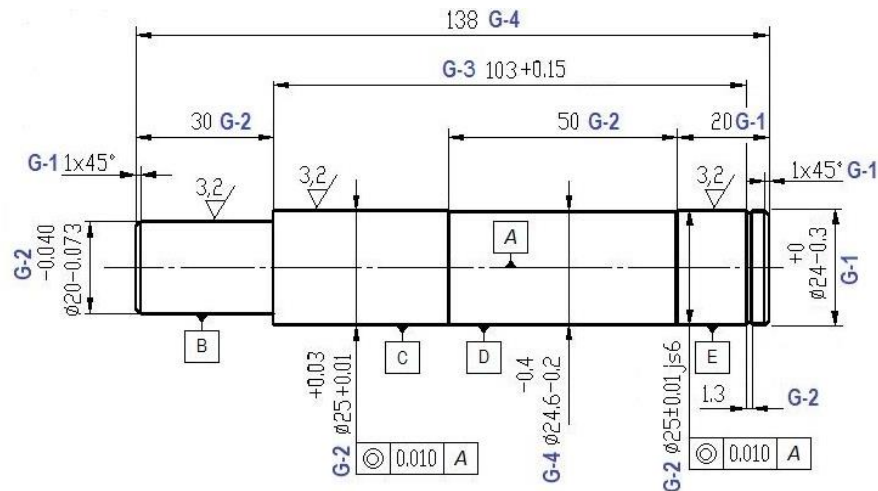


Figura 10: Nueva descripción dimensional del eje 2 del rodillo vertical.

Los resultados obtenidos muestran que al ensamblar las piezas del conjunto rodillo vertical con las dimensiones modificadas, se logrará una magnitud de la holgura

TA'_0 contenida dentro del valor establecido por el diseñador TA_0 lo cual asegurará el ensamble adecuado de todos los conjuntos a producir.

Conclusiones

1. Con el presente trabajo se corrobora la importancia de realizar la descripción dimensional con atención a la responsabilidad que tiene cada una de las superficies de las piezas en el cumplimiento de su destino de servicio.
2. Han sido presentados cuatro grupos dimensionales para clasificar los conjuntos de superficies que conforman las piezas durante la descripción dimensional.
3. A través del análisis realizado a un caso de estudio, pudo constatarse que con la aplicación de la teoría de las cadenas dimensionales se puede evaluar la justeza de la descripción dimensional realizada a una pieza o conjunto de ellas, al determinar en un ensamble, las dimensiones de las piezas que participan en la formación de los índices de exactitud fundamentales del producto.

Referencias Bibliográficas

1. Avila Rondón, RL, Rodríguez, RP, Cordovés García, A., Avila Alfaro, RP, Mendoza Núñez, Z., Seañez de Villa, JM, Estévez Parra, E., & Rodríguez Ramírez, Y. (2014). Modelado de tolerancias en ensamblajes: un enfoque basado en gráficos. En Investigación de materiales avanzados (Vol. 902, págs. 378–384). Publicaciones Trans Tech, Ltd.
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.902.378>
2. Balakshin B. (1974). Fundamentos de la tecnología de construcción de maquinaria. Editorial: Editorial Mir, Rusia, 1974
3. Ciurana, J.; Riba, C.; G.-Romeu, M.L. Implementation of unidirectional functional dimensioning and tolerancing algorithm in CAD systems. Integrated Manufacturing

Systems. 14(5):468-476; 2003.

4. Espinosa Martínez, Laritza, & González Pérez, Ramón Ramiro. (2019). RELACIÓN ENTRE LAS TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y GEOMÉTRICAS EN LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN. Centro Azúcar, 46(3), 90-98. Epub 01 de septiembre de 2019. Recuperado en 22 de septiembre de 2023, de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2223-48612019000300090&lng=es&tlng=es
5. Hernández González L. W., Roberto Pérez, Quesada Estrada A. M. , Ayala Peña J. L. (2008). *Análisis de tolerancias por el método de las Burbujas*. Ciencias Holguín, 2008
6. Pérez Roberto (2015). *Assemblies' dimensional chain generation in CAD systems*, University of Holguín, 2015
7. Rodríguez, Orlando (1985). *Manual de trabajo práctico de dibujo aplicado*, 1985.327 p.
8. Romero Carlos Alberto (2001). *Sobre el concepto de intercambiabilidad y sus tipos*, Universidad Tecnológica de Pereira, 2001
9. ISO 492/199/582 "Precisiones de los Rodamientos".
10. NC-ISO 129-1: Dibujos técnicos - Indicaciones de cotas y tolerancias - parte 1: Principios generales, 2005.
11. UNE-EN_22768-1:1993 (ISO 2768-1:1989) "Tolerancias lineales y angulares sin indicación individual de tolerancia".