

Diseño y construcción de una máquina semiautomática para la fabricación de bloques

Diego Mise

Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.

Autor para correspondencia: diegp17@gmail.com

Fecha de recepción: 21 de septiembre de 2014 - Fecha de aceptación: 17 de octubre de 2014

RESUMEN

Este artículo presenta el diseño de una máquina semiautomática para la fabricación de bloques, con el objetivo de facilitar el proceso manual de fabricación. Para empezar se detalla el proceso de fabricación y las especificaciones técnicas de la máquina, el planteamiento de las alternativas de diseño y la selección de la mejor. Se crea el modelo como guía de diseño, para diseñar los elementos de la máquina y selección de los elementos normalizados. El diseño de la máquina es justificado mediante cálculos ingenieriles, el análisis de esfuerzos y de deformaciones por el método de elementos finitos realizado en el programa Inventor profesional 2013. Luego, se elaboran los planos de taller y conjunto para la construcción de la máquina. Finalmente, se realiza la construcción de la máquina y las pruebas de funcionamiento.

Palabras clave: Diseño máquina, bloques, concreto, construcción, neumática.

ABSTRACT

This paper presents the design of a semi-automatic concrete block machine, aiming the simplification of the manual fabrication. The manuscript first describes the fabrication process in detail, followed by the technical specifications the machine should have, alternative design approaches, and the selection of the best design. A model type was created as design guide for machine elements and the selection of standard elements. The machine design is supported by engineering calculations, and the analysis of stresses and deformations pursued by the finite element method in the Inventor 2013. Than shop drawings for the construction of machine were made, and finally, the machine was constructed and tested.

Keywords: Machine design, concrete, blocks, construction, pneumatic.

1. INTRODUCCIÓN

La economía ecuatoriana ha presentado un importante crecimiento sostenido en los últimos años, impulsado principalmente por los incentivos fiscales otorgados al consumo privado para impulsar el mercado inmobiliario. Esto, sumado a las inversiones realizadas por el sector público al sector construcción, ha dado como resultado una serie de incentivos al mercado laboral y demanda interna. Esto exige una mayor demanda de prefabricados de concreto como los bloques. El presente proyecto se origina de esta necesidad, de cubrir de una mejor manera la demanda de prefabricados, planteando una alternativa de mejora en la fabricación de bloques para la industria de la construcción.

Diseñar y construir máquinas semiautomáticas y automáticas, que permitan facilitar los procesos de fabricación, mejorar la productividad y la calidad de los productos constituye un reto para la industria. En vista de que los procesos de fabricación de bloques se vienen desarrollando de forma manual, lo cual implica una baja producción y productividad. Se plantea el presente proyecto para facilitar el proceso de fabricación de bloques para la industria de la construcción.

Cabe recalcar, que en el país no se construyen máquinas semiautomáticas y tampoco automáticas para la fabricación de bloques en particular y prefabricados en general. La importación de este tipo de máquinas resulta demasiado costosa, además de la adquisición también involucra el transporte, la instalación y el posterior mantenimiento de las mismas.

2. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

La selección de alternativas se realiza mediante el método de diseño concurrente, por las ventajas que se tiene al dividir en módulos o bloques funcionales que conforman la máquina (Riba, 2002). Especialmente facilita realizar un mejor estudio, selección de alternativas y diseño. En cuanto a la adquisición e instalación de la máquina se pueda realizar por etapas, de tal manera que se adquiera el resto de módulos según los requerimientos y la capacidad adquisitiva que tenga la fábrica. Lo cual, no implica una fuerte inversión inicial para adquirir la máquina completa.

Luego de realizar un estudio y planteamiento de las alternativas para cada módulo, se selecciona la alternativa más adecuada mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados. El cual permite conocer el orden de preferencia de su evaluación global de las diferentes alternativas. Se toma en cuenta las siguientes consideraciones: costo, construcción, montaje, mantenimiento, funcionalidad, entre otras. En la Fig. 1 se muestran los módulos para el diseño.

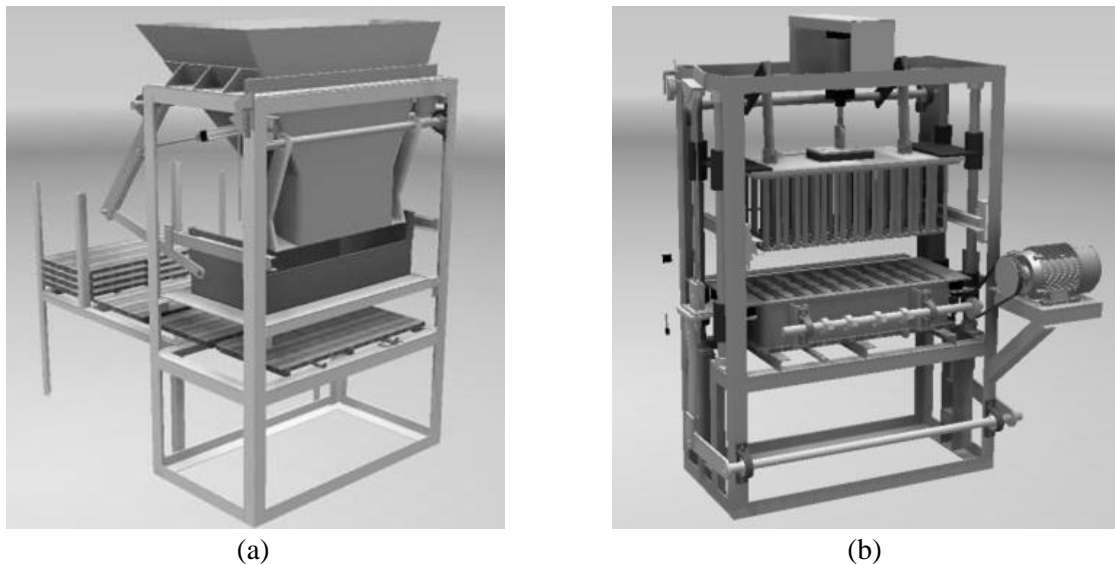


Figura 1. Módulos de la máquina: (a) suministro de concreto y (b) fabricación.

3. DISEÑO DE LOS MÓDULOS

Los componentes mecánicos en forma de vigas, barras simples, entre otros, se pueden analizar con bastante facilidad por medio de métodos básicos de la mecánica que proporcionan soluciones aproximadas. Sin embargo, existen componentes que no son tan sencillos para lo cual se requiere la utilización de software de diseño asistido por computadora (CAD), el método de análisis que se integra perfectamente es el análisis de elemento finito (FEA). Existen diversos paquetes de software comerciales de FEA que se encuentran disponibles como ANSYS, NASTRAN, ALGOR, etcétera. (Budynas & Nisbett, 2004).

3.1. *Diseño de elementos simples*

Para establecer el estado de carga de un elemento se identifican las dimensiones invariantes como distancia entre apoyos de un eje, la altura de una columna, etc. Se establecen las cargas que actúan sobre el elemento que pueden ser puntuales o distribuidas. Se selecciona un material según su funcionalidad y se analiza por medio de métodos básicos de la mecánica para relacionar los esfuerzos que se generan dentro del elemento con las propiedades del material y definir las dimensiones, considerando un factor de seguridad, que depende de la aplicación.

Ejemplo de diseño de un eje

El eje sobre el cual se apoyan los brazos de la compuerta que controla el flujo de concreto está sometido a flexión, para su dimensionamiento se requiere conocer el diámetro del eje. Para obtener el diagrama de fuerzas cortante y momento flector se utiliza el programa MDSolids. Del diagrama de momento flector se obtiene el momento máximo, M . Se considera un material y un factor de seguridad, n , en base a la funcionalidad del elemento. Se relaciona el momento máximo, con el esfuerzo de fluencia del material, S_y , y el factor de seguridad para determinar el módulo de sección, S_{xx} . Con el módulo de sección se determina el diámetro mínimo, d , del eje para evitar que falle por esfuerzos. (Beer *et al.*, 2004):

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M}{S_{xx}} = \frac{S_y}{n} \quad (1)$$

donde:

$$S_{xx} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (2)$$

3.2. *Diseño de elementos complejos*

Se crea el modelo del elemento, considerando las dimensiones invariantes para cumplir con su funcionalidad. Se colocan las restricciones y estado de carga que actúa sobre el elemento. Se asigna un material y se genera el mallado, con énfasis en zonas críticas. Se realiza la simulación del elemento y se analizan los resultados para realiza las modificaciones necesarias variando ciertas dimensiones, para que el modelo satisfaga cierto coeficiente de seguridad.

Ejemplo de simulación de una tolva

Se determina el volumen de concreto para cada ciclo, y el número de ciclos que debe almacenar para establecer el volumen mínimo de la tolva. Con lo cual se establece la geometría y las dimensiones de la tolva, excepto el espesor de la plancha con la que será construida, el cual se determina mediante la simulación.

Al terminar la simulación se obtiene la distribución de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad. En la Fig. 2a & 2b se muestra la distribución de esfuerzos y desplazamientos, respectivamente, para un espesor de placa de 4 (mm) de acero ASTM A-36.

En la Tabla 1 se muestran los resultados de las simulaciones, para diferentes espesores de plancha de acero ASTM A-36 que será empleada en la construcción de la tolva, de la cual se selecciona el espesor necesario.

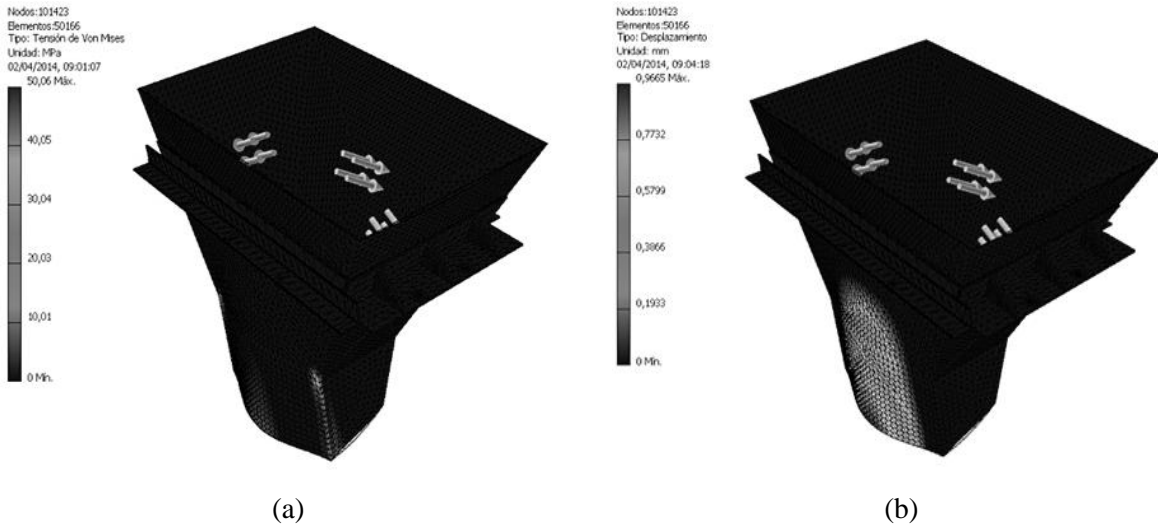


Figura 2. Distribución de esfuerzos (a) y desplazamientos (b) de la tolva.

Tabla 1. Resultados de la simulación de la tolva.

Esesor (mm)	Esfuerzo máximo (MPa)	Desplazamiento máximo (mm)	Factor de seguridad
3	113,5	2,4100	2,2
4	50,06	0,9665	5,0
5	33,53	0,4702	7,5

Para evitar que el material falle por esfuerzos se puede considerar un factor de seguridad de 2, sin embargo se debe considerar el desplazamiento máximo. También se debe considerar la facilidad de construcción, ya que al seleccionar una plancha muy delgada al momento de realizar la soldadura la plancha tiende a deformarse y no se obtendrá la geometría requerida. Por lo tanto, se elige un espesor de plancha de 4 (mm).

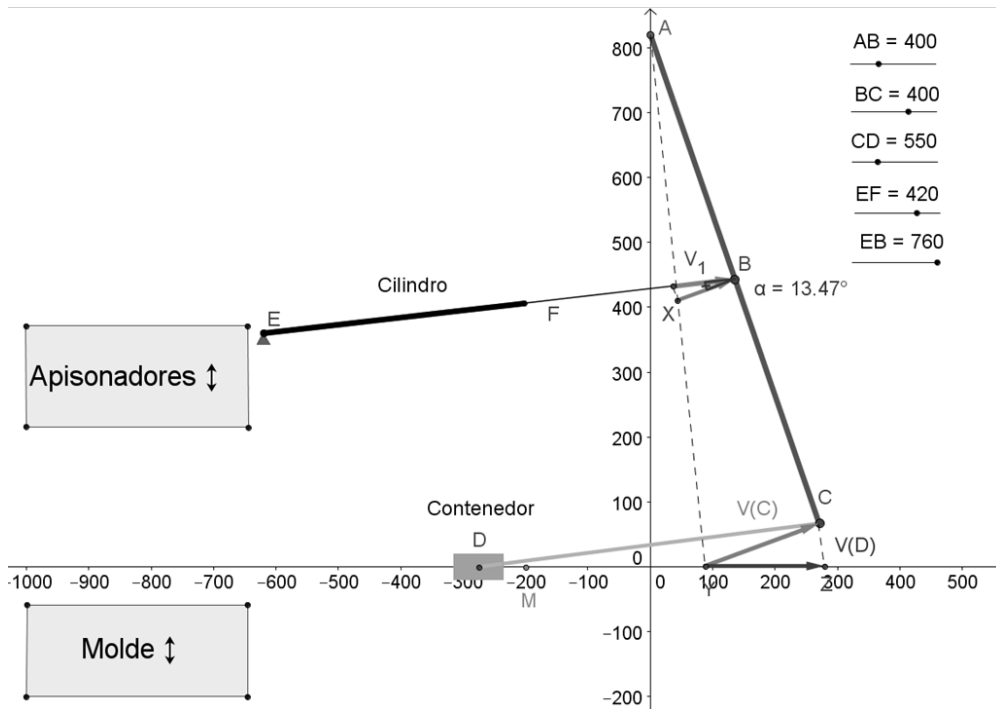


Figura 3. Mecanismo de movimiento del contenedor.

3.3. Mecanismo de movimiento del contenedor

Para el diseño del mecanismo se utilizará el programa GeoGebra para el dimensionamiento de los eslabones y análisis cinemático del mecanismo. Este mecanismo se encarga del suministro del concreto hacia el molde. Para el dimensionamiento de los cilindros se requiere identificar la relación de transmisión, que relaciona la fuerza que se requiere para desplazar el contenedor con el concreto y la capacidad de los cilindros. Se utiliza el método gráfico para el análisis cinemático del mecanismo (Mabie, 1998) y se obtiene la curva de relación de transmisión que relaciona la velocidad del cilindro con la velocidad del contenedor, la cual se observa en la Fig. 3.

En la Fig. 4 se observa la curva de relación de transmisión vs. desplazamiento del contenedor. Se determina la relación de transmisión máxima para el dimensionamiento de los cilindros neumáticos, para lo cual, se determina la carga necesaria para desplazar el contenedor. Se considera un factor de corrección de carga para el dimensionamiento de los cilindros en base al catálogo del fabricante.

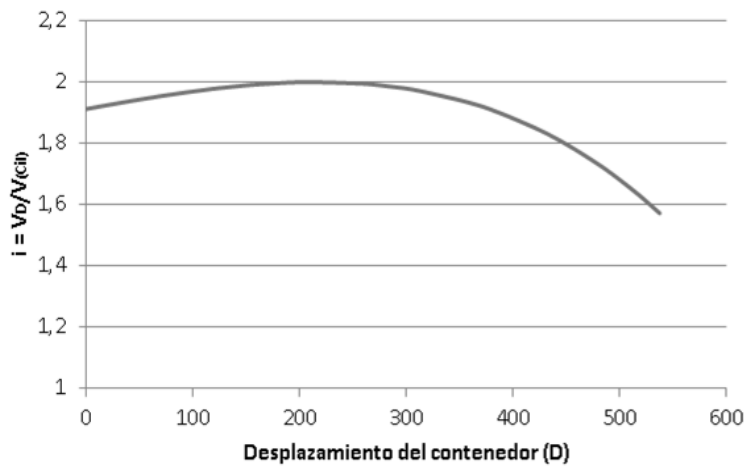


Figura 4. Curva de relación de transmisión vs. desplazamiento del contenedor.

3.4. Sistema de vibraciones

Es importante dotar de un sistema de vibraciones adecuado para obtener bloques de buena calidad y elevar el tiempo de vida de los elementos cercanos. Los vibradores, sea internos o externos, normalmente se caracterizan por sus frecuencias de vibración, expresadas como número de vibración por segundos (Hertz) o vibraciones por minuto (vpm). También se designan por la amplitud de vibración, que es la desviación en milímetros desde un punto de descanso. La frecuencia de vibración se puede medir con el uso de un tacómetro de vibración (Kosmatka *et al.*, 2004).

Las consecuencias de la vibración inadecuada son defectos causados por la falta de vibración: agujero, cantidad excesiva de aire atrapado, juntas frías y agrietamiento por sedimentación o asentamiento (Kosmatka *et al.*, 2004).

Se seleccionó un sistema conocido como molde vibratorio, que consta de un eje con masas excéntricas como se muestra en la Fig. 5.

El desbalance en máquinas rotatorias es una fuente común de excitación vibratoria. Consideremos aquí un sistema resorte masa restringido a moverse en la dirección vertical y excitado por una máquina rotatoria no balanceada, como se muestra en la Fig. 6. El desbalance está representado por una masa excéntrica m con excentricidad e que rota con velocidad angular w . Si x representa el desplazamiento de la masa no rotante ($M-m$) (Thomson, 1983).

La ecuación de movimiento (Vierck 1967) es:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = (mew^2) \sin wt \quad (3)$$

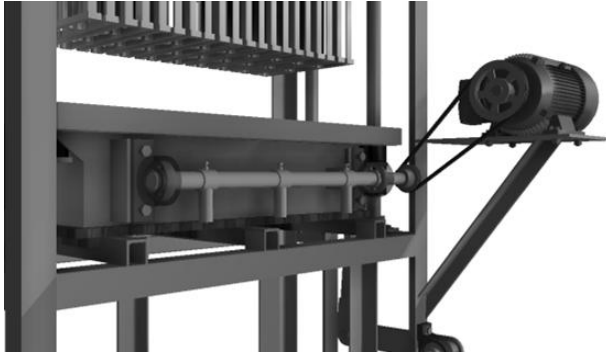


Figura 5. Sistema de vibración, eje y masas excéntricas.

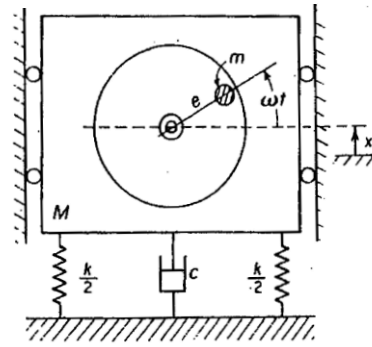


Figura 6. Esquema de desbalance rotatorio.

La amplitud adimensional se expresa con (4) (Vierck 1967):

$$\frac{X}{\frac{me}{M}} = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (4)$$

La transmisibilidad adimensional se expresa con (5) (Vierck 1967):

$$TR = \frac{F_T}{P_o} = \frac{r^2 \sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (5)$$

Se grafica la amplitud y transmisibilidad adimensionales, para diferentes valores de ζ y r , que se muestran en las Figs. 7 & 8, respectivamente. Utilizando (4) y (5):

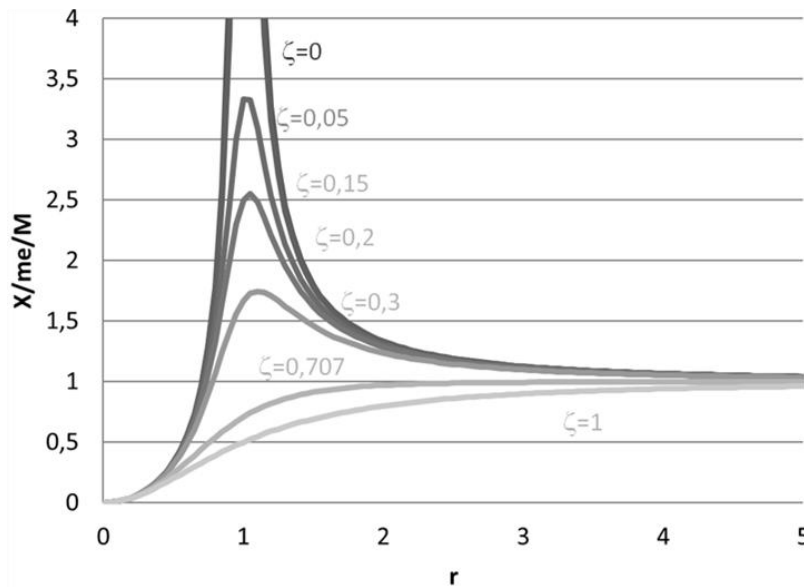


Figura 7. Amplitud adimensional vs. relación de frecuencias, para diferentes valores de ζ .

Consideraciones para el diseño del sistema de vibraciones:

- Es recomendable que el sistema funcione fuera de la relación de frecuencias, r , cercano a 1, en el que la frecuencia de oscilación se acerca a la frecuencia natural. Al encender y apagar el sistema se debe pasar lo más rápidamente posible de la frecuencia natural, para evitar que se generen oscilaciones con amplitudes muy elevadas.

- Para relaciones de frecuencia menores que $\sqrt{2}$ y factores de amortiguamiento bajos, se presentan grandes amplitudes de las oscilaciones, como se observa en la Fig. 7. Por lo tanto, la relación de frecuencias debe ser mayor que $\sqrt{2}$ para evitar elevadas amplitudes de oscilación.
- Para relaciones de frecuencia mayores de $\sqrt{2}$, a medida que el factor de amortiguamiento es mayor se incrementa la transmisibilidad, como se observa en la Fig. 8. Por lo tanto, se requiere que el factor de amortiguamiento sea bajo para evitar elevadas cargas al soporte del sistema.

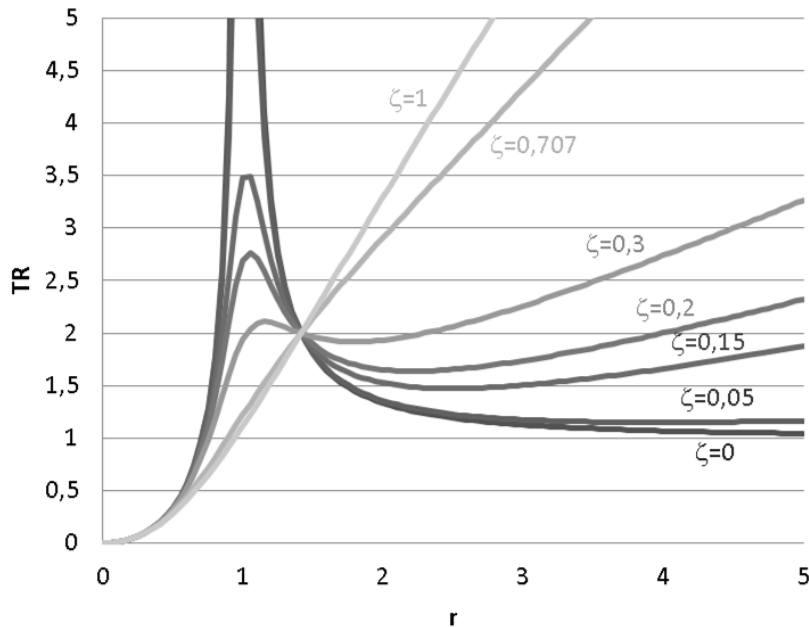


Figura 8. Transmisibilidad adimensional vs. relación de frecuencias, para diferentes valores de ζ .

Determinación de la constante de rigidez del amortiguador

Para determinar la constante de rigidez de los amortiguadores se realiza un ensayo estático de compresión en la máquina universal de ensayos Tinius Olsen del Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la EPN. Mediante el cálculo de la pendiente de la curva obtenida, que se observa en la Fig. 9.

Se toma dos puntos de la recta para calcular la pendiente, utilizando (6):

$$k_1 = \frac{C2 - C1}{d2 - d1} \tag{6}$$

$$k_1 = 34,6 \text{ kg/mm}$$

Determinación del coeficiente de amortiguamiento

Se determina el coeficiente de amortiguamiento, c , experimentalmente, mediante el método del decremento logarítmico indicado (Thomson 1983), con ayuda del analizador de vibraciones IDEAR del LAEV. El método consiste en tomar dos amplitudes máximas consecutivas de la onda obtenida para determinar el decremento logarítmico, utilizando (7):

$$\delta = \ln \frac{x_j}{x_{j+1}} \tag{7}$$

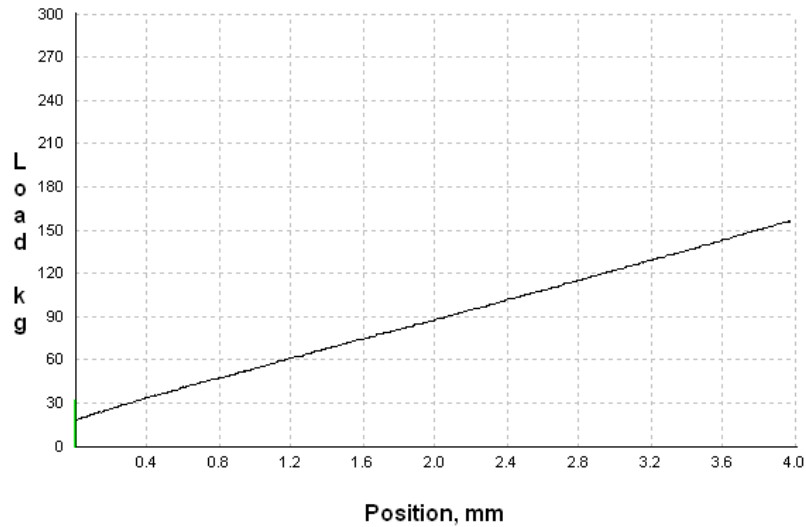


Figura 9. Curva de carga vs. posición del cabezal móvil.

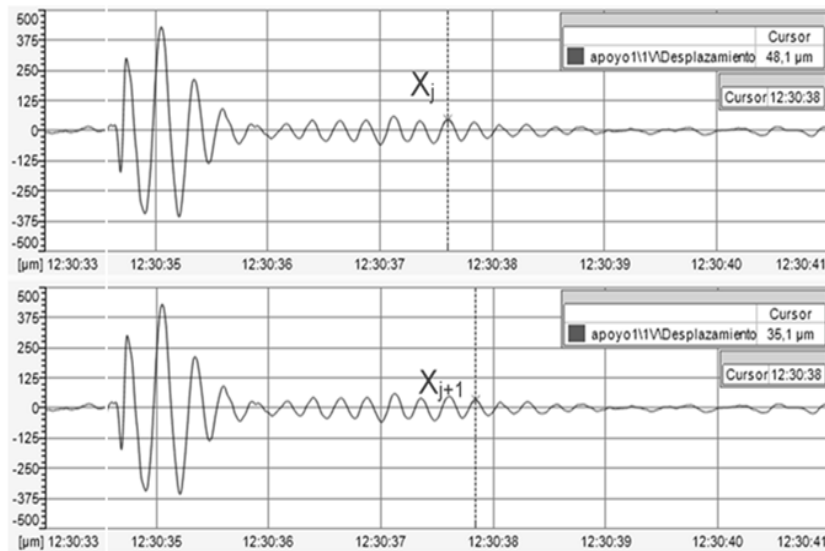


Figura 10. Amplitudes máximas consecutivas.

En la Fig. 10 se observa un ejemplo de la toma de datos. Se toman varias medidas y se calcula un promedio.

Una vez obtenido el decremento logarítmico se calcula el factor de amortiguamiento, utilizando (8) (Thomson, 1983).

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + \delta^2}} \quad (8)$$

Se calcula el coeficiente de amortiguamiento crítico, que es una propiedad del sistema, utilizando (9) (Thomson, 1983).

$$c_c = 2\sqrt{k_2 M_2} \quad (9)$$

donde: k_2 es constante de rigidez del sistema de dos amortiguadores en paralelo (k_1+k_1), y M_2 es la masa del sistema, 25 [kg].

Se determina el coeficiente de amortiguamiento del sistema utilizando (10).

$$c_2 = \zeta c_c \quad (10)$$

Como los amortiguadores están ubicados en paralelo, el coeficiente de amortiguamiento del sistema equivale a la suma de los coeficientes. Se utiliza (11) para calcular su valor.

$$c_1 = c_2/2 \quad (11)$$

$$c_1 = 0,02214 \text{ kg s/mm}$$

Parámetros de diseño del sistema de vibraciones

Se determina la constante de rigidez y coeficiente de amortiguamiento del sistema, que consta de cuatro amortiguadores de caucho con una distribución en paralelo, sobre los cuales se apoya el molde. en cada uno de los extremos.

Para determinar la constante de rigidez y el coeficiente de amortiguamiento del sistema se suman las constantes de rigidez (12) y los coeficientes de amortiguamiento (13) de cada amortiguador, respectivamente.

$$k = 4 * k_r \quad (12)$$

$$c = 4 * c_1 \quad (13)$$

En la Tabla 2 se muestra un resumen de los parámetros del sistema de vibraciones.

Tabla 2. Parámetros del sistema de vibraciones.

Parámetro	Símbolo	Unidades	Valor
Frecuencia natural	Wn	rpm	899
Frecuencia de oscilación	w	rpm	3.600
Relación de frecuencias	r	-	4
Constante de rigidez	k	kg/mm	138,40
Coeficiente de amortiguamiento	c	kg s/mm	0,08856
Coef. de amortiguamiento critico	c _c	kg s/mm	2,9495
Factor de amortiguamiento	ζ	-	0,030

Tabla 3. Dimensionamiento de las masas excéntricas.

m	e	X	Ft	Po
kg	mm	mm	N	N
1,4	45	0,436	608,6	8.953,7
1,6	45	0,499	695,5	10.232,8
1,8	45	0,561	782,4	11.511,9
2,0	45	0,623	869,4	12.791,0
2,2	45	0,686	956,3	14.070,1

En base a los parámetros de la Tabla 2 se procede al dimensionamiento de las masas excéntricas, considerando la amplitud de las oscilaciones, magnitud de la fuerza transmitida al soporte y al sistema en el estado estable. En la Tabla 3 se muestran alternativas de diseño para diferentes valores de m (masa) y e (excentricidad) de las masas excéntricas.

Para aplicaciones de hormigón plástico en muros delgados, columnas, vigas, pilares prefabricados, losas delgadas y a lo largo de juntas de construcción. El valor sugerido para el promedio de amplitud de las oscilaciones es de 0,5 a 1,0 (mm), (Kosmatka *et al.*, 2004). Por lo tanto, para el dimensionamiento

de las masas excéntricas se considera el valor sugerido para el promedio de amplitud de 0,5 - 1,0 (mm). Para evitar pérdidas del concreto entre el molde y el tablero de madera se selecciona una amplitud de 0,561 [mm], que corresponde a una masa excéntrica de 1,8 (kg).

Selección del motor

Para la selección del motor se fuerza, F , necesaria para que el molde adquiera la velocidad máxima, v , en un intervalo de tiempo, t . Además, se considera un factor de corrección, f , para compensar las pérdidas debido a la potencia absorbida por elementos mecánicos y la transmisión de potencia. Se utiliza (14) para calcular la potencia requerida.

$$P = Fv \quad (14)$$

La fuerza se calcula mediante (15):

$$F = Ma \quad (15)$$

La velocidad máxima que alcanza el molde se calcula mediante (16):

$$v = w * X \quad (16)$$

La aceleración que alcanza el molde se calcula mediante (17).

$$a = \frac{v}{t} \quad (17)$$

Reemplazando (15), (16) y (17) en (14), se tiene (18):

$$P = \frac{2MX^2w^3}{\pi} \quad (18)$$

El tiempo que le toma al molde adquirir esta velocidad es la cuarta parte del periodo de ciclo completo. Por lo tanto, para calcular la potencia se utiliza (19):

$$P = f \frac{MX^2w^3}{\pi} \quad (19)$$

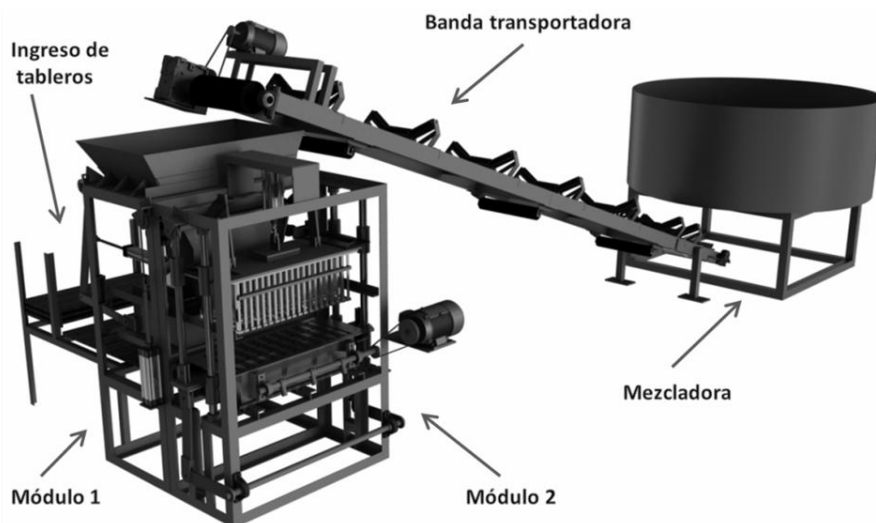


Figura 11. Modelo final creado en el programa Inventor 2013.

Una vez definida la potencia del motor se determina el torque, que junto con la carga generada por la fuerza centrífuga de las masas excéntricas se procede a diseñar el eje, diseño estático y a fatiga. Para la selección de los rodamientos se considera la carga aplicada al eje, que corresponde a la fuerza centrífuga generada por el movimiento de las masas excéntricas. Concluido el diseño, se crea el modelo final de la máquina en el programa de diseño Inventor 2013, que se muestra en la Fig. 11. A partir del cual se generan los planos de taller para la construcción de los elementos y los planos de conjunto para el ensamble.

4. RESULTADOS

En base a los planos generados se construye y ensambla la máquina, además se instala el tablero de control. En la Fig. 12 se muestra la máquina construida.



Figura 12. Máquina semiautomática para fabricar bloques construida.

Se tiene un compresor que suministra el aire comprimido y para el accionamiento de los cilindros neumáticos se utilizan electroválvulas, de manera que a futuro se pueda instalar un PLC y obtener una máquina automática, que sea controlada por el programa cargado en el PLC.

Se incrementó la presión ejercida por los apisonadores sobre el concreto, en la máquina manual los apisonadores ejercen una carga equivalente a su peso, mientras que con la máquina semiautomática la carga total corresponde al peso de los apisonadores y la carga ejercida por el cilindro neumático. Se tiene un incremento con una relación de 4 a 1.

El incremento de la presión de compactación mejora el acabado superficial de los bloques y se estima un incremento en la resistencia a la compresión. Están por realizarse los ensayos de compresión de los bloques elaborados en la máquina manual y semiautomática, para verificar y cuantificar el aumento en la resistencia a la compresión.

Se realiza una comparación de la producción, entre la máquina semiautomática construida y las máquinas manuales. En la Tabla 4 se muestra la producción de bloques de 10 (cm), de la máquina manual y semiautomática construida.

Tabla 4. Producción de bloques de 10 (cm).

Parámetro	Manual	Semiautomática
Unidades por ciclo	8	10
Tiempo de ciclo* [s]	60 - 70	30 - 35

*Estimado, depende de la habilidad del operador, composición y nivel de humedad del concreto.

5. CONCLUSIONES

- La aplicación de la estructura modular en el diseño de la máquina, permite subdividir su estructura mecánica compleja en partes más simples que son trabajadas en paralelo lo que reduce el tiempo total de diseño, mejora la fiabilidad del conjunto debido a que se parte de módulos claramente establecidos.
- La máquina construida facilita el proceso de fabricación de bloques, se incrementa el número de unidades por ciclo y se reduce a la mitad el tiempo de fabricación, dando como resultado un incremento en la producción y rentabilidad.
- El proceso de fabricación mejora la calidad del producto al incrementar el nivel de compactación del concreto y al no depender de la habilidad del operador la calidad de los productos se mantiene constante.
- Con esta máquina se reduce el esfuerzo físico de los trabajadores que pasan a convertirse en operadores, se limitan al control de la máquina mediante pulsadores.
- Todo el proceso de fabricación de bloques se controla mediante pulsadores que accionan los cilindros neumáticos, excepto la adición de agregados a la mezcladora y el traslado de los bloques sobre tableros de madera para el almacenaje.

AGRADECIMIENTOS

El autor desea dejar constancia de su agradecimiento a los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la EPN, por la formación recibida. En especial al Ing. Fernando Jácome, director del proyecto, y al Ing. Ricardo Soto, co-director, por su orientación y guía para el avance del proyecto. Además, un agradecimiento especial a sus padres Hilda y Néstor, por el apoyo y la confianza para el desarrollo del proyecto.

BIBLIOGRAFÍA

- Beer, F., E. Johnston, J. Dewolf, 2004. *Mecánica de materiales* (3ª ed.). McGraw-Hill, México, 308-312.
- Budynas, R., K. Nisbett., 2004. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8ª ed.). McGraw-Hill, México, pp. 954-957.
- Kosmatka, S., B. Kerkhoff, W. Panarese, J. Tanesi, 2004. *Diseño y control de mezclas de concreto*. Portland Cement Association, México, 233-234.
- Mabie, H., 1998. *Mecanismos y dinámica de maquinaria*. Limusa, México, 361-368.
- Riba, C., 2002. *Diseño concurrente*. Ediciones UPC, España, 121-123.
- Thomson, W., 1983. *Teoría de vibraciones, aplicaciones*. Editorial Dossat, España, pp. 48-54.
- Vierck, R., 1967. *Vibration analysis*. International Textbook Company, Pennsylvania, 90-96.