

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
MECÁNICA Y MINAS**

CARRERA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS:

**“DISEÑO DE UNA VIBRO-COMPACTADORA PARA LA PRODUCCIÓN DE
PREFABRICADOS DE CONCRETO PARA LA ZONA URBANA DEL CUSCO”**

TESIS PRESENTADA POR:

BACHILLER CUSIHUALLPA DORADO, PLINIO

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO.**

ASESOR:

ING. ARTURO MACEDO SILVA

TESIS FINANCIADA POR LA UNSAAC

CUSCO - PERÚ

2015

PRESENTACION

Un análisis realizado del potencial en el mercado de los prefabricados de concreto y la búsqueda de máquinas que realicen el proceso de fabricación genero la idea de diseñar una máquina que logre satisfacer la necesidad de la demanda de los adoquines de concreto.

Es así que nace el presente proyecto de tesis "DISEÑO DE UNA VIBRO-COMPACTADORA PARA LA PRODUCCION DE PREFABRICADOS DE CONCRETO PARA LA ZONA URBANA DEL CUSCO" que brinda la oportunidad de desarrollar los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Mecánica y de dar un aporte tecnológico y barato a la región del Cusco.

La tesis "DISEÑO DE UNA VIBRO-COMPACTADORA PARA LA PRODUCCION DE PREFABRICADOS DE CONCRETO PARA LA ZONA URBANA DEL CUSCO" está compuesta por cuatro capítulos que desarrolla en forma objetiva el proceso de diseño de la maquina vibro compactadora, así mismo se presentara en forma gráfica los resultados del diseño.

INTRODUCCIÓN

Esta tesis titulada "Diseño de una vibro-compactadora para la elaboración de prefabricados de concreto para la zona urbana del Cusco" presenta una propuesta para el diseño de una máquina que ayude a contribuir con el desarrollo de nuevos sistemas de construcción.

La idea fundamental de éste proyecto de tesis es mejorar el proceso de fabricación de bloques y adoquines, tomando en cuenta el desarrollo tecnológico de los pequeños productores que existen en nuestro medio, lo cual apunta a la comercialización de dichos productos no solo dentro del Cusco sino también a otros departamentos aumentando la producción de prefabricados de concreto para la construcción.

El proyecto toma en cuenta principalmente la cantidad de producción, seguidamente la resistencia del prefabricado final que mejorara la calidad del producto, optimizando recursos con una tecnificación adecuada de la máquina.

Se procura diseñar un mecanismo que reproduzca los movimientos realizados por el hombre para construir un bloque o un adoquín y otro mecanismo que acelere el proceso, sin obviar ningún paso para así obtener un producto final de calidad, rápido y en grandes cantidades.

El diseño de una máquina para la fabricación de bloques y adoquines, tiene como fin innovar el proceso artesanal de bloquetas, para convertirlo en industrial e impulsar la creación de microempresas que generen empleo ofertando un producto garantizado.

RESUMEN

La idea fundamental de éste proyecto de tesis es mejorar el proceso de fabricación bloques y adoquines, tomando en cuenta el desarrollo tecnológico de los artesanos que se desenvuelven en nuestro medio, el cual apunta a la comercialización no solo dentro del Cusco sino también a otras regiones del país, evitando mano de obra innecesaria y desperdicio de materia prima.

El proyecto toma en cuenta principalmente la velocidad del proceso de producción, dando paso a la semi-automatización que mejorara la calidad del producto, reduciendo el tiempo de fabricación de un bloque o de un adoquín, optimizando recursos con una tecnificación adecuada de la máquina.

Se procura diseñar un mecanismo que reproduzca los movimientos realizados por el hombre para construir un bloque o un adoquín y otro mecanismo que acelere el proceso, sin obviar ningún paso para así obtener un producto final de calidad, rápido y en grandes cantidades.

El diseño y la construcción de una máquina para la fabricación de bloques y adoquines, tiene como fin innovar el proceso artesanal para convertirlo en industrial e impulsar la creación de microempresas que generen empleo ofertando un producto garantizado.

Este proyecto se desarrolla en cuatro capítulos. El capítulo I, comienza explicando los conceptos generales acerca de las máquinas bloqueras y máquinas adoquineras, que se dividen en manuales, semiautomáticas y automáticas, además del proceso de su fabricación.

El capítulo II, referente al diseño de la máquina, los métodos de selección de sus elementos de máquinas, esto en la parte mecánica. Haciendo uso del método Alemán VDI, donde se realiza una comprensión de la solicitud de las exigencias y deseos de la máquina, posteriormente en la estructura de funciones definimos las labores que realizara la máquina y en conjunto el proceso de fabricación, se elige

los conceptos de solución y este es valorado técnica y económicamente para elegir la mejor opción de fabricación.

El capítulo III, el diseño de los componentes de la maquina así como las funciones antes desarrollados en el capítulo II. Se realizan el diseño de los componentes de alimentación y los de vibración y compactado de manera individual para, para luego realizar la sincronización entre cada fase del proceso y realizar la medición de la capacidad real de la máquina, para levantar un registro con los resultados obtenidos.

El capítulo IV, referente a un análisis económico del costo de diseño de la máquina y del costo de producción de los adoquines de concreto.

Posteriormente detalla las conclusiones derivadas de la realización del proyecto en cada uno de sus capítulos así como también las recomendaciones dadas en función de la experiencia obtenida por todas las dificultades que se presentaron a lo largo del proyecto.

DEDICATORIA

A Vilma Dorado, mi madre, que con su fuente infinita de amor, fuerza y coraje me ha enseñado a superarme día a día.

A Santiago Cusihualpa, mi padre, por su apoyo, cariño y comprensión en todo momento de mi vida.

A Yelicett, Idalia y Susana, mis hermanas por su ayuda brindada en todo momento.

AGRADECIMIENTOS

Porque este trabajo de tesis no solo fue logrado por una persona, sino de un grupo de personas comprometidas con lograr un estupendo trabajo, es digno dar mi más sincero agradecimiento:

- Ing. Arturo Macedo Silva. Docente de la Carrera Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco. Por sus valiosos consejos y asesorías. Gracias por ser un asesor ejemplar y el apoyo incondicional hacia los alumnos de Ingeniería Mecánica.
- Al Ing. Mario Gabriel Castro Irrarazabal, por sus valiosos comentarios y observaciones, que en su calidad de primer dictaminante contribuyo en ésta tesis. Es un gran orgullo para mí haberlo tenido como Profesor y saber que en cada reunión que sostuvimos, siempre aprendía algo más.
- Al Ing. Roosbel Mamani Castillo, por los valiosos comentarios y observaciones, que en su calidad de segundo dictaminante contribuyo a que ésta tesis tenga la forma y el fondo más adecuado. Gracias por ser ese amigo y maestro orientador.
- Al Ing. Humberto Limonchi, Gerente de ventas de la empresa METAL TECNICA, por brindar información de equipos para la industria de los prefabricados de concreto.
- Finalmente, mi más sincero agradecimiento a todas las personas que de alguna manera colaboraron en la culminación de esta tesis.

INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I GENERALIDADES	2
1. ÁREA PROBLEMÁTICA Y MARCO CONCEPTUAL	2
1.1. ÁREA PROBLEMÁTICA	2
1.1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.	2
1.1.2. FORMULACION DEL PROBLEMA	3
1.1.3. DETERMINACIÓN DE OBJETIVOS.	3
1.1.3.1. OBJETIVO GENERAL	3
1.1.3.2. OBJETIVO ESPECIFICOS	3
1.1.2. FORMULACION DEL PROBLEMA	4
1.1.4. JUSTIFICACION	4
1.1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES.	4
1.2. FORMULACION DE LA HIPOTESIS	4
1.2.1 SISTEMA DE VARIABLES	5
1.2.1.1 VARIABLE INDEPENDIENTE	5
1.2.1.1 VARIABLE DEPENDIENTES:	5
1.3. METODO DE INVESTIGACIÓN.	5
1.3.1. DISEÑO Y METODO DE PROTOTIPO	5
1.4. TECNICAS DE RECOLECCION DE DATOS	5
1.4.1. PROCESAMIENTO Y ANALISIS DE DATOS	5
1.4.2. FACES DE LA METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION.	6
CAPITULO II MARCO TEORICO	7
2.1. ANTECEDENTES	7
2.2. PRE FABRICADOS DE CONCRETO.	7
2.2.1 APLICACIONES	8
2.2.2 VENTAJAS	9
2.3. CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN DE UN ADOQUÍN	10
2.3.1. PROPIEDADES FÍSICO – MECÁNICAS	10
2.3.1.1. RESISTENCIA A LA ROTURA	10
2.3.1.2. RESISTENCIA A LA ABRASIÓN	10
2.3.1.3. RESISTENCIA AL DESLIZAMIENTO Y AL RESBALAMIENTO.	10
2.3.1.4. REACCIÓN AL FUEGO	11
2.3.1.5. COMPORTAMIENTO FRENTE AL FUEGO EXTERNO.	11
2.3.1.6. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.	11
2.3.1. ASPECTOS VISUALES	11
2.3.2.1. APARIENCIA	11
2.3.2.2. TEXTURA	11
2.3.2.3. COLOR.	12
2.3.2.4. ABSORCIÓN DE AGUA.	12
2.3.2.5. VIDA UTIL	12
2.3.4. CONSERVACIÓN	12

2.4. TÉCNICAS DE CONSTRUCCIÓN DE VARIOS MODELOS, MOLDES O MATRICES.	13
2.4.1 REQUISITOS GEOMÉTRICOS	13
2.5. GRANULOMETRIA.	14
2.6. VIBRACIONES MECANICAS.	15
2.6.1 VIBRACION ARMONICAMENTE EXCITADA	16
2.6.2. VIBRACION FORZADA CON AMORTIGUAMIENTO	17
2.6.3. AISLAMIENTO DE VIBRACIONES –TRANSMISIBILIDAD	19
2.6.4. REDUCCION DE LA FUERZA TRANSMITIDA	21
2.6.5. CONSIDERACIONES SOBRE LA TRANSMISIBILIDAD	23
2.7. CARACTERÍSTICAS Y TIPOS DE MÁQUINAS PARA FABRICAR BLOQUES Y ADOQUINES.	24
2.7.1. MÁQUINAS BLOQUERAS Y MÁQUINAS ADOQUINERAS	24
2.7.1.1. MANUALES	24
2.7.1.2. SEMIAUTOMÁTICAS	25
2.7.1.3. AUTOMÁTICAS	26
CAPITULO III ANALISIS Y SELECCIÓN DEL TIPO DE VIBROCOMPACTADORA.	28
3.1. DISEÑO DE LA VIBROCOMPACTADORA DE PREFABRICADOS DE CONCRETO – METODO DE DISEÑO VDI 2221	28
3.1.1. COMPRENSIÓN DE LA SOLICITUD	28
3.1.2. ABSTRACCIÓN CAJA NEGRA DE LA VIBRO COMPACTADORA	29
3.2. ESTRUCTURA DE FUNCIONES	30
3.3. MATRIZ MORFOLÓGICA	31
3.4. CONCEPTOS DE SOLUCION	32
3.4.1. PROTOTIPO 01	33
3.4.2. PROTOTIPO 02	34
3.4.3. PROTOTIPO 03	35
3.5. PROYECTO PRELIMINAR – PROYECTO PRELIMINAR ÓPTIMO	36
3.6. EVALUACIÓN DE PROYECTOS	36
3.6.1. VALORACION TECNICA.	37
3.6.2. VALORACION ECONOMICA.	38
CAPITULO IV DISEÑO DE LA VIBROCOMPACTADORA	40
4.1. ANALISIS Y DISEÑO DE LA VIBRO-COMPACTADORA PARA LA PRODUCCION DE PREFABRICADOS	40
4.1.1 REQUERIMIENTOS DE LA MAQUINA.	40
4.1.2 RESTRICCIONES DEL PREFABRICADO	40
4.2. DISEÑO MECÁNICO	42
4.2.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE LA MEZCLA	42
4.2.1.1 DISEÑO DEL MOLDE	43
4.2.1.2. DISEÑO DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN	44
4.2.1.3. DISEÑO DE LA BARREDORA	57
4.2.1.3. DISEÑO DE LOS EJES PARA LA BARREDORA.	58
4.2.1.4. TABLEROS	60
4.2.1.5. DISEÑO DE LA PLATAFORMA VIBRATORIA.	61

4.2.2 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VIBRACIÓN	63
4.2.2.1 DISEÑO DE RESORTES DE LA MESA VIBRATORIA	63
4.2.2.2 SISTEMA DE VIBRACIÓN.	70
4.2.2.2.1 MODELO MATEMÁTICO DEL MODELO VIBRATORIO.	71
4.2.2.2.1 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA VIBRATORIO.	74
4.2.2.2.2. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO	84
4.2.2.2.3. ACOPLÉ ANTI VIBRATORIO.	89
4.2.2.2.4. DISEÑO DEL EJE	91
4.2.2.2.4.1 DISEÑO DE LA CHAVETA	96
4.2.2.2.5. DISEÑO DE LAS MASAS EXCÉNTRICAS	97
4.2.2.2.5.1. SUJETADORES DE PORTA MASAS EXCÉNTRICAS.	99
4.2.2.3. MODELAMIENTO DE LA MESA VIBRATORIA.	100
4.2.2.4. TRANSMISIBILIDAD	100
4.2.3 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COMPACTACIÓN.	101
4.2.3.1 SISTEMA DE COMPACTACION.	101
4.2.3.1.1 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE SOPORTAN LOS SISTEMAS DE COMPACTACION.	101
4.2.3.2. DISEÑO DEL MOLDE SUPERIOR	103
4.2.3. SISTEMA DE DESMOLDEO	103
4.2.4. DISEÑO NEUMÁTICO.	104
4.2.4.1. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE ACTÚAN SOBRE EL CIRCUITO NEUMÁTICO.	105
4.2.4.1.1. CILINDRO NEUMÁTICO DE LA BARREDORA.	105
4.2.4.1.2. CILINDRO NEUMÁTICO DE COMPRESIÓN.	107
4.2.4.1.3. CILINDRO NEUMÁTICO DE DESMOLDEO	109
4.2.4.1.4. SELECCIÓN DE RACORES	109
4.2.4.1.5. SELECCIÓN DE LA MANGUERA DE CONEXIÓN	109
4.2.4.1.5. SELECCIÓN DE ELECTROVÁLVULAS	110
4.2.4.2. DISEÑO DEL CIRCUITO NEUMÁTICO Y MODELADO COMPUTACIONAL.	110
4.2.4.2.1 SELECCIÓN DEL COMPRESOR.	112
4.3. AJUSTES Y TOLERANCIAS.	113
4.4. CALCULO ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR.	115
CAPITULO IV ANALISIS ECONOMICO	117
5.1. COSTOS DE LA MAQUINA	117
5.1.1. MATERIALES	118
5.1.2. ELEMENTOS MECANICOS	119
5.1.3. SISTEMA MOTRIZ.	120
5.1.4. SISTEMA NEUMÁTICO	120
5.1.5. COSTOS DE MANO DE OBRA	121
5.1.6. COSTOS DE TRANSPORTE.	122
5.1.7. COSTOS DE DISEÑO	122
5.1.8. COSTOS VARIOS	122
5.1.9. COSTO TOTAL DE LA MAQUINA	123
5.2. COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.	123

5.3. INVERSIÓN DEL PROYECTO.	125
5.4. PRESUPUESTO DE INGRESOS.	125
5.5. FLUJO DE CAJA.	126
5.6. CALCULO DEL TIR Y VAN.	127
CONCLUSIONES	128
RECOMENDACIONES	129
BIBLIOGRAFIA	130
PAGINAS WEB	131
ANEXOS	132
PLANOS	

LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.1: Rotura del adoquín
- Figura 2.2: Relleno
- Figura 2.3: Geometría del adoquín
- Figura 2.4: vibración forzada armónicamente.
- Figura 2.5. Aislamiento a la base.
- Figura 2.6. Aislamiento al absorsor.
- Figura 2.7. Maquina rotativa.
- Figura 2.8. Transmisibilidad
- Figura. 2.9. Máquinas bloqueras y máquinas adoquineras manuales
- Figura. 2.10. Máquina bloquera y máquina adoquinera semiautomáticas.
- Figura. 2.11. Máquina bloquera y máquina adoquinera automáticas
- Figura 3.1. Caja negra.
- Figura 4.1 bloque hueco
- Figura 4.2. Adoquín
- Figura 4.3. Molde
- Figura 4.4. Curva de flujo de masa
- Figura 4.5. Modelo de la tolva de alimentación
- Figura 4.6. Distribución de cargas en la tolva
- Figura 4.7. Carga distribuida en la tolva.
- Figura 4.8. Reacciones sobre la tolva.
- Figura 4.9. Diagrama cortante y flector
- Figura 4.10. Diseño de la tolva de alimentación.
- Figura 4.11. Diseño de la barredora.
- Figura 4.12. Carga distribuida sobre el tablero
- Figura 4.13. Tablero.
- Figura 4.14. Mesa vibratoria.
- Figura 4.15. Elementos finitos sobre mesa vibratoria
- Figura 4.16. Dimensiones del resorte.
- Figura 4.17. Diseño del resorte.
- Figura 4.18. Esquema de funcionamiento del sistema de vibración.
- Figura 4.19. Modelo matemático de vibración.
- Figura 4.20. Solución total del sistema.
- Figura 4.21. Motor de vibración.
- Figura 4.22. Acople anti vibración.
- Figura 4.23. Distribución de cargas en el eje.
- Figura 4.24. Diagrama de cuerpo libre.
- Figura 4.25. Diagrama de fuerza cortante.
- Figura 4.26. Diagrama de momento flector.
- Figura 4.27. Eje de la masa excéntrica.
- Figura 4.28. Excéntrica.
- Figura 4.29. Sistema de vibración.
- Figura 4.30. Dimensiones del adoquín de concreto.
- Figura 4.31. Molde superior.
- Figura 4.32. Modelo de sistema de elevación.
- Figura 4.33. Actuador neumático barredora.
- Figura 4.34. Actuador neumático compresión.
- Figura 4.35. Distribución del sistema neumático.

INTRODUCCIÓN

Esta tesis titulada “Diseño de una vibro-compactadora para la elaboración de prefabricados de concreto para la zona urbana del Cusco” presenta una propuesta para el diseño de una máquina que ayude a contribuir con el desarrollo de nuevos sistemas de construcción.

La idea fundamental de éste proyecto de tesis es mejorar el proceso de fabricación de bloques y adoquines, tomando en cuenta el desarrollo tecnológico de los pequeños productores que existen en nuestro medio, lo cual apunta a la comercialización de dichos productos no solo dentro del Cusco sino también a otros departamentos aumentando la producción de prefabricados de concreto para la construcción.

El proyecto toma en cuenta principalmente la cantidad de producción, seguidamente la resistencia del prefabricado final que mejorara la calidad del producto, optimizando recursos con una tecnificación adecuada de la máquina.

Se procura diseñar un mecanismo que reproduzca los movimientos realizados por el hombre para construir un bloque o un adoquín y otro mecanismo que acelere el proceso, sin obviar ningún paso para así obtener un producto final de calidad, rápido y en grandes cantidades.

El diseño de una máquina para la fabricación de bloques y adoquines, tiene como fin innovar el proceso artesanal de bloquetas, para convertirlo en industrial e impulsar la creación de microempresas que generen empleo ofertando un producto garantizado.

CAPITULO I GENERALIDADES

1. ÁREA PROBLEMÁTICA Y MARCO CONCEPTUAL

1.1. ÁREA PROBLEMÁTICA

1.1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Desde el año 2010 el Cusco ha buscado alternativas de pavimentación de calles y veredas, entre ellas el concreto rígido, el asfalto flexible, y el pavimento intertrabado, esta última se utiliza ampliamente en países como Brasil que es pionero en la utilización de este sistema y en la fabricación de máquinas para la elaboración de prefabricados de concreto.

Como podemos apreciar en el centro histórico del Cusco y demás provincias y distritos se utiliza ampliamente los adoquines de concreto para la construcción de pistas y veredas. En base al registro de compras y proveedores del portal del SEACE se extrae un historial de la demanda de adoquines de concreto en la región del Cusco (todas en el sector público), como se verifica en el siguiente resumen:

Prefabricado	año	valor
Adq. De adoquines de concreto	2010	233,307.94 NS
Adq. De adoquines de concreto	2011	243,630.00 NS
Adq. De adoquines de concreto	2012	494,417.83 NS
Adq. De adoquines de concreto	2013	542,477.94 NS
Adq. De adoquines de concreto	2014	215,968.00 NS
	TOTAL	1,729,801.71 NS

Cuadro N° 01 valores históricos.

Del cuadro se puede resumir que el uso de prefabricados de concreto (adoquines) va en aumento, excepto en el 2014, esto debido al recorte presupuestal que sufrió toda la región del Cusco y como consecuencia se vieron afectadas muchas obras.

El problema radica en que el 90 % de los bloques de concreto provienen de fábricas de otras regiones como Arequipa, por lo que se evidencia la falta de prefabricados en la región del Cusco, es así que este desabastecimiento genera otros problemas como el costo, tiempos muertos de trabajo, entre otros, si bien la compra directa de estos equipos podría solucionar el problema, el costo de las maquinas es sumamente elevado ya que son importadas de Brasil o México, lo que provoca un alto costo de adquisición, como se puede comprobar con el importador METAL TECNICA SA.

1.1.2. FORMULACION DEL PROBLEMA

¿Cómo diseñar una vibro-compactadora para la producción de 400 unidades por hora de prefabricados de concreto?

1.1.3. DETERMINACIÓN DE OBJETIVOS.

1.1.3.1. OBJETIVO GENERAL

“Diseñar una vibro-compactadora para la producción de 400 unidades por hora de prefabricados de concreto.”

1.1.3.2. OBJETIVO ESPECIFICOS

- Resumir los fundamentos y planteamientos teóricos directamente relacionados con el diseño de máquinas vibrantes.
- Desarrollar las funciones y características técnicas que debe cumplir la máquina vibro-compactadora.
- Diseñar la vibro-compactadora para una producción de 400 unidades por hora de prefabricados de concreto.

- Realizar un análisis económico de la máquina de producción de prefabricados de concreto.

1.1.4. JUSTIFICACION

El auge de la construcción en la región, propicia la utilización de nuevos sistemas y productos para la infraestructura, es así que los prefabricados de concreto cobran mayor importancia en el mundo de la construcción, así mismo, las empresas que están involucradas en este rubro deben estar preparadas para la demanda de estos productos.

El diseño de esta máquina propiciaría el inicio de una industria mucho mayor, permitiendo desarrollo económico y el avance de nuevas tecnologías.

1.1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES.

LIMITACIONES:

- 400 unidades de prefabricados de concreto por hora.
- La máquina será estacionaria.

ALCANCES:

- Estará dirigido a productores de bloquetas y pequeñas empresas que comercializan productos de concreto en la región del Cusco.

1.2. FORMULACION DE LA HIPOTESIS.

“Es posible diseñar una vibro-compactadora para la producción de 400 unidades por hora de prefabricados de concreto.”

1.2.1 SISTEMA DE VARIABLES.

1.2.1.1 VARIABLES INDEPENDIENTES.

- Materia prima (mezcla)
- 400 unidades por hora.

- Propiedades de los prefabricados.

1.2.1.2 VARIABLES DEPENDIENTES.

- La vibro-compactadora.

1.3. METODO DE INVESTIGACIÓN.

1.3.1. DISEÑO Y METODO DE PROTOTIPO.

En la investigación científica actual, se puede identificar niveles de aproximación al objetivo y método general de la ciencia. En este caso, el nivel alude al mayor o menor grado de amplitud, profundidad, complejidad y exactitud.

Por la poca o ninguna experiencia en diseño de máquinas, será necesario utilizar un método que permita superar esta condición, en función a aspectos en lo geométrico y dinámico.

En este contexto, debe destacarse el esfuerzo realizado por la Asociación Alemana de Ingeniería que en 1987 elaboro una directriz para el enfoque sistemático del diseño de sistemas y productos técnicos (VDI 2221).

1.4. TECNICAS DE RECOLECCION DE DATOS.

Se recurrirá a entidades privadas y estatales, datos estadísticos, productores de bloquetas, y el internet.

1.4.1. PROCESAMIENTO Y ANALISIS DE DATOS.

Para el diseño de la maquina se tomara en cuenta la aplicación de los siguientes conceptos:

- Vibraciones mecánicas
- Resistencia de los materiales
- Elementos de máquina.
- Uso de software para el diseño: SOLIDWORKS, AUTOCAD.

1.4.2. FASES DE LA METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION.

DELIMITACION: El estudio está a mejorar la tecnológica de las bloqueteras de la región del Cusco.

IDENTIFICACION: La falta de prefabricados de concreto para la construcción de pistas y veredas en la modalidad de pavimento intertrabado.

RESULTADO DE INVESTIGACION: Diseñar una vibro-compactadora para la producción de prefabricados de concreto acorde a las necesidades de la Región Cusco.

ANALISIS DE LOS RESULTADOS: Se evaluara los beneficios de la máquina y el impacto en la construcción de pistas y veredas en la región del Cusco.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1. ANTECEDENTES

En las construcciones de sistemas viales, actualmente nos encontramos en la mayoría de los casos con distintos tipos de hormigón. Éstas son una mezcla íntima entre un cementante, un árido fino y un árido grueso, más agua y eventualmente aditivos que al endurecer a través de un proceso químico denominado fragüe adquiere una consistencia similar a piedras naturales.

Mediante éste estudio se pretende iniciar cambios significativos que conduzcan al mejoramiento de la calidad de los prefabricados teniendo en cuenta las limitaciones actuales de las empresas productoras con el fin de contribuir en la tecnificación de las mismas.

El procedimiento para llegar a la compactación ideal y resistencia del material será mediante la vibración mecánica, que en este caso será equivalente a un movimiento armónico amortiguado, por la naturaleza excitada del proceso y el aislamiento del resto de la máquina.

Los prefabricados de concreto final deberán tener características de diseño establecido por las normas y productores actuales, así mismo esta máquina será destinada a los productores de bloquetas de la región del Cusco.

2.2. PRE FABRICADOS DE CONCRETO.

En general, los adoquines de concreto están constituidos por dos capas: la vista representada por la superficie expuesta una vez colocado el adoquín, y la capa base, superficie que quedará en contacto con el suelo. Los adoquines de concreto son muy resistentes y durables por su amplia variedad de formas, dimensiones, colores y texturas y porque se colocan entrelazados sobre una cama de arena

compactada, donde se sellarán sus juntas para permitir que interactúen solidariamente unos con otros y soportar la totalidad de las cargas.

La geometría debe ser tal que permita un acoplamiento seguro y a la vez elástico con los adoquines adyacentes, para obtener una superficie continua.

En dichos pavimentos, todas las fuerzas de flexión, transversales y circulares (al frenar, acelerar, girar) son transmitidas de forma más intensiva y se reparten óptimamente sobre un gran número de adoquines, haciendo imposible el desplazamiento de unas piezas contra las otras, consiguiendo, por tanto, una mejor absorción por el suelo.

2.2.1 APLICACIONES

El sector de la industria de los prefabricados produce adoquines, bloques, tejas y tubos. Las principales ventajas de los productos fabricados de hormigón son: sus superficies, los diseños atractivos, tiempos de producción reducidos y bajo coste de mantenimiento, que son a su vez factores esenciales para la elección del material por parte de los usuarios finales. Como consecuencia de esto, los productores de fabricados de hormigón ofrecen una gran variedad de formas, texturas y colores a precios competitivos.

Podemos describir:

Uso peatonal: aceras, centro de ciudades (zonas peatonales), plazas públicas.

- Calles urbanas.
- Almacenes.
- Áreas de autopistas.
- Pistas de bicicletas.
- Sujeción de orillas y fondos pluviales.

2.2.2 VENTAJAS

- **Gran variedad de formas**, ofreciendo una perfecta combinación entre técnica y estética. Las formas del adoquín de concreto permiten una combinación de piezas que da lugar a tramas muy diversas.
- **Posibilidad de fabricarse en diferentes colores** (para los cuales se recomienda utilizar pigmentos inorgánicos) que pueden dar un aspecto de elemento decorativo, así como utilizar la combinación de adoquines de diferentes colores.
- **Mantenimiento económico**. Básicamente se reduce a eliminar posible vegetación que pueda producirse en las juntas, y rellenar éstas cada vez que sea necesario.
- **Resistente**: a aceites, grasas, combustibles, efectos de las heladas y sales de deshielo, con ventaja en este aspecto a los pavimentos bituminosos, que, sin tratamientos especiales, se degradan con los efectos mencionados.
- **Buen drenaje**: Las juntas, selladas con arena, permiten un cierto drenaje del agua.
- **Facilidad en las reparaciones**. Comparando con las superficies cerradas existe la gran ventaja de que los adoquines de hormigón pueden levantarse, volverse a utilizar cuando y cuantas veces sea necesario. Esta característica es de especial importancia en cuanto se refiere a los pavimentos de factorías, patios, plazas, aceras, etc., ya que en estos emplazamientos debe contarse siempre con posteriores trabajos en el subsuelo, como alcantarillado, red eléctrica, etc. Lo mismo ocurre cuando debe efectuarse alguna corrección de regularidad de superficies (asientos localizados). Una vez efectuada la reparación, ésta no se nota.

- **Facilidad de montaje**, incluso para personas no especialistas.
- **Larga durabilidad**, la duración de vida admitida para un pavimento de adoquines de hormigón, bien colocado, es de 25 o más años. Para un pavimento bituminoso se considera un período aproximado de 7 años.

2.3. CARACTERÍSTICAS DE CONSTRUCCIÓN DE UN ADOQUÍN

2.3.1 PROPIEDADES FÍSICO – MECÁNICAS

2.3.1.1. RESISTENCIA A LA ROTURA.

El valor medio de la muestra no debe ser inferior a 3.6 MPa.

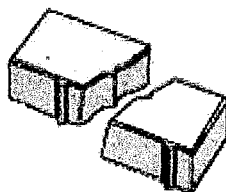


Figura 2.1: Rotura del adoquín

2.3.1.2. RESISTENCIA A LA ABRASIÓN.

El uso típico para la clase 4 es para áreas sujetas a tráfico de vehículos intensivo, como muestra la tabla 2.1.

CLASE	MARCADO	REQUISITOS
1	F	No necesario
3	H	≤ 23 mm.
4	I	≤ 20 mm.

Tabla 2.1: Uso típico de adoquines.

2.3.1.3. RESISTENCIA AL DESLIZAMIENTO Y AL RESBALAMIENTO.

Los adoquines presentan una adecuada resistencia al resbalamiento y al deslizamiento, siempre y cuando no hayan sido sometidos a un tratamiento secundario tales como rectificado, pulido, para producir una superficie lisa.

Bajo condiciones normales los adoquines cumplen satisfactoriamente la resistencia al resbalamiento deslizamiento, durante el tiempo de vida del producto sometido a un mantenimiento normal, salvo que la mayor porción de áridos haya sido expuesta a un pulido excesivo en su cara vista.

2.3.1.4. REACCIÓN AL FUEGO.

Los de la clase 1 no necesitan ser ensayados.

2.3.1.5. COMPORTAMIENTO FRENTE AL FUEGO EXTERNO.

Los utilizados como cubiertas de tejado se consideran que satisfacen las condiciones de comportamiento frente al fuego externo sin necesidad de ensayo.

2.3.1.6. CONDUCTIVIDAD TÉRMICA.

Si contribuyen a las características térmicas de un elemento, entonces el fabricante declarará la conductividad térmica o que atraviesa el material

2.3.2 ASPECTOS VISUALES

2.3.2.1 APARIENCIA.

Las capas superiores de los adoquines no presentarán defectos tales como grietas, laminaciones o exfoliaciones cuando se examinen.

En caso de aparecer ocasionalmente eflorescencias, no son perjudiciales, por lo que no se consideran un defecto.

2.3.2.2 TEXTURA.

Cuando sea fabricado con texturas superficiales, serán descritas por el fabricante.

Las variaciones en la misma se deben a las inevitables variaciones en las propiedades del cemento y en el endurecimiento.

2.3.2.3 COLOR.

Puede ser incluido en las caras vistas o en la totalidad del adoquín. Las gamas se deben a variaciones inevitables en el tono y propiedades de cementos y áridos.

2.3.2.4 ABSORCIÓN DE AGUA.

Se aceptará que haya una impermeabilidad de agua suficiente cuando la absorción total o individual de cada una de las cuatro probetas que componen la muestra no sea mayor del 6%. Si la absorción al agua 6% se considera que es resistente a las heladas.

2.3.3. VIDA UTIL.

La vida útil de un adoquín es en teoría de 30 años, aunque por su resistencia puede llegar a los 50.

- Se pueden reutilizar de un 90% a un 95% de los adoquines.
- Por esto son más económicos que los pavimentos rígidos.
- Se pueden levantar fácilmente para tareas de reparación, lo que hace que sean aconsejables para pavimentación urbana.

2.3.4. CONSERVACIÓN

Relleno de arena para sellado de juntas cada cierto tiempo para garantizar la durabilidad del adoquín en el pavimento.

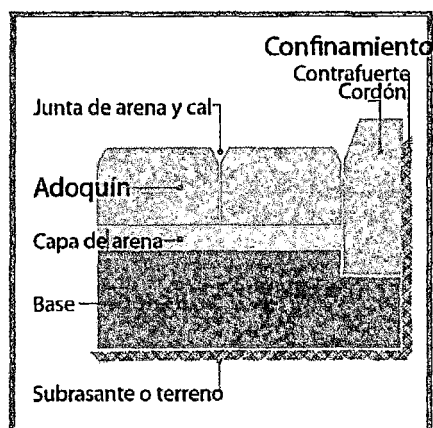


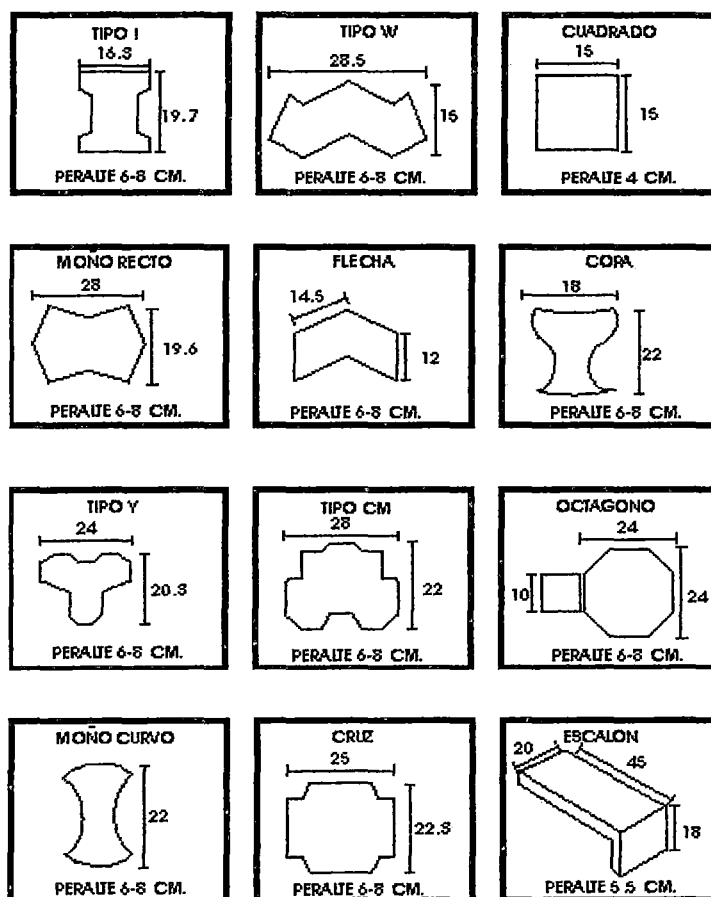
Figura 2.2: Relleno

2.4. TÉCNICAS DE CONSTRUCCIÓN DE VARIOS MODELOS, MOLDES O MATRICES.

Esta parte comprende la construcción de adoquines y bloques de distintas formas y medidas a base de hormigón Portland, construido todo sobre una superficie preparada de acuerdo con lo que indiquen las especificaciones y en conformidad con el alineamiento de la calzada, vereda, pared o techo que se requiera construir.

2.4.1. REQUISITOS GEOMÉTRICOS

Los adoquines rectangulares deberán tener una longitud nominal de 20 cm y un ancho nominal de 10 cm. Con otras formas alternativas deben tener una razón largo - ancho medio comprendido entre 1.5 y 2.5 cm; el ancho no puede ser menor de 8 cm ni mayor de 15.5 cm como se muestra en la figura 1.4. El espesor de los adoquines estará comprendido entre 6 cm y 10 cm.



Requisitos geométricos.

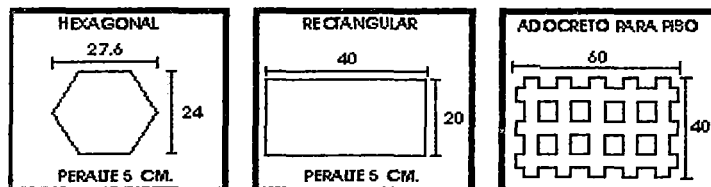


Figura 2.3: Geometría del adoquín

Los adoquines deben tener una resistencia a la compresión simple entre 357 y 459 kg/ (35 y 45MPa) a los 28 días.

Los adoquines prefabricados de hormigón se pueden clasificar por su forma en tres categorías.

- Adoquines machimbrados multidireccionales: se caracterizan por tener entrantes y salientes en sus cuatro caras laterales.
- Adoquines machimbrados multidireccionales: incluyen unidades con entrantes y salientes en dos de sus cuatro caras laterales.
- Adoquines clásicos: unidades sin entrantes y salientes en sus cuatro caras laterales, no existe encaje entre las piezas, para conseguir el entrelazado el factor fundamental de la precisión en su colocación. Este tipo es el más utilizado y se lo conoce como adoquín rectangular.

2.5. GRANULOMETRIA.

En las tablas 2.2 y 2.3 se especifican las dosis de: cemento, grava, gravilla, arena, aditivos y agua que servirá de base para elaborar mezclas de prueba en bloques y adoquines.

Bloques		
Aditivos	Mecánico	Manual
Cemento	1 saco	1 saco
Grava	195 litro	155 litro
Arena	135 litro	110 litro
Agua	34 litro	27 litro

Tabla 2.2: Dosificación de los bloques.

Adoquines		
Aditivos	Mecánico	Manual
Cemento	1 saco	1 saco
Grava	155 litro	125 litro
Arena	105 litro	85 litro
Agua	20 litro	16 litro

Tabla 2.3: Dosificación de los adoquines.

2.6. VIBRACIONES MECANICAS

Vibración, vibración mecánica, oscilación, movimiento periódico, etc. son conceptos utilizados para describir el movimiento de un elemento, sistema o en si de una máquina.

Una forma simple de definir vibración mecánica es el movimiento de una parte mecánica hacia atrás y hacia delante a partir de una posición de descanso, otra manera más formal de definirlo es a partir de la definición de oscilación, por lo tanto:

Oscilación: Es el movimiento de vaivén de un parámetro físico alrededor de una referencia.

Vibración mecánica: Es la oscilación mecánica de un cuerpo y/o sistema.

En la definición de vibración mecánica se habla de cuerpo y/o sistema ya que si un cuerpo no tiene la capacidad de vibrar se puede unir a otro y formar un sistema vibratorio; por ejemplo, en un sistema masa-resorte la masa posee características energéticas cinéticas el resorte, características restauradoras.

Es importante aclarar que para que un sistema vibre es necesario que posea por lo menos un elemento inercial (energía cinética) y un restaurador (energía potencial). Aunque en algunos casos los elementos restauradores se generalizan como elementos elásticos, existen sistemas en las que no existe un elemento elástico y sin embargo pueden vibrar, por ejemplo el péndulo que se manifiesta como elemento restaurador.

Ahora bien, cuando un cuerpo vibra resulta importante definir la causa de la vibración, es decir, si el cuerpo vibra por su condición natural debido a una perturbación instantánea y ajeno a toda excitación permanente, o bien si se debe a que existen fuerzas perturbadoras que hacen vibrar al sistema.

2.6.1 VIBRACION ARMONICAMENTE EXCITADA

Se dice que un sistema mecánico o estructural experimenta vibración forzada siempre que se suministra energía externa al sistema durante la vibración. La energía externa se puede suministrar ya sea mediante una fuerza aplicada o por una excitación de desplazamiento impuesta. La fuerza aplicada o la excitación de desplazamiento pueden ser armónica, no armónica pero periódica, no periódica, o aleatoria. La respuesta de un sistema a una excitación armónica se llama respuesta armónica. La excitación no periódica puede ser de larga o de corta

duración. La respuesta de un sistema dinámico a excitaciones no periódicas repentinamente aplicadas se llama respuesta transitoria.

En este modelo consideraremos la respuesta dinámica de un sistema de un solo grado de libertad sujeto a excitaciones armónicas de la forma

$$F(t) = F_0 e^{i(\omega t + \phi)} \quad \text{o} \quad F(t) = F_0 \cos(\omega t + \phi) \quad \text{o} \quad F(t) = F_0 \text{sen}(\omega t + \phi)$$

Donde F_0 es la amplitud, ω es la frecuencia y ϕ es el ángulo de fase de la excitación armónica. El valor de ϕ depende del valor de $F(t)$ en $t = 0$ y suele considerársele cero. Bajo excitación armónica, la respuesta del sistema también será armónica. Si la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del sistema, la respuesta será muy grande. Esta condición, conocida como resonancia, se debe evitar para que no falle el sistema. La vibración producida por una máquina rotatoria desbalanceada, la oscilación de una alta chimenea producida por la formación de torbellino en un viento constante y el movimiento vertical de un automóvil sobre una carretera ondulada son ejemplos de vibración excitada. También se abordan en este modelo las aplicaciones de los métodos de función de transferencia, Transformada de Laplace y función de frecuencia, en la solución de sistemas armónicamente excitados.

2.6.2. VIBRACION FORZADA CON AMORTIGUAMIENTO

Para un sistema de un solo grado de libertad con amortiguamiento de Coulomb o de fricción seca, sometido a una fuerza armónica $F(t) = F_0 \text{sen}(\omega t)$, la ecuación de movimiento es:

$$m\ddot{x} + kx \pm \mu N = F_0 \text{sen}(\omega t)$$

Donde el signo de la fuerza de fricción ($\mu N = \mu mg$) es positivo (negativo) cuando la masa se mueve de izquierda a derecha (derecha a izquierda). La solución exacta de la ecuación es bastante complicada. Sin embargo, podemos

esperar que si la fuerza de amortiguamiento de fricción seca es grande, el movimiento de la masa será discontinuo. Por otra parte, si la fuerza de fricción seca es pequeña comparada con la amplitud de la fuerza aplicada F_0 , se espera que la solución de estado estable sea casi armónica. En este caso, podemos determinar una solución aproximada de la ecuación por medio de una relación de amortiguamiento viscoso equivalente. Para determinar tal relación, igualamos la energía disipada por la fricción seca a la energía disipada por un amortiguador viscoso equivalente durante un ciclo de movimiento completo. Si X denota la amplitud de movimiento, la energía disipada por la fuerza de fricción μN en un cuarto de ciclo es μNX .

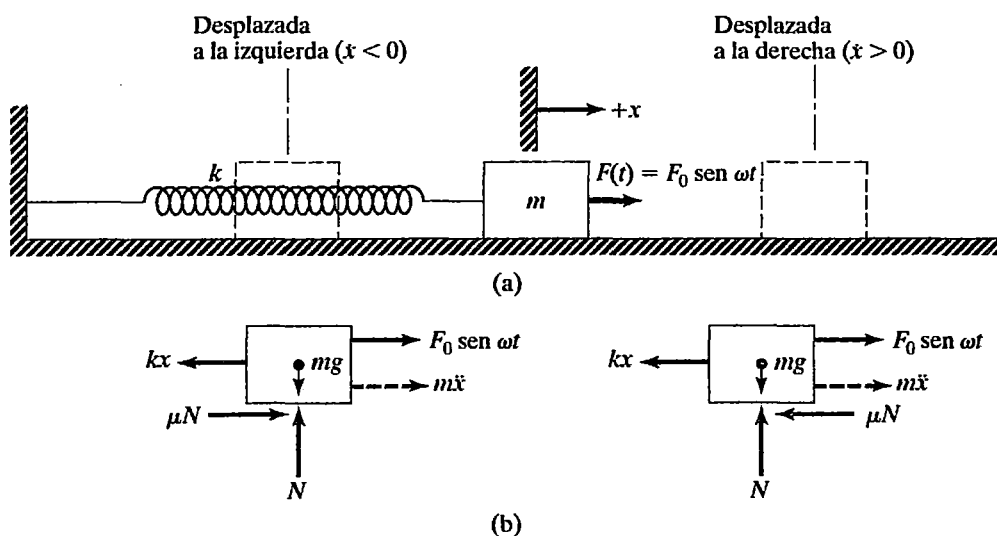


Figura 2.4: vibración forzada armónicamente.

Al igual que en el caso de las vibraciones forzadas sin amortiguamiento, las soluciones correspondientes a la ecuación homogénea desaparecen rápidamente y sólo perduran las correspondientes a la solución particular; esta solución particular viene dada por la expresión:

$$X = \frac{F_0 \text{sen}(wt - \phi)}{\sqrt{(K - mw^2)^2 + c^2 w^2}}$$

2.6.3. AISLAMIENTO DE VIBRACIONES –TRANSMISIBILIDAD

Se conoce como aislamiento de vibraciones a todo aquél procedimiento que permite reducir los efectos indeseables asociados a toda vibración. Básicamente, ello suele suponer la introducción de un elemento elástico (aislante) entre la masa vibrante y la fuente de vibración, de forma que se consigue reducir la magnitud de la respuesta dinámica del sistema, bajo unas determinadas condiciones de la excitación en vibración.

Un sistema de aislamiento de vibraciones puede ser activo o pasivo, dependiendo de si se precisa una fuente externa de potencia o no para que lleve a cabo su función.

Un control pasivo está formado por un elemento elástico (que incorpora una rigidez) y un elemento disipador de energía (que aporta un amortiguamiento). Ejemplos de aislantes pasivos son: un muelle metálico, un corcho, un fieltro, un resorte neumático, un elastómero, entre otros.

Un control activo de vibración está formado por un servomecanismo que incluye un sensor, un procesador de señal y un actuador. El control mantiene constante una distancia entre la masa vibrante y un plano de referencia. Cuando la fuerza aplicada al sistema varía esa distancia, el sensor lo detecta y genera una señal proporcional a la magnitud de la excitación (o de la respuesta) del sistema. Esta señal llega al procesador que envía una orden al actuador para que desarrolle un movimiento o fuerza proporcional a dicha señal.

La efectividad de un aislante de vibraciones se establece en términos de su transmisibilidad. La transmisibilidad (T_r) puede definirse como el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida y la de la fuerza de excitación.

Los problemas principales que el aislamiento de vibraciones plantea pueden encuadrarse dentro de una de estas dos situaciones:

a.- Aislar un sistema que vibra de la base que lo soporta para que ésta no sufra y/o no transmita la vibración a su entorno.

En este caso, las fuerzas que excitan al sistema dando lugar a la vibración pueden tener su origen en desequilibrios, desalineamientos, cuando se trata de sistemas mecánicos con elementos alternativos o rotativos; o pueden tratarse de fuerzas de carácter impulsivo, es el caso de sistemas de prensa, estampación, explosiones.

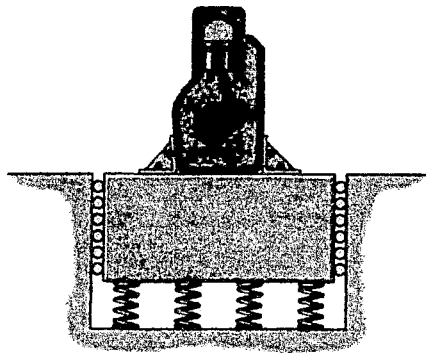


Figura 2.5. Aislamiento a la base.

b.- Aislar el sistema mecánico a estudio de la base que lo soporta y que está Vibrando.

Este puede ser el caso de la protección de un instrumento o equipo delicado del movimiento de su contenedor o su base soporte. En la práctica, el problema por ejemplo puede ser diseñar correctamente un embalaje para evitar la transmisión de fuerzas de magnitud importante al instrumento delicado o equipo que se quiere transportar.

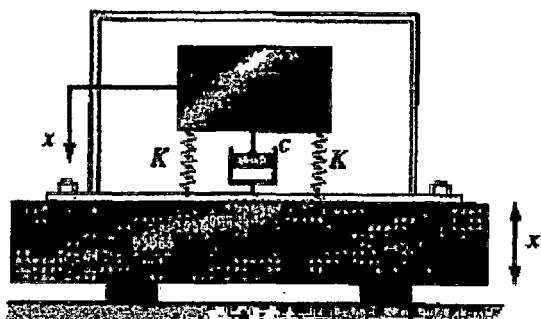


Figura 2.6. Aislamiento al absorbor.

2.6.4. REDUCCION DE LA FUERZA TRANSMITIDA

Si el sistema se modeliza como un sistema de un grado de libertad, la fuerza de excitación se transmite a la fundación o base a través del muelle y el amortiguador y su valor $F_t(t)$ viene dado por la suma de ambas componentes $F_t(t) = KX(t) + C\dot{X}(t)$.

Si la fuerza transmitida a la base $F_t(t)$ varia de forma armónica como en el caso del sistema con elementos rotativos, las tensiones y deformaciones que tendrán lugar sobre los elementos de unión a la fundación también variaran armónicamente, lo que podría llegar a provocar un fallo por fatiga. Incluso en el caso de que la fuerza transmitida no sea armónica, su magnitud deberá limitarse por debajo de unos valores de seguridad.

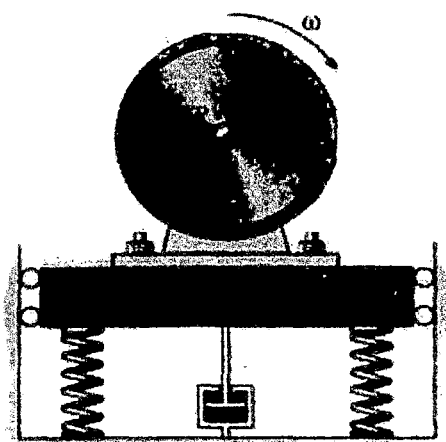


Figura 2.7. Maquina rotativa.

Cuando una máquina rotativa se sujeta directamente sobre una fundación rígida, ésta se verá sometida a la acción de una fuerza armónica debida al desequilibrio de la máquina rotativa que se superpondrá a la carga estática asociada a su peso. Por ello, se colocará un elemento elástico entre la máquina y la fundación que trate de reducir las fuerzas transmitidas a esta última.

El sistema puede ser idealizado como un sistema de un grado de libertad. El elemento elástico incorpora tanto una rigidez (muelle k) como un amortiguamiento (amortiguador c).

Suponiendo que el funcionamiento de la máquina da lugar a una fuerza de excitación que actúa sobre el sistema y varía de forma armónica (el álgebra compleja permite considerar de forma simultánea tanto el caso senoidal como el cosenoidal):

$$F(t) = f_0 e^{i\bar{\omega}t} = f_0 (\cos \bar{\omega}t + i \sin \bar{\omega}t)$$

La fuerza transmitida a la fundación será la resultante de las fuerzas de resorte y amortiguador:

$$F_t(t) = KX(t) + C\dot{X}(t)$$

Se define así el concepto de TRANSMISIBILIDAD como la relación entre el módulo de la fuerza transmitida al soporte F_t y el módulo de la fuerza excitadora f_0 . Recordando la definición del Factor de Amplificación Dinámica (D):

$$T_r = \frac{F_t}{f_0} = D \sqrt{1 + (2\zeta\beta)^2}$$

2.6.5. CONSIDERACIONES SOBRE LA TRANSMISIBILIDAD

El que tanto en un caso como en otro la transmisibilidad tenga la misma expresión anima a representarla gráficamente de modo análogo a como se hizo con el factor de amplificación dinámica D en sistemas de 1 grado de libertad:

- Para poder decir que se ha conseguido el aislamiento es preciso que la Transmisibilidad sea < 1 . Puede observarse que ello obliga a que la frecuencia de excitación ω sea, por lo menos, 2 veces la frecuencia natural del sistema ω .
- Para valores de $\beta = \bar{\omega}/\omega$ próximos a la unidad, el sistema actúa no como un aislante, sino como un amplificador, transmitiendo esfuerzos o desplazamientos muy superiores a los originales.
- Para una frecuencia de excitación dada $\bar{\omega}$, puede reducirse el valor de transmisibilidad disminuyendo la frecuencia natural ω del sistema (lo que equivale a aumentar la β)
- Por lo que al amortiguamiento se refiere, la transmisibilidad también puede reducirse disminuyendo la relación de amortiguamiento (ζ) ya que si β es > 2 , la Tr disminuye al hacerlo ζ .

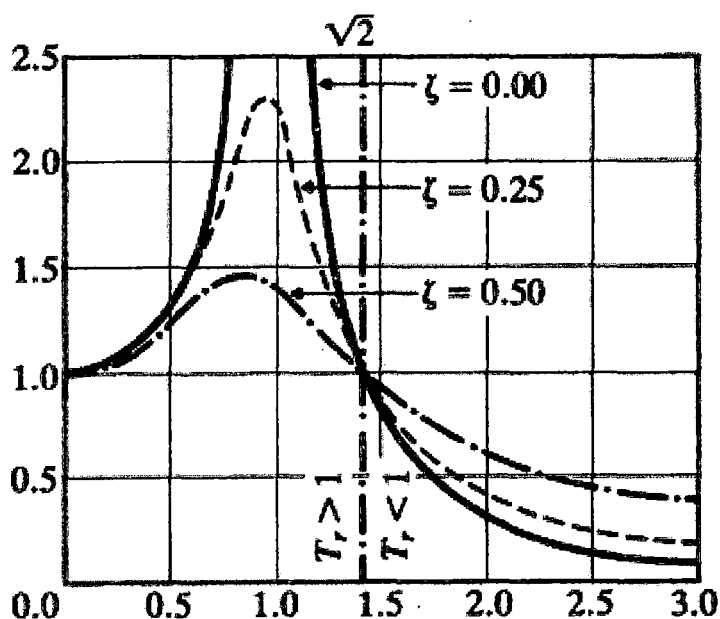


Figura 2.8. Transmisibilidad.

2.7. CARACTERÍSTICAS Y TIPOS DE MÁQUINAS PARA FABRICAR BLOQUES Y ADOQUINES.

El diseño y, con ello, el tratamiento de las superficies de productos de concreto es un mercado con futuro, es por esto que se está innovando los tipos de máquinas para producir nuevos y mejorados bloques y adoquines. Hoy en día, estos productos de concreto, ya no son sólo materiales funcionales, pavimentos para calles o simplemente paredes, son objetos de diseño en el espacio urbano y en el entorno privado.

La arquitectura de edificios y plazas es cada vez más exigente y compleja. El arquitecto considera los edificios y las superficies dentro de un todo. Emplea los productos de hormigón como elementos de diseño espacial con funcionalidad. Aquí, la característica principal, especialmente de los adoquines de hormigón, es decir el diseño, alcanza su máximo esplendor.

Las superficies, colores y formas geométricas diferentes conforman un espacio vital en consonancia con el entorno cotidiano y la naturaleza. El hormigón, con su capacidad casi ilimitada de moldeado y su funcionalidad, ofrece prácticamente todas las posibilidades de una arquitectura creativa. Una posibilidad es la elaboración mecánica de las superficies de hormigón. Aquí se distinguen los siguientes tipos principales.

2.7.1. MÁQUINAS BLOQUERAS Y MÁQUINAS ADOQUINERAS

2.7.1.1 MANUALES

Máquina ideal para producir pequeñas cantidades de material. Cubre las necesidades básicas de producción, ya que el área de moldeo solo permite fabricar piezas pequeñas comprendidas entre los 40 x 55 cm. Un ejemplo de producción es: 300 bloques de 10 x 14 x 28 cm o 350 tabiques de 8 x 8 x 10 cm.²¹

Funciona con un motor de hasta de 3 HP que puede ser de alimentación monofásica ó trifásica. La mejor manera de equipar una planta bloquera o adoquinera pequeña con esta máquina es acompañarla de una mezcladora que

puede alimentar a la máquina bloquera como se ve en las figura 1.5. Cuando el mercado para su producto es pequeño, esta máquina puede solucionar algunos problemas.

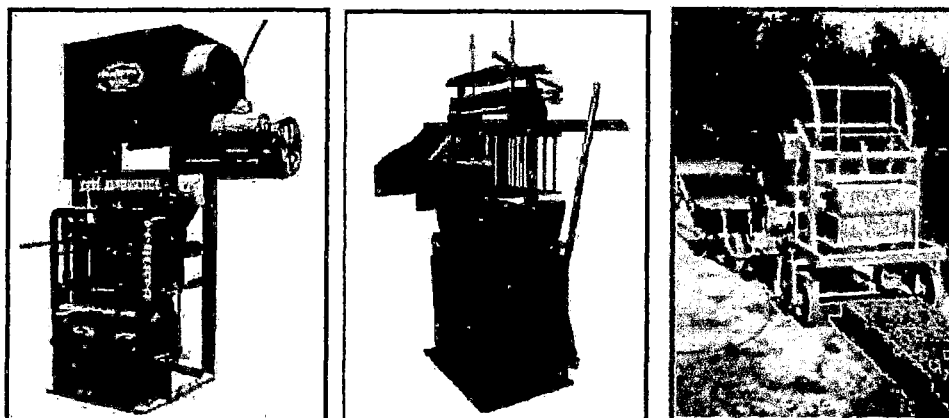


Figura. 2.9. Máquinas bloqueras y máquinas adoquineras manuales

Son las máquinas más solicitadas en nuestro medio por su versatilidad y capacidad de producción. Los ciclos por turno con una máquina manual son de 400 ciclos por turno, con una máquina semiautomática se alcanzan más de 500 ciclos. Los tres modelos de máquinas tienen un área real de moldeo es de 45x65 cm.

2.7.1.2 SEMIAUTOMÁTICAS

Este tipo de máquinas funcionan con un sistema hidráulico o neumático para el desmolde, de este modo se reduce notablemente el esfuerzo físico de los operadores. Tiene una tolva integrada que puede tener hasta 30 piezas en cola (Depende de la pieza que se esté fabricando), el peso del cilindro (Compresor) da mayor calidad de compresión.

Para la operación correcta de la máquina es necesario considerar el resto del equipo: una mezcladora, una tolva de agregados para alimentar de arenas a la mezcladora, una banda transportadora que alimenta de material mezclado a la máquina bloquera (opcional), dos carros sacatablas (opcional).

Los ciclos con este equipo son de 600 ciclos por turno, el ciclo no varía por ser máquina bloquera o máquina adoquinera, estos tienden a incrementarse con la producción de piezas macizas como adoquín o bloque sin huecos. Tiene un área real de moldeo es de 45 x 65 cm

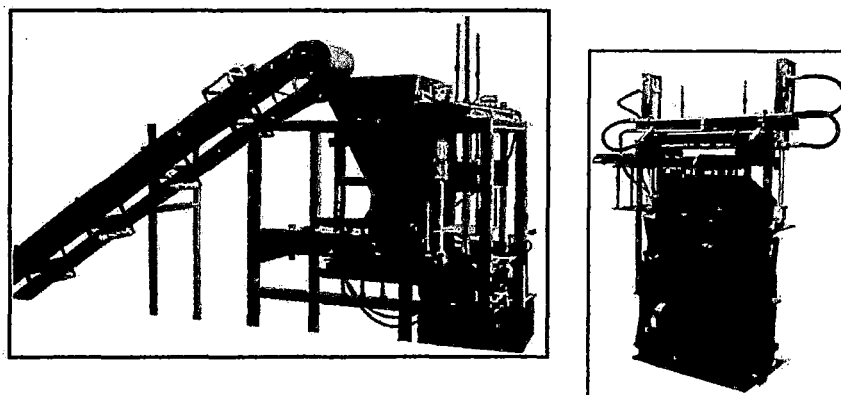


Figura. 2.10. Máquina bloquera y máquina adoquinera semiautomáticas.

2.7.1.3 AUTOMÁTICAS

Desde el año 2002, las empresas constructoras de máquinas para fabricar bloques y/o adoquines, decidieron modernizar sus máquinas de producción para mejorar la calidad y aumentar la productividad y la versatilidad.

Se especificó una línea de producción para fabricar bloques, bordillos y adoquines de hormigón sobre bandejas de producción con una tolerancia en la altura inferior a un milímetro.

La máquina más sobresaliente para una gran producción es la máquina bloquera de marca Quadra, sin olvidar las mejoras de la máquina adoquinera, que cuenta con un vibrador de alto rendimiento para fabricar artículos de hormigón como bloques, baldosas, bordillos, adoquines de hormigón.

Las dimensiones de las bandejas de producción, suministradas por la empresa son de 1400 x 1250 x 14 mm. Los cambios de moldes se pueden realizar en menos de 10 minutos con un dispositivo de cambio rápido de prensa y molde.

En los últimos años, los bloques de hormigón se han ido perfeccionando constantemente en lo que respecta a nuevos criterios de productividad y desarrollo sostenible.

De modo que se han creado máquinas que cumplen estos nuevos requisitos como se muestra en la figura 1.7. Así, por ejemplo, existen empresas que lanzaron al mercado en el año 2006 la primera máquina pulidora para bloques de hormigón ligero y hormigón pesado.

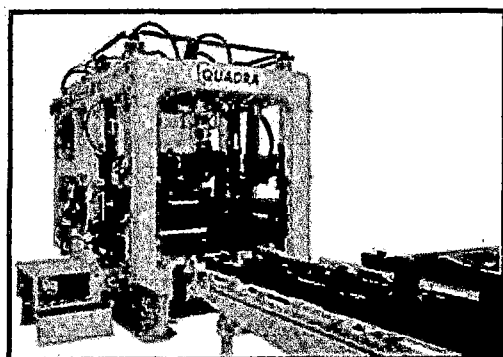


Figura. 2.11. Máquina bloquera y máquina adoquinera automáticas

CAPITULO III
ANALISIS Y SELECCIÓN DEL TIPO DE VIBROCOMPACTADORA

3.1. DISEÑO DE LA VIBROCOMPACTADORA DE PREFABRICADOS DE CONCRETO – METODO DE DISEÑO VDI 2221

3.1.1. COMPRESIÓN DE LA SOLICITUD.

LISTA DE EXIGENCIAS		
PROYECTO	Diseño de una vibro-compactadora para prefabricados de concreto	FECHA:
CLIENTE	Universidad Nacional San Antonio Nacional Abad del Cusco	ELABORADO: PCD
DESEO O EXIGENCIA	DESCRIPCION	RESPONSABLE
E	Función principal: Producir 400 unid/hora de pre fabricados de concreto	PCD
E	Materia prima: Agregados, cemento, finos, finos, aditivos, etc. Según la granulometría.	PCD
E	Fuerza: Fuerza centrífuga proporcionada por el motor de vibración, rigidez de inercia, posición de resonancia serán calculados.	PCD
E	Energía: La energía del sistema será proporcionada por el motor de vibración.	PCD
E	Seguridad: La vibro compactadora debe diseñarse de tal manera que no existan riesgos para la persona que trabaje con el modulo.	PCD
E	Montaje: la vibro compactadora deberá ser de fácil montaje e instalación con herramientas estándar.	PCD
E	Costos: No se precisan	PCD
E	Ergonomía: Las dimensiones principales de la maquina deben ser tales que puedan trabajarse con comodidad.	PCD

Tabla 3.1. Lista de exigencias.

3.1.2. ABSTRACCIÓN CAJA NEGRA DE LA VIBRO COMPACTADORA

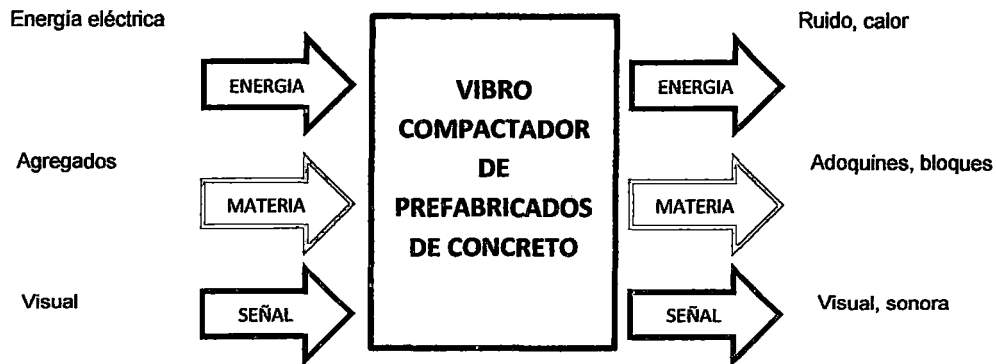


Figura 3.1. Caja negra.

ENTRADAS

Energía: Energía eléctrica para accionar el motor y generar Vibración en el sistema, energía humana para encender la máquina.

Materia: Ingreso de mezcla de agregados.

Señal: Señal visual de abastecimiento de agregados, señal visual y sonora que la máquina esta energizada y funcionando correctamente (primario).

SALIDAS

Energía: Energía mecánica expresada en la vibración del sistema, ruido y calor.

Materia: Salida de prefabricados adoquines, bloques.

Señal: Señal visual de salida de prefabricados, visual y sonora del funcionamiento de la máquina.

3.2. ESTRUCTURA DE FUNCIONES

A continuación se muestra la estructura de funciones empleada en el diseño del prototipo, el cual es modelado como un sistema de vibración.

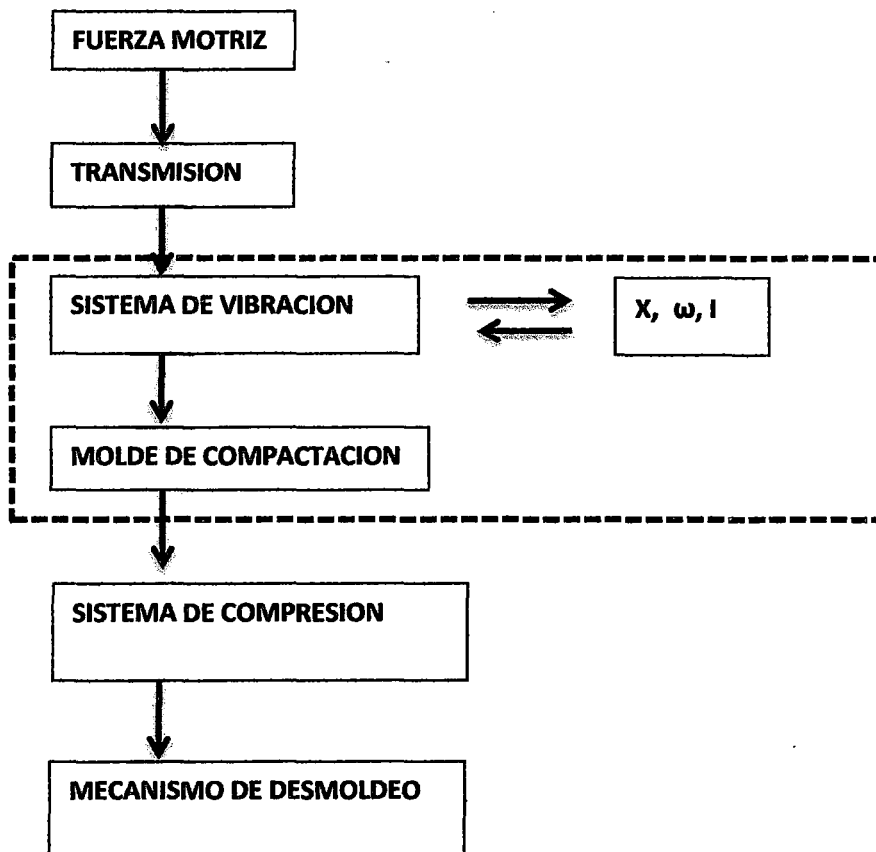


Tabla 3.2. Estructura de funciones.

3.3. MATRIZ MORFOLÓGICA


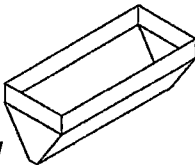
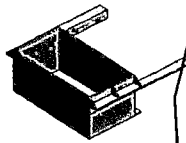

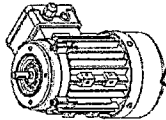
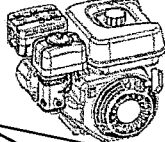

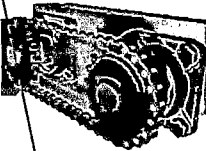
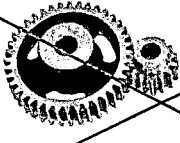

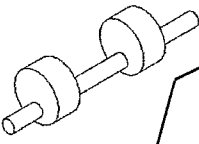
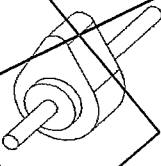



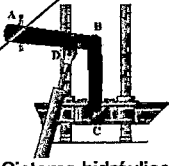
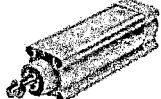

ITEM	FUNCIONES PARCIALES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4
1	SISTEMA DE ALIMENTACION	 Carguio manual	 Tolva de alimentación		
2	DOSIFICADOR	 Barredora	 Carguio manual		
2	FUERZA MOTRIZ (mesa vibratoria)	 Motor eléctrico	 Motor de combustión		
3	TRANSMISION (mesa vibratoria)	 Fajas	 Cadenas	 Engranajes	 Acople flexible
4	MECANISMO DE VIBRADO (mesa vibratoria)	 Excéntricas	 Leva	 Biela-manivela	 Polea excéntrica
5	SISTEMA DE COMPRESION	 Sistema neumático	 Sistema hidráulico		
6	SISTEMA DE DESMOLDEO	 Sistema neumático	 Sistema hidráulico		

Tabla 3.3. Matriz morfológica.

3.4. CONCEPTOS DE SOLUCION

Concepto de solución 1

Tolva + barredora + motor eléctrico + transmisión por fajas + leva + sistema neumático.

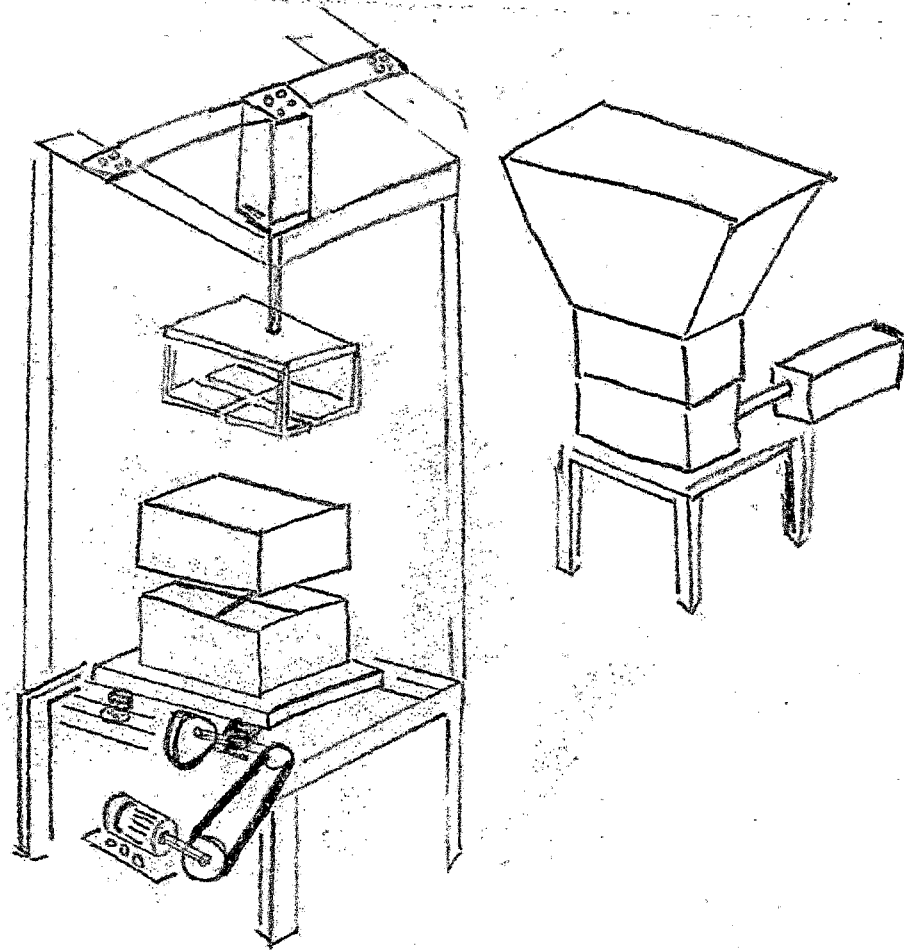
Concepto de solución 2

Tolva + barredora + motor eléctrico + transmisión por acople flexible + excéntricas + sistema neumático.

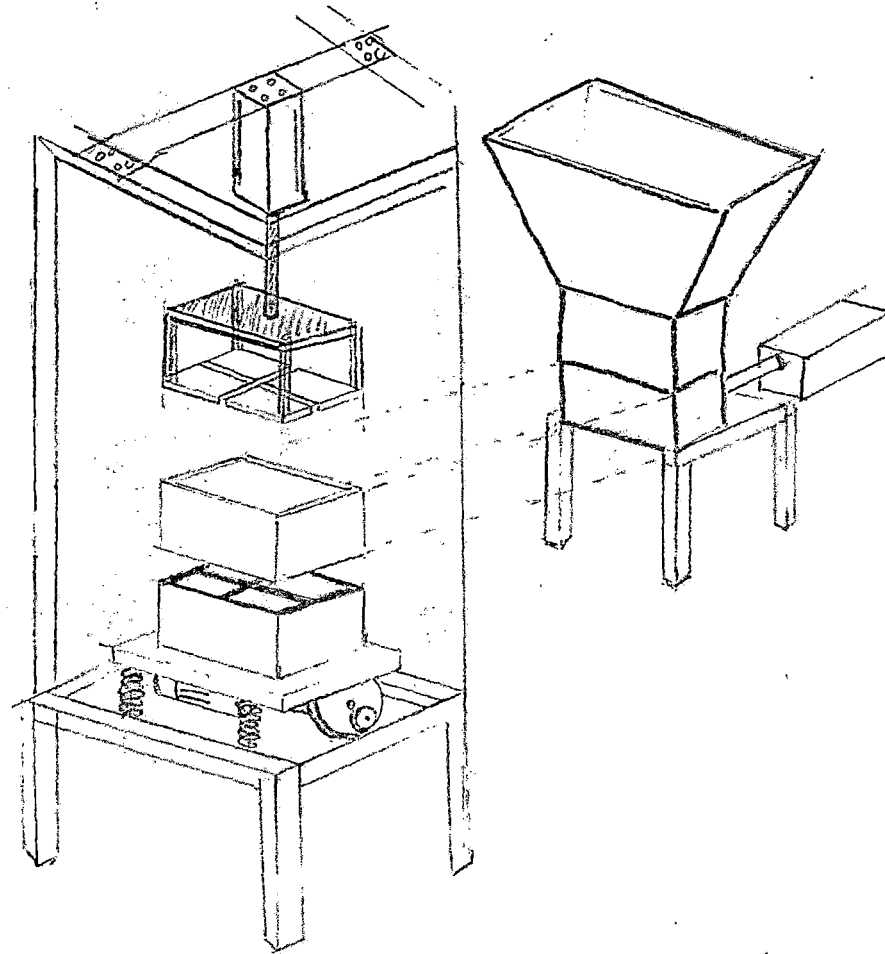
Concepto de solución 3

Carguío a mano + motor eléctrico + acople flexible + excéntricas + sistema hidráulico.

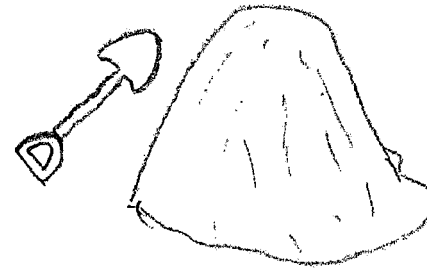
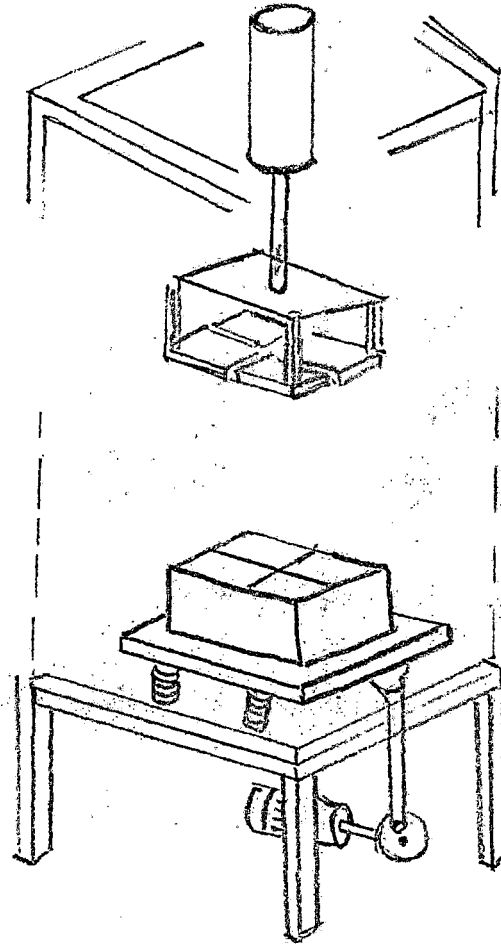
3.4.1. PROTOTIPO 01



3.4.2. PROTOTIPO 02



3.4.3. PROTOTIPO 03



3.5. PROYECTO PRELIMINAR – PROYECTO PRELIMINAR ÓPTIMO

Sobre la base de las alternativas que se trabajaron en la matriz morfo99999lógica, se procede a desarrollar tres conceptos de solución para la máquina de prefabricados de concreto, los cuales posteriormente pasaron a ser sometidos a una evaluación técnica y económica a partir de lo cual se obtendrá el proyecto preliminar óptimo, con el cual se desarrollará el proyecto final para la vibro compactadora.

3.6. EVALUACIÓN DE PROYECTOS

Para este acápite se ha seleccionado una serie de criterios de evaluación técnicos X_i y económicos Y_i los que nos ayudarán a evaluar cada uno de los conceptos de solución, los que finalmente luego de compararlos nos ayudarán a determinar cuál es nuestro proyecto óptimo a desarrollar en el presente diseño.

3.6.1. VALORACION TECNICA.

EVALUACION DE PROYECTOS – VALOR TECNICO											
PROYECTO: Diseño de una vibro-compactadora para prefabricados de concreto											
P: Puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)											
0: no satisface 1: Aceptación de las justas 2: suficiente 3: bien 4: muy bien.											
g: peso ponderado en función a los criterios de evaluación.											
Variantes de concepto/proyectos			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
			S1			S2		S3		Sideal	
N°	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Diseño	4	3	12	3	12	3	12	4	16	
2	Función	4	3	12	3	12	3	12	4	16	
3	Uso de la energía	4	3	12	4	16	3	12	4	16	
4	Ergonomía	3	4	12	3	9	4	12	4	12	
5	Manufactura	3	2	6	3	9	2	6	4	12	
6	Montaje	2	3	6	2	4	2	4	4	8	
7	Seguridad	3	2	6	3	9	2	6	4	12	
8	Mantenimiento	2	1	2	2	4	1	2	4	8	
Puntaje máximo		25	21	68	24	75	20	66	32	100	
Valor Técnico Xi				0.68		0.75		0.66			
Orden				2		1		3			

Tabla 3.4. Evaluación técnica.

3.6.2. VALORACION ECONOMICA.

EVALUACION DE PROYECTOS - VALOR ECONOMICO											
PROYECTO: Diseño de una vibro-compactadora para prefabricados de concreto											
P: Puntaje de 0 a 4 (escala de valores según VDI 2225)											
0: no satisface 1: Aceptación de las justas 2: suficiente 3: bien 4: muy bien.											
g: peso ponderado en función a los criterios de evaluación.											
Variantes de concepto/proyectos			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
			S1			S2		S3		Sideal	
N°	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Diseño	4	3	12	3	12	3	12	4	16	
2	Material	4	3	12	3	12	3	12	4	16	
3	Manufactura	4	3	12	3	12	3	12	4	16	
4	Componentes (compra)	3	3	9	3	9	1	3	4	12	
5	Instalación	3	2	6	3	9	2	6	4	12	
6	Repuestos	4	2	8	3	12	2	8	4	16	
7	Mantenimiento	3	2	6	2	6	2	6	4	12	
Puntaje máximo		25	18	65	20	72	16	59	28	100	
Valor Económico Yi				0.65		0.72		0.59			
Orden				2		1		3			

Tabla 3.5. Evaluación económica.

Ahora con los valores resaltados en cada una de las evaluaciones que se muestra a continuación, se procede a evaluar el diagrama de evaluación según VDI 2225.

X_i	Y_i
0.75	0.72
0.68	0.65
0.66	0.59

Tabla 3.6. Valoración Técnico - Económico.

El diagrama de evaluación será:

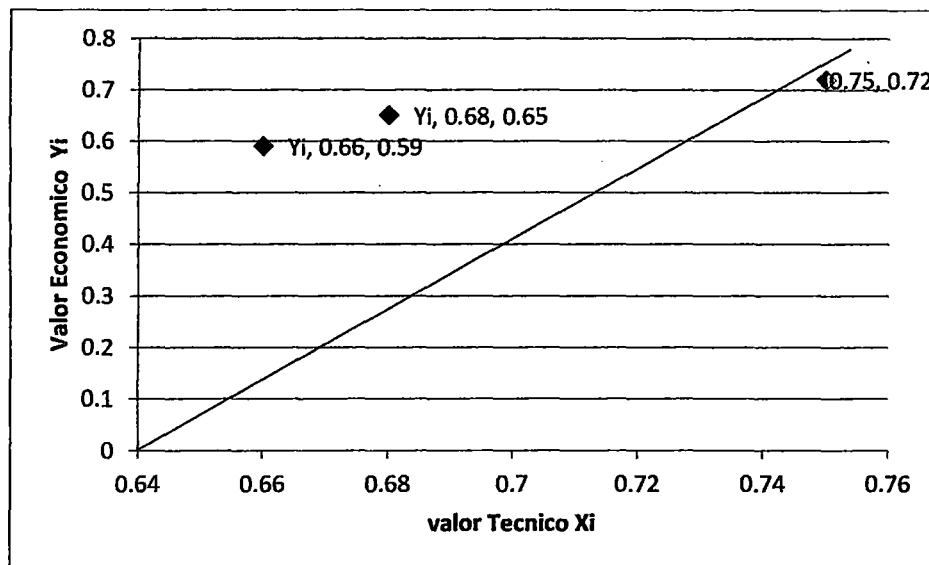
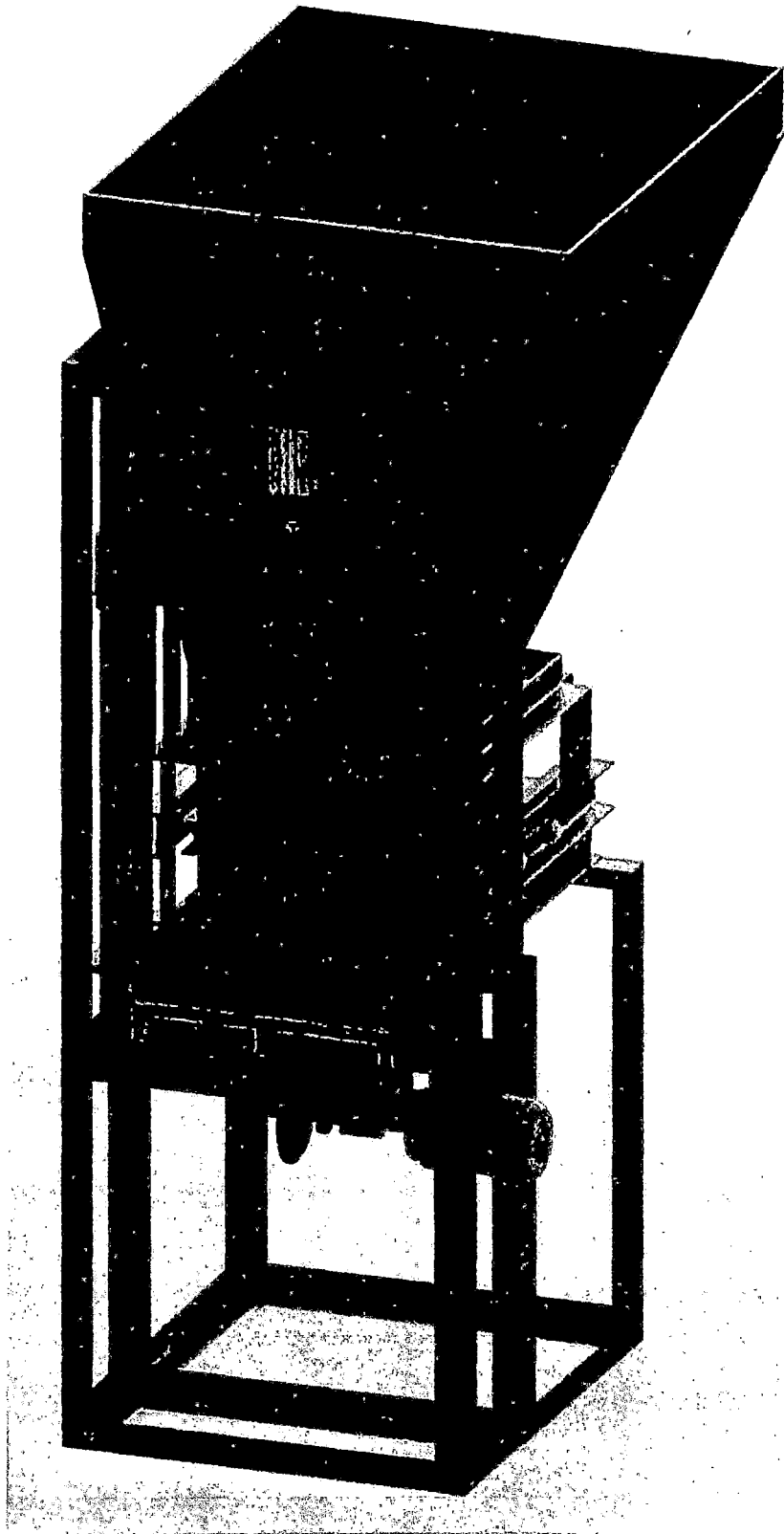


Tabla 3.2. Diagrama de evaluación según VDI 2225.

De las tablas 2.4 y 3.5 además de la Figura 3.2 se observa, que el proyecto cumple con los requisitos técnicos y económicos es el concepto de la solución 1 que corresponde al "mesa vibratoria mediante masa excéntrica" por ser lo que más se aproxima a la línea de solución óptima.

PROTOTIPO DE LA VIBROCOMPACTADORA



CAPITULO IV

DISEÑO DE LA VIBROCOMPACTADORA

4.1. ANALISIS Y DISEÑO DE LA VIBRO-COMPACTADORA PARA LA PRODUCCION DE PREFABRICADOS

4.1.1 REQUERIMIENTOS DE LA MAQUINA.

Para la producción de los prefabricados de hormigón se requiere:

- Un sistema de alimentación de la mezcla de concreto.
- Un sistema de dosificación de la mezcla de concreto al molde del prefabricado.
- Para facilitar el asentamiento y compactación de la mezcla en el molde se requiere un sistema de vibración para conseguir un mejor acabado y propiedades de resistencia muy buenas en el producto.
- El sistema de vibración necesita una frecuencia recomendada de 1000 rpm a 3000 rpm.
- El acabado superficial de prefabricado será proporcionado un sistema de compactación que funcionara en paralelo al de vibración.
- Un sistema de desmoldeo para liberar el prefabricado del molde.

4.1.2 RESTRICCIONES DEL PREFABRICADO

Tomando en cuenta que los prefabricados de concreto que mayor demanda tienen en nuestro medio, son los bloques huecos de (100x200x400) mm (Figura 4.1) y los adoquines rectangulares de (100x200x60) mm (Figura 4.2), el diseño de la máquina se basará en los mismos

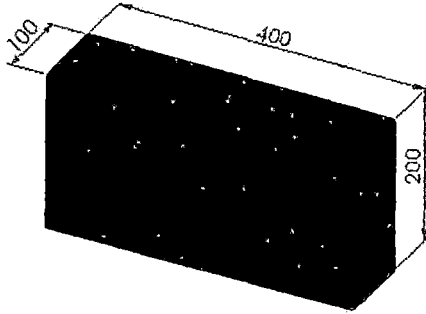


Figura 4.1 bloque hueco

Peso = 10.1 kg

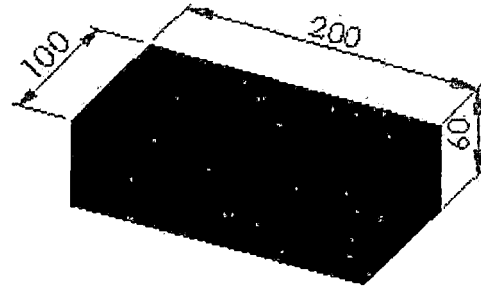
Volumen = 0.0045 m³

Figura 4.2. Adoquín

Peso = 2.6 kg

Volumen = 0.0012 m³

Con el fin de obtener una máquina cuyo costo de fabricación no sea muy elevado, es necesario diseñarla de manera que su tamaño no sea demasiado grande ni requiera de una potencia muy elevada en sus actuadores, por lo tanto, los tableros y los moldes tendrán solo el tamaño necesario para fabricar 2 bloques de (100x200x400) mm o 4 adoquines de (100x200x60) mm durante cada ciclo de operación.

A continuación, se determina el tiempo requerido para que la máquina realice cada ciclo de fabricación, de manera que se pueda alcanzar la capacidad de producción máxima requerida que es de 400 adoquines por hora.

$$\frac{1 \text{ hora}}{400 \text{ adoquines}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ hora}} \times \frac{4 \text{ adoquines}}{1 \text{ ciclo}} = 36 \text{ s/ciclo}$$

En consecuencia, para alcanzar la capacidad de producción requerida, cada ciclo de operación de la máquina no debe durar más de 36 s y por lo tanto, para determinar el periodo de activación de los diferentes sistemas y realizar análisis de movimiento de la máquina se tomará en cuenta este tiempo.

4.2. DISEÑO MECÁNICO

En esta sección se muestra el resultado de la búsqueda de un diseño eficiente de la máquina acorde a cubrir las necesidades para cumplir con toda la secuencia de procesos. Para ello se partió de una idea preliminar, la misma que se fue corrigiendo y mejorando durante la etapa de diseño, hasta llegar al diseño definitivo que se describirá en el presente capítulo y que garantizará el correcto funcionamiento de la vibro compactadora para pre fabricados de concreto. Para facilitar el proceso iterativo de corrección y mejora del diseño preliminar es necesario utilizar los diferentes módulos del software SolidWorks y Autocad para con su ayuda, realizar de forma rápida y precisa el análisis cinético y de esfuerzos de las diferentes alternativas de diseño hasta llegar a obtener las dimensiones, formas y perfiles más adecuados que garanticen un satisfactorio funcionamiento de la máquina y que permitan alcanzar un factor de seguridad conservador.

4.2.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE LA MEZCLA

La alimentación de la mezcla de concreto desde la tolva hasta los moldes se realiza por medio de una compuerta en la parte inferior de la tolva, que se abre y deja caer por gravedad un suministro uniforme de la mezcla sobre una caja de alimentación (barredora), la misma que, por acción mecánica lleva la mezcla hasta el molde. Todo el sistema está soportado por una estructura.

a. Determinación de las cargas que soporta el sistema de alimentación de la mezcla

Para el diseño del sistema de alimentación de la mezcla se requieren los siguientes parámetros:

- El volumen de los adoquines será 0.0012 m³.
- 04 adoquines por molde.

Volumen necesario de mezcla para el llenado del molde para adoquines de (100x200x60) mm (cada molde contiene 4 adoquines).

$$V_{molde} = 4V_{adoq}$$

$$V_{molde1} = 4 * 0.0012 = 0.0048m^3$$

A este valor se le aumenta un 50% para el dimensionamiento de la barredora, ya que una vez llenado el material en el molde debido a la vibración de éste, la mezcla tiende a compactarse, debido a esto reduce la altura del producto, por lo cual esta pérdida debe ser compensada.

$$V_{barred} = 1.5V_{molde}$$

$$V_{barred} = 1.5 \times 0.0048 = 0.0072 \text{ m}^3$$

Es importante definir que en el molde se producirán dos volúmenes, primero el volumen inicial del material y segundo el volumen compactado. Por lo que el volumen del molde deberá ser igual al de la barredora para garantizar una buena recolección del material sin excedentes.

$$V_{barred2} = 0.0072 \text{ m}^3$$

Con estos volúmenes y con la densidad de la mezcla de hormigón de 1400 kg/m³ determinamos el peso que soporta cada uno de los componentes de este sistema.

$$W_{tolva} = \rho_{crt} * g * V_{tolva}$$

$$W_{tolva} = 1400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0.26 \text{ m}^3$$

$$W_{tolva} = 3570.15 \text{ N}$$

$$W_{molde} = 98.88 \text{ N}$$

$$W_{barred} = 98.88 \text{ N}$$

4.2.1.1 DISEÑO DEL MOLDE

De la ecuación: $V_{molde} = 0.0072 \text{ m}^3$, determinamos que las medidas del molde de los adoquines de concreto serán los siguientes:

$$a=418 \text{ mm}$$

$$b=218 \text{ mm}$$

$$h=90 \text{ mm}$$

$$e=1/4 \text{ plg}$$

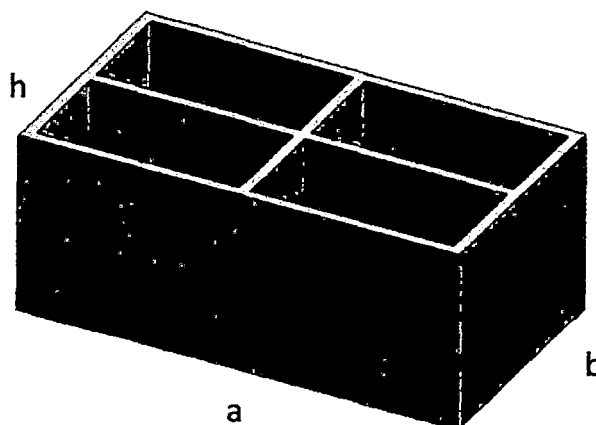


Figura 4.3. Molde

4.2.1.2. DISEÑO DE LA TOLVA DE ALIMENTACIÓN

Para el diseño del sistema de alimentación de la mezcla se requieren los siguientes parámetros:

- Considerar un tiempo de llenado de la tolva de 26 minutos.
- En el tiempo antes descrito se producirán 173.3 adoquines.
- El volumen de los adoquines será 0.0012 m³.

Volumen de la tolva igual a 173.3 veces el volumen del adoquín.

$$V_{tolva} = 173.3 V_{ado}$$

$$V_{tolva} = 173 * 0.0012 = 0.208 \text{ m}^3$$

se asume un coeficiente de llenado para la tolva de 80% (asumido), por lo tanto, su volumen teórico (V_{Ttolva}) es:

$$\frac{V_{tolva}}{V_{Ttolva}} = 0.8$$

$$V_{Ttolva} = 0.26m^2$$

Para nuestro proyecto elegiremos una tolva de pared plana son estructuras fuertemente rigidizadas proyectadas para soportar cargas a flexión. Para el cálculo de los parámetros seguiremos el texto de "DISEÑO DE CONTRUCCIONES SOLDADAS" Pontificia Universidad Católica del Perú.

Detalles de diseño:

- Volumen de la tolva $V=0.26 \text{ m}^3$
- Densidad de la mezcla de hormigón. $\rho_{crt} = 1400 \text{ kg/m}^3$
- carga del material en la tolva $W_{tolva} = 364 \text{ Kg}$
- Longitud de lado menor $Dc=206 \text{ mm}$
- Longitud tramo mayor $Db=406 \text{ mm}$

Debido a la imposibilidad de efectuar ensayos para determinar los factores de carga del concreto, estos han sido deducidos a partir de la tabla 7.1 de la norma UNE-ENV 1991-4 (EUROCÓDIGO 1, Parte 4: Acciones en silos y depósitos) y de la tabla que aparece en la página 28 del libro "Silos, Teoría y Práctica".

Las características de almacenamiento del concreto que se aplicarán en el cálculo de la tolva son las siguientes:

$$\gamma = 1400 \text{ Kg/m}^3, \text{ densidad de la carga.}$$

$$K_{s,m} = 0.45$$

$$\mu_m = 0.45$$

$$\varphi_w = \arctg \mu_m = 24.228^\circ$$

$$C_0 = 1.4$$

Dónde:

K_s Valor de proyecto de la relación de presiones horizontal y vertical.

μ_m Valor medio del coeficiente de rozamiento de la pared para el cálculo de la presión

C_0 Máximo coeficiente de mayoración de la presión de paredes verticales.

φ_w Angulo de fricción en la pared de la tolva.

Debe calcularse las propiedades extremas de los materiales, para esto se aplicara factores de corrección (UNE-ENV_1991-4, 7.2 Propiedades de los materiales)

Max. P_h Para $K_s = 1.15K_{s,m}$ y $\mu = 0.9\mu_m$

Max. P_v Para $K_s = 0.9K_{s,m}$ y $\mu = 0.9\mu_m$

Max. P_w Para $K_s = 1.15K_{s,m}$ y $\mu = 1.15\mu_m$

Por lo que resulta:

Max. P_h Para $K_s = 0.5175$ y $\mu = 0.405$

Max. P_v Para $K_s = 0.405$ y $\mu = 0.405$

Max. P_w Para $K_s = 0.5175$ y $\mu = 0.5175$

Con los anteriores datos determinamos el ángulo de inclinación de la pared de la tolva α , con la siguiente curva:

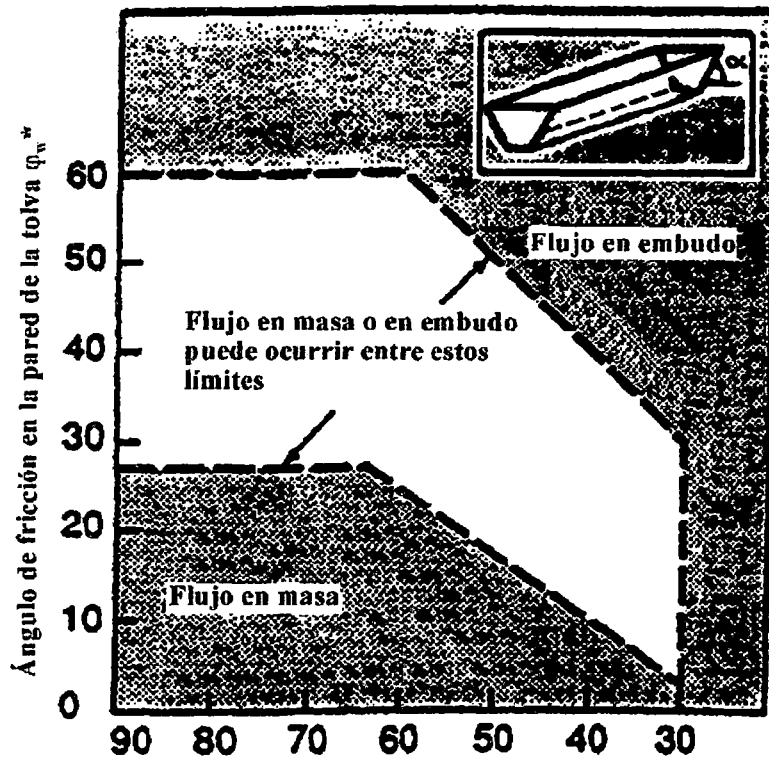


Figura 4.4. Curva de flujo de masa

De la curva consideramos que $\alpha_1=50$ por lo que este valor se encuentra dentro de la zona de flujo del material.

Así mismo determinamos un ángulo de inclinación $\alpha_2=75$, para ampliar el área de ingreso de material.

Luego hacemos un bosquejo de la geometría de la tolva para posteriormente calcular las presiones que resiste.

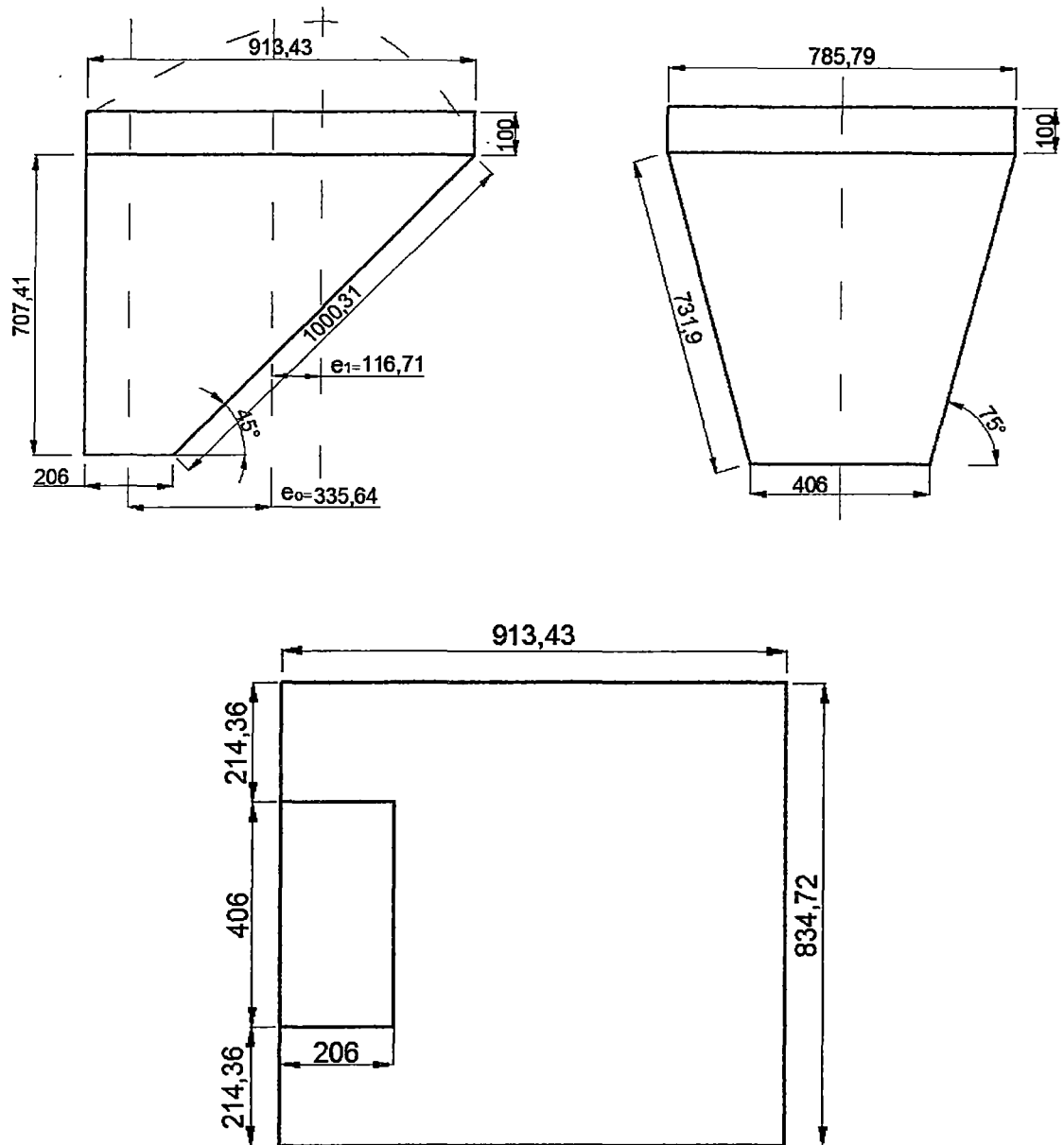


Figura 4.5. Modelo de la tolva de alimentación.

a.- Presiones de llenado.

La presión horizontal en las paredes verticales se obtiene a partir de la expresión 5.3 de la norma.

$$P_{hf}(z) = \frac{\gamma A}{\mu U} C_z(z)$$

Donde

$$C_z(z) = 1 - e^{(-z/z_0)}$$

$$Z_0 = \frac{A}{K_s \mu U}$$

Los datos necesarios son:

$$A = 0.83472 \times 0.91343 = 0.76038 \text{ m}^2, \text{ Área interior.}$$

$$U = 2 \times 0.8341 \times 2 \times 0.87728 = 3.491 \text{ m, perímetro.}$$

$$\gamma = 1400 \text{ Kg/m}^3, \text{ densidad de la carga.}$$

$$\mu = 0.405$$

$$K_s = 0.5175$$

$$Z_0 = \frac{A}{K_s \mu U}$$

$$Z_0 = \frac{0.76038}{0.5175 \times 0.405 \times 3.491} = 1.039 \text{ m}$$

Luego

Z	$C_z(Z)$
0.00	0
0.10	0.09338665

A continuación se calcula la presión horizontal distribuida a lo largo de la placa de $0.83472 \times 0.91343 \text{ m}^2$ y 0.1 m de altura.

Z	$P_{hf}(z)$
0.00	0.00
0.10	69.03

Puesto que la distribución de presiones es triangular, y esta equivale a 69.03 kp/m² en la arista inferior de la sección de las paredes verticales.

Dada la disposición de la tolva y del mecanismo de transporte del concreto hasta la misma se toma un valor de excentricidad de 0.12 m, en este caso el factor de excentricidad de llenado resulta:

$$\beta = 1 + 4 \frac{e_i}{d_c}, \quad \beta \text{ es el coeficiente de mayoración depresión local}$$

$$\beta = 1 + 4 \frac{0.12}{0.83472}$$

$$\beta = 1.58$$

La presión horizontal incrementada, mediante el método simplificado de llenado y vaciado resulta:

$$P_{hf,s} = P_{hf}(1 + 0.2\beta)$$

$$P_{hf,s} = 69.03(1 + 0.2 * 1.58)$$

$$P_{hf,s} = 90.78 \text{ kg/m}^2$$

Por lo tanto la expresión horizontal resultante del cálculo de cargas sobre la sección de la pared vertical consiste en una carga triangular uniformemente distribuida, el valor de **90.78 Kg/m²** en la zona de transición.

b.- Sobrecarga de uso en la tolva.

Dado que $\alpha = 45^\circ$ la presión perpendicular a la pared inclinada de la tolva (P_n) se calcula como sigue:

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + (P_{n1} - P_{n2}) \frac{x}{I_h}$$

$$P_{n1} = P_{v0}(C_b \cos^2 \alpha + \text{sen}^2 \alpha)$$

$$P_{n2} = C_b P_{v0} \cos^2 \alpha$$

$$P_{n3} = 3.0 \frac{A \gamma K_s}{U \sqrt{\mu}} \text{sen}^2 \alpha$$

Dónde:

X es la longitud entre 0 y I_h

P_{n1} , P_{n2} es la presión debida al llenado de la tolva

P_{n3} Es la presión debida a la presión vertical sobre el material almacenado directamente por encima de la transición.

$C_b = 1.2$ Es el coeficiente de mayoracion de la presión sobre el fondo.

P_{v0} Es la presión vertical actuante en la transición.

$$P_{v0} = \frac{\gamma A}{K_s \mu U} C_s, \text{ para una altura de } 0.8 \text{ m}$$

$$P_{v0} = 173.61 \text{ Kg/m}^2$$

Por lo que obtenemos:

$$P_{n1} = 205.2291 \text{ kg/m}^2$$

$$P_{n2} = 57.49.61 \text{ kg/m}^2$$

$$P_{n3} = 421.52 \text{ kg/m}^2$$

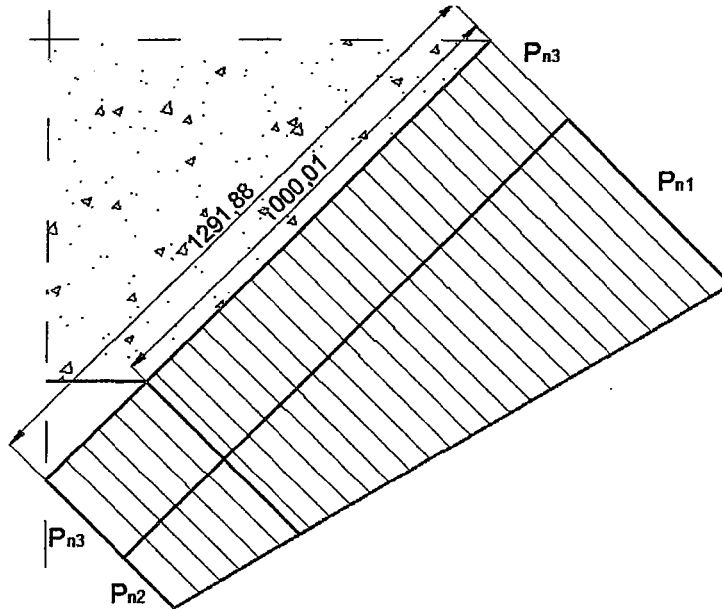


Figura 4.6. Distribución de cargas en la tolva

En valor de la presión perpendicular varia a lo largo del lateral de la tolva, tal y como se aprecia en la figura anterior.

De la figura de obtiene:

- En la zona de transición:

$$P_t = P_{n3} + P_{n1} = 626.74 \text{ kg/m}^2$$

- En el vértice de la tolva:

$$P_{ve} = P_{n3} + P_{n2} = 479.01 \text{ kg/m}^2$$

Los datos necesarios para calcular la expresión en la boca de la tolva son los siguientes:

$$L_{ve} = 1.291 \text{ m}$$

$$L_b = 1.0 \text{ m}$$

La presión en la boca de la tolva se obtiene por semejanza de triángulos de la siguiente forma:

$$P_b = P_{ve} + P_x$$

$$P_x = \frac{(P_{n1} - P_{n2})(L_{ve} - L_b)}{L_{ve}}$$

$$P_x = 33.3 \text{ Kg/m}^2$$

$$P_b = 479.01 + 33.3$$

$$P_b = 512.31 \text{ Kg/m}^2$$

Con el valor de la carga en la boca de la tolva y en la zona de transición queda determinada la carga superficial trapezoidal que actúa sobre una cara de la tolva.

c.- Fuerza de la tracción en la zona de transición.

Para el proyecto del soporte de la tolva y del anillo de refuerzo en la zona de transición es necesario conocer la componente vertical de la fuerza de tracción sobre la parte superior de la tolva. Dicho componente vertical se calcula por medio de un equilibrio de fuerzas, añadiendo una sobrecarga vertical $C_b P_{vo}$ calculada en el nivel de transición más el peso del contenido de la tolva.

$$N_s \sin \alpha = \frac{C_b P_{vo} + P}{2}$$

P, peso del material almacenado en la tolva.

$$P = 280 \text{ Kg.}$$

$$N_s \sin \alpha = \frac{1.2 \cdot 992.15 + 280}{2}$$

$$N_s \sin \alpha = 735.29 \text{ Kg}$$

Esa carga se distribuye a lo largo de la mitad del perímetro, la otra mitad no presenta carga vertical ya que tiene una pared vertical de 90° en la zona de transición es:

$$q_t = \frac{N_s \sin \alpha}{U}$$

$$q_t = \frac{735}{3.423} = 214.81 \text{ Kg/m}$$

d.- Cálculo del espesor de la chapa de la tolva.

Se realiza a partir de una sección de chapa de 1 m de ancho y 0.83 m de largo apoyado en sus extremos.

El cálculo del espesor de la chapa de la tolva inferior se realiza a partir de los siguientes datos:

$P_t = 626.74 \text{ Kg/m}$, tracción de rozamiento en la tolva.

$P_b = 512.31 \text{ Kg/m}$, Presión en la boca de la tolva

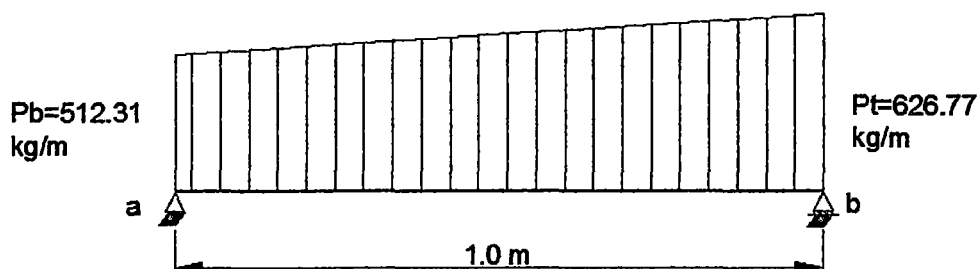


Figura 4.7. Carga distribuida en la tolva.

Hallando las reacciones en los apoyos:

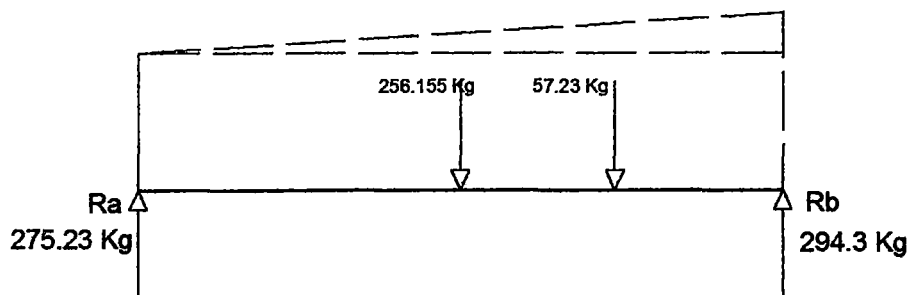


Figura 4.8. Reacciones sobre la tolva.

$$R_a = 617.04 \text{ Kg}$$

$$R_b = 626.08 \text{ Kg}$$

$$V = 275.23 - 512.31X - 57.23X^2$$

$$M = 19.08X^3 - 256.15X^2 - 275.23X$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

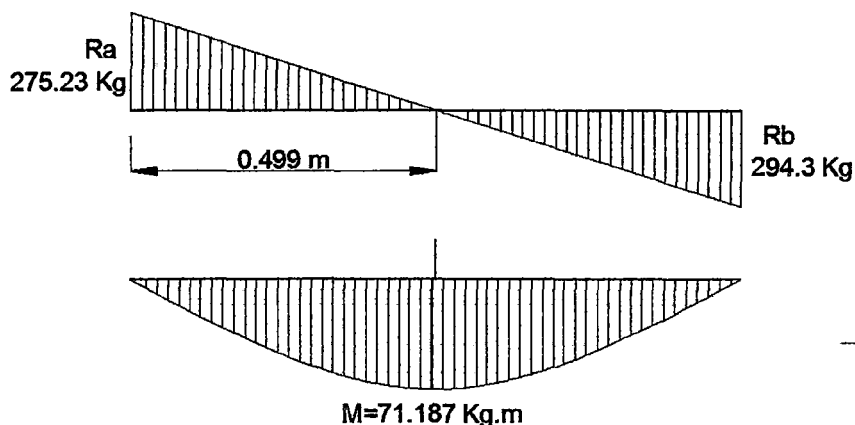


Figura 4.9. Diagrama cortante y flector

El momento flector máximo aparece a 0.5361 m del apoyo a:

$$M_f = 71.187 \text{ Kg.m}$$

$$M_f = 7118.7 \text{ Kg.cm}$$

Por la ley de Navier se determina que la tensión máxima en la viga debida a la flexión es:

$$\sigma = \frac{M_f}{I} y_{max}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{adm} = 2600 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{max} = 26 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

El valor del momento de inercia se calcula mediante la siguiente expresión:

$$I = \frac{1 * e^3}{12} m^4$$

Sustituyendo valores, la fórmula de Navier queda reducida a:

$$e_{min} = \sqrt{\frac{6M_f}{100 * \sigma_{max}}}$$

$$e_{min} = \sqrt{\frac{6 * 7118.7}{100 * 2600}} = 4 \text{ mm}$$

Aplicando un factor de seguridad de 1.5 recomendado por el Eurocodigo:

$$e_{min} = 6 \text{ mm}$$

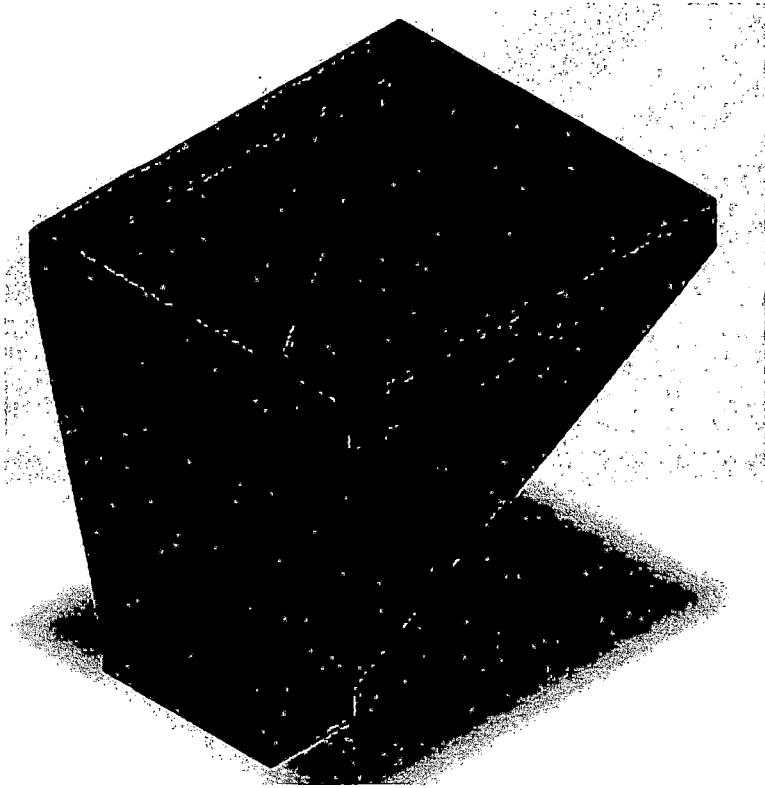


Figura 4.10. Diseño de la tolva de alimentación.

4.2.1.3. DISEÑO DE LA BARREDORA

Fuerza requerida para mover la barredora

La barredora para poder moverse, debe vencer primero la fuerza de fricción que existe entre el hormigón con que se llena y el acero de la superficie inferior de la placa de la estructura.

$$F_{f1} = \mu N$$

Donde $\mu=0.4$, coeficiente de fricción acero-concreto

$$F_{f1} = 0.4 * 98.88 = 39.5 N$$

Otra fuerza que debe vencer el mecanismo es la fricción F_{f2} , entre el concreto de la tolva y el concreto del carro.

$$F_{f2} = \mu N$$

Sea $\mu = 0,83$ coeficiente de fricción concreto-concreto.

$$F_{f2} = 0.83 * 3570.15 = 2963.23N$$

Por ultimo debe vencer la fuerza de fricción F_{f3} , entre la mezcla de la tolva y la tapa de la misma.

$$F_{f3} = \mu N$$

Donde $\mu=0.4$, coeficiente de fricción acero-concreto

$$F_{f3} = 0.4 * 3570.15 = 1428.06 N$$

Por lo tanto la fuerza que deberá vencer el mecanismo para mover la barredora será:

$$F_{RT} = (39.5 + 2963.23 + 1428.06)N$$

$$F_{RT} = 4430.84 N$$

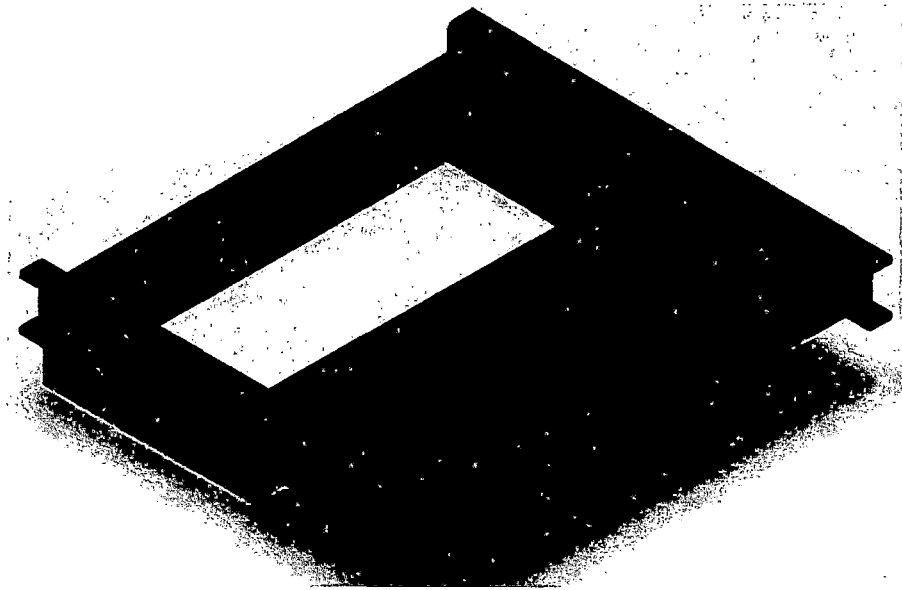


Figura 4.11. Diseño de la barredora.

4.2.1.3. DISEÑO DE LOS EJES PARA LA BARREDORA.

El material a utilizar para la construcción del eje es un acero al carbono para maquinaria AISI 1045, cuyas propiedades son:

$$s_y = 3200 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}; \quad s_{ut} = 6500 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Como el eje está empotrado y sometido a una carga constante, el esfuerzo no fluctúa por lo cual se realiza un diseño a carga estática. La fuerza ejercida en el eje es de 1077.37 N que corresponde a $\frac{1}{4}$ de la mezcla contenida en la tolva debido a que son cuatro las ruedas de la barredora.

Calculando el momento flector:

$$M = F * d$$

$$M = 1077.37 \text{ N} * 6.5 \text{ cm} = 7200.11 \text{ Ncm}$$

El esfuerzo de flexión resulta:

$$\sigma_{yx\text{max}} = \frac{32 * M}{\pi * dc^3}$$

$$\sigma_{yx \max} = \frac{32 * 7200.11 Ncm}{\pi * 3,5^3 cm^3}$$

$$\sigma_{yx \max} = 1710.54 N/cm^2 \cong 171.05 Kg/cm^2$$

El Esfuerzo a cizalladora producido en el punto A es:

$$\tau_{xy} = \frac{V}{Ac}$$

$$\tau_{xy} = \frac{1107.71 N}{\frac{\pi}{4} (2.5)^2 cm^2}$$

$$\tau_{xy} = 255.66 N/cm^2 \cong 25.56 Kg/cm^2$$

Según la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$\sqrt{(\sigma_x)^2 + 4(\tau_{xy})^2} \leq \frac{s_y}{n}$$

$$\sqrt{(171.05)^2 + 4(25.56)^2} \leq \frac{s_y}{n}$$

$$\frac{s_y}{n} \geq 176.9 Kg/cm^2$$

$$n \geq \frac{s_y}{176.9} Kg/cm^2$$

$n = 18$ Factor de seguridad

4.2.1.4. TABLEROS

Los tableros deben tener las medidas suficientes para contener 4 bloques huecos de (100x200x60) mm, y además deben ser capaces de soportar una fuerza de compactación estimada de 4000 N uniformemente distribuida, que actúa sobre su superficie superior.

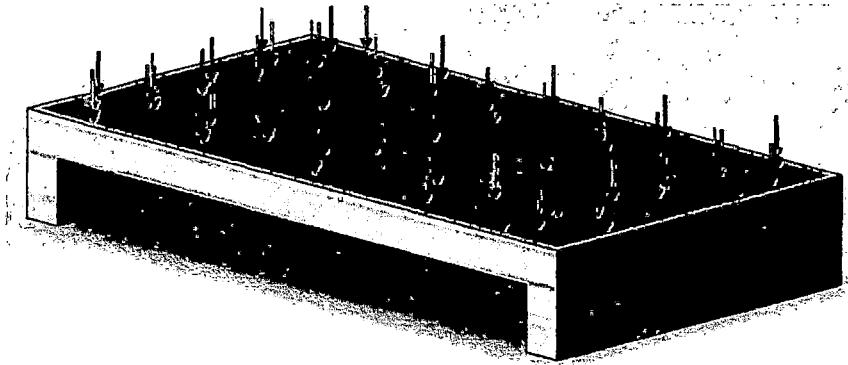


Figura 4.12. Carga distribuida sobre el tablero.

Se observa que el tablero soporta un esfuerzo de flexión debido a la fuerza de compactación uniformemente distribuida, y ya que la distancia entre apoyos (guías) es de 400 mm, el momento flector máximo:

$$M_{max} = \frac{F \cdot L}{8}$$

$$M_{max} = \frac{4000 \times 0.400}{8}$$

$$M_{max} = 200 \text{ Nm}$$

EL espesor mínimo del tablero se estima a partir de la ecuación de flexión:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max} \times FS}{b \times t^2 / 6} \leq S_y$$

Dónde:

$$t \geq \sqrt{\frac{6 \times 200 \times 2.5}{0.24 \times 22 \times 10^6}}$$

$$t \geq 0.0238 \text{ m} = 25 \text{ mm}$$

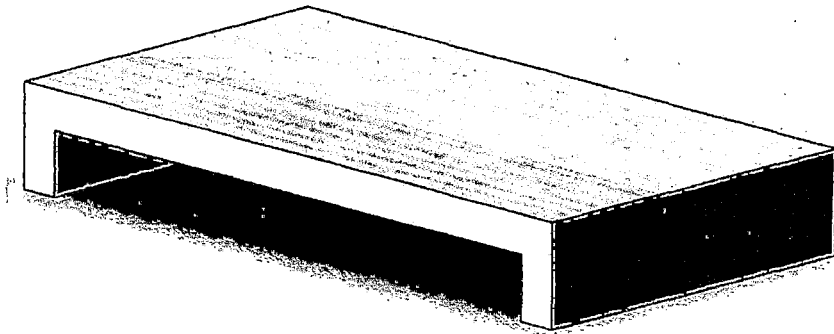


Figura 4.13. Tablero.

Volumen: 2932500.00 mm³

Densidad (abeto): 4.3 KN/m³

Peso: 12.95 N = 1.285 Kg

4.2.1.5. DISEÑO DE LA PLATAFORMA VIBRATORIA.

La plataforma vibratoria se acopla con el bastidor mediante resortes y se encuentra en el sentido de la masa excéntrica mediante rodamientos y soportes. sobre la plataforma descansa el molde y el material.

$$F_C = \text{peso total del sistema} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5$$

Dónde:

$$m_1 = \text{carga del cilindro neumatico} = 3000 \text{ N (asumido)}$$

$$m_2 = \text{tablero de soporte} = 12.95 \text{ N (calculado)}$$

$$m_3 = \text{mezcla} = 98.88 \text{ N (calculado)}$$

$$m_4 = \text{molde macho} = 309.46 \text{ N (solid work)}$$

$$m_5 = \text{molde} = 77.10 \text{ N (calculado)}$$

$$F_C = 1000 + 12.95 + 98.88 + 309.46 + 77.10$$

$$F_C = 3498.29 \text{ N}$$

El área de la mesa vibratoria es:

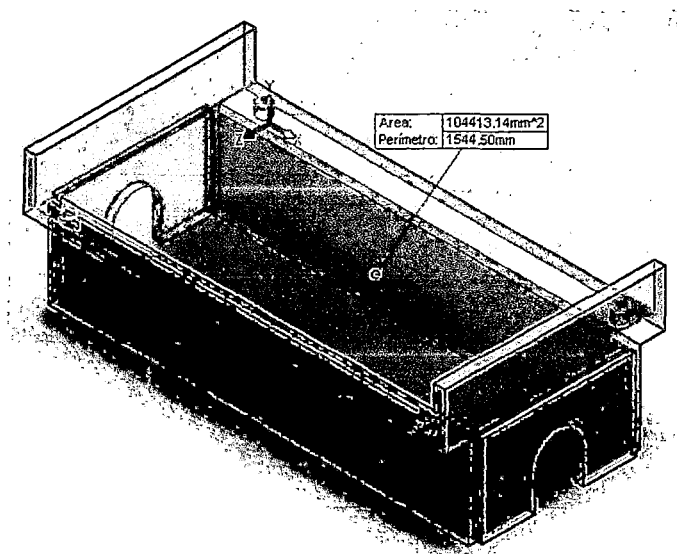


Figura 4.14. Mesa vibratoria.

$$A = 104413.14 \text{ N}$$

Para el análisis de las cargas que actúan sobre la plataforma, se puede considerar una carga distribuida de la siguiente manera:

$$P = 14349.60 \text{ N/m}^2$$

Consideramos una carga uniforme de 14349.60 N/m^2 , para la resolución de la mesa vibratoria utilizamos el método de los elementos finitos a través del software Solid Word

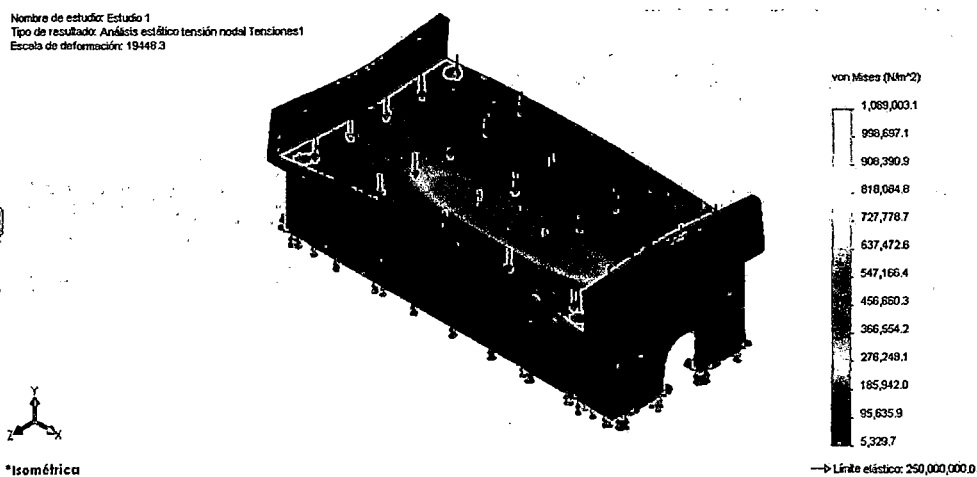


Figura 4.15. Elementos finitos sobre mesa vibratoria.

4.2.2 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VIBRACIÓN

4.2.2.1 DISEÑO DE RESORTES DE LA MESA VIBRATORIA

Existe una precarga que se concentra en la mesa vibradora de la máquina antes de iniciar el proceso de vibración, la cual es equivalente a la suma de los pesos del conjunto mesa vibradora, tablero de soporte, mezcla, fuerza ejercida por el conjunto contrapeso y molde, fuerza de compactación ejercida por la palanca de desmolde, por lo tanto:

$$F_C = \text{peso total del sistema} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5$$

Dónde:

$$m_1 = \text{masa de la mesa vibratoria} = 30 \text{ Kg (solid work)} = 294.3 \text{ N}$$

$$m_2 = \text{tablero de soporte} = 12.95 \text{ N (calculado)}$$

$$m_3 = \text{mezcla} = 98.88 \text{ N (calculado)}$$

$$m_4 = \text{molde macho} = 309.46 \text{ N (solid work)}$$

$$m_5 = \text{molde} = 77.10 \text{ N (calculado)}$$

$$F_C = 294.3 + 12.95 + 98.88 + 309.46 + 77.10$$

$$F_C = 792.69 \text{ N}$$

Para el efecto de amortiguación se utilizarán cuatro resortes distribuidos en la mesa vibradora, de igual forma le servirán de apoyo sobre el cuerpo principal de la máquina. Para su diseño se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Espacio físico en que debe adaptarse y operar.
- Exactitud y confiabilidad necesaria.
- Serán del tipo helicoidal.

Por simplicidad se realiza el análisis para las condiciones de uno de los resortes, por lo tanto la carga muerta distribuida en cada uno de ellos es:

$$F_c = 792.69/4 N$$

$$F_c = 198.17 N$$

El diseño del resorte se basó en las siguientes consideraciones:

1. Se requiere que exista un factor de seguridad para carga de fatiga de >1.2 , el cual es un valor adecuado para aspectos de diseño. Debido a que más adelante se toma en cuenta la fuerza de impacto sobre los resortes no es necesario asignar un factor de seguridad más alto.
2. El material será alambre para cuerda musical AISI 10850, ASTM 228. Diámetro máximo de 3 mm para este tipo de alambre.

Alambre para cuerda musical (0.80-0.95 C)	UNS G10850 AISI/SAE 1085 ASTM A228-51	Este es el mejor, el más tenaz y el más empleado de todos los materiales para fabricar pequeños resortes. Presenta la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos ante cargas repentinas que cualquier otro material para resorte, disponible en diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 pulg). No se emplee a temperaturas mayores de 120°C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
---	---	--

Tabla 3.1. Propiedades de alambre musical.

3. El número de espiras será de 8, ya que es uno de los valores más comunes en el mercado para resortes de longitud libre entre 5 y 15 centímetros.
4. Se probarán varios valores para el diámetro medio del resorte a fin de obtener el factor de seguridad deseado; dichos valores son los que se encuentran comúnmente en el mercado local. Para cada diámetro se evaluarán las siguientes ecuaciones:

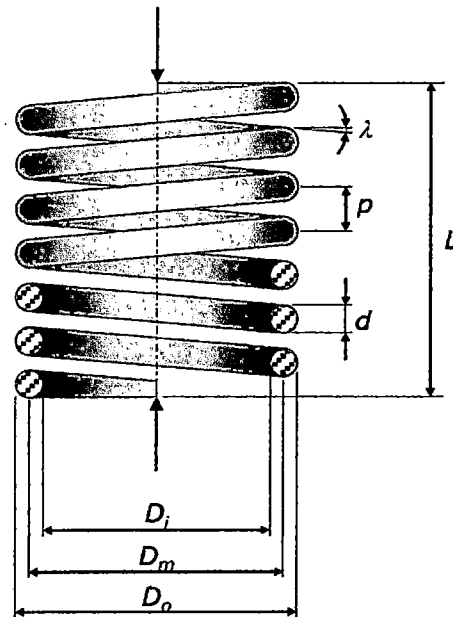


Figura 4.16. Dimensiones del resorte.

- Constante del resorte

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$$

d = diametro del alambre.

G = modulo de rigidez.

D = diametro medio del resorte.

N = numero de espiras.

De la tabla para el acero, $G = 79.3 \times 10^9 Pa$

I Constantes físicas de materiales

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso unitario w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/pulg ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Fundición de hierro (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

Tabla 3.2. Propiedades de materiales de resortes.

- Deflexión inicial.

$$y = \frac{F_{min}}{K}$$

F_{min} : carga del resorte

- Fuerza ejercida por la excéntrica.

$$F_{max} = K(y_D + y)$$

Es la fuerza que se debe ejercer para deformar el resorte de su inicial a la final.

$$y_D = 10 \text{ mm}$$

- Fuerza media.

$$F_m = (F_{max} + F_{min})/2$$

- Fuerza alterante:

$$F_a = (F_{max} - F_{min})/2$$

- Factor de corrección de esfuerzo cortante.

$$K_s = (2C + 1)/2C$$

Donde $C=D/d$, entonces:

$$K_s = (2D + d)/2D$$

- Factor de Bergstrasser.

$$K_B = (4C + 2)/(4C - 3)$$

$$K_B = d(4D + 2d)/d(4D - 3d)$$

$$K_B = (4D + 2d)/(4D - 3d)$$

- Esfuerzo cortante medio.

$$T_m = 8K_s F_m D / \pi d^3$$

- Esfuerzo cortante alternante.

$$T_a = 8K_s F_a D / \pi d^3$$

5. Debido a que el diámetro del alambre "d" no varía en el diseño, los siguientes valores serán constantes:

- Resistencia a la tensión mínima.

$$S_{ut} = A/d^m$$

De la tabla para alambre de cuerda musical $A = 2211 \times 10^6 \text{ Pa}$

Material	ASTM núm.	Exponente m	Diámetro, pulg	A, kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A, MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 788	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	159	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio¶	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.611
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2.7-5	932	

Tabla 3.3. Determinación de A y m.

$M=0.163$, por lo tanto:

$$S_{ut} = 2211 \times 10^6 / 0.003^{0.145}$$

$$S_{ut} = 5.13 \times 10^9 \text{ Pa}$$

- Módulo de tensión a la ruptura, (alambre musical A228)

$$S_{su} = 0.67 S_{ut}$$

$$S_{su} = 0.67 \times 5.31 \times 10^9$$

$$S_{su} = 3.44 \times 10^9 \text{ Pa}$$

6. Para resortes no granallados el límite de fatiga es:

$$S_{se} = 310 \text{ MPa}$$

7. Para obtener el factor de seguridad se utiliza la siguiente ecuación:

$$n = (S_{se} S_{su}) / (T_a S_{su} + T_m S_{se})$$

8. Tomando en cuenta las consideraciones anteriores se llenó el siguiente cuadro:

Ecuación	Unidad	D(m)		
		0.022	0.021	0.02
$K = d^4 G / 8D^3 N$	N/m	12567.5009	14449.7085	16727.3438
$y = F_{min} / k$	m	0.01576845	0.01371446	0.01184707
$F_{max} = k(y + y_D)$	N	323.845009	342.667085	365.443438
$F_m = (F_{max} + F_{min}) / 2$	N	261.007505	270.418542	281.806719
$F_a = (F_{max} - F_{min}) / 2$	N	62.8375047	72.2485423	83.6367188
$K_s = (2D + d) / 2D$	Adimensional	1.06818182	1.07142857	1.075
$K_B = (4D + 2d) / (4D - 3d)$	Adimensional	1.18987342	1.2	1.21126761
$T_m = 8K_s F_m D / \pi d^3$	Pa	578490447	573844628	571432764
$T_a = 8K_B F_a D / \pi d^3$	Pa	155137829	171713707	191091962
$n = (S_{se} S_{su}) / (T_a S_{su} + T_m S_{se})$	Adimensional	1.49557212	1.38742391	1.27784178

Tabla 3.4. Cálculo del resorte.

Se seleccionará el diámetro medio de 20 mm, ya que es el que cumple con el factor de seguridad y presenta mejor K, para nuestro diseño.

Frecuencia crítica de operación

Se calculará el peso de la parte activa del resorte para encontrar la frecuencia crítica de operación:

$$W = \pi^2 d^2 DN \gamma / 4$$

Densidad acero $\gamma = 76.5 \times 10^3 \text{ N/m}^3$, por lo tanto:

$$W = \pi^2 0.003^2 \times 0.02 \times 8 \times 76.5 \times 10^3 / 4$$

$$W = 0.271 \text{ N}$$

La frecuencia crítica es:

$$f = 1/2 \sqrt{gK/w}$$

Dónde:

g: gravedad

k: constante del resorte

w peso de la parte activa del resorte

$$f = 1/2 \sqrt{9.81 \times 12545.50 / 0.271}$$

$$f = 336.45 \text{ ciclos/seg}$$

Además:

$$W = 2\pi f$$

$$W = 2\pi f$$

$$W = 2\pi \times 336.45 \times 60$$

$$W = 126837.53 \text{ rpm}$$

La frecuencia de vibrado debe oscilar entre 1,500 y 5,000 revoluciones por minuto. La frecuencia crítica fundamental debe ser por lo menos 15 a 20 veces la

del movimiento del resorte, a fin de evitar resonancia con las armónicas:

$$\frac{126837.53}{5000} = 25.36, \text{ por lo tanto el resorte cumple con este requisito.}$$

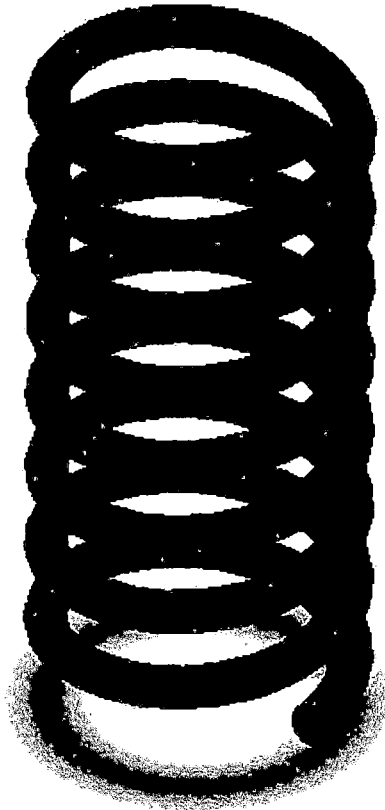


Figura 4.17. Diseño del resorte.

4.2.2.2 SISTEMA DE VIBRACIÓN.

Como se determinó en el capítulo 3 las vibraciones se consiguen mediante el giro de una masa excéntrica que transmite el movimiento a una plataforma sobre la cual descansa el molde.

Como resultado del giro de la masa excéntrica, se generan vibraciones en sentido vertical y horizontal, sin embargo con el propósito de evitar un excesivo desgaste y ruido entre los componentes, se restringe la vibración de la plataforma en el sentido horizontal. El esquema general del funcionamiento del sistema de vibración se muestra en el siguiente esquema:

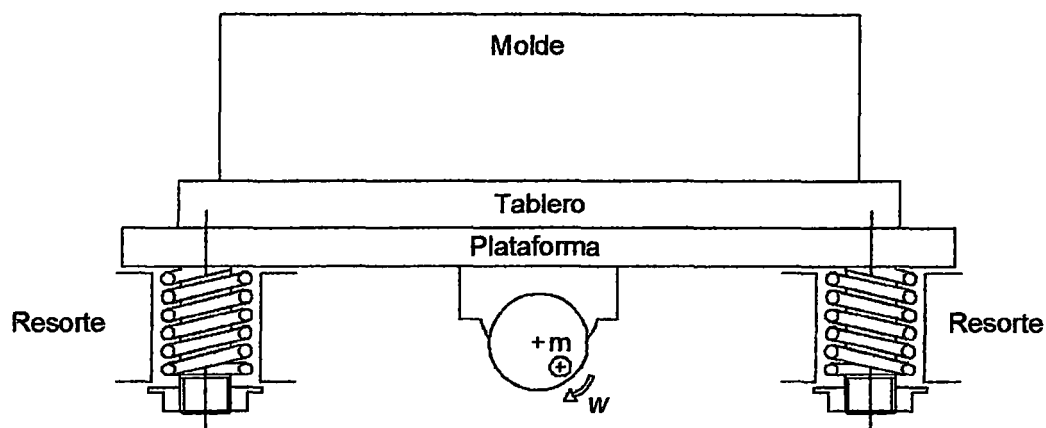


Figura 4.18. Esquema de funcionamiento del sistema de vibración.

La plataforma vibradora cuenta con cuatro ejes que puedan deslizar en el sentido vertical dentro de la estructura. Para evitar las vibraciones horizontales se utilizarán bocines entre los resortes y la estructura de la máquina, estos deberán estar diseñados para soportar las cargas de la mesa vibratoria, porta molde, molde, y material, y la carga dinámica producto de la vibración.

4.2.2.2.1 MODELO MATEMÁTICO DEL MODELO VIBRATORIO.

El modelo matemático que describe el movimiento vibratorio del sistema se desarrolla de acuerdo al diagrama mostrado a continuación:

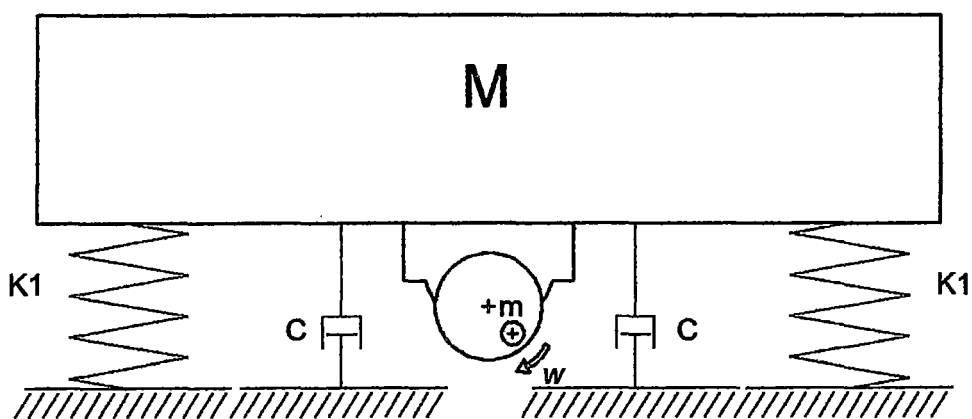


Figura 4.19. Modelo matemático de vibración.

Dónde:

$K_1 =$ Constante del resorte que une la plataforma y el bastidor.

$C =$ Amortiguamiento propio del sistema.

Todo sistema real de vibración posee un amortiguamiento propio de la mesa vibratoria, el cual no es conveniente despreciar para el diseño y la obtención de la solución total del sistema, mas esta se hace insignificante a altas revoluciones de trabajo.

$M =$ Masa total del sistema $= m_1 + m_2 + m_3 + m_4$

Dónde:

$m_1 =$ masa de la plataforma

$m_2 =$ masa del molde

$m_3 =$ masa del material

$m_4 =$ masa del tablero porta molde

El tipo de movimiento que ejecuta el sistema en el sentido vertical es una vibración forzada con amortiguamiento. La ecuación diferencial que gobierna este movimiento es:

Si una fuerza $F(t) = F_0 \text{sen} \omega t$, actúa en la masa total del sistema no amortiguado, la ecuación del movimiento se reduce a:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \text{sen} \omega t$$

La solución homogénea de esta ecuación está dada por:

$$x_h(t) = X_0 e^{-\zeta \omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0)$$

Dónde:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$$

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$$

Donde $\omega_n = (k/M)^{1/2}$ es la frecuencia natural del sistema. Como la fuerza de excitación es armónica, la solución particular $x_p(t)$ también es armónica, y tiene la misma frecuencia ω , por lo tanto suponemos una solución de la forma:

$$x_p(t) = X \text{sen}(\omega t - \phi)$$

Donde X es una constante que indica la amplitud máxima de $x_p(t)$. Resolviendo la ecuación se tiene:

También se tiene que la fuerza centrífuga de la excitación siempre es $F(0) = m\omega^2$

$$X = \frac{F_0}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}} = \frac{m\omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}}$$

Donde $\delta_{est} = F_0/k$ indica la desviación de la masa bajo la fuerza F_0 y en ocasiones se conoce como deflexión estática porque F_0 es una fuerza constante (estática).

Por lo tanto la solución total de la ecuación es:

$$x(t) = X_0 e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) + X \text{sen}(\omega t - \phi)$$

Dónde:

$$X = \frac{m\omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}}$$

La solución para X y ϕ respectivamente, y X_0 y ϕ_0 se pueden obtener a partir de las condiciones iniciales, $x(t=0) = x_0$ y $\dot{x}(t=0) = \dot{x}_0$, la ecuación da por resuelto:

$$x_0 = X \cos\phi_0 + X \cos\phi$$

$$\dot{x}_0 = -\zeta\omega_n X_0 \cos\phi_0 + \omega_d X_0 \text{sen}\phi_0 + \omega X \text{sen}\phi$$

La solución de la ecuación da X_0 y ϕ_0 :

$$X_0 = \left[(x_0 - X \cos \phi)^2 + \frac{1}{\omega_d^2} (\zeta \omega_n x_0 + \dot{x}_0 - \zeta \omega_n X \cos \phi - \omega X \sin \phi)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\tan \phi = \frac{\zeta \omega_n x_0 + \dot{x}_0 - \zeta \omega_n X \cos \phi - \omega X \sin \phi}{\omega_d (x_0 - X \cos \phi)}$$

Así mismo el ángulo de fase queda expresado:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - M\omega^2} \right)$$

Grafica la solución total del sistema:

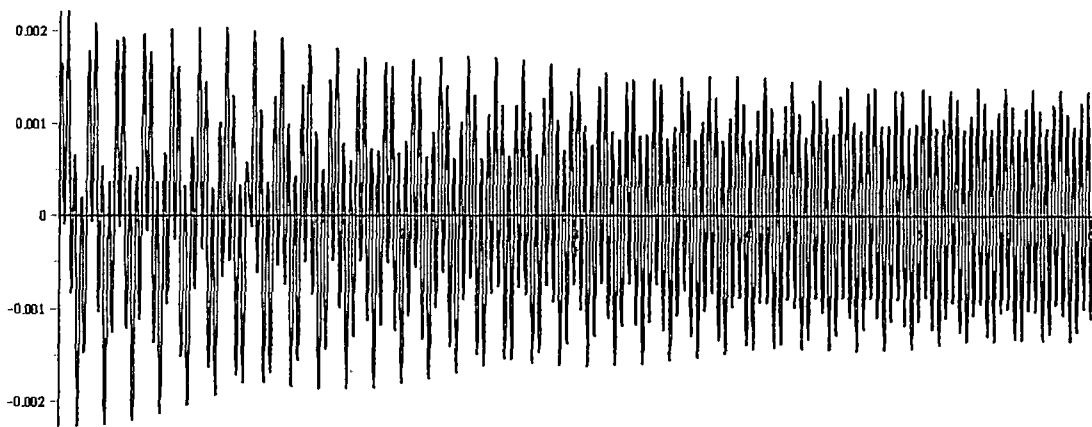


Figura 4.20. Solución total del sistema.

Dentro del análisis resulta importante la determinación de la aceleración a la que está sometido el sistema, la cual se calcula mediante la segunda derivada de la expresión para $x(t)$, así se tiene que:

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) = & -X_0 \zeta^2 \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t - \phi_0) - 2X_0 \zeta^2 \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) \sqrt{1 - \zeta^2} \\ & - X_0 \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t - \phi_0) - X \omega^2 \sin(\omega t - \phi) \end{aligned}$$

4.2.2.2.1 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA VIBRATORIO.

Con el propósito de obtener una buena compactación de los adoquines y sobre todo un el correcto funcionamiento de la maquina dentro de los paramentos

permisibles de vibración, lo cual resulta en una mejor resistencia del material, así como una reducción del tiempo de vibración se realizaron las siguientes consideraciones:

- El rango de frecuencias óptimo se ubica entre 1500 y 5000 vibraciones por minuto, en el presente proyecto se eligió 3000 rpm por ser una velocidad que fácilmente se puede desarrollar por motores eléctricos del mercado local.
- Se considerara una amplitud mínima de 1 mm.
- La vibración será en el sentido vertical, restringiendo el movimiento en el eje horizontal.
- Masa total del sistema M será asumido, ya que aún no se dispone de valores exactos de las masas de algunos componentes del sistema porque todavía no han sido dimensionados, estos son estimados.

$$M = \text{Masa total del sistema} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$$

Dónde:

$$m_1 = \text{masa de la plataforma} = 22 \text{ Kg (estimado)}$$

$$m_2 = \text{masa del molde} = 7.85 \text{ Kg (calculado)}$$

$$m_3 = \text{masa del material} = 10 \text{ Kg (calculado)}$$

$$m_4 = \text{masa del tablero porta molde} = 1.3 \text{ Kg (calculado)}$$

$$M = 41.15 \text{ Kg}$$

- Otra consideración importante para el diseño de la plataforma vibratoria en que trabaje con un factor $r = \omega/\omega_n$, que se aleje lo suficiente de la región de resonancia, que podría producir la destrucción del sistema. Para estudiar el efecto de la resonancia sobre la amplitud se pueda trazar una grafica r contra el factor de amplificación FA , queda definido por: $FA = X/\delta_{est}$.

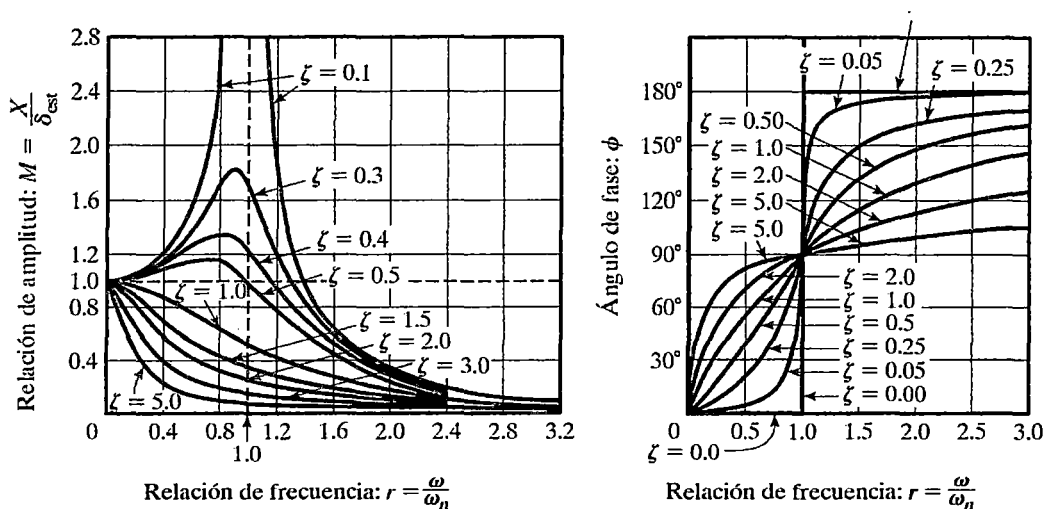


Tabla 3.5. Factor de amplificación de un sistema amortiguado.

- Como se observa en la figura el factor de amplificación FA crece abruptamente cuando r se acerca a 1, por lo que conviene emplear valores de r en los que FA se estabilice, para el diseño de la maquina se comprobó con valores de $r = \omega/\omega_n$ superiores de 2 estabiliza la curva.
- Una vez especificados los parámetros anteriores, queda por determinar la excéntrica e y la masa m de esta.

La masa de la excéntrica m se calcula despejando de la ecuación siguiente:

$$X = \frac{me\omega^2}{[(k - M\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{\frac{1}{2}}}$$

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{\sqrt{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}}$$

Luego:

$$me = \frac{MX\sqrt{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}}{r^2}$$

Así mismo tenemos que:

$$X/\delta_{est} = \frac{1}{\sqrt{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}}$$

Dónde:

$\delta_{est} = F_0/k$, Factor de amplificación

$r = \omega/\omega_n$, relación de frecuencia

Así mismo de los datos asumidos:

$\omega = 3000 \text{ rpm} = 314.16 \text{ rad/seg}$

Dónde la frecuencia natural resulta de la siguiente ecuación:

$$\omega_n = (k/M)^{1/2}$$

Dónde:

$k = 66909.375 \text{ N/m}$ (Diseño del resorte)

$M = 41.15 \text{ Kg}$

$$\omega_n = \sqrt{66909.375 / 41.15}$$

$\omega_n = 40.32 \text{ rad/seg}$

Relación de frecuencias:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n}$$

$$r = \frac{314.16}{40.32}$$

$$r = 7.79$$

Amortiguamiento del sistema:

Es importante analizar esta característica del sistema, ya que si bien la mesa vibratoria no tendrá amortiguamiento de ningún tipo (físico) existe un amortiguamiento propio que se origina en todo sistema real de vibración, este en muchos casos puede ser despreciado ya que a altas revoluciones se hace muy baja en la solución total del sistema, sin embargo para el presente análisis se

considerará por ser de carácter experimental, así mismo se asumirá un valor el cual pueda completar las constantes de la solución de la ecuación del sistema.

Se asume la constante del caucho:

$$c = 20 \text{ N} - \text{s/m}$$

$$\zeta = c/2\sqrt{mk}$$

$$\zeta = 0.0060$$

Con los resultados anteriores podemos iniciar el cálculo de la curva de funcionamiento.

$$X/\delta_{est} = \frac{1}{\sqrt{[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}}$$

Observamos que el factor de amplificación se reduce considerablemente al valor de $r = 10$, como se muestra en el siguiente cuadro para diferentes valores de r :

r	X/δ
0	1
0.2	1.041666667
0.4	0.15900434
0.6	1.5625
0.8	2.776781886
0.99	50.25125628
1	∞
1.01	49.75124378
1.4	1.041666667
1.6	0.641025641
1.8	0.446428571
2	0.333333333
4	0.066666667
6	0.028571429
8	0.015873016
10	0.01010101

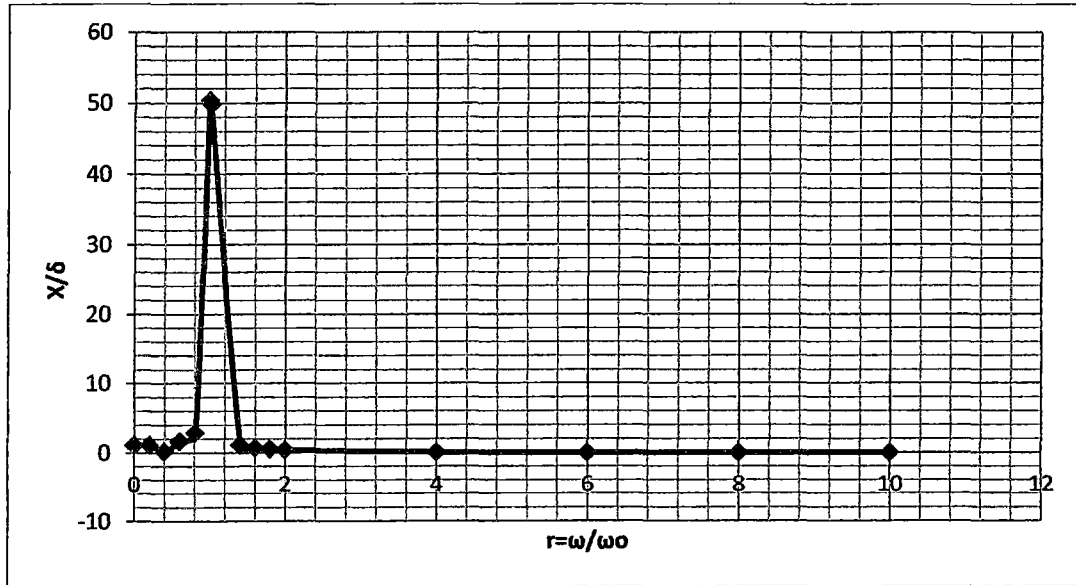


Tabla 3.6. Relación de Factor de amplificación – relación de amplitud.

A continuación probaremos varias soluciones tabulando los valores de m y e de tal manera que obtendremos el valor de la amplitud:

a.- Caso 1 Masa excéntrica 0.50 Kg.

Condiciones iniciales:

$$M = 41.15 \text{ Kg}$$

$$k = 66909.375 \text{ N/m}$$

$$\omega_n = 40.32 \text{ rad/seg}$$

$$\zeta = 0.0060$$

$$m = 0.5 \text{ Kg}$$

$$e = 0.06 \text{ m}$$

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{\sqrt{[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}}$$

ω (rpm)	ω (rad/seg)	r	X
200	20.944	0.519398944	0.000269328
400	41.888	1.038797888	0.009823305
600	62.832	1.558196832	0.001239473
800	83.776	2.077595776	0.000948842
1000	104.72	2.59699472	0.000855941
1500	157.08	3.895492081	0.000780468
3000	314.16	7.790984161	0.000741251

Tabla 3.7. Modo de vibración para 0.5 Kg.

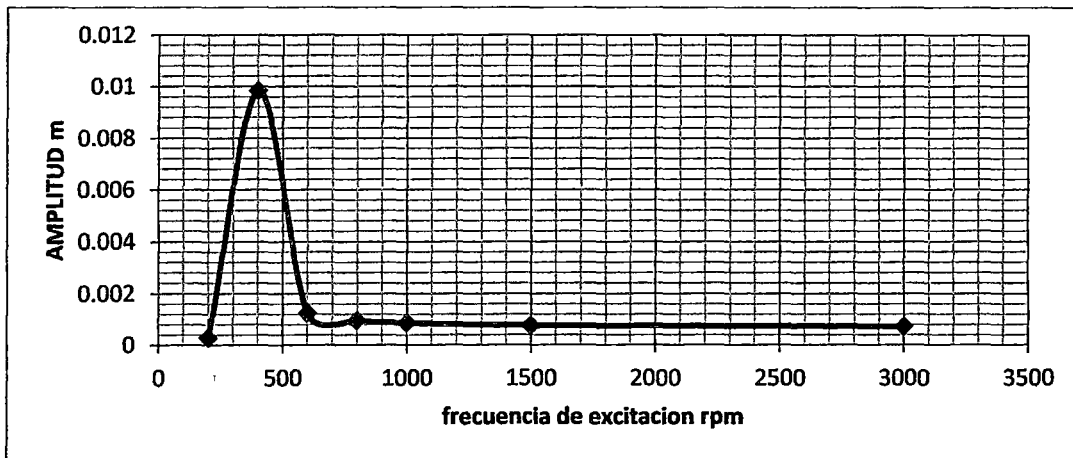


Tabla 3.8. Curva de Amplitud – Frecuencia para 0.5 Kg.

b.- Caso 2 Masa excéntrica 0.60 Kg.

Condiciones iniciales:

$$M = 41.15 \text{ Kg}$$

$$k = 66909.375 \text{ N/m}$$

$$\omega_n = 40.32 \text{ rad/seg}$$

$$\zeta = 0.0060$$

$$m = 0.6 \text{ Kg}$$

$$e = 0.06 \text{ m}$$

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{\sqrt{[(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2]}}$$

ω (rpm)	ω (rad/seg)	r	X
200	20.944	0.519398944	0.000323193
400	41.888	1.038797888	0.011787965
600	62.832	1.558196832	0.001487368
800	83.776	2.077595776	0.00113861
1000	104.72	2.59699472	0.001027129
1200	125.664	3.116393665	0.000975259
1400	146.608	3.635792609	0.000946439

Tabla 3.9. Modo de vibración para 0.6 Kg.

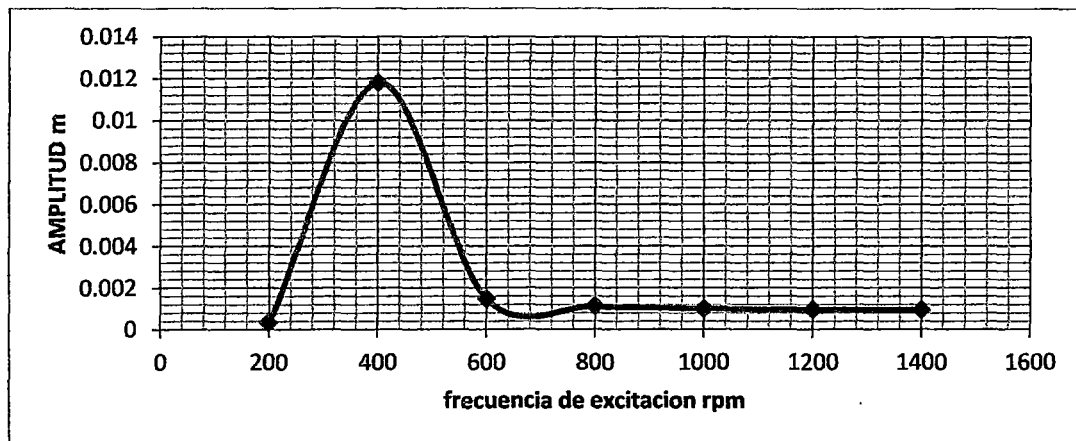


Tabla 3.10. Curva de Amplitud – Frecuencia para 0.6 Kg.

c.- Caso 3 Masa excéntrica 0.75 Kg.

Condiciones iniciales:

$$M = 41.15 \text{ Kg}$$

$$k = 66909.375 \text{ N/m}$$

$$\omega_n = 40.32 \text{ rad/seg}$$

$$\zeta = 0.0060$$

$$m = 0.75 \text{ Kg}$$

$$e = 0.06 \text{ m}$$

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{\sqrt{[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}}$$

ω (rpm)	ω (rad/seg)	r	X
200	20.944	0.519398944	0.000403992
400	41.888	1.038797888	0.014734957
600	62.832	1.558196832	0.00185921
800	83.776	2.077595776	0.001423262
1000	104.72	2.59699472	0.001283911
1500	157.08	3.895492081	0.001170702
3000	314.16	7.790984161	0.001111877

Tabla 3.11. Modo de vibración para 0.75 Kg.

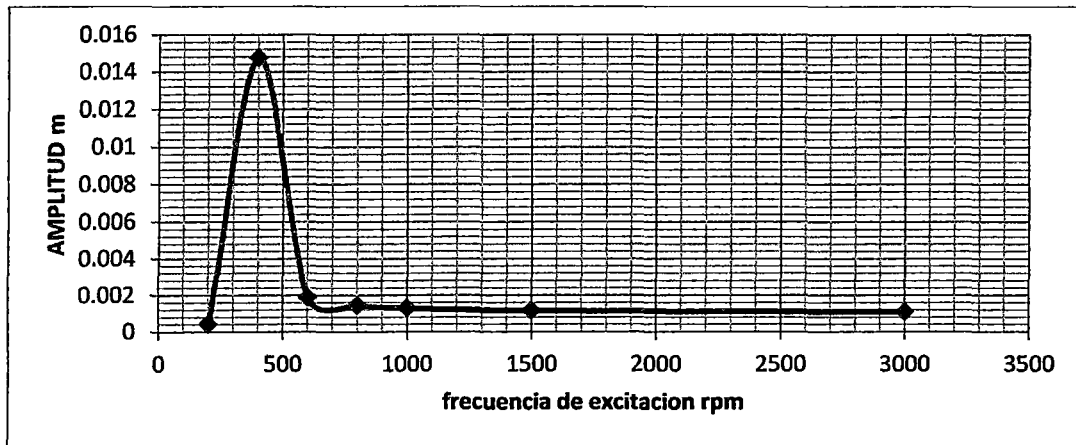


Tabla 3.12. Curva de Amplitud – Frecuencia para 0.75 Kg.

d.- Caso 4 Masa excéntrica 0.8 Kg.

$$M = 41.15 \text{ Kg} \quad k = 66909.375 \text{ N/m}$$

$$\omega_n = 40.32 \text{ rad/seg}$$

$$\zeta = 0.0060$$

$$m = 0.8 \text{ Kg}$$

$$e = 0.06 \text{ m}$$

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{\sqrt{[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]}}$$

ω (rpm)	ω (rad/seg)	r	X
200	20.944	0.519398944	0.000430924
400	41.888	1.038797888	0.015717287
600	62.832	1.558196832	0.001983157
800	83.776	2.077595776	0.001518146
1000	104.72	2.59699472	0.001369506
1200	125.664	3.116393665	0.001300345
1400	146.608	3.635792609	0.001261919

Tabla 3.13. Modo de vibración para 0.8 Kg.

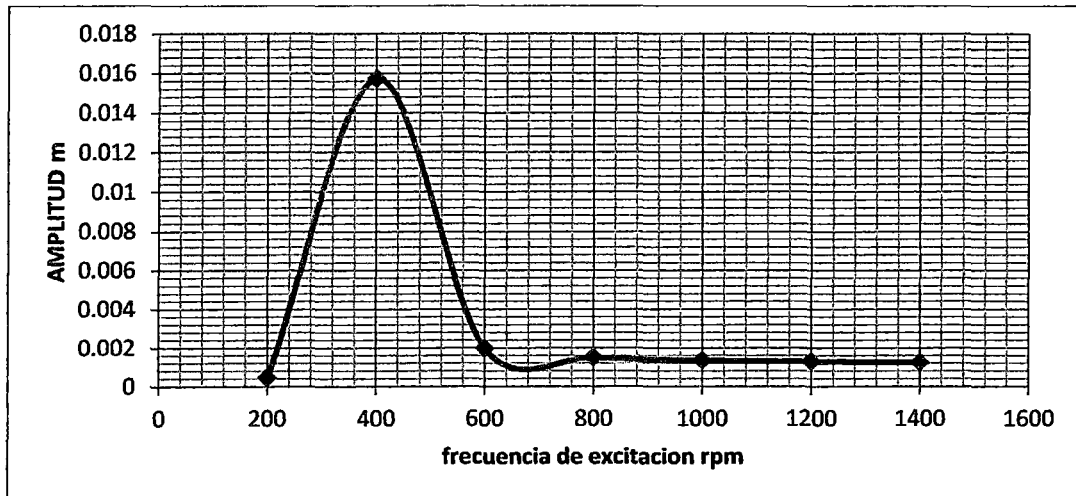


Tabla 3.14. Curva de Amplitud – Frecuencia para 0.8 Kg.

De las anteriores gráficas y valores obtenidos decidimos por el caso 3, con una masa excéntrica de 0.75 Kg, excéntrica de 60 mm por lo que obtenemos una amplitud de 1.11 mm.

4.2.2.2.2. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO

Para el proyecto se utilizara un motor monofásico de 3000 rpm cuya potencia se determinará de la siguiente manera:

La potencia requerida para ejecutar el movimiento vibratorio se puede calcular empleando la siguiente ecuación:

$$P = F \cdot V = M \cdot a \cdot V$$

Dónde:

$M =$ Masa total del sistema

$a =$ Aceleración del sistema

$V =$ Velocidad del sistema

La velocidad es la primera derivada de la solución total del sistema:

$$\dot{x}(t) = -X_0\zeta\omega_n e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) - X_0\omega e^{-\zeta\omega_n t} \text{cos}(\omega_d t - \phi_0)\sqrt{1-\zeta^2} \\ + X\omega \text{sen}(\omega t - \phi)$$

La aceleración es la segunda derivada de la solución total del sistema:

$$\ddot{x}(t) = -X_0\zeta^2\omega_n^2 e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) - 2X_0\zeta^2\omega_n^2 e^{-\zeta\omega_n t} \text{cos}(\omega_d t - \phi_0)\sqrt{1-\zeta^2} \\ - X_0\omega_n^2 e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) - X\omega^2 \text{sen}(\omega t - \phi)$$

Por lo que la potencia esta expresada de la siguiente manera:

$$P = M \left[-X_0\zeta\omega_n e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) - X_0\omega e^{-\zeta\omega_n t} \text{cos}(\omega_d t - \phi_0)\sqrt{1-\zeta^2} \right. \\ \left. + X\omega \text{sen}(\omega t - \phi) \right] \left[-X_0\zeta^2\omega_n^2 e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) \right. \\ \left. - 2X_0\zeta^2\omega_n^2 e^{-\zeta\omega_n t} \text{cos}(\omega_d t - \phi_0)\sqrt{1-\zeta^2} \right. \\ \left. - X_0\omega_n^2 e^{-\zeta\omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) - X\omega^2 \text{sen}(\omega t - \phi) \right]$$

Dónde:

$$X_0 = \left[(x_0 - X\text{cos}\phi)^2 + \frac{1}{\omega_d^2} (\zeta\omega_n x_0 + \dot{x}_0 - \zeta\omega_n X\text{cos}\phi - \omega X\text{sen}\phi)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\tan \phi = \frac{\zeta\omega_n x_0 + \dot{x}_0 - \zeta\omega_n X\text{cos}\phi - \omega X\text{sen}\phi}{\omega_d(x_0 - X\text{cos}\phi)}$$

Así mismo el ángulo de fase queda expresado:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{c\omega}{k - M\omega^2} \right)$$

Luego reemplazamos las constantes del sistema y dejamos t como variable:

$$M = 41.15 \text{ Kg}$$

$$k = 66909.375 \text{ N/m}$$

$$\omega_n = 40.32 \text{ rad/seg}$$

$$\zeta = 0.0060$$

$$m = 0.75 \text{ Kg}$$

$$e = 0.06 \text{ m}$$

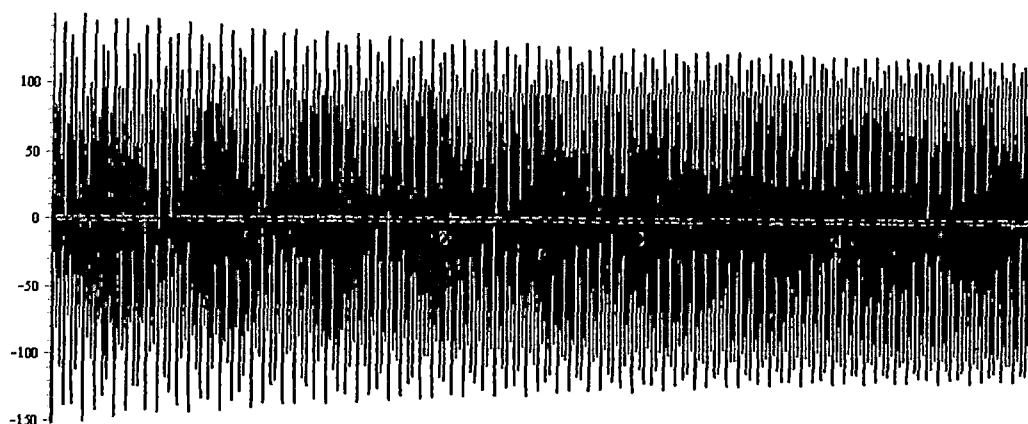


Tabla 3.15. Grafica de potencia en el tiempo.

La curva permite conocer la potencia media en función del tiempo, sin embargo nos interesa calcular la potencia media. Para esto se determina la energía empleada por ciclo y se divide entre el tiempo que toma dicho ciclo en efectuarse.

La energía entregada por ciclo se calcula integrando la ecuación anterior:

$$E = - \int_{t_1}^{t_2} M \left[-X_0 \zeta \omega_n e^{-\zeta \omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) - X_0 \omega e^{-\zeta \omega_n t} \text{cos}(\omega_d t - \phi_0) \sqrt{1 - \zeta^2} \right. \\ \left. + X \omega \text{sen}(\omega t - \phi) \right] \left[-X_0 \zeta^2 \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) \right. \\ \left. - 2X_0 \zeta^2 \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t} \text{cos}(\omega_d t - \phi_0) \sqrt{1 - \zeta^2} \right. \\ \left. - X_0 \omega_n^2 e^{-\zeta \omega_n t} \text{sen}(\omega_d t - \phi_0) - X \omega^2 \text{sen}(\omega t - \phi) \right] dt$$

Donde los límites t_1 y t_2 son:

$$\omega t_1 - \phi = \theta \rightarrow t_1 = -\phi/\omega$$

$$\omega t_2 - \phi = 2\pi \rightarrow t_2 = 2\pi - -\phi/\omega$$

El tiempo empleado por el ciclo es:

$$t_2 = \frac{2\pi}{\omega}$$

Por lo que la potencia media es:

$$P_m = E / \frac{2\pi}{\omega}$$

$$E = 375 \text{ Joule}$$

$$P_m = 375 / \frac{2\pi}{\omega}$$

$$P_m = 327.51 \text{ Watt}$$

Debe tomarse en cuenta que la energía suministrada por el motor es absorbida por el concreto, así como por elementos mecánicos del sistema, así que se considerara un factor de seguridad que considere estas pérdida, finalmente la ecuación queda de la siguiente manera:.

$$P = 1.3P_m$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$P = 425.76 \text{ W}$$

$$P = 0.570 \text{ Hp}$$

La potencia anteriormente calculada es la necesaria para llegar a una amplitud de 1 mm a una velocidad constante, mas no es la potencia real del sistema, ya que el motor deberá vencer la inercia en el eje donde estará montada la excéntrica.

Se calculara de la siguiente manera:

$$T_e = \text{Torque de la excentrica}$$

$$T_e = 7.35 \times 0.06 \text{ Nm}$$

$$T_e = 0.441 \text{ Nm}$$

T_e Es el torque necesario para mover la masa excéntrica. El torque es variable pues dependen de que la gravedad este a favor o en contra del giro de la masa, además otro factor que incide sobre el valor de estos es el de la aceleración que las masas posean en un determinado instante, por tanto se considera que la

masa excéntrica consumen la energía para el torque necesario para vencer la inercia, proveído por el motor.

Por lo que la potencia necesaria será:

$$P_e = T_e \omega$$

$$P_e = 0.441 \times 314.16$$

$$P_e = 138.54 \text{ W}$$

Aplicando un factor de pérdida: 1.3

$$P_e = 180.11 \text{ W}$$

$$P_e = 0.241 \text{ Hp}$$

Finalmente la potencia del motor será la suma de la energía de vibración y el torque necesario para mover el eje con la excéntrica, esta resulta:

$$P = 0.570 \text{ Hp}$$

$$P_e = 0.241 \text{ Hp}$$

$$P_t = 0.811 \text{ Hp}$$

Una vez conocidos los requerimientos del motor, se selecciona un motor comercial de las siguientes características:

Potencia: 1 Hp

Velocidad: 3000 rpm

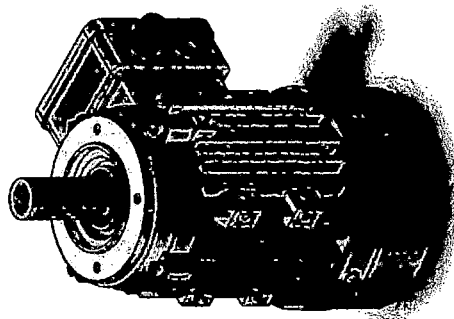


Figura 4.21. Motor de vibración.

4.2.2.2.3. ACOUPLE ANTI VIBRATORIO.

La transmisibilidad del sistema determina la energía disipada a la estructura de soporte o cimentación de la máquina, más el tipo de transmisión del motor y el eje de la excéntrica, por lo que se realizó un análisis del tipo de transmisión que se utilizará:

Se determinó que utilizando una banda o cadena de transmisión es necesario un motor tres veces más potente que un acople directo al eje de vibración.

Es así que se optó por seleccionar un acople con absorción de vibraciones.

Selección del acoplamiento.

El par nominal es el factor principal de dimensionado de los acoplamientos de los ejes y de las máquinas directamente conectadas a ellos.

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C(Nm) = \frac{7160xP}{n}$$

Donde,

$C(Nm)$, par nominal a transmitir.

P , potencia a transmitir en Hp.

n , N° de revoluciones en RPM.

$$C(Nm) = \frac{7160x1}{3000}$$

$$C(Nm) = 2.39Nm$$

La elección de un acoplamiento con el tamaño correcto es muy importante, para hacerlo es necesario conocer no sólo la potencia y velocidades requeridas, sino también la severidad del servicio que debe absorber, es decir, será necesario aplicar un factor de corrección o de servicio.

En la determinación del par nominal del acoplamiento, hay que tener en cuenta:

- Las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (K1).
- Las frecuencias de arranque (K2).
- El número de horas de funcionamiento por día (K3).

El producto K de estos tres coeficientes K1, K2 y K3, se denomina coeficiente de seguridad o factor de carga, y se obtiene de las siguientes tablas:

K1= 1.7, (Marcha irregular, inercia media de golpes medios)

K2= 1.4, (60<arranques<120)

K3= 1, (2-8 horas de funcionamiento)

Coeficiente de seguridad = 1.7x1.4x1

Coeficiente de seguridad = 2.38

Entonces:

Par nominal del acoplamiento = CxFs

Par nominal del acoplamiento = 2.39x2.38

Par nominal del acoplamiento = 5.69 Nm

OBSERVACIÓN: Hay que evitar un coeficiente de seguridad excesivo, porque podría seleccionarse un acoplamiento sobredimensionado o demasiado rígido.

Finalmente este par nominal es ingresado a los catálogos de los fabricantes de acoples flexibles, para este caso será el CFP 80 del fabricante Hohner Automáticos, por cumplir en mínimamente las condiciones de transmisión.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS										
Modelo	Par max.	Par apriete	Velocidad máxima	Desalineamientos máximos admisibles			Dureza shore	Max. torsión a par max.	Masa gr	Inercia gcm ²
				Angular grad.	Axial mm	Radial mm				
CFP 80	800	300	19.000	±1,3	±1	±0,22	80 (azul)	10	34	30
CFP 92	1500	300	19.000	±1,3	±1	±0,22	92 (blanco)	10	34	30
CFP 98	2500	300	19.000	±1,3	±1	±0,22	98 (rojo)	10	34	30

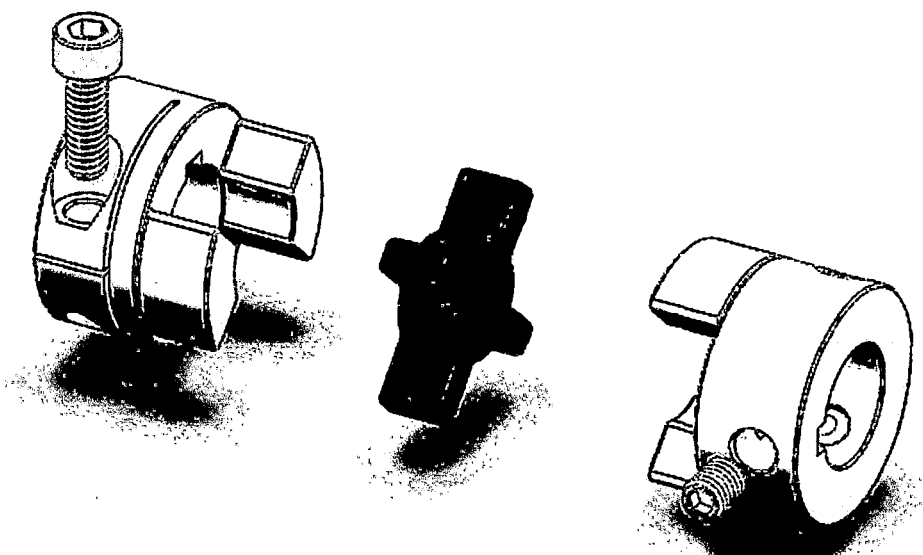


Figura 4.22. Acople anti vibración.

4.2.2.2.4. DISEÑO DEL EJE.

Sobre el eje está montada la masa excéntrica, además está unido a la plataforma vibratoria mediante rodamientos y a la polea en uno de sus extremos. La carga que soporta el eje es aquella de la fuerza centrífuga de la masa excéntrica, el peso de dicha masa y la tensión de la banda. La fuerza centrífuga puede considerarse, respecto a cualquier punto del eje, como una carga constante pues su magnitud y sentido no cambian, el peso de la masa varía en dirección a medida que el eje gira, por esto se hace el análisis para el caso más crítico, cuando la fuerza centrífuga y el peso de la masa están en la misma dirección.

Para evitar que toda la fuerza de la masa excéntrica se concentre sobre el centro del eje, esta es dividida en tres masas más pequeñas ubicadas de manera simétrica en el eje.

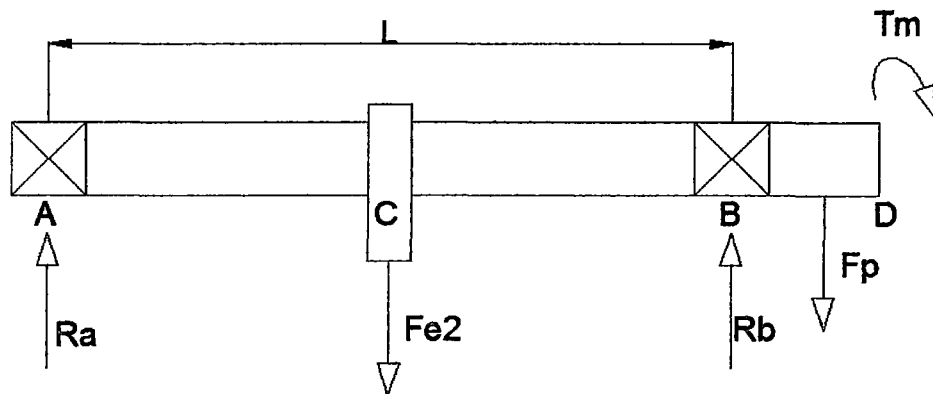


Figura 4.23. Distribución de cargas en el eje.

Se establece que el eje se encuentra restringido en los puntos A y E, soporta tres excéntricas B, C y D divididas simétricamente entre los puntos A y E, así mismo una polea en el punto F que suministra el movimiento al eje.

Para el diseño del eje se establece que tendrá una longitud de 462 mm, este valor asumido resulta por la geometría de la mesa vibratoria.

Por lo que las dimensiones se asumen de la siguiente manera:

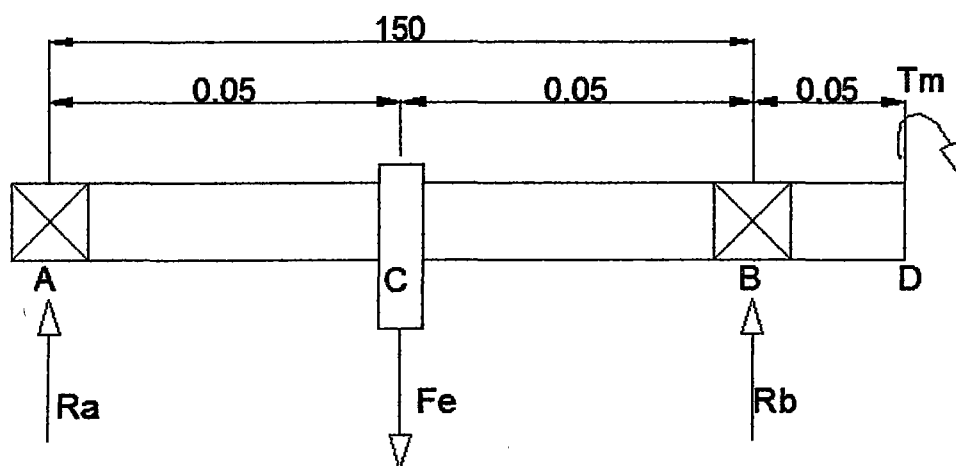


Figura 4.24. Diagrama de cuerpo libre.

En la figura anterior:

$F_{e2} = \text{fuerza centrífuga} + \text{peso masa excentrica}$

$$F_{e2} = mg + me\omega^2$$

Donde;

$$mg = 0.75 \times 9.81 = 7.35 \text{ N}$$

$$me\omega^2 = 4441.44 \text{ N}$$

Se obtiene:

$$F_{e2} = 4448.70 \text{ N}$$

$T_e = \text{Torque de la excentrica}$

$$T_e = 7.35 \times 0.06 \text{ Nm}$$

$$T_e = 0.441 \text{ Nm}$$

T_e Es el torque necesario para mover la masa excéntrica. El torque es variable pues dependen de que la gravedad este a favor o en contra del giro de la masa, además otro factor que incide sobre el valor de estos es el de la aceleración que las masas posean en un determinado instante, por tanto se considera que la masa excéntrica consumen la energía para el torque necesario para vencer la inercia, proveído por el motor, mas no el necesario para generar la vibración del sistema:

$$T_e = 0.441 \text{ Nm (Torque de la masa excéntrica)}$$

Calculamos las reacciones en los apoyos A y B.

La sumatoria fuerzas y de momentos:

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_1 = 2224.35 \text{ N}$$

$$R_2 = 2224.35 \text{ N}$$

Los diagramas de fuerza cortante y de momento flector se muestran en las siguientes figuras:

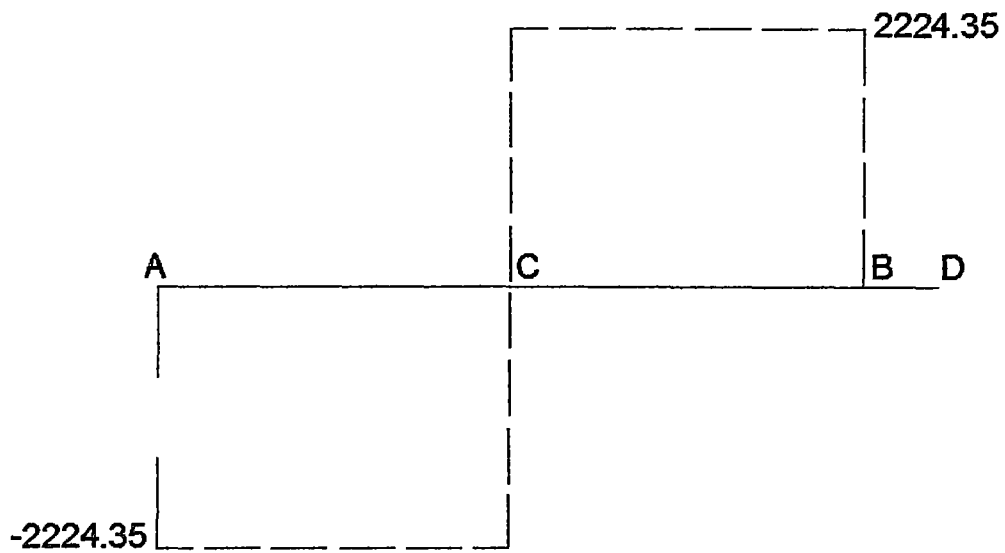


Figura 4.25. Diagrama de fuerza cortante.

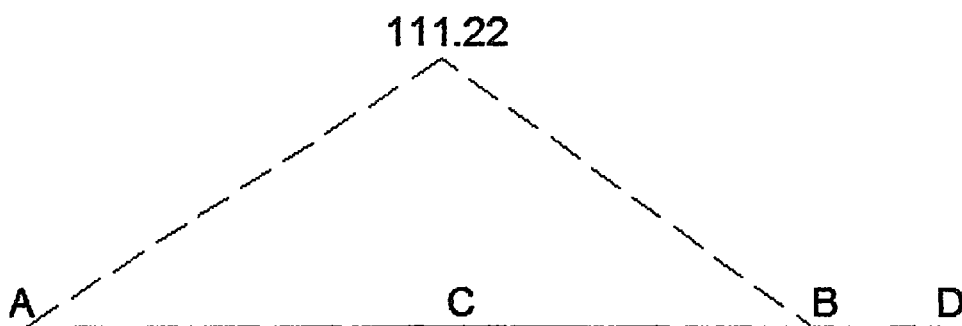


Figura 4.26. Diagrama de momento flector.

De las figuras anteriores muestran que el punto crítico está localizado en C, para lo cual se tiene:

$$M = 111.22 \text{ Nm}$$

$$T = 0.441 \text{ Nm}$$

Se continúa con el dimensionamiento estático del eje mediante la teoría de la energía de la distorsión, para un factor de seguridad de 1.8 y un acero al carbono AISI 1045 con las siguientes propiedades:

$$S_y = 313.6 \text{ MPa}$$

$$S_u = 637 \text{ MPa}$$

Se tiene la siguiente ecuación:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi S_y} \left(M^2 + \frac{3T^2}{4} \right) \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32 \times 1.8}{\pi \times 313.6} \left(617.38^2 + \frac{3 \times 2.06^2}{4} \right) \right]^{1/3}$$

$$d = 0.0247 \text{ m}$$

Se prosigue con el diseño del eje fatiga. Si bien podría considerarse que mientras el eje esta girado la carga no varía ya que la fuerza centrífuga es constante, y el peso de las excéntricas es pequeño, la fatiga surge debido a los ciclos de encendido y apagado del sistema de vibración.

4.2.2.2.4.1 DISEÑO DE LA CHAVETA

Entre el acople anti vibratorio y el eje se coloca una chaveta cuyas dimensiones corresponden a las normalizadas para el diámetro del eje: 7x8xL (mm), por lo que resta determinar L.

La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{D}$$

$$F = \frac{0.441}{0.058}$$

$$F = 8.68 \text{ N}$$

El esfuerzo a corte que soporta la chaveta es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{8.68}{0,008xL}$$

$$\tau = \frac{1085}{L}$$

El esfuerzo de fluencia del material (acero AISI 1045) a corte, según la teoría del esfuerzo cortante es de $S_{sy} = 0.577S_y = 175.3 \text{ MPa}$, para un factor de seguridad de 3 a la longitud de la chaveta es:

$$L = \frac{2x1085}{175,3x10^6}$$

$$L = 1.23 \times 10^{-5} \text{ m}$$

El aplastamiento que soporta la chaveta es:

$$\sigma = \frac{8.68}{0.008.L/2}$$

$$\sigma = \frac{2170}{L} \text{ Pa}$$

Y para el esfuerzo de fluencia del material

$$S_y = 313.6 \text{ MPa}$$

$$L = \frac{2170}{303,8x10^6}$$

$$L = 6.92 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Como se ve, las longitudes de la chaveta son bastante bajas, por lo que, por fines constructivos se selecciona una chaveta de longitud de 15 mm.

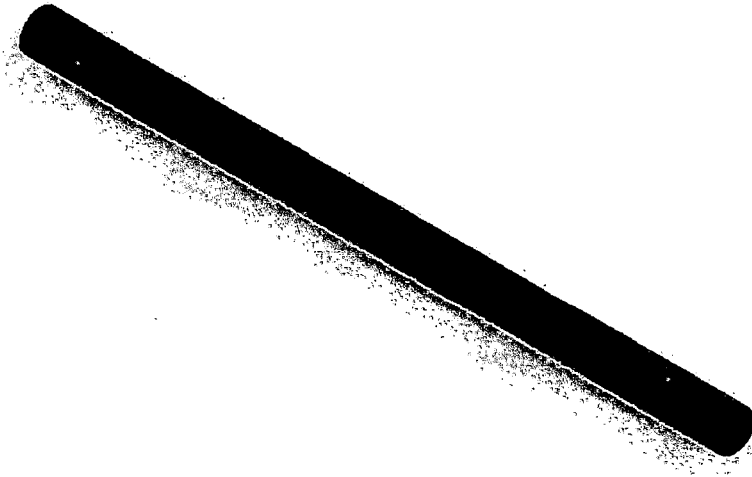


Figura 4.27. Eje de la masa excéntrica.

4.2.2.2.5. DISEÑO DE LAS MASAS EXCÉNTRICAS

La masa excéntrica está construida por un disco de acero perforado de tal manera que se cumplan los parámetros establecidos.

En la siguiente figura se muestran los parámetros geométricos de la masa excéntrica.

Dónde:

$R = \text{radio del disco}$

$r = \text{radio del agujero}$

También se sabe que la excentricidad es de 60 mm por lo que:

Para determinar el ancho del disco, se emplea la siguiente relación:

$$m = V \times \rho$$

$\rho = \text{densidad del acero } 7850 \text{ Kg/m}^3$

$m = \text{masa del disco } 0.75 \text{ Kg}$

$V = \text{volumen de la excéntrica}$

$$V = A_T \times t$$

$t = \text{ancho de excéntrica}$

Ya definidas las variables determinamos el espesor de la excéntrica:

$$t = \frac{m}{\rho \times \pi \times (R^2 - r^2)}$$

Para obtener las dimensiones finales de la masa excéntrica, se realizan los cálculos para varios valores de R, los resultados se muestran en la siguiente tabla:

R	r (3/8)	t
0.02	0.0047625	0.080
0.025	0.0047625	0.050
0.03	0.0047625	0.034
0.035	0.0047625	0.025

Tabla 3.16. Tabulación de la excéntrica.

Se selecciona el conjunto de parámetros marcados en la tabla anterior, que corresponden a una masa excéntrica de dimensiones compactas considerando los parámetros R y t.

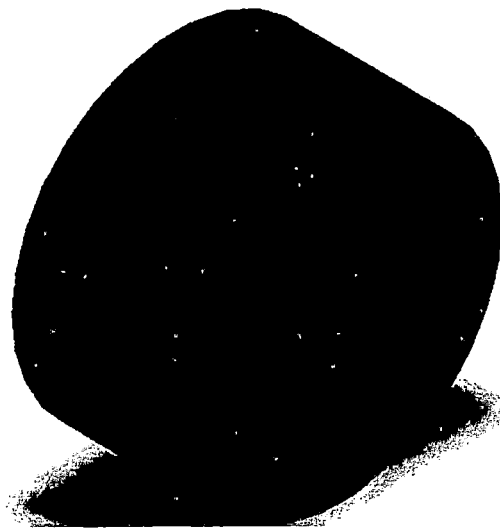


Figura 4.28. Excéntrica.

4.2.2.2.5.1. SUJETADORES DE PORTA MASAS EXCÉNTRICAS

Las masas excéntricas quedan unidas al eje gracias a sujetadores cilíndricos elásticos.

Los pasadores están sometidos a corte, generado por el torque del eje que obliga a la masa a girar junto con él.

La fuerza sobre la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{6.17}{0.009525/2}$$

$$F = 7.24 \text{ N}$$

El esfuerzo a corete en el pasador es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{137.24}{\pi \times r^2}$$

Considerando un factor de seguridad de 2, y sabiendo que la resistencia del material (acero AISI 1045) a corte, de acuerdo con la teoría de la energía de distorsión, es de $S_{sy} = 0.577S_y = 175.3 \text{ MPa}$, se emplea la siguiente fórmula para calcular r .

$$r = \sqrt{\frac{137.24 \times 2}{\pi \times 175.3 \times 10^6}}$$

$$r = 0.0007 \text{ m}$$

Como se observa, el radio del pasador es bastante pequeño, entonces no hay inconveniente en seleccionar uno de 3/8 in de diámetro.

4.2.2.3. MODELAMIENTO DE LA MESA VIBRATORIA.

Con los resultados obtenidos del análisis del sistema de vibración se logra modelar la siguiente imagen:

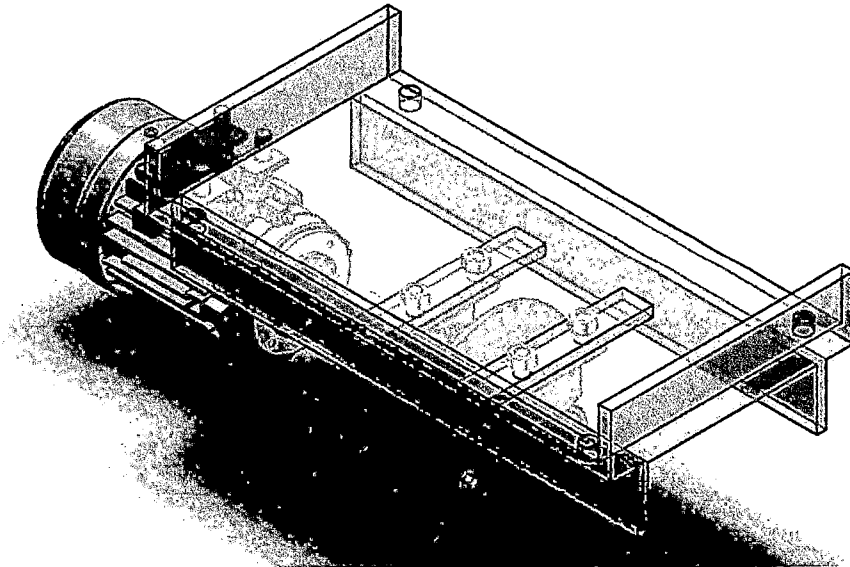


Figura 4.29. Sistema de vibración.

4.2.2.4. TRANSMISIBILIDAD

La fuerza transmitida a la base producida por la fuerza desbalanceada rotatoria (F) es $(F) = kx(t) + c\dot{x}(t)$. La magnitud (o valor máximo) de F se deriva como:

$$|F| = me\omega^2 \left[\frac{1 + 4\zeta^2 r^2}{(1 - r^2)^2 + 4\zeta^2 r^2} \right]^{1/2}$$

$$|F| = 0.75 \times 0.06 \times 314.16^2 \left[\frac{1 + 4 \times 0.0060^2 \times 7.79^2}{(1 - 7.79^2)^2 + 4 \times 0.0060^2 \times 7.79^2} \right]^{1/2}$$

$$|F| = 74.72 \text{ N}$$

4.2.3 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COMPACTACIÓN.

4.2.3.1 SISTEMA DE COMPACTACION.

La disminución del vibrado puede disminuir aumentando la frecuencia, ya que la fuerza de vibración es directamente proporcional a la frecuencia de excitación. Sin embargo, llegar a altas frecuencias puede deteriorar el producto final produciendo bloques más frágiles, para lo cual se aplica una solución que muchos fabricantes la utilizan.

La compresión simultánea de la mezcla, la misma que además de reducir el tiempo de vibrado permite obtener prefabricados de mejor calidad con mayor resistencia y mejor acabado exterior, fruto de la homogeneidad de la masa compactada.

La compresión deberá realizarse en el mismo instante que la vibración, mediante el molde superior de compactación, que es accionado con el cilindro neumático comprimiendo la mezcla de hormigón dentro del molde. Una vez terminado el proceso de vibro compactación se levanta el molde superior.

4.2.3.1.1 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE SOPORTAN LOS SISTEMAS DE COMPACTACION.

El sistema de compresión debe ejercer una fuerza lo suficientemente elevada para lograr una adecuada compactación de la mezcla de hormigón y para el dimensionamiento y diseño de este sistema, es necesario conocer la magnitud de dicha fuerza.

En las normas DIN 18152 para prefabricados de hormigón se recomienda una compresión satisfactoria de 1 Kg/cm²

El área que se necesita para la compresión es tomada de la forma y medidas de un bloque 100x200x60 mm

De la figura se obtiene que el área del bloque sobre la que actúa el molde de compactación sea de 200 cm².

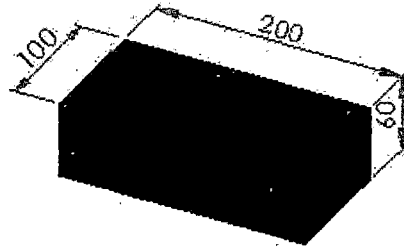


Figura 4.30. Dimensiones del adoquín de concreto.

Debido a que el molde tiene 4 bloques, el área de compactación es:

$$A_{comp} = 4 \times 200$$

$$A_{comp} = 800 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto, la fuerza de compactación F_{comp} viene dada por la ecuación:

$$F_{comp} = r A_{comp}$$

$$F_{comp} = 1 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \times 800 \text{ cm}^2$$

$$F_{comp} = 800 \text{ Kg}$$

$$F_{comp} = 7848 \text{ N}$$

Esta fuerza es requerida para compactar el producto mas no es la resistencia a vencer por parte del cilindro neumático.

Del análisis vibratorio se obtuvo que la fuerza de vibratoria que se aprovecha a manera de compactación sea de 4441.43 N, por lo que la fuerza del molde compactación será la diferencia.

$$F_{res} = 7848 - 4441.43 \text{ N}$$

$$F_{res} = 3406.66 \text{ N}$$

La carrera es obtenido del software Solid Work resultando una distancia de 3000 mm.

4.2.3.2. DISEÑO DEL MOLDE SUPERIOR

Paralelo a la vibración del sistema que compactara el material, deberá haber un molde macho que profile la superficie superior del bloque de concreto, esta deberá tener la siguiente geometría:

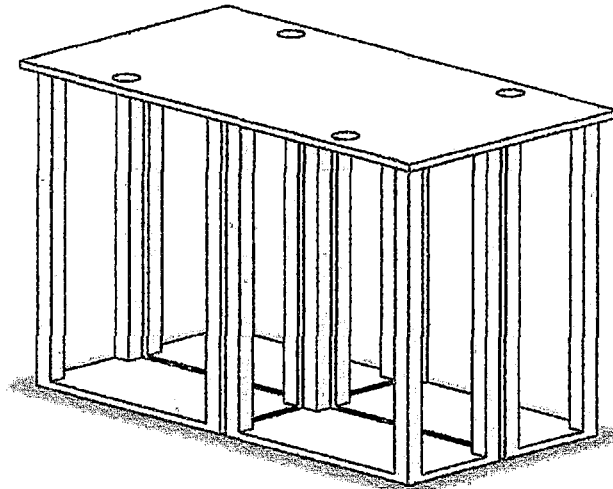


Figura 4.31. Molde superior.

4.2.3. SISTEMA DE DESMOLDEO

Una vez producida la vibro compactación, el molde se eleva permitiendo retirar el producto. Por el peso del conjunto de desmoldeo: molde, molde macho, porta molde superior.

Para realizar la operación de desmoldeo es necesario subir el conjunto de desmoldeo, sin embargo para garantizar el adecuado funcionamiento del sistema de desmoldeo se tomara una fuerza de desmoldeo igual a la fuerza de compresión.

A fin de generar un diseño más económico así mismo cómodo para el operador el desmoldeo aprovechara la energía del sistema de compresión, es así que cuando el sistema de compresión se eleve esta levantara el molde dejando libre los prefabricados.

$$F_{res} = 3406.66 N$$

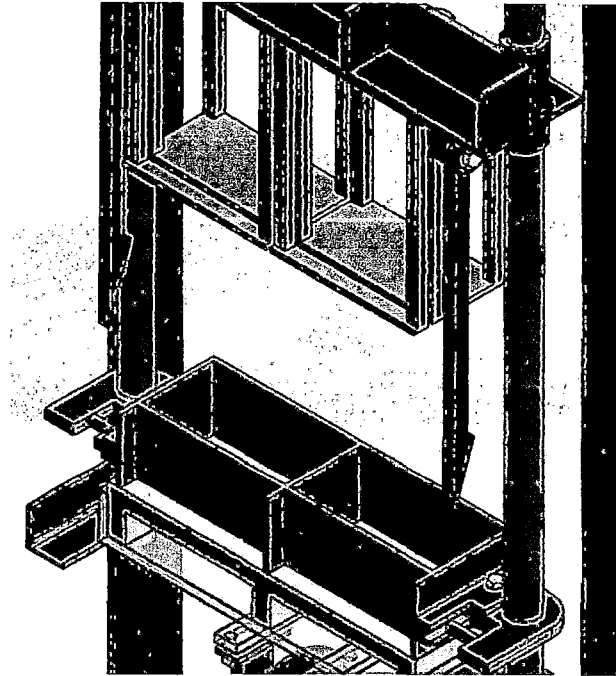


Figura 4.32. Modelo de sistema de elevación.

4.2.4. DISEÑO NEUMÁTICO

Mediante el diseño del sistema neumático, establecemos cuales son los cilindros neumáticos adecuados, que permiten la movilidad exacta de los diferentes sistemas establecidos en el diseño mecánico, basándolos principalmente en el peso de las diferentes piezas mecánicas que se necesita desplazar.

Se colocará una fuente neumática mediante un compresor y que posea un tanque de almacenamiento, gracias a ésta fuente se hace uso de la presión del aire para la aplicación de la carga sobre la mezcla que conformara el bloque o el adoquín, el accionamiento se decidió que sea neumático debido a que la energía del aire comprimido es la mejor cuando se trata de velocidad de una acción o de la producción, con una aplicación industrial de 8 bares (120 psi) para este caso la máquina funciona a través de cilindros neumáticos de doble efecto, los mismos que reciben su fuerza del compresor o fuente neumática.

De acuerdo a lo establecido en el diseño mecánico, necesitamos Cilindro Neumático de doble efecto, que posean colchones de aire para evitar el choque

brusco tanto en la expulsión como en el retorno del vástago; además de aquello deben tener detectores magnéticos, ya que necesitaremos sensores para los finales de carrera de cada uno de los cilindros, por tanto ocuparemos: 1 cilindro para la tapa de la tolva, el que permite el llenado de la barredora; 1 cilindro en la barredora, el que empuja, deposita y sacude el material; 1 cilindro para el molde macho, es el que presiona y compacta al material para formar el bloque o adoquín.

Debido a la presión que se va a manejar, y con la finalidad de tener un movimiento de los cilindros acorde a nuestras necesidades, necesitamos válvulas reguladoras de caudal.

Para la conexión del sistema neumático, utilizaremos mangueras que son de goma u otro material como plástico, acopladores o racores que sirven para unir la manguera en los cilindros y electroválvulas

Para la simulación del sistema neumático utilizaremos la ayuda del programa computacional FluidSIM.

4.2.4.1. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE ACTÚAN SOBRE EL CIRCUITO NEUMÁTICO.

En el diseño mecánico de la máquina, las fuerzas resultantes obtenidas son las siguientes:

	FUERZA (N)	CARRERA (mm)
BARREDORA	4430.84	244
COMPRESION	3406.66	330

Tabla 3.17. Dimensionamiento y selección de los elementos neumáticos.

4.2.4.1.1. CILINDRO NEUMÁTICO DE LA BARREDORA.

En el cálculo de la fuerza requerida para empujar la barredora de la mezcla, obtuvimos que la fuerza necesaria es de:

$$F_b = 4430.84 \text{ N}$$

$$\text{carrera} = 244 \text{ mm}$$

Siguiendo de FESTO-PNEUMATIC en la página 3.1/40-1, anexo A-7 se dispone de una tabla en la que se nos da la carga máxima soportable, por lo que el cilindro debe tener las siguientes características:

$$\phi \text{ del embolo} = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Conectores} = G \frac{1}{2}$$

Considerando una velocidad media de $0.15 \frac{m}{s}$, el caudal a la salida del vástago es:

$$Q = vA$$

$$Q = 0.15x \frac{\pi(0.1)^2}{4}$$

$$Q = 1.17x 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 70.69 \frac{l}{min}$$

El caudal de entrada del vástago es:

$$Q = vA$$

$$Q = 0.15x \frac{\pi(0.1 - 0.025)^2}{4}$$

$$Q = 6.63x 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 39.76 \frac{l}{min}$$

Aproximadamente realizará 2 ciclos por minuto, por tanto la frecuencia será de:

$$f = 2/60$$

$$f = 0.05 \text{ s}^{-1}$$

Es decir trabajan el 3.33 % del tiempo mientras que el 96.67 % está parado.

Por lo tanto, el consumo del cilindro es:

$$C = 2(s * n * q)$$

q = Consumo de aire por centímetro para un cilindro de 100 mm. (Anexo A-23)

$$C = 2(45 * 4 * 0.687)$$

$$C = 247.32 \text{ l/min}$$

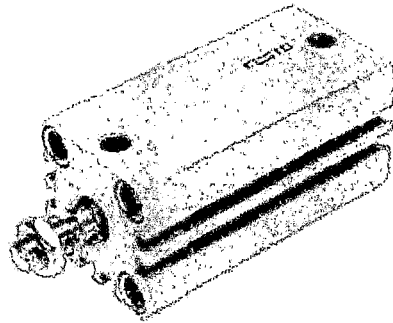


Figura 4.33. Actuador neumático barredora.

4.2.4.1.2. CILINDRO NEUMÁTICO DE COMPRESIÓN.

En el cálculo de la fuerza requerida para empujar la barredora de la mezcla, obtuvimos que la fuerza necesaria es de:

$$F_b = 3406.66 \text{ N}$$

$$\text{carrera} = 330 \text{ mm}$$

Siguiendo de FESTO-PNEUMATIC en la página 3.1/40-1, anexo A-7 se dispone de una tabla en la que se nos da la carga máxima soportable, por lo que el cilindro debe tener las siguientes características:

$$\phi \text{ del embolo} = 1000 \text{ mm}$$

$$\text{Conectores} = G \frac{1}{2}$$

Considerando una velocidad media de $0.15 \frac{m}{s}$, el caudal a la salida del vástago es:

$$Q = vA$$

$$Q = 0.15x \frac{\pi(0.1)^2}{4}$$

$$Q = 1.17x 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 70.69 \frac{l}{min}$$

El caudal de entrada del vástago es:

$$Q = vA$$

$$Q = 0.15x \frac{\pi(0.1 - 0.025)^2}{4}$$

$$Q = 6.63x 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$Q = 39.76 \frac{l}{min}$$

Aproximadamente realizará 2 ciclos por minuto, por tanto la frecuencia será de:

$$f = 2/60$$

$$f = 0.05 s^{-1}$$

Es decir trabajan el 3.33 % del tiempo mientras que el 96.67 % está parado.

Por lo tanto, el consumo del cilindro es:

$$C = 2(s * n * q)$$

q = Consumo de aire por centímetro para un cilindro de 100 mm. (Anexo A-23)

$$C = 2(45 * 4 * 0.687)$$

$$C = 247.32 l/min$$

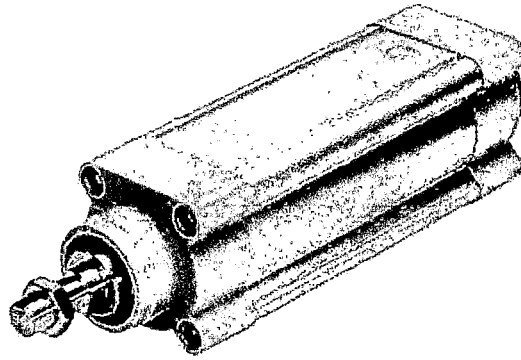


Figura 4.34. Actuador neumático compresión.

4.2.4.1.3. CILINDRO NEUMÁTICO DE DESMOLDEO

Se utilizara el retorno del cilindro de compresión, debiendo levantar una carga de 77.10 N del molde. Por lo que será necesario utilizar un cilindro de doble efecto.

4.2.4.1.4. SELECCIÓN DE RACORES

De acuerdo a las medidas de las salidas de los cilindros neumáticos, de las cuales, la menor es de 1/2 (12.7 mm), con lo cual debemos utilizar racores de salida de 8 mm máximo, obtenemos los siguientes racores (tabla 2.18).

CILINDROS	MEDIDA	CANTIDAD
BARREDORA	3/8 in a 8 mm	4
COMPRESION	3/8 in a 8 mm	4

Tabla 3.18. Selección de racores.

4.2.4.1.5. SELECCIÓN DE LA MANGUERA DE CONEXIÓN

De acuerdo a la selección de los racores el diámetro de la manguera de conexión es de:

Diámetro = 8 mm

4.2.4.1.5. SELECCIÓN DE ELECTROVÁLVULAS

Para la selección de las electroválvulas, debemos tener presente el tipo de movimiento que necesitamos que el cilindro neumático realice, por tanto la selección sería (tabla 2.19).

CILINDRO	TIPO	CANTIDAD
BARREDORA	5/2	1
COMPRESION	5/3	1

Tabla 3.19. Selección de electroválvulas.

4.2.4.2. DISEÑO DEL CIRCUITO NEUMÁTICO Y MODELADO COMPUTACIONAL.

Utilizando el software FLUIDSIM de FESTO, procedemos al diseño del sistema neumático de la máquina.

C. Cilindro de compresión.

B. Cilindro de barredora.

1. Reservorio.

2. Filtro.

3. Electrobomba.

4. Manómetro.

5. Válvula de máxima presión o alivio.

6. Electroválvula direccional 4x3

7. Electroválvula direccional 4x2

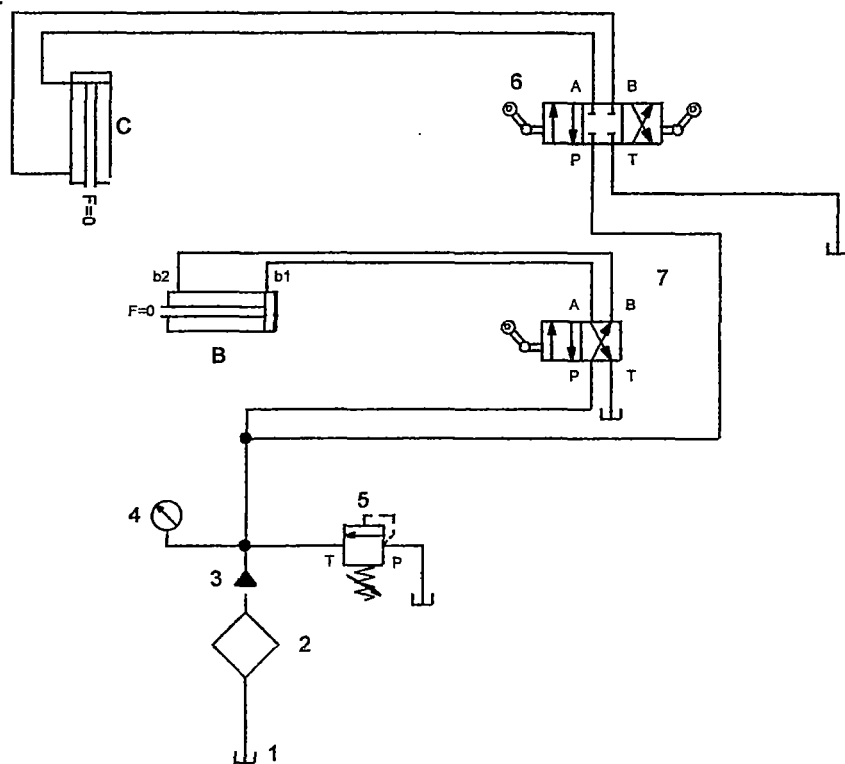


Figura 4.35. Distribución del sistema neumático.

Para cumplir un ciclo, un circuito debe realizar una sucesión de pasos o fases en un determinado orden cronológico, las fases que deben ejecutar el circuito de esta máquina se detallan a continuación, tomando en cuenta que las posiciones corresponden al cilindro contraído y extendido respectivamente.

- Cilindro B en posición b1: la barredora se encuentra cargada con material.
- Cilindro B en posición b2: la barredora se ubica sobre el molde arrastrando el material hacia ella.
- Cilindro B en posición b1: la barredora regresa a su posición original.
- Cilindro C en posición c1: el molde superior se encuentra en reposo, 300 mm por encima del molde principal.
- Cilindro C en posición c2: de esta etapa se puede desagregar más acciones
 - Cuando el molde superior baja hasta los 300 mm un sensor manda la señal al motor de vibración, iniciando la vibro-compactación.

- El molde superior baja 330 mm, compactando hasta la medida deseada del adoquín.
- a. Cilindro C en posición c1: sube el conjunto del molde superior y el molde principal.

4.2.4.2.1 SELECCIÓN DEL COMPRESOR.

$$\sum \text{caudal total} = Q_1 + Q_2$$

$$\sum \text{caudal total} = 39.76 + 39.76$$

$$\sum \text{caudal total} = 73.58 \text{ l/min}$$

Para seleccionar un compresor se hace referencia a varias situaciones que debe tomarse en cuenta como:

- Clasificación de aire comprimido de acuerdo a las aplicaciones que se le vaya a dar a dicho aire.
- Pérdidas de presión por acoples y filtros, se considera un 3%.

$$P_{pa} = 73.58 \times 0.03 = 2.21 \text{ l/min}$$

- Perdidas de presión por fugas, se considera una pérdida del 10%.

$$P_{pf} = 73.58 \times 0.1 = 7.35 \text{ l/min}$$

- Coeficiente de utilización, viene dado por la suma de los porcentajes de trabajo de los cilindros

$$\sum c = P_1 + P_2$$

$$\sum c = 3.33 + 3.33$$

$$\sum c = 6.66 \%$$

- Coeficiente de simultaneidad para construcciones varias es de 25%.

$$C_s = 73.58 \times 0.25 = 18.39 \text{ l/min}$$

- Incremento de seguridad recomendado es de 10%.

$$I_s = 73.58 \times 0.1 = 7.35 \text{ l/min}$$

Por lo tanto:

$$Q_t = 2.21 + 7.35 + 18.39 + 7.35$$

$$Q_t = 35.32 \text{ l/min}$$

Es decir que el compresor requerido debe cubrir como mínimo los 35.32 l/min, a una presión de 8 bar.

Por tal motivo necesitamos un compresor de dichas características.

Velocidad del cabezal: 1150 rpm.

- Caudal: 35.32 litros/minutos.
- Presión máxima: 10 bar.
- Cabezal: hierro fundido.
- Cilindros: Dos cilindros en V.
- Tanque: 150 litros.
- Potencia: 2,2 KW. (3 hp)

4.3. AJUSTES Y TOLERANCIAS.

La tolerancia es un concepto propio de la metrología industrial, que se aplica a la fabricación de piezas mecánicas. Dada una magnitud significativa y cuantificable propia de un producto industrial (sea alguna de sus dimensiones, resistencia, peso o cualquier otra), el margen de tolerancia es el intervalo de valores en el que debe encontrarse dicha magnitud para que se acepte como válida, lo que

determina la aceptación o el rechazo de los componentes fabricados, según sus valores queden dentro o fuera de ese intervalo.

El propósito de los intervalos de tolerancia es el de admitir un margen para las imperfecciones en la manufactura de componente, ya que se considera imposible la precisión absoluta desde el punto de vista técnico, o bien no se recomienda por motivos de eficiencia: es una buena práctica de ingeniería el especificar el mayor valor posible de tolerancia mientras el componente en cuestión mantenga su funcionalidad, dado que cuanto menor sea el margen de tolerancia, la pieza será más difícil de producir y por lo tanto más costosa.

Medidas Nominales (en mm)	CALIDADES IT																	
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
De 0 a 3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
De 3 a 6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
De 6 a 10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
De 10 a 18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
De 18 a 30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
De 30 a 50	0.6	1	0.8	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
De 50 a 80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
De 80 a 120	1	1.5	2.4	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
De 120 a 180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
De 180 a 250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
De 250 a 315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
De 315 a 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	150	230	360	570	890	1400	2300	3600
De 400 a 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Figura 4.36. Tolerancias fundamentales.

En el orden de 5 a 11 corresponde a piezas mecanizadas y ajustadas para construcción de máquinas industriales.

Las medidas nominales serán en el orden de 315 a 400 mm, por lo que seleccionamos una tolerancia de H8, que corresponde a 89 micrones.

4.4. CALCULO ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR.

Las cargas que soporta la estructura corresponden al contenedor del distribuidor y la tolva con su contenido. Para determinar si el dimensionamiento es el adecuado, se realiza una simulación por elementos finitos de carga estática mediante SolidWorks.

Las cargas a aplicarse en la estructura se consideran como uniformemente distribuidas cuyos valores se calculan como sigue:

Estructura de vibración.

Conjunto vibratorio = 43.9 Kg = 430.659 N, incluye el peso de las chumaceras.

Transmisibilidad = 74.2 N

Carga 1 = 504.86 N

Barras guía = 41.24 Kg = 404.56 N , valor por 4 barras

Carga 2 = 404.56 N

Molde superior = 32 Kg = 313.92 N

Conjunto actuador = 50 Kg = 490.5 N

Carga 3 = 804.42 N

Nombre de modelo: estructura molde 2
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla:

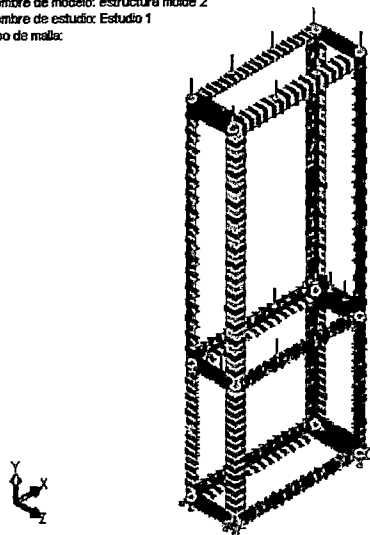


Figura 4.37. Mallado de estructura.

Una vez creada la malla, se ejecuta bajo las condiciones de Von Mises, cabe recalcar que la deformación apreciable en la figura es referencial, por lo que la estructura no sufrirá ninguna deflexión superior a 1 mm.

Nombre de modelo: estructura molde 2
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Tensión axial y de flexión Tensiones1
 Escala de deformación: 1332.67

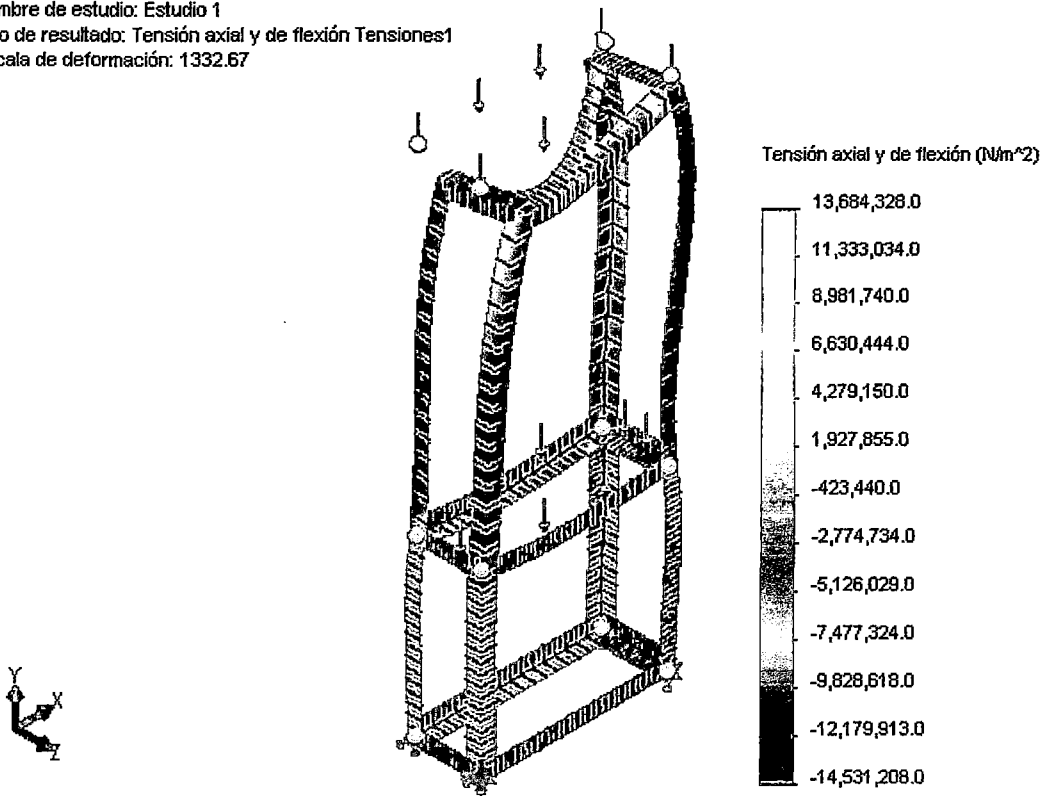


Figura 4.38. Resultado a prueba de tensiones.

Una vez realizado el análisis, el software proporciona los resultados acorde a la figura 32. En ella se muestra, en variación de colores, los diferentes esfuerzos que se producen debido a las dimensiones de las cargas aplicadas. En el recuadro ubicado a la derecha de la figura se encuentra el listado de los esfuerzos tanto de compresión como de tensión, y se puede ver que los valores oscilan entre los -14 Mpa a 13 Mpa, luego la resistencia a la fluencia del acero A-36 es un valor de 200 Mpa, que comparado con los valores que arrojan los resultados se pueden observar que no se tiene ningún problema con los esfuerzos que ejercen, por lo que la estructura seleccionada es satisfactoriamente aceptable.

CAPITULO V

ANALISIS ECONOMICO.

5.1. COSTO DE LA MAQUINA.

La adquisición de bloques y/o adoquines en el mercado resulta un tanto cara desde el punto de vista del constructor, debido a la lenta producción con la que se realizan las entregas del producto. Hoy en día la velocidad con la que se puede producir y vender una gran cantidad de bloque y/o adoquines es la mejor elección para la pequeña y mediana industria.

La máquina diseñada producirá 4 adoquines o 2 bloques por cada ciclo, donde cada ciclo tarda un tiempo total de 36 segundos.

Para la construcción de la máquina propuesta en el presente proyecto, los costos se agrupan en las siguientes categorías:

- Materiales
- Elementos mecánicos
- Sistema motriz
- Sistema neumático
- Mano de obra
- Costos de diseño

Los costos se basan en la información facilitada por proveedores de materiales y servicios ubicados en la ciudad del Cusco, y algunos de proveedores de Lima. Como se detalla en el siguiente cuadro:

5.1.1. MATERIALES

Material						
COMPONENTE	MATERIAL	PESO (g)	FS	CANTIDAD	COSTO UNITARIO Soles./Kg	COSTO TOTAL
Acople guía molde	A36	1707.29	1.3	1	15	33.292155
Barra guía	A36	10307.73	1.3	4	15	804.00294
Barredora	A36	13536.9	1.3	1	15	263.96955
Barra de desmoldeo	A36	922.52	1.3	2	15	35.97828
Caja de alimentación	A36	11809.3	1.3	1	15	230.28135
Eje excéntrica	A36	595.66	1.3	1	15	11.61537
Eje barredora	A36	43.6	1.3	4	15	3.4008
Estructura de alimentación	AISI 1045	58290.12	1.3	1	15	1136.65734
Estructura de compresión	A36	30818.91	1.3	1	15	600.968745
Excéntrica	A36	750	1.3	1	15	14.625
Mesa vibratoria	A36	17454.54	1.3	1	15	340.36353
Molde superior	A36	15299.68	1.3	1	15	298.34376
Molde	AISI 10 45	8991.35	1.3	1	15	175.331325
Porta actuador 1	A36	327.372	1.3	1	15	6.383754
Porta actuador 2	A36	565.125	1.3	1	15	11.0199375
Porta macho	A36	16690.31	1.3	1	15	325.461045
Tolva	AISI 1045	126783.33	1.3	1	15	2472.27494
		314893.737				6763.96982

Tabla 4.1 costo de materiales

5.1.2. ELEMENTOS MECANICOS

ELEMENTOS MECANICOS			
COMPONENTE	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Rodamiento bolas 6210 2Z	4	12.75	51
Rodamiento bolas 6002 2Z	2	51.57	103.14
Tuerca paso normal, grado 8.8, 8x1.25	20	1.5	30
Arandela acero 1" de presión 30	30	0.75	22.5
Pernos de acero UNF G8 1"x12"	30	7.65	229.5
Perno de acero M12x15	40	6.9	276
Tuerca paso normal, M12x15	40	0.9	36
Arandela acero D 12x3	40	0.75	30
Perno de acero M16x1.6	4	7.5	30
Tuerca paso normal M16x1.6	4	1.05	4.2
Arandela de acero D 16x3	4	0.75	3
Resorte	4	69	276
Acople flexible	1	125	125
Grasero Recto SAE 3/8	8	12	96
Grasero de 45 ° 3/8	12	10	120
Seguro exterior E26	4	0.6	2.4
Aceite transmisión Texaco	1	180	180
Dióxido de carbono AGA	20	9.8	196
Alambre de aporte Mig 0.9 mm	3	108	324
Oxigeno industrial OXISHOT	2	95	190
Tinher	5	17	85
		Total	2409.74

Tabla 4.2 costo de elementos mecánicos.

5.1.3. SISTEMA MOTRIZ.

SISTEMA MOTRIZ			
COMPONENTE	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Motor eléctrico 1 Hp con variador de frecuencia.	1	1000	1000
			1000

Tabla 4.3 costo de sistema motriz.

5.1.4. SISTEMA NEUMATICO

SISTEMA NEUMATICO			
COMPONENTE	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Cilindro D 100 m, carrera 244 mm	1	S/. 684.00	S/. 684.00
Cilindro D 100 m, carrera 230mm	1	S/. 684.00	S/. 684.00
Electroválvula 5/2. 1/4, 220 VAC	2	S/. 330.75	S/. 661.50
Válvula 5/2, 1/4	1	S/. 49.50	S/. 49.50
Válvula 5/3, 1/4	1	S/. 69.90	S/. 69.90
Regulador	2	S/. 49.80	S/. 99.60
Anti retorno	2	S/. 20.10	S/. 40.20
Unión macho hembra	4	S/. 10.05	S/. 40.20
Tee unión macho central	2	S/. 51.75	S/. 103.50
codo 1/4	8	S/. 28.80	S/. 230.40
Manguera	1	S/. 150.00	S/. 150.00
Unidad de mantenimiento	1	S/. 660.00	S/. 660.00
compresor de 3 Hp	1	S/. 4,935.00	S/. 4,935.00
Tablero eléctrico	1	S/. 5,000.00	S/. 5,000.00
			S/. 13,407.80

Tabla 4.4 costo de sistema neumático.

5.1.5. COSTOS DE MANO DE OBRA

COSTOS DE MANO DE OBRA				
PIEZAS	TRABAJO A REALIZAR	CANTIDAD (horas)	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Eje masa excéntrica	Tornear eje de 1" 1 hora de trabajo	1	S/. 40.00	S/. 40.00
Eje de la barredora	Tornear eje de 30 mm cuatro horas de trabajo	4	S/. 30.00	S/. 120.00
Barra guía de compresión	Torneado exterior, cuatro horas de trabajo	4	S/. 120.00	S/. 480.00
Cortar planchas de 3 mm	Cortar plancha de 3 mm cinco horas de trabajo	5	S/. 45.00	S/. 225.00
Cortar planchas de 6 mm	Cortar plancha de 5 mm dos horas de trabajo	2	S/. 60.00	S/. 120.00
Perforar placas	perforar placas múltiples cinco horas	5	S/. 30.00	S/. 150.00
Perforar perfiles	perforar placas múltiples, ocho horas	8	S/. 30.00	S/. 240.00
Doblar platinas	Doblar platinas de 10 mm, cinco horas de trabajo	5	S/. 30.00	S/. 150.00
Porta molde y molde superior	Fresar Platinas de 10 mm, ocho horas de trabajo	8	S/. 105.00	S/. 840.00
Estructura de alimentación	Soldar estructura de perfiles, ocho horas de trabajo	8	S/. 105.00	S/. 840.00
Estructura de vibro compactación	Soldar estructura de perfiles, seis horas de trabajo	6	S/. 105.00	S/. 630.00
Lengüeta y chavetas	Maquinado, cuatro horas de trabajo	4	S/. 60.00	S/. 240.00
Masa excéntrica	Maquinado, tres horas de trabajo	3	S/. 105.00	S/. 315.00
Cromado de barra guía	procesado de cromado, tres horas	3	S/. 900.00	S/. 2,700.00
Total				S/. 7,090.00

Tabla 4.5 costo de mano de obra.

5.1.6. COSTOS DE TRANSPORTE.

TRANSPORTE			
COMPONENTE	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Material de taller	1	S/. 300.00	S/. 300.00
Maquinaria a planta	1	S/. 500.00	S/. 500.00
Otros	1	S/. 200.00	S/. 200.00
			S/. 1,000.00

Tabla 4.6 costo de transporte.

5.1.7. COSTOS DE DISEÑO

COSTOS DE DISEÑO	
MATERIAL	COSTO
Implementos de oficina	S/. 450.00
Impresiones y ploteos	S/. 150.00
Honorarios	S/. 10,000.00
S/. 10,600.00	

Tabla 4.7 costo de diseño.

5.1.8. COSTOS VARIOS

COSTOS VARIOS			
MATERIAL	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Galón de pintura base anticorrosiva verde	2	S/. 35.10	S/. 70.20
1Kilo de electrodo marca INDURA	15	S/. 20.00	S/. 300.00
Imprevistos		S/. 3,000.00	S/. 3,000.00
Total			S/. 3,370.20

Tabla 4.8 costo varios

5.1.9. COSTO TOTAL DE LA MAQUINA

COSTOS TOTAL DEL PROYECTO	
RUBROS	COSTO
MATERIAL	S/. 6,763.97
ELEMENTOS MECANICOS	S/. 2,409.74
SISTEMA MOTRIZ	S/. 1,000.00
SISTEMA NEUMATICO	S/. 13,407.80
MANO DE OBRA	S/. 7,090.00
COSTOS DE TRANSPORTE	S/. 1,000.00
COSTOS DE DISEÑO	S/. 10,600.00
COSTOS VARIOS	S/. 3,370.20
	S/. 45,641.71

Tabla 4.9 costo total de la máquina.

El costo total de producción de la maquina será cuarenta y cinco mil seiscientos cuarenta y uno con 71/100 nuevos soles.

5.2. COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.

De acuerdo al diseño realizado para la máquina de construcción de prefabricados de hormigón podemos hallar un valor aproximado en cuanto se refiere a costos por operación y mantenimiento, cabe indicar, que un verdadero análisis solo se podrá obtener mediante datos estadísticos tomados en un rango de tiempo considerable de funcionamiento en la planta. Considérese un período de trabajo de la máquina de 8 horas al día. También considérese como días laborables en un mes solo 22 días. Los datos de consumos eléctricos se toman de los respectivos catálogos y se obtiene:

CONSUMO ELECTRICO.				
DETALLE	WATTS	HORAS DE TRABAJO	η MOTOR	Kw.HR AL MES
Motor Trifásico mezcladora	7460	176	0.81	1664.39
Motor de vibración	746.27	47	0.8	43.84
Compresora	2200	176	0.8	484
			TOTAL	2192.23

Tabla 4.10 consumo eléctrico mensual.

En nuestro país se tiene un costo promedio de energía eléctrica para zonas industriales de 0.45 nuevos soles por kW.h; por tanto, el valor mensual a pagar por operación de la máquina será de 986,50 nuevos soles. Otros datos a considerar serán el pago por operario, consumo de cemento, arena y por materiales propios de mantenimiento como grasa y waipe. Los valores se detallan en la siguiente tabla:

DETALLE	VALOR S/.
Consumo eléctrico	S/. 986.50
Operarios	S/. 4500
Consumo de cemento	S/. 8066.66
Consumo de agregado	S/. 4400
Consumo de arena	S/. 1925
Consumo de agua	S/. 60
Grasa	S/. 45
Materiales para limpieza	S/. 30
Total	S/. 20,013.16

Tabla 4.11 costo de operación y mantenimiento.

El costo mensual por operación y mantenimiento será de S/. 20,013 con 16/100 nuevos soles por cada mes.

Entonces, si 70,400 bloques serán producidos en un mes es, el costo de producción de un Adoquín de concreto será:

$$X = \frac{20013.16}{70400}$$

$$X = 0.284 \text{ soles/bloque}$$

5.3. INVERSIÓN DEL PROYECTO.

Adicional al costo de la maquina se deberá invertir en máquinas y herramientas y equipos complementarios como se muestra en el siguiente cuadro:

Equipos complementarios	Cantidad	costo unitario	costo total
Mezcladora de concreto 0.25 m3	1	S/. 5,000.00	S/. 5,000.00
Porta molde de madera	600	S/. 2.00	S/. 1,200.00
Carretas	3	S/. 200.00	S/. 600.00
herramientas		S/. 1,000.00	S/. 1,000.00
			S/. 7,800.00

Tabla 4.12 costo total del proyecto.

Finalmente la inversión total aproximada del proyecto será, S/. 53,441.71 son cincuenta y tres mil cuatrocientos cuarenta y uno con 71/100 nuevos soles.

5.4. PRESUPUESTO DE INGRESOS.

En la siguiente tabla, se muestra la cantidad de unidades a producir en un año en 5 horas de diarias y 22 días por mes, se asume que se vende todo lo producido, con un valor de venta por unidad de S/. 0.80.

Producto	unidad	Valor de venta unitario	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
Adoquín	528,800.00	S/. 0.75	S/. 396,600.00	S/. 412,464.00	S/. 428,962.56	S/. 446,121.62	S/. 463,965.90

Tabla 4.13 proyección de ingresos anuales.

5.5. FLUJO DE CAJA.

La proyección del flujo de caja se obtiene a partir del Estado de Ganancias y Pérdidas y constituye una de las herramientas más importantes para la evaluación del proyecto.

En la siguiente tabla se muestra el flujo de caja económico.

Descripción	año 0	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5
ingresos						
Ventas	0	S/. 396,600.00	S/. 412,464.00	S/. 428,962.56	S/. 446,121.06	S/. 463,965.90
Total ingresos	0	S/. 396,600.00	S/. 412,464.00	S/. 428,962.56	S/. 446,121.06	S/. 463,965.90
Egresos						
Inversión	S/. 53,441.71					
costo de producción		S/. 240,157.92	S/. 249,764.24	S/. 259,754.81	S/. 270,145.00	S/. 280,950.80
Servicios auxiliares		S/. 36,000.00	S/. 36,000.00	S/. 36,000.00	S/. 36,000.00	S/. 36,000.00
Repuestos		S/. 10,000.00	S/. 10,400.00	S/. 10,816.00	S/. 11,248.64	S/. 11,698.59
Otros		S/. 10,000.00	S/. 10,400.00	S/. 10,816.00	S/. 11,248.64	S/. 11,698.59
IGV		S/. 71,388.00	S/. 74,243.52	S/. 77,213.26	S/. 80,301.79	S/. 83,513.86
Impuesto a la renta		S/. 7,932.00	S/. 8,249.28	S/. 8,579.25	S/. 8,922.42	S/. 9,279.32
Total egresos	S/. 53,441.71	S/. 375,477.92	S/. 389,057.04	S/. 403,179.32	S/. 417,866.49	S/. 433,141.15
Flujo financiero	S/. 53,441.71	S/. 21,122.08	S/. 23,406.96	S/. 25,783.24	S/. 28,254.57	S/. 30,824.75

Tabla 4.14 Flujo de caja.

5.6. CALCULO DEL TIR Y VAN.

VAN es el rendimiento actualizado de los flujos positivos y negativos originados por la inversión. Es decir por todos los rendimientos que esperamos obtener de la misma.

TIR es la tasa de retorno o tipo de rendimiento interno de una inversión; es decir, es aquel tipo de actualización que hace igual a cero el valor del capital.

El VAN nos informa del beneficio absoluto que se va a obtener del proyecto de inversión. Así, entre varias opciones escogeremos aquella cuyo VAN sea más alto, porque será la que nos proporcionará un beneficio más elevado. En cambio, el T.I.R. nos informa de la rentabilidad de la inversión, por lo tanto, es un indicador relativo al capital invertido. Al escoger, lo haremos de aquella opción que nos producirá mayor beneficio por nuevo sol invertido.

		importe		AÑOS				
Inversión	53,442	inversión	1	2	3	4	5	
Flujo de caja (neto anual)	S/. - 53,442	S/. 21,122	S/. 23,407	S/. 25,783	S/. 28,255	S/. 30,825		
Tasa de descuento	15.00%							
V.A.N a cinco años	31,057.23	Valor positivo, inversión factible						
T.I.R a cinco años	35.88%	Valor superior a la tasa, inversión factible						

Tabla 4.15 cálculo de TIR Y VAN.

CONCLUSIONES

- La máquina vibro compactadora consta de una tolva de 0.26 m³ con una autonomía de 30 min, un sistema de vibración con una excéntrica 0.750 Kg y una excentricidad de 60 mm, un sistema de compactación y levantamiento neumático con 02 actuadores de dos etapas.
- El sistema de vibración opera a 3000 rpm, 1mm de amplitud, una frecuencia natural de 40.32 rad/seg, y una relación de frecuencias de 7.8.
- La transmisibilidad a la base producida por la fuerza desbalanceada rotatoria arroja un valor de 74.72 N, por lo que no será necesario diseñar una fundación para la máquina.
- La vibración proporciona una fuerza de 4441.43 N, y la compresión 3406.66 N con lo que se logra una fuerza total de 7848 N, con lo que se logra compresión satisfactoria de 1 Kg/cm² sobre el adoquín.
- La máquina posee mejoras en cuanto al diseño de otras existentes en el mercado, el sistema de levantamiento utiliza el retorno del sistema de compactación por lo que solo será necesario 01 actuador neumático para los dos procesos.
- Un análisis precio aherrojó que la transmisión por fajas requiere 03 Hp, en el presente proyecto el uso del acople anti vibratorio entre el eje de la excéntrica y el motor de vibración requiere de 01 Hp de potencia, por lo que esta segunda proporciona una mejor transmisión de potencia.
- El costo total de fabricación de la maquina será aproximadamente 45,641.71 nuevos soles.

RECOMENDACIONES

- El modelo desarrollado para las vibraciones es exclusivamente para el caso de cuatro adoquines o dos bloques huecos, por lo que se recomienda recurrir a la bibliografía citada para analizar otro tipo de casos.
- Para futuras mejoras de la maquina se recomienda acoplar procesos de mezclado y distribución del producto final, e incluso la automatización de la misma.
- Incrementar los tiempos de vibración, lejos de aumentar la resistencia del concreto, produce un efecto negativo degradando la calidad del material. El sistema se ha diseñado para ejecutar la vibración en 6 segundos, sin embargo el tiempo óptimo de vibración debe determinarse de manera experimental para cada mezcla particular de concreto.
- Se recomienda revisar ajustes y tolerancias y recalcular estos valores para la fabricación de la máquina, ya que el indicado en el presente proyecto podría diferir al necesario al momento de la fabricación y montaje.

BIBIOGRAFIA

ARRIETA J. PEÑA HERRERA E.; Fabricacion de bloques con una mesa vibratoria; Universidad Nacional d Ingenieria; Enero 2001; Lima, Peru.

DESIGN AND TESTING OF UNBALANCED MASS MECHANICAL VIBRATION EXCITER; Volume: 03 Issue: 08 | Aug-2014

FAG; Catalogo de Rodamientos WL 41520/3 SB.

FAIRES, V.; Diseño de elementos de maquina; Editorial Montaner y Simón S.A.; tercera edición; Barcelona, España.

Normas INEN GPE 044 y GPE 045. Pavimento de adoquines de hormigón hidráulico.

Norma INEN GPE 044.

PAYA PEINADO M.; Hormigón vibrado y hormigones especiales; Ediciones CEAC; 11 ediciones; 1977; Barcelona, España.

RAO, SINGIRESU S., "VIBRACIONES MECANICAS", 5º Edición, PEARSON EDUCACIÓN, México, 2012.

RAO V. D., "SOLVING VIBRATION ANALYSIS PROBLEMS USING MATLAB", 5ºEdición, PEARSON EDUCACIÓN, México, 2012.

SHYGLEY EDWARD; Diseño en ingeniería Mecánica; Editorial Mc. Graw Hill; Tercera edición; México, 1985.

STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS; Editorial McGRAW-HILL Madrid, España, decima edicion.

UNE-ENV 1991-4 EUROCÓDIGO 1; BASES DE PROYECTOS Y ACCIONES EN ESTRUCTURAS, Parte 4: Acciones en silos y depósitos.

PAGINAS WEB

http://www.bigmat.es/pdfs/03_adoquin.pdf

http://www.bloky.com.ar/pdfs/pavimento_intertrabado.pdf

<http://www.hcanon.com/catalogo/adoquines.pdf>

http://www.construmatica.com/construpedia/Adoqu%C3%ADn_Prefabricado

<http://www.esmma.com/bloquera.htm>

<http://www.quadra.com>

<http://www.uv.es/asepuma/XIV/comunica/117.pdf>

ANEXOS

A-1 DISEÑO DE CONTRUCCIONES SOLDADAS PUCP.

A-2 EUROCÓDIGO 1, PARTE 4: ACCIONES EN SILOS Y DEPÓSITOS.

A-3 COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE MATERIALES

A-4 ACOPLÉ FLEXIBLE CATALOGO HOHNER

A-5 NORMA DIN 18152, RESISTENCIA DE CONCRETOS PREFABRICADOS.

A-6 DESARROLLO DE LA ECUACION GENERAL DE LA SOLUCION TOTAL DEL SISTEMA.

A-7 ECUACION DIFERENCIAL DE LA POTENCIA MEDIA.

A-8 ACTUADORES NEUMATICOS

A-1 DISEÑO DE CONTRUCCIONES SOLDADAS PUCP.

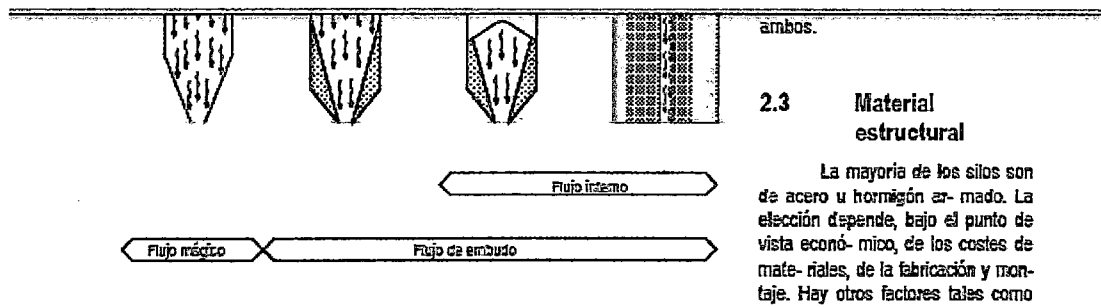


Figura 2 Patrones de flujo
el material fluye por un canal central y, por tanto, el último que entra el primero que sale.

El tipo de flujo depende de la inclinación de las paredes de la tolva y del coeficiente de rozamiento de material contra las paredes. El flujo de masa ocurre cuando las paredes de la tolva son altas e individuales mientras que el embudo aparece en silos compactos con paredes de tolva poco inclinadas. El Eurocódigo [1] presenta un método gráfico (mostrado en la figura 3) para determinar el patrón de flujo en

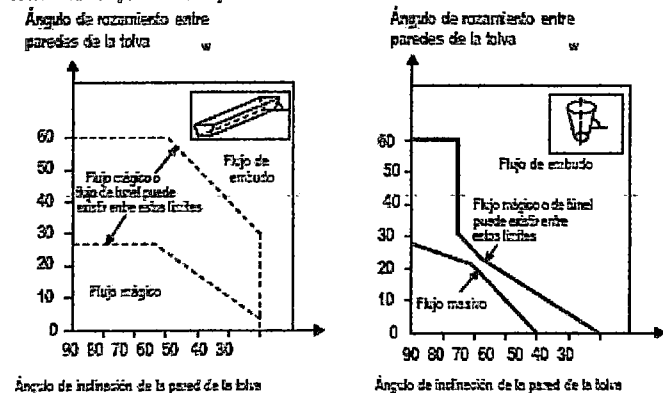


Figura 3 Método gráfico para la determinación del patrón de flujo

ambos.

2.3 Material estructural

La mayoría de los silos son de acero u hormigón armado. La elección depende, bajo el punto de vista económico, de los costes de materiales, de la fabricación y montaje. Hay otros factores tales como el espacio disponible.

Las ventajas principales de los silos de acero frente a los de hormigón son:

- los silos y tolvas de acero pequeños y medianos pueden ser prefabricados con un tiempo de montaje considerablemente inferior;
- si su estructura es atornillada son relativamente fáciles de desmontar y trasladar a otro lugar.

Los inconvenientes principales de los silos y tolvas de acero son la necesidad de mantenimiento contra la corrosión y desgaste, que harán preci-

so, en este caso, el forrado de las paredes y posibilidad de crear agua de condensación que puede dañar los productos almacenados sensibles a la humedad tales como granos, etc.

La elección de material estructural depende también de su

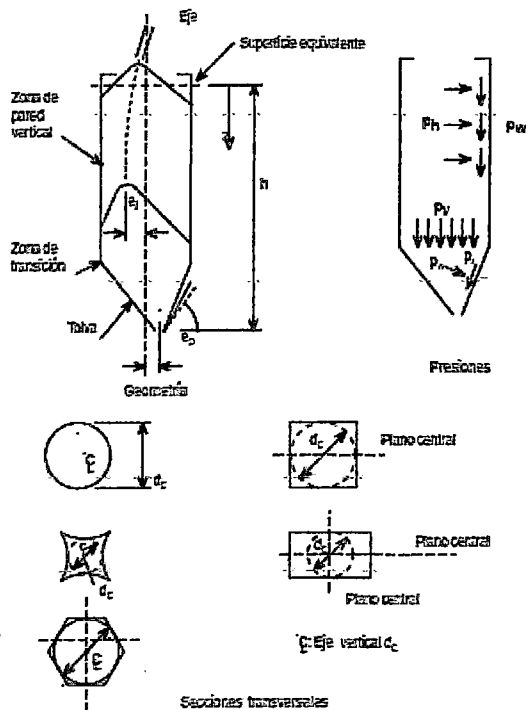


Figura 5 Formas de silos mostrando las anotaciones de dimensiones y presiones

Las cargas horizontales (p_{H0}) y de rozamiento en la pared (p_{w0}) iniciales son uniformes a cualquier profundidad del silo. Se multiplican por un coeficiente constante para compensar las desviaciones de la presión durante la descarga. Se añade a la carga simétrica una carga puntual para simular el efecto de una carga no-simétrica. Debido a la complejidad del análisis estructural de láminas que incorporan carga puntual, el Eurocódigo [1] permite la utilización de una distribución de presión simétrica para el cálculo de

que los diseñados para presiones puntuales y una presión simétrica inferior.

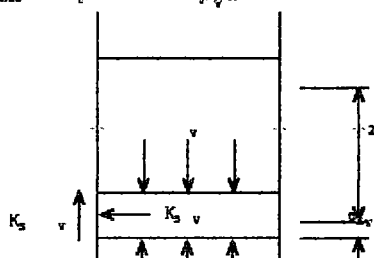
Las cargas debidas a la tolva consisten en una distribución lineal de presiones y una carga instantánea. Esta carga instantánea únicamente se aplica en la transición en el caso de flujo de masa.

3.2.1 Presión horizontal y presión de fricción de la pared

La presión horizontal a cualquier profundidad del silo se calcula mediante la clásica teoría de Janssen. Janssen consideró el equilibrio vertical de una porción horizontal a través del material almacenado en un contenedor (figura 6) y obtuvo la siguiente relación:

$$A(dv + d\sigma_v) + U \left[K_s \sigma_v dz = \rho A dz + A \sigma_v \right] \quad (1)$$

Con la reorganización y solución de la ecuación diferencial de primer orden se obtiene la ecuación de Janssen para la presión vertical p_v a



ensayos en tolvas piramidales. Los ensayos mostraron que es aceptable suponer una distribución variable linealmente desde el valor correspondiente en el silo en la línea de transición con la tolva, al existente en la salida. La presión normal a la pared de la tolva p_n es igual a:

$$P_n = P_{n3} + P_{n2} + (P_{n1} - P_{n2}) \frac{x}{l_h} \quad (9)$$

donde

x es una longitud entre 0, y l_h (figura 8) y:

$$P_{n1} = P_{v0} (C_b \cos^2 \alpha + 1,5 \operatorname{sen}^2 \alpha) \quad (10)$$

$$P_{n2} = C_b P_{v0} \cos^2 \alpha \quad (11)$$

$$P_{n3} = 3,0 \frac{A \gamma K_s}{U \sqrt{H}} \quad (12)$$

donde

C_b es constante e igual a 1,2

P_{v0} es la presión vertical que actúa en la transición, calculada según la ecuación de Janssen.

el valor de la presión de fricción en la pared p_t viene dado por:

$$P_t = P_n \mu \quad (13)$$

Carga instantánea

Al comienzo de la descarga se han medido presiones elevadas en las tolvas para el caso de flujo másico debido al cambio en el estado de tensión del material almacenado. A este cambio se le suele llamar apertura y origina una carga instantánea en la transición. Tiene lugar cuando

carga instantánea:

$$P_s = 2 P_{TD} \quad (14)$$

donde

P_{TD} es la presión horizontal la base del silo (véase figura 8)

P_s se toma como normal a las paredes de la tolva a una distancia igual a $0,2 d_c$ y hacia abajo.

El concepto de carga instantánea únicamente se aplica a silos de flujo másico. En las tolvas de flujo en embudo esta carga será parcial o totalmente absorbida por la capa de material estacionario, por lo que no es tan importante como en las tolvas de flujo másico. La transición entre silo y tolva está solicitada a compresión debido a las cargas de la tolva. La carga instantánea actúa en dirección contraria a la anteriormente indicada, por lo que aumentaría la carga que puede soportar la tolva durante la descarga (esta carga instantánea puede no actuar, por lo tanto, no debe utilizarse en el proyecto).

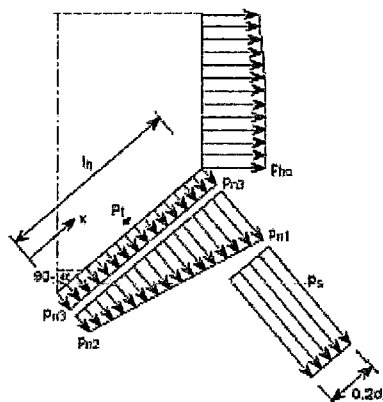


Figura 8 Cargas en la tolva

A-2 EUROCÓDIGO 1, PARTE 4: ACCIONES EN SILOS Y DEPÓSITOS.

EUROCÓDIGOS

NORMA EUROPEA
EXPERIMENTAL

UNE-ENV 1991-4
Marzo 1998



EUROCÓDIGO 1 BASES DE PROYECTO Y ACCIONES EN ESTRUCTURAS

PARTE 4: ACCIONES EN
SILOS Y DEPÓSITOS

AENOR

Asociación Española de
Normalización y Certificación

1

Parte 4

- silos esbeltos;
 - silos cortos;
 - silos de homogeneización y silos de alta velocidad de llenado.
- (5) En el cálculo de las presiones se puede despreciar cualquier ayuda a las paredes del silo debida a la rigidez del material granulado. Esto significa que la interacción entre la deformación de la pared y la carga del material almacenado se considera despreciable.

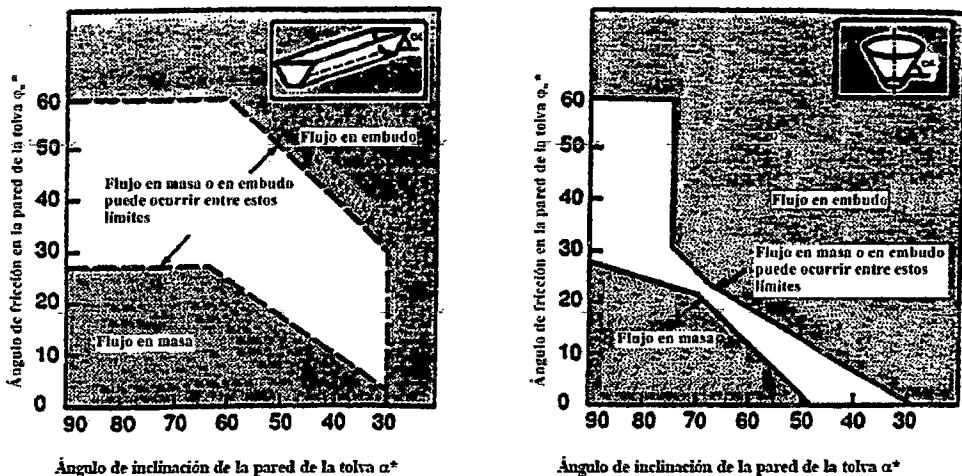


Fig. 5.1 – Límite entre el flujo en masa y en embudo en tolvas cónicas y en forma de cuña

$$P_t = P_n \mu \tag{5.19}$$

donde

P_n se calcula por medio de la expresión (5.15).

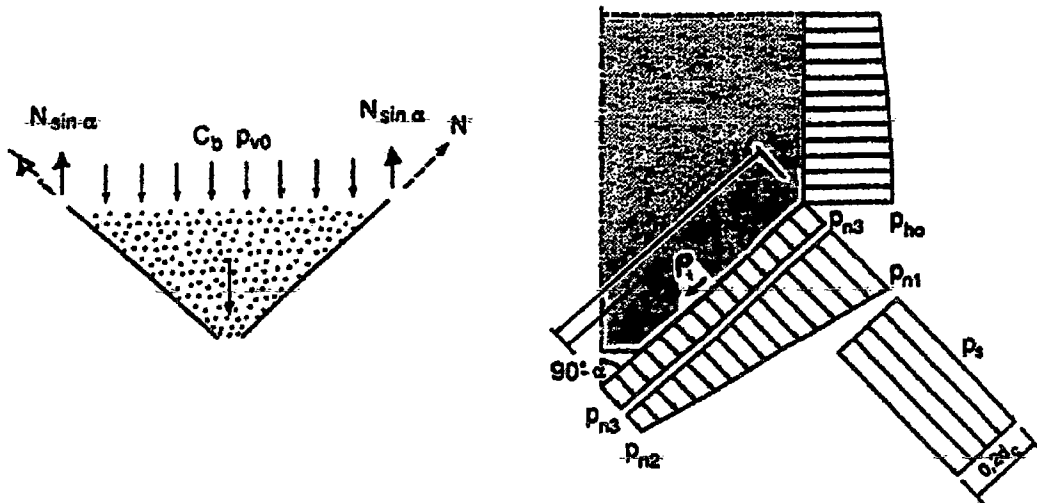


Fig. 5.3 – Cargas en la tolva y fuerzas de tracción en la parte superior de la tolva

7 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

7.1 Propiedades de los materiales granulares

- (1) Las propiedades de los materiales granulares se determinarán bien empleando la aproximación simplificada presentada en el apartado 7.2, o por medio de ensayos, como se indica en el apartado 7.3. En la tabla 7.1 se da el máximo coeficiente de mayoración de la presión, C_0 , o bien puede determinarse mediante lo expuesto en el apartado 7.4.

7.2 Aproximación simplificada

- (1) En la tabla 7.1 se definen las propiedades de los materiales. Los valores dados para γ son los valores límite superiores, mientras que los dados para μ_m y $K_{s,m}$ son valores medios.
- (2) Para tener en cuenta la variabilidad inherente de las propiedades de los materiales granulares, y para obtener valores que representen las propiedades extremas de los materiales, se deben aplicar los factores de conversión 0,9 y 1,15 a los valores de μ_m y $K_{s,m}$. De este modo, para calcular las presiones máximas se emplearán las siguientes combinaciones:

$$\text{Máx. } p_h \text{ para } K_s = 1,15 K_{s,m} \text{ y } \mu = 0,9 \mu_m \quad (7.1)$$

$$\text{Máx. } p_v \text{ para } K_s = 0,9 K_{s,m} \text{ y } \mu = 0,9 \mu_m \quad (7.2)$$

$$\text{Máx. } p_w \text{ para } K_s = 1,15 K_{s,m} \text{ y } \mu = 1,15 \mu_m \quad (7.3)$$

NOTA - Para estructuras en membrana, las cargas mínimas (de soporte) pueden ser las cargas desfavorables.

Tabla 7.1
Propiedades de los materiales granulados

Material granular	Densidad ³⁾ γ [kN/m ³]	Relación de presiones ($K_{s,m}$)	Coeficiente de rozamiento de la pared μ_m		Máximo coeficiente de mayoración de la presión C_0
			Acero ⁴⁾	Hormigón	
cebada ¹⁾	8,5	0,55	0,35	0,45	1,35
cemento	16,0	0,50	0,40	0,50	1,40
clinker de cemento	18,0	0,45	0,45	0,55	1,40
arena seca ²⁾	16,0	0,45	0,40	0,50	1,40
harina ¹⁾	7,0	0,40	0,30	0,40	1,45
ceniza volante ²⁾	14,0	0,45	0,45	0,55	1,45
maíz ¹⁾	8,5	0,50	0,30	0,40	1,40
azúcar ¹⁾	9,5	0,50	0,45	0,55	1,40
trigo ¹⁾	9,0	0,55	0,30	0,40	1,30
carbón ^{1), 2)}	10,0	0,50	0,45	0,55	1,45

1) Este material puede provocar explosiones de polvo.

2) Se debe tener cuidado por la posible variación en las propiedades del material.

3) Las densidades se dan para el cálculo de presiones, y no deben emplearse para el cálculo de volúmenes. Las densidades dadas en el capítulo 2 "Densidades de materiales de construcción y de materiales almacenados" de la ENV 1991-2-1 se pueden emplear para el cálculo de volúmenes.

4) No aplicable en paredes corrugadas.

A-3 COEFICIENTES DE FRICCION DE MATERIALES

COEFFICIENT OF FRICTION

- ☒ The following friction coefficients shall be considered in calculating the sliding friction forces :

Concrete to Soil / Rock	0.30
Concrete to Steel	0.45
Steel to Steel	0.30
Steel to Teflon Plate	0.10
Brick Masonry on moist clay	0.33
Brick Masonry on dry clay	0.50
Brick Masonry on sand	0.40
Brick Masonry on gravel	0.60
Brick Masonry to Brick	0.70
Brick Masonry on rock	0.75
Granite on Granite	0.60
Limestone on Limestone	0.75
Cement Blocks on Cement Blocks	0.65
Cement concrete on dry clay	0.40
Cement concrete on wet clay	0.20
Cement concrete on wet sand	0.40
Cement concrete on dry sand	0.50 - 0.60
Cement concrete on dry gravel	0.50 - 0.60
Cement concrete on dry rock	0.60 - 0.70
Cement concrete on wet rock	0.50
Brick on Brick	0.65
Wood on Wood	0.48

Note: Friction is more on dry surfaces of the same material compared to wet surface.

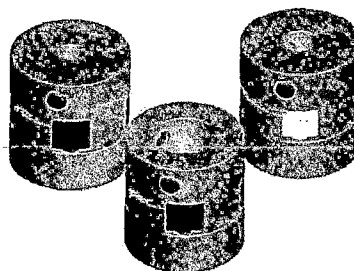
A-4 ACOPLER FLEXIBLE CATALOGO HOHNER

ACOPLAMIENTOS

CROSS-FLEX

ACOPLAMIENTO DE CRUCETA

- No produce errores cinemáticos en la transmisión
- Disco recambiable
- Elevado par de transmisión
- Admite pocas desalineaciones



Los acoplamientos CROSS-FLEX se basan en la utilización de un disco central.

Se recomiendan para aplicaciones con altos pares de transmisión y con pocas desalineaciones.

Con la utilización de los acoplamientos CROSS-FLEX las desalineaciones

angulares pueden producir pequeños errores.

Las desalineaciones radiales no producen errores cinemáticos apreciables en la transmisión.

El desgaste es mínimo.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Modelo	Par max.	Par apriete	Velocidad máxima	Desalineamientos máximos admisibles			Dureza	Max.torsión a par max.	Masa	Inercia
	Ncm	Ncm	r.p.m.	Angular grad.	Axial mm	Radial mm	dureza shore	grados	gr	gcm ²
CFP 80	800	300	19.000	±1,3	±1	±0,22	80 (azul)	10	34	30
CFP 92	1500	300	19.000	±1,3	±1	±0,22	92 (blanco)	10	34	30
CFP 98	2500	300	19.000	±1,3	±1	±0,22	98 (rojo)	10	34	30

A-4.1 CONSTANTES PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD.

Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de pistón			
	4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	① Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrífugas •Ventilador centrífugo ...
1,2	1,4	1,7	② Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	③ Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (debastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	④ Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	⑤ Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	⑥ Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mampostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Tabla 2 Coeficiente K1 para máquina motriz y receptora.

Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
Ver cuadro K ₁					
①	1	1,2	1,3	1,5	1,6
② ③	1	1,1	1,2	1,3	1,4
④ ⑤ ⑥	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Tabla 3 Coeficiente K2 para frecuencia de arranque

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coefficiente K_3	0,9	1	1,1	1,2

Tabla 4 Coeficiente K_3 para N° de horas de funcionamiento diario

A-5 NORMA DIN 18152, RESISTENCIA DE CONCRETOS PREFABRICADOS.

Línea	Material	Density ρ kg/m ³	Design thermal conductivity λ W/(m·K)		
4.5.3	Solid blocks (Vbl, S-W) according to DIN V 18152	450	0.14	0.16	0.18
		500	0.15	0.17	0.20
		550	0.16	0.18	0.21
		600	0.17	0.19	0.22
		650	0.18	0.20	0.23
		700	0.19	0.21	0.25
		800	0.21	0.23	0.27
		900	0.25	0.26	0.30
		1,000	0.28	0.29	0.32
4.5.4	Solid blocks (Vbl and Vbl-S) according to DIN V 18152, made of lightweight concrete with lightweight aggregates other than natural pumice or expanded clay	450	0.22	0.23	0.28
		500	0.23	0.24	0.29
		600	0.25	0.26	0.31
		700	0.27	0.28	0.33
		800	0.29	0.30	0.36
		900	0.32	0.32	0.39
		1,000	0.34	0.35	0.42
		500	0.22	0.23	0.32
		600	0.24	0.26	0.34
		650	0.25	0.27	0.35
4.5.5	Solid blocks (V) according to DIN V 18152	800	0.30	0.32	0.40
		1,000	0.36	0.38	0.46
		1,200	-	-	0.54
		1,600	-	-	0.74
		1,800	-	-	0.87
		2,000	-	-	0.99

**A-6 DESARROLLO DE LA ECUACION GENERAL DE LA SOLUCION TOTAL
DEL SISTEMA.**

> restart:

$$\begin{aligned}
 > \text{Eq1} := x(t) = A \cdot e^{-\xi \cdot \omega \cdot t} \cdot \sin\left(\left(\sqrt{1 - \xi^2} \cdot \omega \cdot t + \varphi_1\right)\right) + \frac{m \cdot \epsilon \cdot \Omega^2}{k \cdot \left(\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}\right)^2}\right)} \cdot \sin((\Omega t - \phi)) \\
 \text{Eq1} := x(t) = A e^{-\xi \omega t} \sin\left(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1\right) + \frac{m \epsilon \Omega^2 \sin(\Omega t - \phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 > \text{EqC} := A = & \left(\left(\text{des}_0 - \frac{m \cdot \epsilon \cdot \Omega^2}{k \cdot \left(\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}\right)^2}\right)} \cdot \cos(\phi) \right)^2 + \frac{1}{\left(\omega \cdot \left(\sqrt{1 - \xi^2}\right)\right)^2} \left(\xi \cdot \omega \cdot \text{des}_0 + \text{vel}_0 - \xi \cdot \omega \right. \right. \\
 & \left. \left. \cdot \left(\frac{m \cdot \epsilon \cdot \Omega^2}{k \cdot \left(\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}\right)^2}\right)} \cdot \cos(\phi) - \Omega \cdot \left(\frac{m \cdot \epsilon \cdot \Omega^2}{k \cdot \left(\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}\right)^2}\right)} \cdot \sin(\phi) \right) \right)^2 \right)^{0.5} \\
 \text{EqC} := A = & \left(\text{des}_0 - \frac{m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)^2 \\
 & + \left(\frac{\xi \omega \text{des}_0 + \text{vel}_0 - \frac{\xi \omega m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} - \frac{\Omega^3 m \epsilon \sin(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)^2 \cdot \frac{1}{(-\xi^2 + 1) \omega^2} \quad (2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 > \text{Eq1} := \text{subs}(A = \text{solve}(\text{EqC}, A), \text{Eq1}) \\
 \text{Eq1} := x(t) \quad (3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 = & \left(\text{des}_0 - \frac{1 \cdot m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1 \cdot \Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)^2 \\
 & + \left(\frac{\xi \omega \text{des}_0 + \text{vel}_0 - \frac{1 \cdot \xi \omega m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1 \cdot \Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} - \frac{1 \cdot \Omega^3 m \epsilon \sin(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1 \cdot \Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)^2 \cdot \frac{1}{(-1 \cdot \xi^2 + 1) \omega^2}
 \end{aligned}$$

1/2

$$e^{-\xi \omega t} \sin\left(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1\right) + \frac{m \epsilon \Omega^2 \sin(\Omega t - \phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}}$$

$$> \text{EqB} := \varphi_1 = \tan^{-1} \left(\left(\xi \cdot \omega \cdot \text{des}_0 + \text{vel}_0 - \xi \cdot \omega \cdot \left(\frac{m \cdot \epsilon \cdot \Omega^2}{k \cdot \left(\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}\right)^2}\right)} \right) \cdot \cos(\phi) - \Omega \right) \right)$$

$$\left(\frac{m \cdot \epsilon \cdot \Omega^2}{k \cdot \left(\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}\right)^2} \right)} \sin(\phi) \right) / \left(\sqrt{1 - \xi^2} \cdot \omega \cdot \left(\operatorname{des}_o - \frac{m \cdot \epsilon \cdot \Omega^2}{k \cdot \left(\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}\right)^2} \right)} \right) \right) \cdot \cos(\phi) \right) \Bigg)$$

$$\text{EqB} := \varphi_1 = \arctan \left(\frac{\xi \omega \operatorname{des}_o + \operatorname{vel}_o - \frac{\xi \omega m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}} - \frac{\Omega^3 m \epsilon \sin(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}}{\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega \left(\operatorname{des}_o - \frac{m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)} \right) \quad (4)$$

> Eq1 := subs($\varphi_1 = \text{solve}(\text{EqB}, \varphi_1)$, Eq1)

Eq1 := x(t)

(5)

$$= \left(\operatorname{des}_o - \frac{1 \cdot m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1 \cdot \Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)^2 + \frac{\left(\xi \omega \operatorname{des}_o + \operatorname{vel}_o - \frac{1 \cdot \xi \omega m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1 \cdot \Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} - \frac{1 \cdot \Omega^3 m \epsilon \sin(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1 \cdot \Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)^2}{(-1 \cdot \xi^2 + 1) \omega^2}$$

1/2

$$e^{-\xi \omega t} \sin \left(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t \right) + \arctan \left(\frac{\xi \omega \operatorname{des}_o + \operatorname{vel}_o - \frac{\xi \omega m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} - \frac{\Omega^3 m \epsilon \sin(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}}{\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega \left(\operatorname{des}_o - \frac{m \epsilon \Omega^2 \cos(\phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}} \right)} \right) + \frac{m \epsilon \Omega^2 \sin(\Omega t - \phi)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4 \xi^2 \Omega^2}{\omega^2}}}$$

> EqD := $\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega \left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega} \right)^2 \right)} \right)$

(6)

$$EqD := \phi = \arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right) \quad (6)$$

> EqX := subs(phi = solve(EqD, phi), Eq1)
EqX := x(t)

(7)

$$= \left(\frac{des_o - \frac{1. m \in \Omega^2 \cos\left(\arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right)\right)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1.\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4.\xi^2\Omega^2}{\omega^2}}}}{\xi \omega des_o + vel_o - \frac{1. \xi \omega m \in \Omega^2 \cos\left(\arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right)\right)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1.\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4.\xi^2\Omega^2}{\omega^2}}} - \frac{1. \Omega^3 m \in \sin\left(\arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right)\right)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{1.\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4.\xi^2\Omega^2}{\omega^2}}}}{(-1.\xi^2 + 1.) \omega^2} \right)^2$$

1/2

$$e^{-\xi\omega t} \sin\left(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t\right)$$

$$+ \arctan\left(\frac{\xi \omega des_o + vel_o - \frac{\xi \omega m \in \Omega^2 \cos\left(\arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right)\right)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4\xi^2\Omega^2}{\omega^2}}} - \frac{\Omega^3 m \in \sin\left(\arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right)\right)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4\xi^2\Omega^2}{\omega^2}}}}{\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega \left(des_o - \frac{m \in \Omega^2 \cos\left(\arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right)\right)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4\xi^2\Omega^2}{\omega^2}}} \right)} \right)$$

$$+ \frac{m \in \Omega^2 \sin\left(\Omega t - \arctan\left(\frac{2\xi\Omega}{\omega\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)}\right)\right)}{k \sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)^2 + \frac{4\xi^2\Omega^2}{\omega^2}}}$$

Relacion de frecuencias

> ω := 3000 :

> M := 41.15 :
 > des₀ := 0 :
 > vel₀ := 0 :
 > ε := 0.06 :
 > m := 0.75 :
 > k := 66909.38 :
 > ξ := 0.007487 :
 > frecuencia de excitacion en radianes

$$\text{frecuencia de excitacion en radianes} \quad (8)$$

> Const1 := $\left(\Omega = \frac{\omega}{60} \cdot \pi\right)$;
 Const1 := Ω = 50 π

$$\text{Const1} := \Omega = 50 \pi \quad (9)$$

> frecuencia natural
 frecuencia natural

$$\text{frecuencia natural} \quad (10)$$

> Const2 := $\omega = \sqrt{\frac{k}{M}}$
 Const2 := ω = 40.32353361

$$\text{Const2} := \omega = 40.32353361 \quad (11)$$

> Const3 := $r = \frac{\Omega}{\omega}$
 Const3 := r = $\frac{\Omega}{\omega}$

$$\text{Const3} := r = \frac{\Omega}{\omega} \quad (12)$$

> EqX := subs(ω = rhs(Const2), Ω = rhs(Const1), EqX)
 EqX := x(t)

$$\text{EqX} := x(t) \quad (13)$$

$$\begin{aligned}
 &= \left(\frac{0.000002827034013 \pi^4}{\left(1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}\right) \left((1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2\right)} \right. \\
 &+ 0.0006150454062 \left[\frac{0.0005076120615 \pi^2}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2} \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}}} \right. \\
 &\left. \left. - \frac{0.001560934829 \pi^4}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2} (1 - 1.537527325 \pi^2) \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}}} \right] \right)^2 \\
 &1/2 e^{-0.3019022961 t} \sin \left[40.32240342 t - \arctan \left(\frac{1}{\pi^2} \left(14.74986594 \left(\frac{0.0005076120615 \pi^2}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2} \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}}} \right)} \right) \right]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left. \left. \left. \frac{0.001560934829 \pi^4}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2} (1 - 1.537527325 \pi^2)} \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}} \right. \right. \\
& \left. \left. \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}} \sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2} \right) \right) \\
& + \frac{0.001681378605 \pi^2 \sin\left(50 \pi t - \arctan\left(\frac{0.01856732118 \pi}{1 - 1.537527325 \pi^2}\right)\right)}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2}}
\end{aligned}$$

Condiciones iniciales

> vel₀ := 0: des₀ := 0:

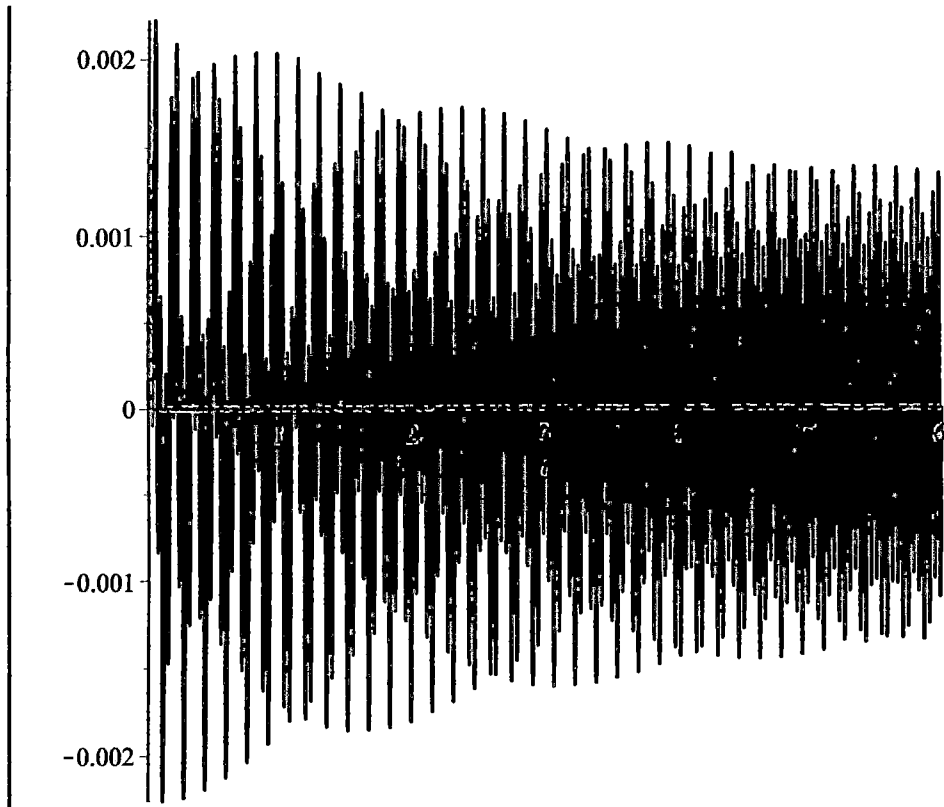
> EqQ := EqX

EqQ := x(t)

(14)

$$\begin{aligned}
& = \left(\frac{0.000002827034013 \pi^4}{\left(1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}\right) \left((1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2\right)} \right. \\
& + 0.0006150454062 \left(- \frac{0.0005076120615 \pi^2}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2}} \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}} \right. \\
& \left. \left. \left. \frac{0.001560934829 \pi^4}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2} (1 - 1.537527325 \pi^2)} \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}} \right) \right) \right)^2 \\
& \frac{1}{2} e^{-0.3019022961 t} \sin \left(40.32240342 t - \arctan \left(\frac{1}{\pi^2} \left(14.74986594 \left(\frac{0.0005076120615 \pi^2}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2}} \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}} \right. \right. \right. \right. \right. \\
& \left. \left. \left. \frac{0.001560934829 \pi^4}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2} (1 - 1.537527325 \pi^2)} \sqrt{1 + \frac{0.0003447454160 \pi^2}{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2}} \right) \right) \right) \\
& + \frac{0.001681378605 \pi^2 \sin\left(50 \pi t - \arctan\left(\frac{0.01856732118 \pi}{1 - 1.537527325 \pi^2}\right)\right)}{\sqrt{(1 - 1.537527325 \pi^2)^2 + 0.0003447454160 \pi^2}}
\end{aligned}$$

> plot(rhs(EqQ), t=0..6)



A-7 ECUACION DIFERENCIAL DE LA POTENCIA MEDIA.

> restart

$$\begin{aligned} > \text{Eq3} := M \left(-A \xi \omega e^{-\xi \omega t} \sin(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) + A e^{-\xi \omega t} \cos(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) \sqrt{-\xi^2 + 1} \omega + X \cos(\Omega t - \phi) \Omega \right) \\ & \left(A \xi^2 \omega^2 e^{-\xi \omega t} \sin(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) - 2 A \xi \omega^2 e^{-\xi \omega t} \cos(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) \sqrt{-\xi^2 + 1} \right. \\ & \left. - A e^{-\xi \omega t} \sin(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) (-\xi^2 + 1) \omega^2 - X \sin(\Omega t - \phi) \Omega^2 \right) \end{aligned}$$

$$\text{Eq3} := M \left(-A \xi \omega e^{-\xi \omega t} \sin(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) + A e^{-\xi \omega t} \cos(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) \sqrt{-\xi^2 + 1} \omega + X \cos(\Omega t - \phi) \Omega \right) \left(A \xi^2 \omega^2 e^{-\xi \omega t} \sin(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) - 2 A \xi \omega^2 e^{-\xi \omega t} \cos(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) \sqrt{-\xi^2 + 1} \right. \\ \left. - A e^{-\xi \omega t} \sin(\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega t + \varphi_1) (-\xi^2 + 1) \omega^2 - X \sin(\Omega t - \phi) \Omega^2 \right) \quad (1)$$

$$> \text{EqX} := \int_{\frac{\phi}{\Omega}}^{\frac{2\pi + \phi}{\Omega}} \text{Eq3} dt$$

EqX:=

(2)

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} \frac{1}{4 \omega^2 \Omega^2 \xi^2 + \omega^4 - 2 \omega^2 \Omega^2 + \Omega^4} \left(M \omega A \left(2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^5 A \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \right. \right. \\ & \cos(\varphi_1) + e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^5 A \cos(\varphi_1)^2 + e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^5 A \xi^2 + 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^3 A \Omega^2 - e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \\ & + e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^5 A \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 - 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^5 A \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 + e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \cos(\varphi_1)^2 \\ & + e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \xi^2 - 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^3 A \Omega^2 \cos(\varphi_1)^2 - 6 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 + e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\ & - 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^5 A \xi^2 \cos(\varphi_1)^2 + 4 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^3 A \Omega^2 \xi^4 - 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 - e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^5 A \\ & + 8 \omega^5 A \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 8 \omega^5 A \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\ & - 8 \omega^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 + 8 \omega^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 - 8 \omega^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \\ & + 2 \omega^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 2 \omega^3 A \Omega^2 \cos(\varphi_1)^2 + 2 \omega^5 A \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\ & + 2 \omega^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 2 \omega^5 A \xi^2 \cos(\varphi_1)^2 + 8 \omega^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \\ & + 4 \omega A \Omega^4 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 - 4 \omega A \Omega^4 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 - \omega A \Omega^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\ & - \omega A \Omega^4 \cos(\varphi_1)^2 - 8 \omega^5 A \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 - 8 \omega^5 A \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos(\varphi_1)^2 \\ & - 4 \omega^3 A \Omega^2 \xi^4 - \omega A \Omega^4 \xi^2 + 6 \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 - 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \xi^2 \cos(\varphi_1)^2 + 8 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos(\varphi_1)^2 \\ & \left. - 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 - 2 e^{\frac{4 \omega \xi \pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -8e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 - 8e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 4e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 + 8e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \\
& + 4e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 - 2e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 + 4w^2(-\xi^2+1)^3 \\
& {}^{1/2} \Omega^2 X \sin\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& - 4w^4 \sqrt{-\xi^2+1} \Omega X \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& + 4w^4 \sqrt{-\xi^2+1} \Omega X \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} + 4w^2(-\xi^2+1)^3 \\
& {}^{1/2} \Omega^2 X \sin\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right) \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& + 12w^2 \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^2 X \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& - 12w^2 \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^2 X \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& - 8w^2 \Omega^2 X \xi \sin\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right) \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& - 16e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \Omega^2 \xi^4 \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 16e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \Omega^2 \xi^2 \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 8e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^2 \xi^3 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 8e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^2 \xi^3 \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1)^2 - 8e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A (-\xi^2 \\
& + 1)^{3/2} \Omega^2 \xi \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) - 8e \frac{4w\xi\pi}{\Omega} w^3 A (-\xi^2+1)^3 \\
& {}^{1/2} \Omega^2 \xi \sin\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1)^2 - 8w A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^4 \\
& + 8w A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 + 16w^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \\
& + 16w^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^4 \cos(\varphi_1)^2 - 16w^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \\
& - 16w^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 + 32w^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^4 \\
& - 32w^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{w\pi\sqrt{-\xi^2+1}}{\Omega}\right)^2 + 2w A \Omega^4 \cos\left(\frac{w\sqrt{-\xi^2+1}\phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + 2 w A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 2 w A \Omega^4 \xi^2 \cos(\varphi_1)^2 - 8 w A \Omega^4 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\
& - 8 w A \Omega^4 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos(\varphi_1)^2 - 16 w^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\
& - 16 w^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 - 4 w^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 8 w A \Omega^4 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 8 w A \Omega^4 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 16 w^5 A \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& - 16 w^5 A \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 - 8 w^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\
& - 8 w^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos(\varphi_1)^2 - 32 w^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 + 32 w^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \\
& + 8 w^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 8 w^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos(\varphi_1)^2 - 4 w^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 16 w^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 16 w^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos(\varphi_1)^2 \\
& - 16 w^2 \Omega^3 X \xi^3 \sin\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} - 4 w^4 (-\xi^2 + 1)^{3/2} \Omega X \sin\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \sin\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1) e^{\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} - w^5 A \xi^2 \\
& + w A \Omega^4 - 2 w^3 A \Omega^2 - w^5 A \cos(\varphi_1)^2 + 4 w^5 A \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 - 4 w^5 A \cos\left(\frac{w \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \\
& - w^5 A \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + w^5 A + 16 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& - 16 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 + 4 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& - 4 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^5 A (-\xi^2 + 1)^{3/2} \xi^3 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& - 2 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^5 A \sqrt{-\xi^2 + 1} \xi^5 \sin\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \\
& - 2 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^5 A \sqrt{-\xi^2 + 1} \xi^5 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) - 2 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^5 A (-\xi^2 + 1)^{5/2} \xi \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) - 4 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^5 A (-\xi^2 + 1)^{3/2} \xi^3 \sin\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) - 2 e^{\frac{4w\xi\pi}{\Omega}} w^5 A (-\xi^2 + 1)^5 \\
& / 2 \xi \sin\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) + 2 e^{\frac{\xi w (4\pi+\phi)}{\Omega}} w^4 \Omega X \xi \cos\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \\
& - 2 e^{\frac{\xi w (4\pi+\phi)}{\Omega}} w^2 (-\xi^2 + 1)^{3/2} \Omega^3 X \sin\left(\frac{w \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + 8e^{-\frac{\xi w(4\pi+\phi)}{\Omega}} \omega^2 \Omega^3 X \xi^3 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) + 8e^{-\frac{\xi w(4\pi+\phi)}{\Omega}} \omega^2 \Omega^3 X \xi^3 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1) \\
& + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^5 A (-\xi^2+1)^{5/2} \xi \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right)^2 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^4 \xi \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1)^2 \\
& - 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \xi^2 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^4 \xi \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right)^2 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) - 2e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^4 \xi \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 2e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega A \Omega^4 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& - 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^3 A \Omega^2 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& - 2e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^4 \xi \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \\
& - 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^3 A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^2 \xi^3 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \\
& - 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^3 A \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^2 \xi^3 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^3 A (-\xi^2+1)^3 \\
& {}^{1/2} \Omega^2 \xi \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^3 A (-\xi^2+1)^{3/2} \Omega^2 \xi \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& - 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^5 A \xi^2 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^5 A \sqrt{-\xi^2+1} \xi^5 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right)^2 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^5 A \sqrt{-\xi^2+1} \xi^5 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1)^2 + 8e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^5 A (-\xi^2+1)^3 \\
& {}^{1/2} \xi^3 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right)^2 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) + 8e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^5 A (-\xi^2+1)^3 \\
& {}^{1/2} \xi^3 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1)^2 + 4e^{-\frac{4\omega\xi\pi}{\Omega}} \omega^5 A (-\xi^2+1)^5 \\
& {}^{1/2} \xi \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1)^2 \\
& - 2\sqrt{-\xi^2+1} \Omega^5 X \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \cos(\varphi_1) e^{-\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} + 2\Omega^5 X \xi \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) e^{-\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& + 2\sqrt{-\xi^2+1} \Omega^5 X \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) e^{-\frac{(2\pi+\phi)\xi w}{\Omega}} \\
& + 2e^{-\frac{\xi w(4\pi+\phi)}{\Omega}} \sqrt{-\xi^2+1} \Omega^5 X \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) + 2e^{-\frac{\xi w(4\pi+\phi)}{\Omega}} \Omega^5 X \xi \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2+1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -16 \omega A \Omega^4 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& -2 \omega^5 A \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) + 2 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^5 \\
& {}^{1/2} \xi \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) + 2 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^{5/2} \xi \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& + 2 \omega^5 A \sqrt{-\xi^2 + 1} \xi^5 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) + 2 \omega^5 A \sqrt{-\xi^2 + 1} \xi^5 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& -8 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^{5/2} \xi \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^3 + 4 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^5 \\
& {}^{1/2} \xi \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) - 16 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^3 \\
& {}^{1/2} \xi^3 \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^3 + 8 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^{3/2} \xi^3 \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \\
& + 4 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^{3/2} \xi^3 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) + 4 \omega^5 A (-\xi^2 + 1)^{3/2} \xi^3 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& -8 \omega^5 A \sqrt{-\xi^2 + 1} \xi^5 \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^3 \\
& + 4 \omega^5 A \sqrt{-\xi^2 + 1} \xi^5 \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \\
& -32 \omega^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 32 \omega^5 A \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& -32 \omega^3 A \Omega^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 8 \omega^5 A \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^3 \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& -4 \omega^5 A \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \\
& -4 \omega^5 A \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) \\
& -64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 - 64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& -16 \omega^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 + 16 \omega A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\
& + 16 \omega A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos(\varphi_1)^2 - 16 \omega A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\
& -16 \omega A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 - 4 \omega A \Omega^4 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 - 64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 + 64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 16 \omega^3 A \Omega^2 \xi^2 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \cos(\varphi_1)^2 + 64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right)^2 \\
& + 64 \omega^3 A \Omega^2 \xi^4 \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^4 \cos(\varphi_1)^2 \\
& + 8 \omega^5 A \sin\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \pi \sqrt{-\xi^2 + 1}}{\Omega}\right)^3 \sin\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) \cos\left(\frac{\omega \sqrt{-\xi^2 + 1} \phi}{\Omega}\right) e^{-\frac{2(2\pi + \phi) \xi \omega}{\Omega}}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
> \text{EqC} := A = & \left(\left((\text{des}_o - (X) \cdot \cos(\phi))^2 + \frac{1}{(\omega \cdot (\sqrt{1 - \xi^2}))^2} (\xi \cdot \omega \cdot \text{des}_o + \text{vel}_o - \xi \cdot \omega \cdot (X) \cdot \cos(\phi) - \Omega \cdot (X) \cdot \sin(\phi))^2 \right)^{0.5} \right. \\
& \left. \text{EqC} := A = \left((\text{des}_o - X \cos(\phi))^2 + \frac{(\xi \omega \text{des}_o + \text{vel}_o - \xi \omega X \cos(\phi) - \Omega X \sin(\phi))^2}{\omega^2 (-\xi^2 + 1)} \right)^{0.5} \right) \quad (3)
\end{aligned}$$

> EqX := subs(A = solve(EqC, A), EqX):

$$\begin{aligned}
> \text{EqB} := \varphi_1 = & \tan^{-1} \left(\frac{\xi \cdot \omega \cdot \text{des}_o + \text{vel}_o - \xi \cdot \omega \cdot (X) \cdot \cos(\phi) - \Omega \cdot (X) \sin(\phi)}{\sqrt{1 - \xi^2} \cdot \omega \cdot (\text{des}_o - (X) \cdot \cos(\phi))} \right) \\
& \text{EqB} := \varphi_1 = \arctan \left(\frac{\xi \omega \text{des}_o + \text{vel}_o - \xi \omega X \cos(\phi) - \Omega X \sin(\phi)}{\sqrt{-\xi^2 + 1} \omega (\text{des}_o - X \cos(\phi))} \right) \quad (4)
\end{aligned}$$

> EqX := subs(\varphi_1 = solve(EqB, \varphi_1), EqX):

$$\begin{aligned}
> \text{EqD} := \phi = & \tan^{-1} \left(\frac{\frac{2 \cdot \xi \cdot \Omega}{\omega}}{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega}\right)^2} \right) \\
& \text{EqD} := \phi = \arctan \left(\frac{2 \xi \Omega}{\omega \left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)} \right) \quad (5)
\end{aligned}$$

> EqX := subs(\phi = solve(EqD, \phi), EqX):

> *Relacion de frecuencias* *Relacion de frecuencias* (6)

> \omega := 3000:

> M := 41.15:

> des_o := 0:

> vel_o := 0:

> \epsilon := 0.06:

> m := 0.75:

> k := 66909.38:

> \xi := 0.007487:

> X := 0.00111:

> frecuencia de excitacion en radianes

frecuencia de excitacion en radianes

(7)

```
> Const1 := ( $\Omega = \frac{\omega}{60} \cdot \pi$ );
```

$$Const1 := \Omega = 50 \pi \quad (8)$$

```
> frecuencia natural
```

$$frecuencia\ natural \quad (9)$$

```
> Const2 :=  $\omega = \sqrt{\frac{k}{M}}$ 
```

$$Const2 := \omega = 40.32353361 \quad (10)$$

```
> Const3 :=  $r = \frac{\Omega}{\omega}$ 
```

$$Const3 := r = \frac{\Omega}{\omega} \quad (11)$$

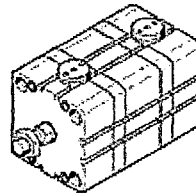
```
EqX := subs( $\omega = rhs(Const2)$ ,  $\Omega = rhs(Const1)$ , EqX) :
```

```
> evalf(%)
```

$$-0.3749931049 \quad (12)$$

A-8 ACTUADORES NEUMATICOS

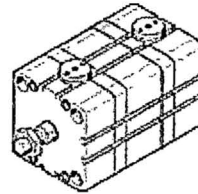
**Resumen de configuración para Cilindro compacto
ADN-100-218-ELB-A-P-A
#548221**



Configuración básica	
Feature	Value
Función	ADN Cilindro compacto, de doble efecto, patrón de taladros normalizado, con bloqueo en las posiciones finales
Diámetro del émbolo en mm	100 mm
Carrera en mm	218 mm
Bloqueo de posiciones finales	ELB Bloqueo de posiciones finales en ambos lados
Rosca del vástago	A Rosca exterior
Amortiguación	P Anillos elásticos / placas de amortiguación en ambos lados
Detección de posiciones	A Para detector de posiciones

Otras opciones de productos	
Feature	Value
K2 Rosca prolongada del vástago	Sin
K5 - Rosca especial	Rosca estándar en el vástago
Placa de identificación imperdible	Placa de características pegada

**Resumen de configuración para Cilindro compacto
ADN-100-330-ELB-A-P-A
#548221**



Configuración básica	
Feature	Value
Función	ADN Cilindro compacto, de doble efecto, patrón de taladros normalizado, con bloqueo en las posiciones finales
Diámetro del émbolo en mm	100 mm
Carrera en mm	330 mm
Bloqueo de posiciones finales	ELB Bloqueo de posiciones finales en ambos lados
Rosca del vástago	A Rosca exterior
Amortiguación	P Anillos elásticos / placas de amortiguación en ambos lados
Detección de posiciones	A Para detector de posiciones

Otras opciones de productos	
Feature	Value
K2 Rosca prolongada del vástago	Sin
K5 - Rosca especial	Rosca estándar en el vástago
Placa de identificación imperdible	Placa de características pegada