

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA  
FABRICACIÓN DE ADOQUINES Y BLOQUES**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**DANNY ALEXANDER CORZO PONCE**

**E-MAIL: corpon1@hotmail.com**

**MIGUEL ÁNGEL CUATÍN ESTACIO**

**E-MAIL: miguel.cuatin@hotmail.com**

**DIRECTOR: Ing. Iván Zambrano**

**Quito, Marzo 2011**

## DECLARACIÓN

Nosotros, **DANNY ALEXANDER CORZO PONCE** y **MIGUEL ÁNGEL CUATÍN ESTACIO** declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

Danny Alexander Corzo Ponce

---

Miguel Ángel Cuatín Estacio

## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: **DANNY ALEXANDER CORZO PONCE** y **MIGUEL ÁNGEL CUATÍN ESTACIO**, bajo mi supervisión.

---

Ing. Iván Zambrano O.  
**DIRECTOR**

## CONTENIDO

Declaración.....	ii
Certificación.....	iii
Contenido.....	iv
Contenido de tablas.....	ix
Contenido de figuras.....	xiv
Contenido de fotografías.....	xvii
CAPÍTULO 1: Generalidades sobre los bloques y adoquines.....	1
1.1 Bloques y adoquines .....	1
1.1.1 Ventajas del empleo de bloques y adoquines en la construcción .....	2
1.1.1.1 Ventajas del empleo de bloques .....	2
1.1.1.2 Ventajas del empleo de adoquines .....	3
1.1.2 Tipos de bloques.....	3
1.1.3 Tipos de adoquines.....	3
1.2 Proceso de fabricación de adoquines y bloques.....	4
1.2.1 Métodos de fabricación de bloques y adoquines .....	7
1.3 Importancia de la vibración del concreto.....	8
1.4 Normas que rigen la calidad de los bloques y adoquines .....	9
CAPÍTULO 2: Maquinaria disponible en el mercado ecuatoriano y el extranjero .....	10
2.1 Maquinaria fabricada en el país.....	10
2.2 Maquinaria disponible internacionalmente.....	13
2.2.1 Centrales automáticas para la producción de prefabricados de concreto .....	13
2.2.2 Máquinas automáticas .....	15
2.2.3 Maquinas semiautomáticas.....	16
2.2.4 Maquina móvil automática .....	17
CAPÍTULO 3: Determinación de las especificaciones de la máquina .....	18
3.1 Consideraciones para la determinación de las especificaciones .....	18
3.2 La casa de la calidad .....	19
3.2.1 Voz del usuario .....	19
3.2.2 Voz del ingeniero .....	20
3.2.3 resultados.....	20
3.2.4 Conclusiones de la casa de la calidad .....	21

3.3	Especificaciones técnicas .....	22
CAPÍTULO 4: Definición y diseño conceptual .....		24
4.1	Análisis funcional .....	24
4.1.1	Definición del análisis funcional .....	24
4.1.2	Desarrollo de los diagramas funcionales .....	25
4.1.3	Análisis de los diagramas funcionales .....	25
4.1.4	Definición de módulos.....	27
4.1.4.1	División modular del primer conjunto .....	28
4.1.4.2	División modular del segundo conjunto.....	28
4.2	Soluciones para cada módulo.....	29
4.2.1	Módulo 1 .....	29
4.2.1.1	Cernir el cemento y los agregados.....	30
4.2.1.2	Verter el cemento y los agregados en la mezcladora .....	30
4.2.1.3	Mezclar el cemento y los agregados.....	30
4.2.1.3.1	Mezcladora de eje horizontal .....	31
4.2.1.3.2	Mezcladora de eje vertical.....	32
4.2.1.3.3	Mezcladora satelital .....	33
4.2.1.4	Dosificar agua .....	33
4.2.1.5	Mezclar el concreto .....	34
4.2.1.6	Sacar concreto de la mezcladora.....	34
4.2.1.6.1	Inclinación de la mezcladora.....	34
4.2.1.6.2	Compuerta .....	35
4.2.1.7	Alternativas de módulos.....	36
4.2.1.8	Evaluación y selección de los módulos.....	38
4.2.2	Módulo 2 .....	40
4.2.2.1	Transportar concreto hasta el contenedor .....	41
4.2.2.1.1	Banda transportadora .....	41
4.2.2.1.2	Recipiente móvil.....	42
4.2.2.2	Depositar concreto en el contenedor .....	43
4.2.2.3	Alternativas de módulos.....	43
4.2.2.4	Evaluación y selección de los módulos.....	44
4.2.3	Módulo 3 .....	47
4.2.3.1	Distribuir concreto en molde.....	48
4.2.3.1.1	Distribuidor móvil.....	48
4.2.3.1.2	Flujo directo desde tolva.....	49
4.2.3.1.3	Molde móvil.....	50
4.2.3.2	Permitir flujo de material.....	51
4.2.3.3	Recargar distribuidor/molde .....	51
4.2.3.4	Alternativas de módulos.....	51
4.2.3.5	Selección de la solución para el módulo 3 .....	52
4.2.4	Módulo 4 .....	54

4.2.4.1	Colocar placa sobre mesa vibradora.....	55
4.2.4.2	Mover molde .....	55
4.2.4.3	Mover apisonadores.....	56
4.2.4.4	Vibrar .....	57
4.2.4.4.1	Mesa vibradora .....	60
4.2.4.4.2	Molde vibrador .....	60
4.2.4.5	Retirar placa con producto .....	61
4.2.4.6	Alternativas para el módulo 4.....	61
4.2.4.7	Selección de la solución para el módulo 4 .....	62
4.2.5	Selección del principio de accionamiento de la máquina .....	64
4.2.5.1	Accionamiento de la mezcladora .....	64
4.2.5.2	Accionamiento de compuertas, molde, apisonadores y sistema de distribución.....	65
4.2.5.2.1	Accionamiento mecánico .....	65
4.2.5.2.2	Accionamiento hidráulico .....	65
4.2.5.2.3	Accionamiento neumático .....	66
4.2.5.2.4	Evaluación y selección.....	66
CAPÍTULO 5: Cálculo y selección de componentes .....		67
5.1	Consideraciones para los estudios por elementos finitos .....	69
5.1.1	Solucionador (solver) .....	69
5.1.2	Verificación de convergencia .....	69
5.1.3	Mallado .....	70
5.1.4	Criterio de aceptación del estudio .....	71
5.1.5	Condiciones de contorno .....	71
5.2	Módulo 1: Mezcladora.....	70
5.2.1	Capacidad de la mezcladora.....	70
5.2.2	Dimensiones de la mezcladora .....	72
5.2.3	Dimensionamiento de la chapa del recipiente de la mezcladora.....	73
5.2.4	Soportes de la mezcladora.....	75
5.2.5	Cálculo de la potencia del motor de la mezcladora.....	75
5.2.6	Selección del motor.....	78
5.2.7	Selección de reductor .....	79
5.2.8	Diseño del eje de la mezcladora .....	79
5.2.8.1	Fuerzas actuantes sobre el eje de la mezcladora .....	80
5.2.8.2	Diseño estático.....	82
5.2.8.2.1	Reacciones y diagramas en el plano xy.....	83
5.2.8.2.2	Reacciones y diagramas en el plano xz.....	85
5.2.8.2.3	Reacciones resultantes.....	86
5.2.8.2.4	Cálculo del diámetro mínimo.....	87
5.2.8.3	Determinación de la geometría del eje.....	88
5.2.8.3.1	Soporte en el apoyo A .....	88

5.2.8.3.2 Soporte en el apoyo B .....	88
5.2.8.4 Diseño dinámico.....	89
5.2.8.5 Estudio por elementos finitos .....	91
5.2.9 Dimensionamiento de las paletas y soportes.....	92
5.2.9.1 Desarrollo de los soportes de las paletas .....	93
5.2.10 Compuerta de la mezcladora .....	94
5.2.11 Selección de Cojinetes.....	95
5.2.12 Diseño de lengüetas .....	97
5.2.12.1 Falla por corte .....	97
5.2.12.2 Falla por aplastamiento.....	98
5.2.13 Soldadura de la mezcladora .....	99
5.2.13.1 Soldadura de la estructura y del recipiente .....	99
5.2.13.2 Soldadura de las paletas y sus soportes.....	101
5.3 Módulo 2: Banda transportadora.....	101
5.3.1 Dimensionamiento de banda transportadora'.....	101
5.3.2 Estructura del sistema de transporte .....	105
5.3.3 Cálculo de la potencia del motor .....	106
5.3.3.1 Potencia necesaria para mover la banda descargada.....	106
5.3.3.2 Potencia necesaria para mover la banda cargada .....	107
5.3.3.3 Potencia necesaria para elevar la carga .....	107
5.3.3.4 Potencia necesaria para accionar descargas intermedias .....	108
5.3.4 Selección del motor.....	108
5.4 Módulo 3: Distribuidor de concreto .....	107
5.4.1 Mecanismo para el movimiento del contenedor.....	107
5.4.1.1 Análisis del mecanismo.....	108
5.4.1.2 Dimensionamiento de los eslabones del mecanismo.....	116
5.4.1.3 Aislamiento de de las vibraciones .....	117
5.4.1.4 Selección de rodamientos .....	118
5.4.1.5 Selección de bocines .....	120
5.4.2 Diseño de la tolva.....	122
5.4.2.1 Volumen y forma de la tolva.....	122
5.4.2.2 Mecanismo de apertura de la compuerta de la tolva.....	124
5.4.2.2.1 Análisis del mecanismo.....	124
5.4.3 Estructura.....	125
5.5 Módulo 4: Vibro-compactación.....	127
5.5.1 Sistema de vibración.....	127
5.5.1.1 Modelo matemático del movimiento vibratorio .....	129
5.5.1.2 Consideraciones para el diseño del sistema vibratorio .....	133
5.5.1.3 Determinación y cálculo de parámetros del sistema vibratorio .....	134
5.5.1.4 Selección del motor eléctrico .....	139
5.5.1.5 Selección de las poleas y de la banda .....	141
5.5.1.6 Diseño del eje .....	145
5.5.1.6.1 Diseño de la chaveta.....	151
5.5.1.7 Diseño de las masas excéntricas.....	152

5.5.1.7.1	Determinación de las dimensiones de las masas excéntricas .....	152
5.5.1.7.2	Selección de los sujetadores de las masas excéntricas .....	155
5.5.1.8	Diseño de los resortes .....	156
5.5.1.9	Diseño de la plataforma vibradora .....	161
5.5.1.10	Selección de rodamientos y soportes .....	162
5.5.1.11	Selección de bocines .....	163
5.5.2	Sistema de desmolde.....	165
5.5.2.1	Diseño del mecanismo.....	165
5.5.2.2	Dimensionamiento del eslabón .....	168
5.5.2.3	Diseño del molde .....	169
5.5.2.3.1	Determinación del espesor de la chapa del molde.....	170
5.5.2.3.2	Desarrollo de las chapas dobladas del molde.....	170
5.5.3	Diseño de las placas para el producto terminado .....	171
5.5.4	Sistema de compactación .....	173
5.5.4.1	Diseño del mecanismo .....	174
5.5.4.1.1	Diseño de los eslabones .....	176
5.5.4.1.2	Diseño de la columnas.....	176
5.5.4.2	Diseño de los apisonadores .....	178
CAPÍTULO 6: Sistema neumático y control de la máquina .....		178
6.1	Introducción .....	178
6.2	Selección de cilindros .....	178
6.3	Circuitos secuenciales .....	179
6.3.1	Desarrollo cronológico del ciclo de trabajo.....	179
6.3.2	Diagrama espacio-fase .....	180
6.3.3	Diagrama espacio-tiempo .....	181
6.3.4	Diagrama de mando.....	182
6.3.5	Desarrollo del circuito.....	183
6.3.5.1	Funcionamiento del circuito neumático .....	183
CAPÍTULO 7: Costos .....		185
7.1	Materiales .....	185
7.2	Elementos mecánicos.....	187
7.3	Sistema motriz .....	188
7.4	Sistema neumático .....	188
7.5	Mano de obra.....	189
7.6	Costos de diseño .....	190
7.7	Costos varios .....	190
7.8	Costo total del proyecto.....	190



CAPÍTULO 8: Conclusiones y recomendaciones .....	191
8.1 Conclusiones .....	191
8.2 Recomendaciones .....	193
BIBLIOGRAFÍA .....	196
PÁGINAS WEB .....	198
ANEXOS .....	199

## CONTENIDO DE TABLAS

Tabla 1.1. Tipos de bloques según norma INEN 638:93.....	3
Tabla 1.2. Tipos de adoquines según norma INEN 1083:87.....	4
Tabla 3.1. Especificaciones técnicas de la máquina. ....	24
Tabla 4.1. Opciones de módulos.....	36
Tabla 4.2. Evaluación de cada criterio. ....	39
Tabla 4.3. Evaluación de las soluciones respecto a la calidad de mezclado.....	39
Tabla 4.4. Evaluación de las soluciones respecto al desgaste. ....	39
Tabla 4.5. Evaluación de las soluciones respecto a la visualización de la mezcla. ....	39
Tabla 4.6. Evaluación de las soluciones respecto a la sencillez del mecanismo.....	40
Tabla 4.7. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad.....	40
Tabla 4. 8. Tabla de conclusiones para el módulo 1. ....	40
Tabla 4.9. Combinación de soluciones para el módulo 2. ....	44
Tabla 4.10. Evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo 2.....	45
Tabla 4.11. Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de mantenimiento.....	46
Tabla 4.12. Evaluación de las soluciones respecto al costo equipo.....	46
Tabla 4.13. Evaluación de las soluciones respecto a la cantidad de concreto por minuto.....	46
Tabla 4.14. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad.....	46
Tabla 4.15. Evaluación de las soluciones respecto a la durabilidad.....	46
Tabla 4.16. Evaluación de las soluciones respecto al desperdicio.....	47
Tabla 4.17. Tabla de conclusiones para el módulo 2. ....	47
Tabla 4.18. Combinación de soluciones para el módulo 3. ....	52
Tabla 4.19. Evaluación de cada criterio. ....	53
Tabla 4.20. Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de mantenimiento.....	53
Tabla 4.21. Evaluación de las soluciones respecto al costo equipo.....	53
Tabla 4.22. Evaluación de las soluciones respecto a distribución	

de concreto.....	53
Tabla 4.23. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad. ....	54
Tabla 4.24. Evaluación de las soluciones respecto al desperdicio.....	54
Tabla 4.25. Tabla de conclusiones para el módulo 3. ....	54
Tabla 4.26. Evaluación de criterios para la selección del principio de vibración. ....	58
Tabla 4.27. Evaluación del principio de vibración respecto al costo.....	58
Tabla 4.28. Evaluación del principio de vibración respecto a la facilidad de mantenimiento.....	58
Tabla 4.29. Evaluación del principio de vibración respecto a la fiabilidad. ....	59
Tabla 4.30. Evaluación del principio de vibración respecto a la disponibilidad.....	59
Tabla 4.31. Evaluación del principio de vibración respecto a la frecuencia alcanzada.....	59
Tabla 4.32. Tabla de conclusiones para la selección del principio de vibración. ....	59
Tabla 4.33. Combinación de soluciones para el módulo 4. ....	62
Tabla 4.34. Evaluación de cada criterio. ....	63
Tabla 4.35. Evaluación de las alternativas respecto al costo. ....	63
Tabla 4.36. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de mantenimiento.....	63
Tabla 4.37. Evaluación de las alternativas respecto a la fiabilidad.....	63
Tabla 4.38. Evaluación de las alternativas respecto a la transmisión de vibraciones. ....	64
Tabla 4.39. Evaluación de las alternativas respecto a la transmisión de vibraciones. ....	64
Tabla 4.40. Tabla de conclusiones para el módulo 4. ....	64
Tabla 4.41. Evaluación de cada criterio para el accionamiento de la máquina.....	66
Tabla 4.42. Evaluación del principio de accionamiento respecto al control. ....	66
Tabla 4.43. Evaluación del principio de accionamiento respecto a la facilidad de mantenimiento.....	67

Tabla 4.44. Evaluación del principio de accionamiento respecto al costo.....	67
Tabla 4.45. Evaluación del principio de accionamiento respecto a la fiabilidad.....	67
Tabla 4.46. Tabla de conclusiones para la selección del tipo de transmisión.....	67
Tabla 5.1. Variación de la altura en función del diámetro.....	72
Tabla 5.2. Análisis de esfuerzos del recipiente de la mezcladora.....	74
Tabla 5.3. Resultado del límite de resistencia a la fatiga.....	91
Tabla 5.4. Factores de seguridad de cada una de las secciones.....	91
Tabla 5.5. Velocidad de la banda en función del ancho.....	103
Tabla 5.6. Parámetros geométricos del mecanismo.....	110
Tabla 5.7. Valores de la carrera del cilindro neumático.....	112
Tabla 5.8. Relación de transmisión en función del ángulo.....	114
Tabla 5.9. Dimensiones recomendadas para bocines PTFE.....	120
Tabla 5.10. Dimensiones de los bocines.....	121
Tabla 5.11. Velocidad media de los bocines.....	121
Tabla 5.12. Fuerza y presión que soportan los bocines.....	122
Tabla 5.13. Parámetros dimensionales del mecanismo.....	125
Tabla 5.14. Parámetros del sistema de vibración para $r=5$ .....	137
Tabla 5.15. Parámetros del sistema de vibración para $r=8$ .....	137
Tabla 5.16. Parámetros del sistema de vibración para $r=11$ .....	138
Tabla 5.17. Parámetros del sistema de vibración para $r=14$ .....	138
Tabla 5.18. Potencia requerida del motor.....	141
Tabla 5.19. Características de la banda seleccionada.....	142
Tabla 5.20. Cálculo de la potencia nominal de la banda.....	143
Tabla 5.21. Parámetros para la obtención de $S_e$ .....	150
Tabla 5.22. Parámetros para el cálculo del diámetro del eje a fatiga.....	150
Tabla 5.23. Factor de seguridad a fatiga para varios diámetros.....	150
Tabla 5.24. Parámetros geométricos de la masa excéntrica para varios valores de $R$ .....	155
Tabla 5.25. Cálculo parámetros resorte 1.....	159
Tabla 5.26. Cálculo parámetros resorte 2.....	160
Tabla 5.27. Parámetros del mecanismo de elevación del molde.....	166

Tabla 5.28. Parámetros del mecanismo de elevación de los apisonadores.....	174
Tabla 5.29. Relación de transmisión y fuerza requerida para accionar el mecanismo en función del ángulo. ....	174
Tabla 6.1. Cilindros que accionan la máquina.....	179
Tabla 6.2. Desarrollo cronológico del circuito.....	180
Tabla 7.1. Costo de materiales.....	186
Tabla 7.2. Costo de elementos mecánicos.....	187
Tabla 7.3. Costo del sistema motriz. ....	188
Tabla 7.4. Costo de sistema neumático. ....	188
Tabla 7.5. Costo de mano de obra. ....	189
Tabla 7.6. Costo de diseño.....	190
Tabla 7.7. Costos varios.....	190
Tabla 7.8. Costo total. ....	190

## CONTENIDO DE FIGURAS

Figura 1.1. Ejemplo de bloque de concreto.....	1
Figura 1.2. Diversas formas de adoquines.....	2
Figura 1.3. Dosificación del concreto para bloques.....	5
Figura 1.4. Dosificación del concreto para adoquines.....	5
Figura 1.5. Proceso de fabricación de bloques y adoquines.....	7
Figura 4.3. Cernidor.....	30
Figura 4.4. Mezcladora de eje horizontal.....	31
Figura 4.5. Mezcladora de eje vertical.....	32
Figura 4.6. Mezcladora satelital.....	33
Figura 4.7. Vaciado por inclinación.....	34
Figura 4.8. Vaciado por medio de compuerta.....	35
Figura 4.9. Alternativa 1 del módulo 1.....	37
Figura 4.10. Alternativa 2 del módulo 1.....	37
Figura 4.11. Alternativa 3 del módulo 1.....	38
Figura 4.12. Banda transportadora.....	41
Figura 4.13. Esquema de transporte por medio de recipiente.....	42
Figura 4.14. Vaciado del contenedor.....	43
Figura 4.15. Distribuidor móvil.....	48
Figura 4.16. Flujo directo desde la tolva.....	49
Figura 4.17. Molde móvil.....	50
Figura 4.18. Movimiento del molde.....	56
Figura 4.19. Movimiento de los apisonadores.....	57
Figura 4.20. Mesa vibradora.....	60
Figura 4.21. Molde vibrador.....	61
Figura 5.1. Dimensiones del adoquín.....	70
Figura 5.2. Recipiente de la mezcladora.....	74
Figura 5.3. Elemento diferencial de fuerza resistiva.....	74
Figura 5.4. Disposición de las paletas y el eje.....	80
Figura 5.5. Vector posición de fuerza.....	82
Figura 5.6. Fuerzas actuantes sobre el eje.....	83
Figura 5.7. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xy.....	84
Figura 5.8. Diagrama de momentos en el plano xy.....	85

Figura 5.9. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xz. ....	85
Figura 5.10. Diagrama de momentos en el plano xz. ....	86
Figura 5.11. Diagrama de momentos resultante. ....	89
Figura 5.12. Geometría del eje. ....	89
Figura 5.13. Resultados del eje. ....	92
Figura 5.14. Brazos de la mezcladora. ....	93
Figura 5.15. Parámetros para el cálculo de la longitud desarrollada. ....	94
Figura 5.16. Mecanismo de apertura de la compuerta de la mezcladora. ....	94
Figura 5.17. Dimensiones de la lengüeta. ....	99
Figura 5.18. Soldadura a Tope (costura del cilindro de la mezcladora). ....	100
Figura 5.19. Juntas soldadas de los soportes de la mezcladora. ....	101
Figura 5.20. Área de la banda. ....	102
Figura 5.21. Simulación esfuerzos estructura. ....	104
Figura 5.22. Mecanismo para el movimiento del contenedor. ....	104
Figura 5.23. Mecanismo para el movimiento del contenedor. ....	109
Figura 5.24. Esquema para el cálculo de la carrera del cilindro neumático. .	109
Figura 5.25. Esquema para el cálculo de las velocidades. ....	109
Figura 5.26. Velocidad del contenedor en función de la posición angular del eslabón a3. ....	114
Figura 5.27. Diagrama de cuerpo libre del contenedor. ....	123
Figura 5.28. Estudio por elementos finitos dinámico para los eslabones 1 y 2. ....	117
Figura 5.29. Mecanismo para el aislamiento de las vibraciones. ....	124
Figura 5.30. Presión soportada por los bocines en función de la velocidad. ...	122
Figura 5.31. Forma de la tolva. ....	123
Figura 5.32. Mecanismo para la abertura de la compuerta. ....	124
Figura 5.33. Parámetros dimensionales del mecanismo de la compuerta. ...	124
Figura 5.34. Parámetros dimensionales del mecanismo de la compuerta por determinar. ....	124
Figura 5.35. Estructura del módulo 3. ....	126
Figura 5.36. Factor de seguridad para la estructura. ....	127
Figura 5.37. Esquema de funcionamiento del sistema de vibración. ....	128
Figura 5.38. Esquema de funcionamiento del sistema de vibración. ....	128
Figura 5.39. Esquema del sistema vibratorio. ....	129

Figura 5.40. Esquema del sistema vibratorio. ....	129
Figura 5.41. Curva FA-r.....	134
Figura 5.42. Cargas actuantes sobre el eje.....	146
Figura 5.43. Diagrama de fuerza cortante.....	147
Figura 5.44. Diagrama de momento.....	148
Figura 5.45. Diagrama de torsión.....	148
Figura 5.46. Ciclo De carga y descarga del eje en el punto B.....	149
Figura 5.47. Análisis por elementos finitos del eje. ....	151
Figura 5.48. Parámetros geométricos de la masa excéntrica. ....	153
Figura 5.49. Sujeción entre el eje y la masa.....	155
Figura 5.50. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma. ....	167
Figura 5.51. Factor de seguridad de la plataforma. ....	167
Figura 5.52. Mecanismo de elevación del molde. ....	167
Figura 5.53. Relación de transmisión del mecanismo.....	167
Figura 5.54. Simulación dinámica del eslabón. ....	169
Figura 5.55. Disposición de la chapa metálica en el molde. ....	167
Figura 5.56. Análisis por elementos finitos del molde. ....	170
Figura 5.57. Parámetros para el cálculo de la longitud desarrollada.....	171
Figura 5.58. Análisis por elementos finitos de la placa para producto terminado. ....	172
Figura 5.59. Mecanismo de elevación de los apisonadores.....	173
Figura 5.60. Mecanismo de elevación de los apisonadores.....	175
Figura 5.61. Simulación por elementos finitos de las columnas.....	176
Figura 5.62. Estudio por elementos finitos de los apisonadores. ....	177
Figura 6.1. Diagrama espacio-fase. ....	182
Figura 6.2. Diagrama espacio-tiempo. ....	177
Figura 6.3. Diagrama de mandos.....	183



## **CONTENIDO DE FOTOGRAFÍAS**

Fotografía 2.1. Máquina bloquera manual.....	11
Fotografía 2.2. Máquina bloquera manual.....	12
Fotografía 2.3. Central de producción de prefabricados de concreto.....	13
Fotografía 2.4. Central de producción de prefabricados de concreto.....	14
Fotografía 2.5. Máquina automática de prefabricados de concreto.....	15
Fotografía 2.6. Máquina semiautomática de prefabricados de concreto. ....	16
Fotografía 2.7. Máquina móvil de prefabricados de concreto.....	17

## RESUMEN

Los prefabricados de concreto son productos de suma importancia dentro de la industria de la construcción ecuatoriana, razón por la cual proporcionar al sector con maquinaria eficiente y tecnificada para la fabricación de este producto resulta necesario, sobre todo si se considera la deficiente calidad de la maquinaria difundida actualmente.

El proyecto inicia explicando las ventajas del empleo de bloques y adoquines, sus principales tipos, así como su proceso de fabricación. También se expone la importancia de la vibración para lograr una buena calidad en el producto.

En el segundo capítulo se presenta una investigación de los tipos de maquinaria que se fabrican en el país, exponiéndose sus características principales, ventajas y desventajas. Lo propio se hace para la maquinaria disponible internacionalmente. Esto con el propósito de comparar y evaluar las diferentes prestaciones de las maquinarias y poder aplicarlas en el diseño propuesto.

En los capítulos siguientes se desarrolla el diseño conceptual y de detalle. Para el diseño conceptual se emplean herramientas tales como el análisis funcional y el diseño concurrente. En la etapa de diseño de detalle, para el dimensionamiento de muchos de los elementos mecánicos y el circuito neumático, se emplean simulaciones en CAD, con el fin de optimizar el diseño.

Finalmente los resultados del proyecto quedan plasmados en los planos de taller y de conjunto, de la parte mecánica y del sistema neumático.

## PRESENTACIÓN

El presente proyecto tiene como fin proponer el diseño de una máquina semiautomática para la producción de prefabricados de concreto. Para tal efecto se han explorado diversas técnicas de diseño poco difundidas en nuestro medio como el análisis funcional y el diseño concurrente, que permiten abordar el problema del diseño de una manera más amplia e integral, pudiéndose así generar soluciones más creativas, eficientes y económicas.

Asimismo se han empleado diversas herramientas de CAD que permiten efectuar simulaciones de diversa índole, con el fin de optimizar diseños e interpretar de mejor manera los fenómenos físicos, lo que ayuda a enfocarse en los aspectos funcionales y conceptuales de la máquina.

Finalmente es importante mencionar que a través de este proyecto se han abordado problemas relacionados con diversas ciencias fundamentales de la ingeniería mecánica, tales como vibraciones, análisis de mecanismos, dinámica, resistencia de materiales, neumática y automatización. Consecuentemente el proyecto muestra una visión integradora y multidisciplinaria para la resolución de problemas en la ingeniería mecánica.

# CAPÍTULO 1

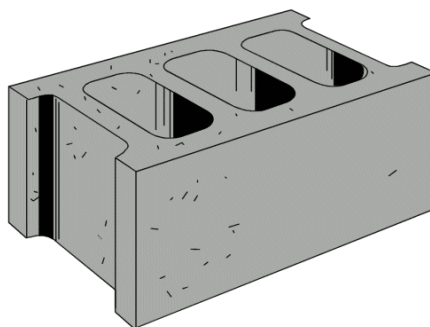
## GENERALIDADES SOBRE LOS BLOQUES Y ADOQUINES

### 1.1 BLOQUES Y ADOQUINES

Los bloques y adoquines son piezas prefabricadas, que se emplean ampliamente en la construcción de todo tipo de edificios y en el pavimento de suelos. Están fabricados con concreto, que es una mezcla de cemento, agua y agregados, que resiste bastante bien las cargas de compresión.

Los bloques tienen forma de prisma recto con una o más cavidades para su empleo en sistemas de mampostería simples o estructurales. Entre las principales aplicaciones de los bloques se tiene:

- Muros simples
- Muros estructurales
- Bardas Perimetrales
- Muros de retención



*Figura 1.1. Ejemplo de bloque de concreto.*

**Fuente:** [http://postesmedina.blogspot.com/2009\\_01\\_01\\_archive.htm](http://postesmedina.blogspot.com/2009_01_01_archive.htm).

Los adoquines son elementos macizos de concreto, con paredes verticales, que permiten que se ajusten unos con otros para formar una superficie que sirve como capa de rodadura. Los adoquines pueden adoptar diversas formas y colores con fines estéticos, para plazas, parques y aceras, entre otros.



*Figura 1.2. Diversas formas de adoquines.*

**Fuente:** [http://postesmedina.blogspot.com/2009\\_01\\_01\\_archive.htm](http://postesmedina.blogspot.com/2009_01_01_archive.htm).

### **1.1.1 VENTAJAS DEL EMPLEO DE BLOQUES Y ADOQUINES EN LA CONSTRUCCIÓN**

La utilización de bloques y adoquines está ampliamente difundida en nuestro medio por las ventajas que se exponen a continuación:

#### **1.1.1.1 Ventajas del empleo de bloques**

- Por ser elementos prefabricados modulares, generan un ahorro en lo que se refiere a mano de obra y tiempo de ejecución.
- Al emplear bloques, por su uniformidad, se garantiza que la variabilidad de las medidas finales de la construcción sea pequeña.
- Los bloques son elementos livianos, aislantes acústicos, impermeables, durables, resistentes al fuego y capaces de resistir cargas importantes.
- Permiten adecuaciones y modificaciones posteriores de la construcción.

### 1.1.1.2 Ventajas del empleo de adoquines

- Los adoquines presentan una amplia gama de aplicaciones, ya sea en el recubrimiento de calles, parques o pasillos ornamentales.
- Bajos costos por su facilidad de instalación ya que no requiere de equipo especializado.
- Son de fácil manipulación, transporte y almacenamiento.
- El adoquín tiene un alto valor estético por sus diversos colores, texturas, y formas geométricas.
- El empleo de adoquines como recubrimiento permite fácilmente retirarlos para reparaciones y modificaciones, y posteriormente reutilizarlos.

### 1.1.2 TIPOS DE BLOQUES

Los bloques de hormigón se clasifican, según la norma INEN 0638:93, en cinco tipos como se muestra en la tabla 1.1.

Tipo	Uso
A	Paredes exteriores de carga, sin revestimiento.
B	Paredes exteriores de carga, con revestimiento. Paredes interiores de carga, con o sin revestimiento.
C	Paredes divisorias exteriores, sin revestimiento.
D	Paredes divisorias exteriores, con revestimiento. Paredes divisorias interiores, con o sin revestimiento.
E	Losas alivianadas de hormigón armado.

*Tabla 1.1. Tipos de bloques según norma INEN 638:93.*

**Fuente:** Norma INEN 0638:93.

### 1.1.3 TIPOS DE ADOQUINES

Según la norma INEN 1483:87, existen 3 tipos de adoquines que se detallan en la tabla 1.2.

Tipo	Características
A	Adoquines dentados que se unen entre sí por los cuatro lados, pueden colocarse en esterilla, y, por su geometría plana, al unirse resisten a la expansión de las juntas paralelamente, tanto en los ejes longitudinales como en los transversales de las unidades.
B	Adoquines dentados que se unen con el otro solamente en dos de sus lados, que no pueden colocarse en esterilla y que, por su geometría plana, al unirse, resisten la expansión de las juntas paralelamente solo en los ejes longitudinales de los adoquines; dependen de su precisión en su colocación para que se unan con las otras caras.
C	Adoquines rectangulares de perfil sencillo que no se unen y que dependen de su precisión dimensional y de la precisión en su colocación para desarrollar el punteo.

*Tabla 1.2. Tipos de adoquines según norma INEN 1083:87.*

**Fuente:** Norma INEN 1083:87.

## 1.2 PROCESO DE FABRICACIÓN DE ADOQUINES Y BLOQUES<sup>1</sup>

1. Dosificado. En primer lugar se tienen que definir las proporciones exactas de cada uno de los componentes del concreto, con el propósito de garantizar que los bloques/adoquines tengan las propiedades adecuadas. La proporción más conveniente de cemento, agua y agregados depende de varios factores como el tipo de cemento, la granulometría de los agregados, la humedad en el ambiente, el tipo de producto a fabricarse, la maleabilidad deseada del concreto y la resistencia requerida del producto terminado, entre otros. Por esto, cada fabricante suele definir su fórmula de manera experimental, tomando en cuenta todos los factores ya mencionados. Sin embargo, de manera aproximada, las proporciones volumétricas que suelen emplearse para la fabricación de bloques y adoquines aparecen en las siguientes figuras:

<sup>1</sup> ALCÁZAR G. et al.; Estudio de Adoquines; Tesis de grado previa a la obtención del título de Ingeniero civil; Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería,

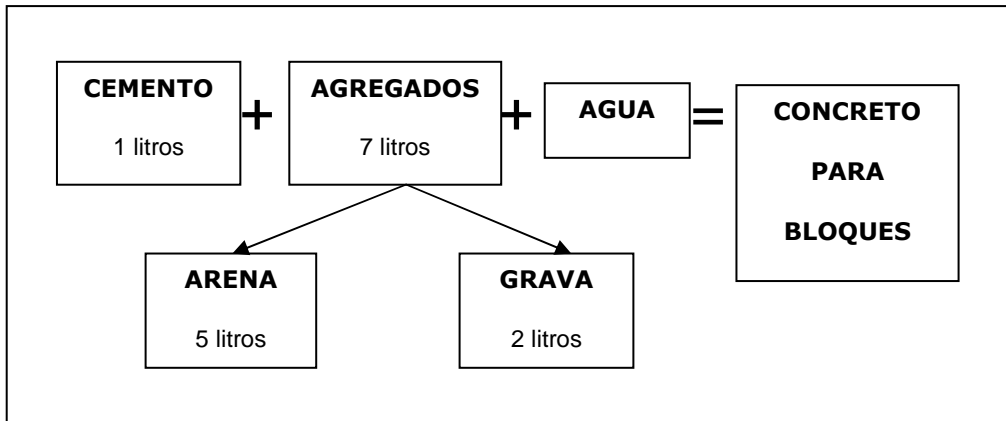


Figura 1.3. Dosificación del concreto para bloques.

Fuente: Propia

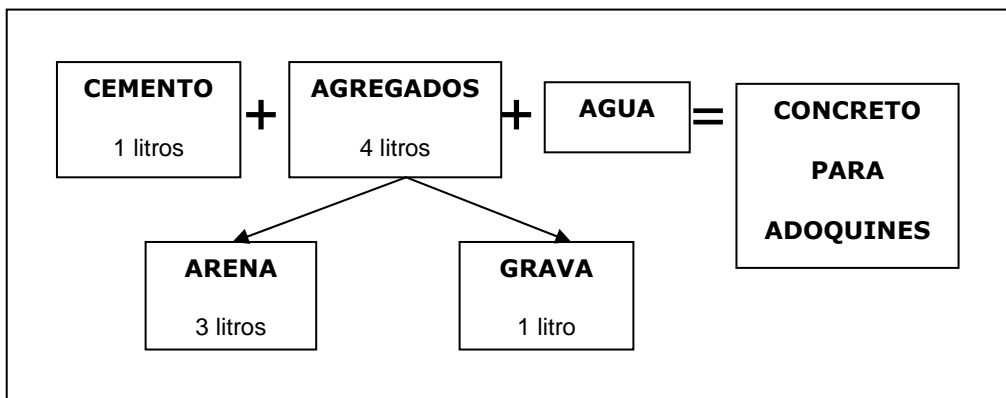


Figura 1.4. Dosificación del concreto para adoquines.

Fuente: Propia

Como se observa en las figuras 1.3 y 1.4, la proporción de agua no está especificada pues su dosificación es muy variable porque depende del grado de humedad de los otros ingredientes, por lo que se la agrega paulatinamente hasta obtener la consistencia del concreto deseada.

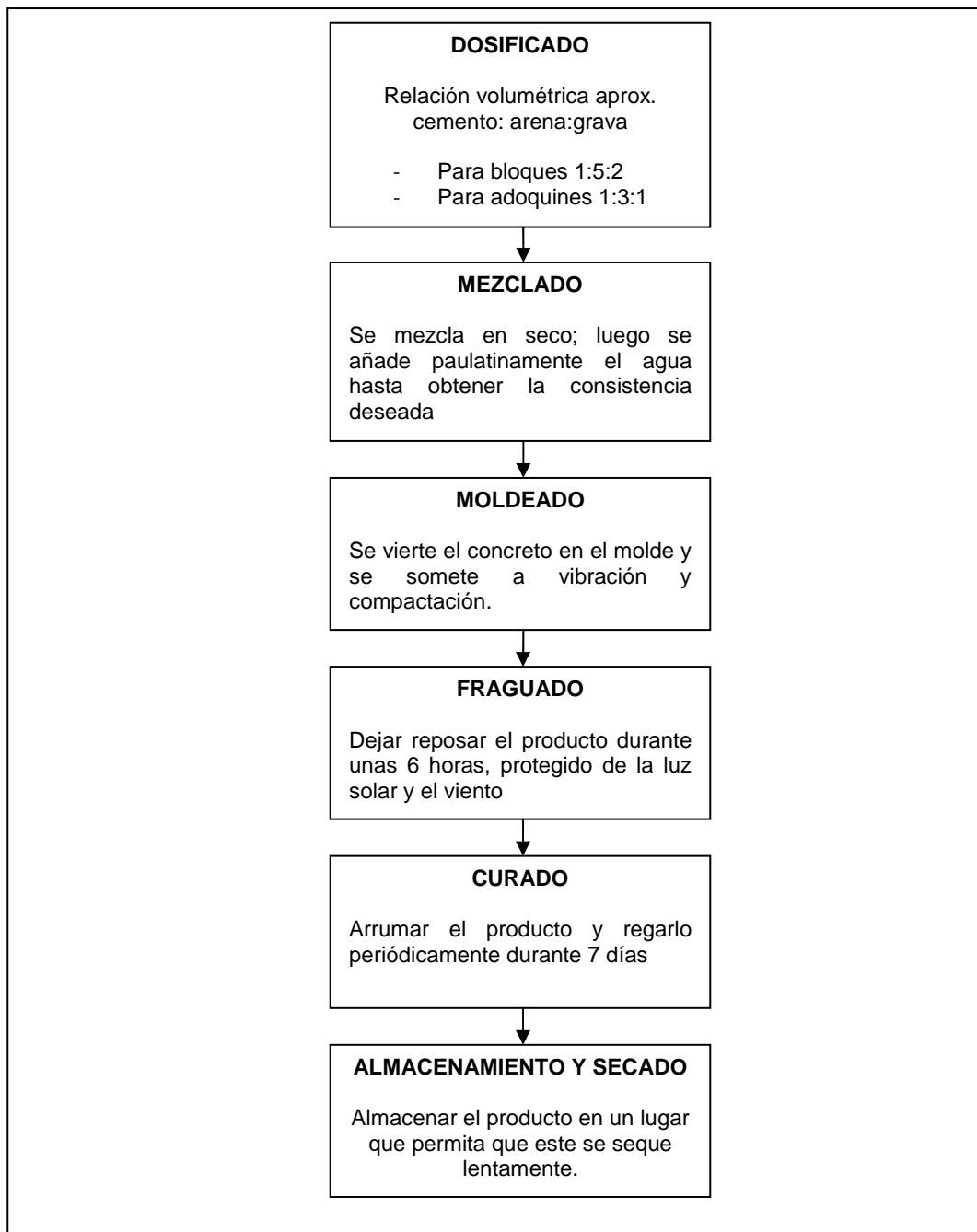
2. Mezclado. El mezclado se puede llevar a cabo manual o mecánicamente. Para mezclar el material empleando el método mecánico, que es el más utilizado, se empieza colocando en la mezcladora (usualmente de tipo trompo o de tolva), para que se combinen en seco, el cemento y los agregados, hasta obtener una mezcla de color uniforme; luego se añade agua y se prosigue con la mezcla por unos 4 minutos. Si los agregados son



muy absorbentes, se incorpora a la mezcla la mitad o las dos terceras partes de agua necesaria para la mezcla antes de añadir el cemento; finalmente se agrega el cemento y el resto del agua, continuando la operación de 2 a 3 minutos.

3. Moldeado. Se llenan los moldes, que deben estar limpios, con el concreto; enseguida se aplica la vibración y la compactación mediante los apisonadores. La duración, frecuencia y amplitud de la vibración y la presión de la compactación se determinan experimentalmente. Finalmente se retiran los bloques del molde teniendo cuidado de no fracturarlos ni deformarlos.
4. El fraguado. El fraguado es la reacción química que tiene lugar entre el cemento y el agua mediante la cual se produce el endurecimiento del hormigón. Para que el fraguado ocurra satisfactoriamente, los bloques deben permanecer protegidos del sol y del viento, para evitar que el agua contenida en estos se evapore y detenga el fraguado, obteniéndose así una resistencia pobre del concreto. Usualmente el fraguado dura entre 4 y 8 horas, no obstante resulta mejor dejarlos de un día para el otro.
5. Curado. El curado consiste en mantener la humedad del hormigón regándole agua periódicamente para que la reacción química del cemento continúe. Para esto, los bloques o adoquines se arruman con la separación suficiente para que se puedan humedecer totalmente por todos los costados. El curado dura alrededor de 7 días.
6. Almacenamiento y secado. Se debe almacenar el producto en un lugar que asegure la provisión, y permita que el producto se seque poco a poco, aislado de la lluvia, el viento y la luz solar.

El proceso de fabricación se resume en el siguiente esquema:



*Figura 1.5. Proceso de fabricación de bloques y adoquines*

Fuente: Propia

### 1.2.1 MÉTODOS DE FABRICACIÓN DE BLOQUES Y ADOQUINES<sup>1</sup>

El proceso de fabricación explicado en el punto anterior puede llevarse a cabo con los siguientes métodos:

- Manual. Con este método cada uno de los procesos se realiza de manera manual, o con maquinaria muy rudimentaria, accionada únicamente con la fuerza humana. Este método brinda resultados poco satisfactorios, por lo que casi no se lo emplea salvo en zonas muy retiradas.
- Semimanual. Este es el método más difundido en el país. El mezclado se realiza mediante una máquina mezcladora, usualmente impulsada por un motor eléctrico. La dosificación del material en el molde se hace de manera manual, o auxiliándose por algún mecanismo. La vibración del material se logra por una plataforma con masa excéntrica, y la compactación se logra dejando caer apisonadores sobre el material. Finalmente el desmolde se ejecuta mediante un mecanismo de accionamiento manual.
- Automático. Todo o casi todo el proceso de fabricación se cumple automáticamente, interviniendo los operarios en pocas o en ninguna de las etapas de elaboración del producto.

### **1.3 IMPORTANCIA DE LA VIBRACIÓN DEL CONCRETO<sup>1,2</sup>**

Dentro del proceso de fabricación de bloques y adoquines, el vibrado cumple un papel crucial ya que brinda al concreto características de suma importancia, tales como:

- Compacidad, es decir aumenta la densidad del concreto disminuyendo el aire atrapado en su interior.

---

<sup>2</sup> PAYA PEINADO M.; Hormigón Vibrado y Hormigones Especiales; Ediciones CEAC; 11 edición; 1977; Barcelona, España.

- Impermeabilidad.
- Resistencia mecánica.
- Resistencia a la abrasión.
- Otorga un buen acabado superficial.
- Facilita el desmolde.
- Economía del cemento y la mano de obra.

#### **1.4 NORMAS QUE RIGEN LA CALIDAD DE LOS BLOQUES Y ADOQUINES**

La norma que establece los requisitos que deben cumplir los bloques de hormigón para la construcción en el Ecuador es la INEN 643. Esta norma contempla los siguientes aspectos:

- Resistencia a la compresión mínima del bloque.
- Retracción por secado en porcentaje máximo de longitud.
- La máxima absorción de agua de los bloques.
- El contenido de humedad máximo de los bloques.

La norma que establece los requisitos que deben cumplir los adoquines para el pavimento de suelos en el Ecuador es la INEN 1488. En esta norma se consideran los siguientes aspectos:

- Las características que deben cumplir los ingredientes con los que se fabrica el concreto.
- La fabricación del adoquín.
- El almacenamiento del adoquín.
- Dimensiones y tolerancias del adoquín.
- Resistencia del adoquín.

## **CAPÍTULO 2**

### **MAQUINARIA DISPONIBLE EN EL MERCADO ECUATORIANO Y EL EXTRANJERO**

#### **2.1 MAQUINARIA FABRICADA EN EL PAÍS**

En el país se producen varios tipos de máquinas bloqueras-adoquineras, con diferentes grados de productividad y prestaciones. Usualmente la mayoría de las máquinas son fabricadas de manera artesanal y empírica, lo que da como

resultado maquinaria de baja producción (alrededor de 1000 adoquines diarios) y pobre calidad, no obstante es posible encontrar unos pocos talleres que producen maquinaria un tanto más sofisticada para producciones mayores.

El modelo más difundido en zonas rurales y periféricas es completamente manual. El concreto se prepara en una mezcladora o manualmente, y es depositado por los operarios, comúnmente mediante palas, directamente en el molde. La vibración se obtiene gracias a un eje con una masa excéntrica solidaria a una plataforma, y en los modelos más rudimentarios, no se cuenta con ningún mecanismo que cumpla tal función. La fuerza de los apisonadores proviene únicamente de la gravedad y la fuerza humana. Todos los componentes son accionados de manera manual, y en el mejor de los casos, mediante sistemas de palancas. En la fotografía 2.1 se muestra una máquina similar a la descrita.



*Fotografía 2.1. Máquina bloquera manual.*

**Fuente:** <http://barquisimeto.olx.com.ve/maquinas-ponedoras-y-mezcladorpara-hacer-bloques-de-cemento-tlf04161512200-iiid-33168919>

Otro modelo muy difundido en el país, algo más sofisticado que el anterior, es el mostrado en la fotografía 2.2.



*Fotografía 2.2. Máquina bloquera manual.*

**Fuente:** <http://queretarocity.olx.com.mx/maquina-bloquera-usada-iid-14368711>

El modelo mostrado en la fotografía anterior tiene un sistema de vibración por masas excéntricas, y los apisonadores bajan por gravedad. El desmolde se efectúa mediante un mecanismo de palancas, accionado por operarios. Para operar de manera continua, la máquina requiere de al menos 6 operarios distribuidos de la siguiente manera:

- Dos operarios para retirar el producto terminado y transportarlo hasta el área de secado.
- Dos operarios para depositar el concreto en el molde y accionar las palancas para el desmolde.
- Dos operarios para transportar el material a la mezcladora y accionarla.

El esquema antes descrito puede ser complementado con diferentes accesorios para incrementar la productividad:

- Tolva con compuerta manual para dosificar el material en el molde.

- Banda transportadora desde la mezcladora hasta la máquina.
- Automatización parcial de algún proceso como la vibro-compactación o el desmolde.

## **2.2 MAQUINARIA DISPONIBLE INTERNACIONALMENTE**

En el ámbito internacional se cuenta con una enorme variedad de maquinaria con diferentes prestaciones y características, provenientes de varias partes del mundo. Las características más importantes de los modelos más significativos se exponen en los apartados siguientes.

### **2.2.1 CENTRALES AUTOMÁTICAS PARA LA PRODUCCIÓN DE PREFABRICADOS DE CONCRETO**

Antes que máquinas, constituyen sistemas automatizados integrales en los que todo el proceso se lleva a cabo de manera automática. Se utilizan para producciones muy elevadas de más de 40000 unidades por jornada de 8 horas.

Maquinarias de este tipo pueden observarse en las fotografías siguientes.



*Fotografía 2.3. Central de producción de prefabricados de concreto.*

**Fuente:** <http://www.flickr.com/photos/33965060@N04/3162178628>





*Fotografía 2.4. Central de producción de prefabricados de concreto.*

**Fuente:** <http://www.flickr.com/photos/33965060@N04/3162178628>

El funcionamiento de las máquinas mostradas en las fotografías 2.3 y 2.4 es de la siguiente manera:

- La materia prima para la elaboración del concreto es depositada en silos que poseen dosificadores automáticos.
- El material es transportado desde los silos hasta la mezcladora mediante bandas transportadoras.
- Desde la mezcladora, mediante bandas transportadoras, el material es trasladado hasta un sistema de distribución cuya función es la de dosificar la cantidad justa de material en el molde.
- Las placas para el producto terminado ingresan de manera automática a la máquina. Incluso algunos modelos cuentan con un sistema de limpieza de las placas antes de su ingreso al sistema.
- Se produce la vibro-compactación. Las vibraciones se obtienen mediante masas excéntricas o, en modelos más sofisticados, mediante vibradores electromagnéticos.
- Se produce el desmolde del producto que va saliendo de manera automática a una banda transportadora. Algunas variantes de maquinaria

cuentan con cepillos rotatorios que pulen las imperfecciones del producto.

- El producto es apilado de manera semiautomática o automática mediante sistemas robotizados.

## 2.2.2 MÁQUINAS AUTOMÁTICAS

Este tipo de maquinaria puede observarse en la fotografía siguiente.



*Fotografía 2.5. Máquina automática de prefabricados de concreto.*

**Fuente:** <http://image.made-in-china.com/2f0j00iCJTMPBEHfre/Concrete-Block-Machine-QT6-15-.jpg>

Esta maquinaria es similar a la descrita en el apartado anterior, sin embargo ciertos procesos ya no son ejecutados por elementos integrales de la máquina o sistema. Estos procesos son:

- Dosificación automática de los ingredientes para la elaboración del concreto.
- Alimentación y limpieza automática de las placas para el producto terminado.
- Corrección de imperfecciones del producto.
- Apilamiento automático del producto.

Este es el tipo de maquinaria con la que cuentan las empresas de gran producción del país.

### 2.2.3 MAQUINAS SEMIAUTOMÁTICAS

Son máquinas para producciones más modestas, de 8000 a 15000 unidades por día. Tienen cierto grado de automatización, no obstante muchas de las operaciones para la fabricación deben ser asistidas por operadores. Una máquina de este tipo puede observarse en la fotografía 2.6.



*Fotografía 2.6. Máquina semiautomática de prefabricados de concreto.*

**Fuente:** [http://syshengya.en.alibaba.com/product/316035634-210457522/block\\_machine\\_QTJ4\\_40\\_.html](http://syshengya.en.alibaba.com/product/316035634-210457522/block_machine_QTJ4_40_.html)

Usualmente, en el tipo de máquina mostrada en la fotografía anterior, la compactación y el desmolde se ejecutan mediante mecanismos accionados por cilindros neumáticos o hidráulicos. La distribución del material en el molde se ejecuta de manera semiautomática. El material es dosificado y dispuesto en el molde con la ayuda de un operador que para este efecto emplea accesorios incluidos en la máquina.

#### 2.2.4 MAQUINA MÓVIL AUTOMÁTICA

Constituye un tipo de máquina novedoso que opera bajo un principio diferente a las citadas anteriormente. La máquina tiene la capacidad de desplazarse sobre un terreno plano e ir depositando a intervalos regulares el producto. Para esto la unidad móvil cuenta con sistemas de distribución, vibrocompactación y desmolde. Una máquina de estas características se muestra en la fotografía siguiente:



*Fotografía 2.7. Máquina móvil de prefabricados de concreto.*

**Fuente:** <http://www.mcgirrengineering.com/multilevel.html>

La ventaja fundamental de este tipo de máquina es que se prescinde de la infraestructura necesaria para transportar el producto y apilarlo, no obstante una

desventaja importante es que la materia prima debe ser transportada cada vez a una ubicación diferente, dependiendo de dónde se encuentre el sistema.

## **CAPÍTULO 3**

### **DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES DE LA MÁQUINA**

#### **3.1 CONSIDERACIONES PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES**

El diseño a proponerse en el presente proyecto de titulación, tiene como propósito satisfacer los requerimientos de una fábrica cuyo producto principal son los adoquines. Por esto se tomó como referencia la fábrica “Prefabricados de Hormigón del Valle”, ubicada en el cantón Salcedo en la provincia de Tungurahua.

La maquinaria con la que actualmente cuenta la fábrica no logra satisfacer la creciente demanda, sobre todo de adoquines, debido al incremento de la obra pública en el país, por lo que se ve la necesidad de renovar su equipo con el afán de obtener una mayor productividad y calidad.

## **3.2 LA CASA DE LA CALIDAD<sup>3</sup>**

Las especificaciones técnicas de la máquina son determinadas por medio de la casa de la calidad, que es una herramienta del QFD (Quality function deployment) cuyo fin principal es el de plasmar los requerimientos y deseos del cliente en el producto, y permitir la planificación de la calidad durante todo el ciclo de vida.

Para elaborar la casa de la calidad se requiere, en primer lugar, conocer la voz del cliente, mediante la cual este manifiesta sus requerimientos y deseos del producto; luego estos son traducidos, por medio del criterio del ingeniero, en requerimientos técnicos. Finalmente estos requerimientos técnicos son evaluados para determinar aquellos de mayor importancia.

### **3.2.1 VOZ DEL USUARIO**

De acuerdo al criterio del usuario, la máquina debe contar con las siguientes características:

- Que fabrique adoquines de acuerdo a las normas INEN.
- Que los adoquines tengan un buen acabado superficial.
- Que produzca al menos 10000 adoquines por jornada de 9 horas.
- Que el proceso de fabricación sea automático, salvo la dosificación de los materiales y la extracción de los adoquines de la máquina, que deben ser realizados manualmente.
- Que funcione con energía eléctrica.
- Que la dosificación y la extracción del producto resulten fáciles y rápidos para los obreros.

---

<sup>3</sup> RIBA, CARLES; Diseño Concurrente; Ediciones Upc ; España 2002.

- Que se requieran pocos operarios.
- Que la cantidad de producto fabricada por cada ciclo sea manejable para un fácil transporte.
- Que sea de fácil mantenimiento.
- Buena compactación del concreto.
- Fácil operación.

### **3.2.2 VOZ DEL INGENIERO**

Una vez conocidos los requerimientos y deseos del usuario, se procede a traducirlos a especificaciones o características técnicas:

- Ciclos por minuto.
- Tiempo de vibro-compactación.
- Tolerancia entre apisonadores y molde.
- Frecuencia de vibración.
- Presión aplicada por los apisonadores.
- Tiempo de mezclado del concreto.
- Cantidad de agua agregada a la mezcla.
- Altura de la tolva de la mezcladora.
- Altura de salida de los bloques/adoquines.
- Unidades por ciclo.
- Peso
- Volumen

### **3.2.3 RESULTADOS**

La casa de la calidad, mostrada en el anexo 1, fue elaborada según el procedimiento propuesto por Carles Riba en su texto Diseño Concurrente [3].

Sin embargo se ha debido hacer pequeñas modificaciones con el propósito de adecuar el método al presente proyecto. En primer lugar, en la columna A, en la que se evalúa el grado de cumplimiento actual del producto de la empresa, se ha colocado una calificación de 1 en todos los parámetros ya que no se cuenta con ningún producto previamente elaborado. En segundo lugar, la evaluación de la competencia se ha llevado a cabo calificando la maquinaria con la que actualmente cuenta la empresa Prefabricados de Hormigón del Valle.

#### **3.2.4 CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD**

La casa de la calidad nos ha brindado valiosa información acerca de las características técnicas que satisfacen en mayor medida las demandas del cliente. Así se tiene que los requerimientos técnicos más importantes son:

- Frecuencia de vibración.

Para lograr una buena compactación del concreto se deben emplear frecuencias de al menos 4000 ciclos/min.

- Tiempo de vibro-compactación.

El tiempo de vibración es altamente dependiente de la frecuencia de vibración, así, mientras mayores sean las frecuencias, menor es el tiempo de vibro-compactación. De acuerdo a la frecuencia de vibración establecida en el punto anterior, son suficientes unos 5 segundos de vibración, no obstante, el valor definitivo debe ser determinado experimentalmente.

- Tolerancia entre compactadores y molde.
- Presión de los Apisonadores.



Para lograr una buena compactación del concreto se debe emplear una presión de alrededor de 5000 Pa, que en la práctica da buenos resultados, según se observó en la maquinaria disponible en el mercado. Presiones muy elevadas podrían eliminar el efecto de vibración.

- Unidades por ciclo. El cliente ha establecido una producción de 6 unidades por ciclo.

Como se ve, estos parámetros están directamente relacionados con dos aspectos muy importantes de la máquina: la calidad del producto terminado y el volumen de producción.

Por otro lado, en lo que se refiere a los compromisos técnicos se nota que, afortunadamente, la mayoría de las especificaciones técnicas son independientes entre sí. El compromiso técnico más importante es el existente entre los ciclos por minuto y el tiempo de vibración, pero aplicando una vibración con la suficiente intensidad, se puede reducir el tiempo de vibración, disminuyendo así el tiempo por ciclo.

### **3.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

Con la ayuda de la casa de calidad se han establecido las especificaciones técnicas de la máquina, las mismas que aparecen en la siguiente tabla, empleando el formato establecido en la referencia [3].

<b>Empresa Cliente:</b> Prefabricados de Hormigón del Valle		<b>Producto:</b> Maquina semiautomática para fabricar adoquines y bloques.		Fecha Inicial: 08/02/2010 Ultima revisión: 02/02/2011
<b>Diseñadores:</b> Danny Corzo Ponce Miguel Cuatín Estacio				Página 1
<b>Especificaciones</b>				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		C	R	Máquina para producir adoquines hexagonales, de acuerdo a las normas INEN.
		C	R	Fabricación mínima de 10000 adoquines por jornada de 9 horas. Producir 6 unidades por ciclo.
Fuerzas		D	R	Presión de los apisonadores de 5000 Pa.
		D	R	Frecuencia de vibración de 4000 ciclos por minuto.
Tiempos		D	R	Tiempo de vibro-compactación de 4 segundos. 3 ciclos por minuto.
Automatización		C	R	Todo el proceso de fabricación automático salvo la dosificación de la arena y los agregados, y el retiro de los bloques/adoquines.

		C	D	La máquina debe funcionar con un máximo de 6 operarios.
Energía		C	R	Energía eléctrica.
Mantenimiento		C	R	De fácil montaje y desmontaje para mantenimiento y transporte.

Propone: M = Márquetin, D = Diseño, P = Producción, F = Fabricación.

R/D: R = Requerimiento; D = Deseo, MR = Modificación de Requerimiento.

*Tabla 3.1. Especificaciones técnicas de la máquina.*

**Fuente:** Propia

## CAPÍTULO 4

### DEFINICIÓN Y DISEÑO CONCEPTUAL

#### 4.1 ANÁLISIS FUNCIONAL

##### 4.1.1 DEFINICIÓN DEL ANÁLISIS FUNCIONAL <sup>4</sup>

El análisis funcional es una técnica propuesta por el ingeniero estadounidense Lawrence D. Miles, cuyo propósito es el de separar la acción que se efectúa del componente o mecanismo, para de este modo buscar nuevas soluciones a un mismo problema. El análisis funcional logra obtener mejores productos a un menor costo.

Para aplicar esta herramienta de diseño, es necesario establecer claramente las funciones primarias y secundarias del producto. Las funciones primarias son aquellas por las que el cliente compra el producto, que en este caso es la de fabricar adoquines y bloques. Las funciones secundarias son aquellas que

---

<sup>4</sup> LAWRENCE D. MILES; Techniques of Value Analysis and Engineering; Lawrence D.; Miles Value Foundation; Third Edition; 1989 USA.

permiten que la función primaria se ejecute satisfactoriamente y son las que, mediante este análisis, se determinan.

Una vez establecidas todas las funciones secundarias se procede a plantear soluciones aptas para desempeñar estas funciones, para luego seleccionar aquellas más convenientes. Estas funciones pueden ser agrupadas con el fin de obtener módulos que sean capaces de cumplir un conjunto de funciones secundarias, obteniéndose así un diseño modular.

La descomposición funcional del producto se lleva a cabo mediante diagramas de flujo en los que en cada recuadro aparece cada función, que puede tener 3 tipos de entradas y salidas: control, material y energía. Los diagramas de flujo se presentan en diferentes niveles, comenzando con el nivel 0 o función global, y continuando hasta el nivel que se estime conveniente.

#### **4.1.2 DESARROLLO DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES**

Los diagramas funcionales se muestran en el anexo 2.

#### **4.1.3 ANÁLISIS DE LOS DIAGRAMAS FUNCIONALES**

Se ha estimado conveniente desarrollar el diagrama funcional hasta el nivel 2 ya que, en este caso, un despliegue mayor conduciría a establecer implícitamente determinadas soluciones.

En el nivel 0, como ya se explicó, se presenta la función global o primaria, que en este caso es la de fabricar bloques y adoquines. Evidentemente, para que la máquina cumpla su función se requieren materiales, energía y señales de control generadas por los operarios.

El nivel 1 resulta muy similar al proceso de fabricación establecido en el apartado 1.2, pues se especifican de manera general los diferentes procesos (funciones) a realizarse para obtener el producto. No obstante, en el diagrama además se toma en cuenta el grado de automatización deseado por el cliente. Por esta razón, en aquellas acciones que deben ser manuales, se observa que ingresa un flujo energético manual.

En el nivel 2 aparecen desglosadas varias acciones implícitas que en el nivel anterior no se especificaron, pero que son fundamentales para el funcionamiento de la máquina. Así, en el diagrama aparecen las funciones de transportar y depositar el concreto en un contenedor. Esto para que cierta cantidad de concreto quede almacenada y permita que la máquina continúe funcionando mientras se mezcla más concreto. El transporte del concreto desde la mezcladora hasta el contenedor es una función que no necesariamente aparecerá en el diseño definitivo, si es que la mezcladora y el contenedor están próximos.

Otra función de gran importancia que queda establecida en el diagrama es la de distribuir el concreto en el molde. Esta función permite que la cantidad justa de material sea dispuesta en cada una de las cavidades del molde. De esta función dependen en gran medida la uniformidad del producto terminado así como el grado de desperdicio de material.

Por otro lado, quedan claramente establecidos los flujos energéticos, de materiales, de control y la relación entre las funciones. En lo que se refiere a las relaciones funcionales, el diagrama muestra información importante relacionada con la dependencia y simultaneidad de funciones. Así por ejemplo,

se tiene que el llenado del distribuidor de concreto y la vibro-compactación pueden ejecutarse al mismo tiempo para optimizar el tiempo por ciclo.

#### **4.1.4 DEFINICIÓN DE MÓDULOS**

La modularidad consiste en dividir al producto en varios bloques (módulos) funcionales o constructivos. El diseño de productos tomando en cuenta la modularidad ayuda enormemente en varios aspectos tales como la reducción de costos, la facilidad de mantenimiento, la ampliación de la gama y facilidad de producción, entre otros.

Debido a que dentro del proceso de elaboración de adoquines se cumplen varias funciones, resulta conveniente llevar a cabo una división modular. Para esto se analiza cuidadosamente los diagramas funcionales para establecer la división modular más apropiada tomando en cuenta las interfaces de los flujos energéticos, de material y de señal.

Al estudiar el diagrama se pueden establecer dos conjuntos principales de funciones:

- El mezclado y transporte de concreto. Que va desde la función “Cerrar compuerta de mezcladora” hasta “Depositar concreto en contenedor”
- Moldeo y compactación. Que va desde la función “Colocar placa sobre mesa vibradora” hasta “Retirar placa con producto”

Esta primera división se ha efectuado por la relativa independencia con la que operan estos dos conjuntos de funciones. El primero de estos conjuntos se encarga de elaborar el concreto y transportarlo hasta la máquina. El segundo tiene la tarea de fabricar los adoquines. Se considera que existe independencia entre estos dos conjuntos ya que solamente existe una interfaz de flujo de

material, lo que, en otras palabras, significa que el primer y segundo conjuntos pueden operar con libertad mutua en tanto el primero provea al segundo con la suficiente cantidad de material.

A continuación se prosigue con la subdivisión de estos dos conjuntos para establecer los módulos.

#### 4.1.4.1 División modular del primer conjunto

Al observar el diagrama funcional de nivel 2, se tiene que este primer conjunto cumple dos funciones principales fácilmente identificables: mezclar y transportar, por lo que se establecen los módulos que realicen las funciones correspondientes.

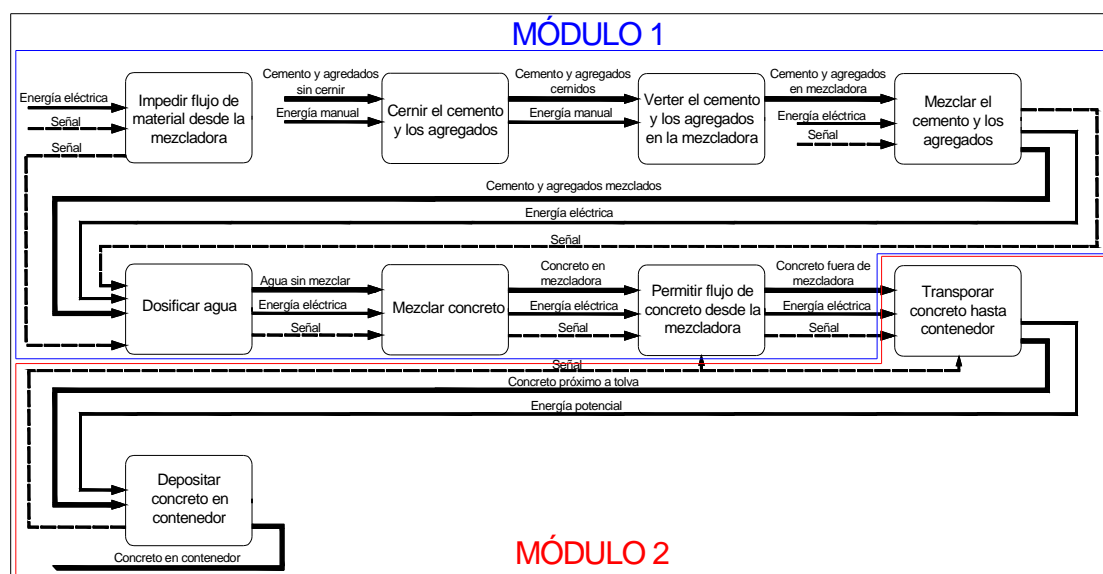


Figura 4.1. División modular del primer conjunto.

Fuente: Propia

#### 4.1.4.2 División modular del segundo conjunto

La definición de módulos en este conjunto resulta más complicada que en el anterior debido a que las diferentes funciones presentan un elevado grado de

interacción entre sí, sin embargo la opción más razonable consiste en dividir este conjunto en dos subconjuntos:

- La fabricación propiamente de adoquín, esto es la vibro-compactación y el desmolde.
- La distribución del concreto en el molde.

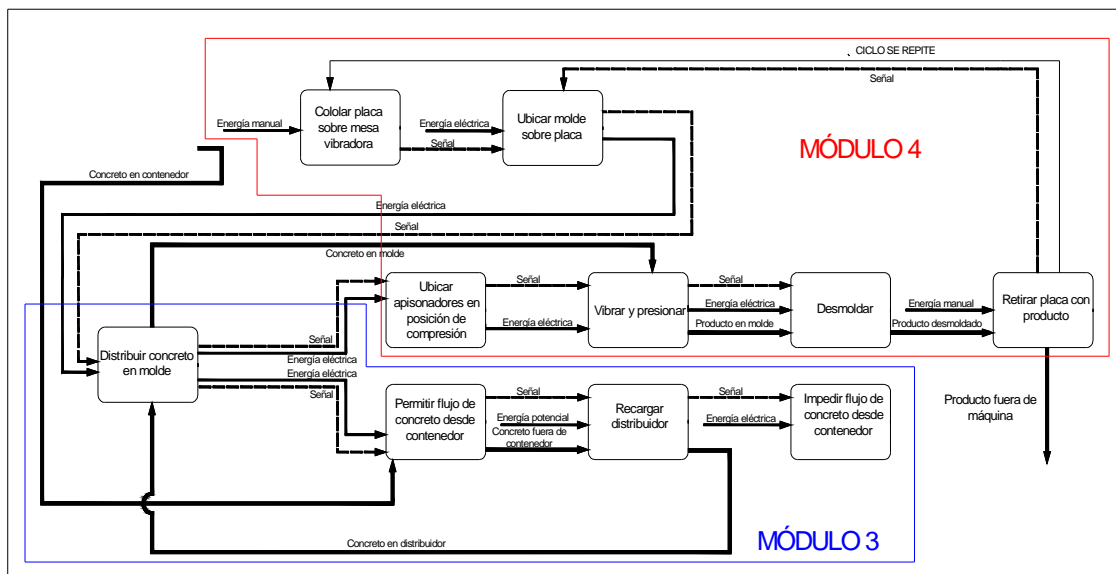


Figura 4.2. División modular del segundo conjunto.

Fuente: Propia

## 4.2 SOLUCIONES PARA CADA MÓDULO

### 4.2.1 MÓDULO 1

Este módulo cumple las siguientes funciones:

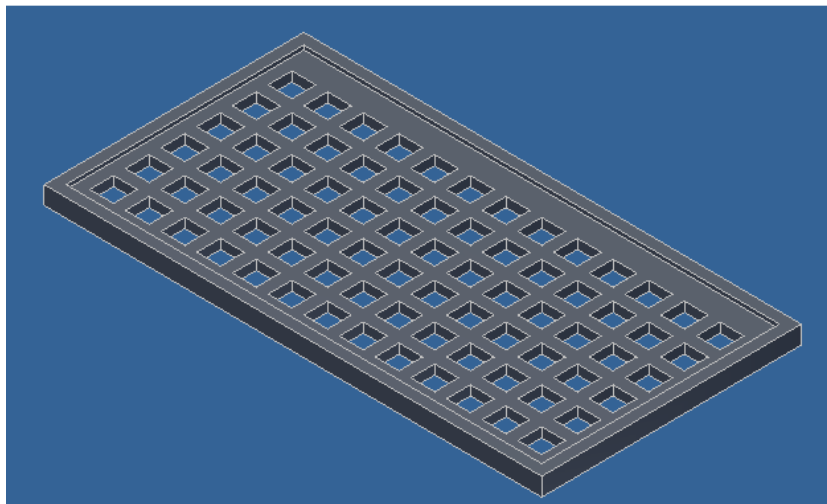
- Cernir el cemento y los agregados.
- Verter el cemento y los agregados en la mezcladora.
- Mezclar cemento y agregados.
- Dosificar agua.
- Mezclar el concreto.
- Sacar concreto de mezcladora.



A continuación se proponen posibles soluciones para cada una de estas funciones para luego combinarlas y establecer diferentes opciones de módulos.

#### **4.2.1.1 Cernir el cemento y los agregados**

La manera más práctica de efectuar esta tarea es a través de un cernidor o rejilla que evite que partículas con dimensiones mayores a las estipuladas ingresen a la mezcladora.



*Figura 4.3. Cernidor.*

**Fuente:** Propia

#### **4.2.1.2 Verter el cemento y los agregados en la mezcladora**

De acuerdo a las especificaciones, esta función debe ser realizada de manera manual por los operarios. Lo que hay que garantizar es que la altura a la cual se depositan los materiales sea tal que permita que la tarea pueda efectuarse con facilidad.

#### **4.2.1.3 Mezclar el cemento y los agregados**

Existen varios tipos de mezcladoras que operan bajo diferentes principios las cuales se exponen a continuación:

#### 4.2.1.3.1 Mezcladora de eje horizontal

En este tipo de mezcladora, el material, contenido en un recipiente más o menos cilíndrico, se mezcla gracias al movimiento rotatorio de un eje horizontal al que se encuentran adheridas varias paletas.

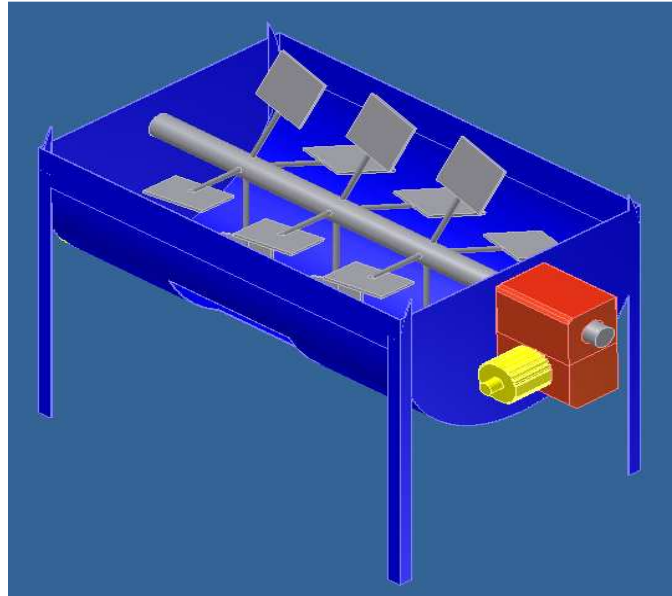


Figura 4.4. Mezcladora de eje horizontal.

Fuente: Propia

#### Ventajas

- El desgaste generado en las aspas y en el recipiente es aceptable.
- Permite vigilar el estado de la mezcla en todo momento, lo que es útil sobre todo cuando interesa saber si la mezcla cuenta con la cantidad de agua adecuada.
- Mecanismo de accionamiento sencillo.
- Fácil mantenimiento.

#### Desventajas

- El mezclado no es óptimo.
- Puede resultar complicado vaciar la mezcladora.

#### 4.2.1.3.2 Mezcladora de eje vertical

El material se mezcla en un recipiente cilíndrico mediante la acción de paletas cuyo eje se encuentra dispuesto de manera vertical.

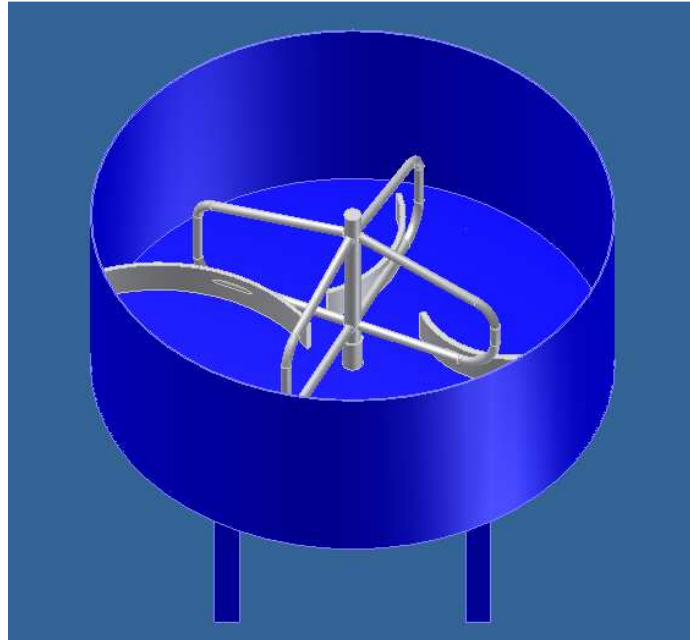


Figura 4.5. Mezcladora de eje vertical.

Fuente: Propia

#### Ventajas

- Se puede observar el estado de la mezcla en todo momento.
- Bajo desgaste en el recipiente y las espas.
- Funcionamiento simple.
- Fácil mantenimiento.
- Fácil vaciado de la mezcladora.

#### Desventajas

- El mezclado no es óptimo.

#### 4.2.1.3.3 Mezcladora satelital

En este tipo de mezcladora, el mezclado del concreto se efectúa gracias al movimiento del contenedor alrededor de un eje que pasa por su centro. Aspas solidarias al contenedor agitan la mezcla.

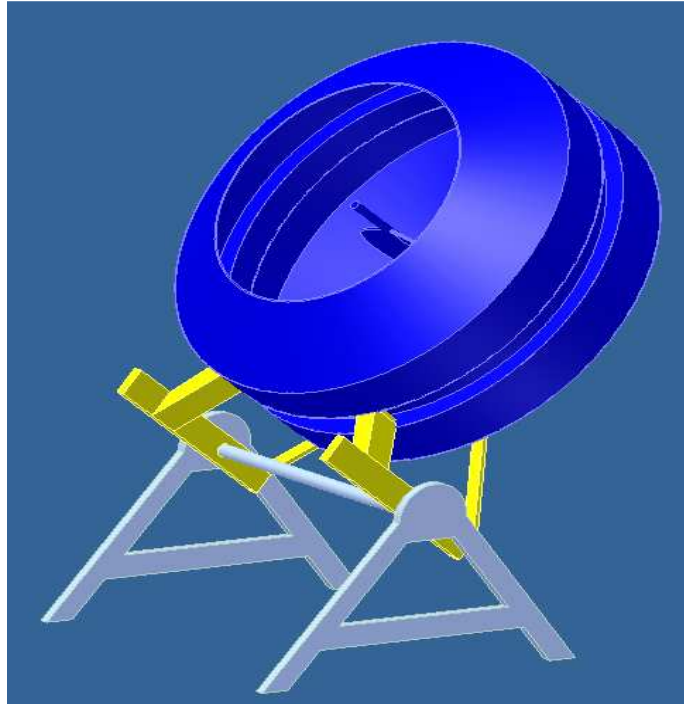


Figura 4.6. Mezcladora satelital.

Fuente: Propia

#### Ventajas

- Buen mezclado

#### Desventajas

- Elevado desgaste del contenedor.
- No es posible observar la mezcla.
- Principio de funcionamiento complicado.

#### 4.2.1.4 Dosificar agua

El proceso de dosificación se lleva a cabo mediante un sistema de dosificación, el mismo que puede ser encontrado fácilmente en el mercado.

#### 4.2.1.5 Mezclar el concreto

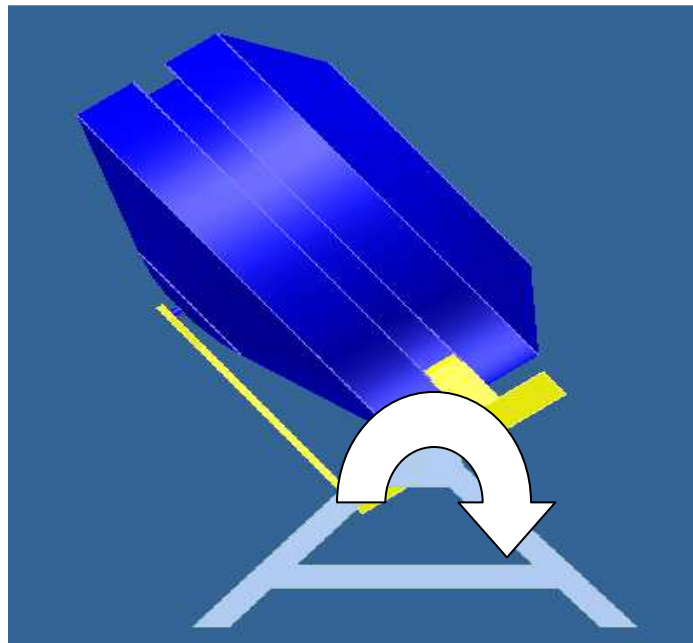
La función de mezclado de concreto se realiza con el mismo elemento utilizado en la función de “mezclar cemento y los agregados”.

#### 4.2.1.6 Sacar concreto de la mezcladora

Esta función es la que permite que, una vez mezclado, el concreto abandone la mezcladora para ser transportado. Se han considerado tres posibles principios que permitan llevar a cabo esta función.

##### 4.2.1.6.1 *Inclinación de la mezcladora*

El concreto se extrae de la mezcladora mediante la inclinación de la misma. El concreto cae gracias a la gravedad a través de una compuerta. Este principio resultaría práctico únicamente en el caso de la mezcladora satelital, para los otros modelos resulta complicado pues sería necesario implementar un mecanismo adicional que permita que el contenedor se incline.



*Figura 4.7. Vaciado por inclinación.*

Fuente: Propia

**Ventajas**

- Permite vaciar completamente la mezcladora.

### Desventajas

- Compatible con la mezcladora satelital únicamente.

#### 4.2.1.6.2 Compuerta

El concreto sale de la mezcladora a través de una compuerta que se abre y cierra de manera automática, ubicada en la parte inferior. El concreto es empujado hacia el exterior por la acción de las paletas de mezclado.

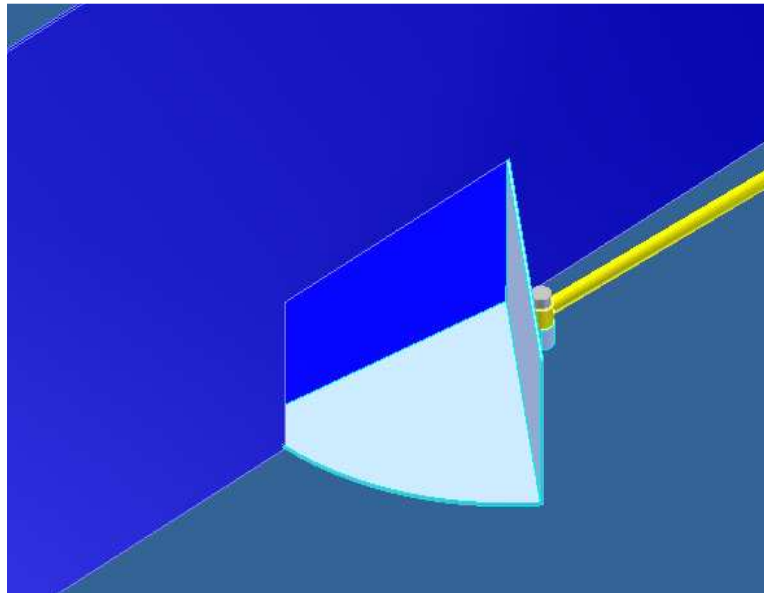


Figura 4.8. Vaciado por medio de compuerta.

Fuente: Propia

### Ventajas

- Principio sencillo de funcionamiento.

### Desventajas

- Es posible que queden residuos de concreto dentro de la mezcladora.

**4.2.1.7 ALTERNATIVAS DE MÓDULOS**

Para determinar diferentes alternativas de módulos se combinan entre sí las soluciones para cada función, como es muestra en la tabla 4.1. Es importante notar que no resulta conveniente realizar todas las combinaciones, sino aquellas cuyos componentes sean compatibles entre sí.

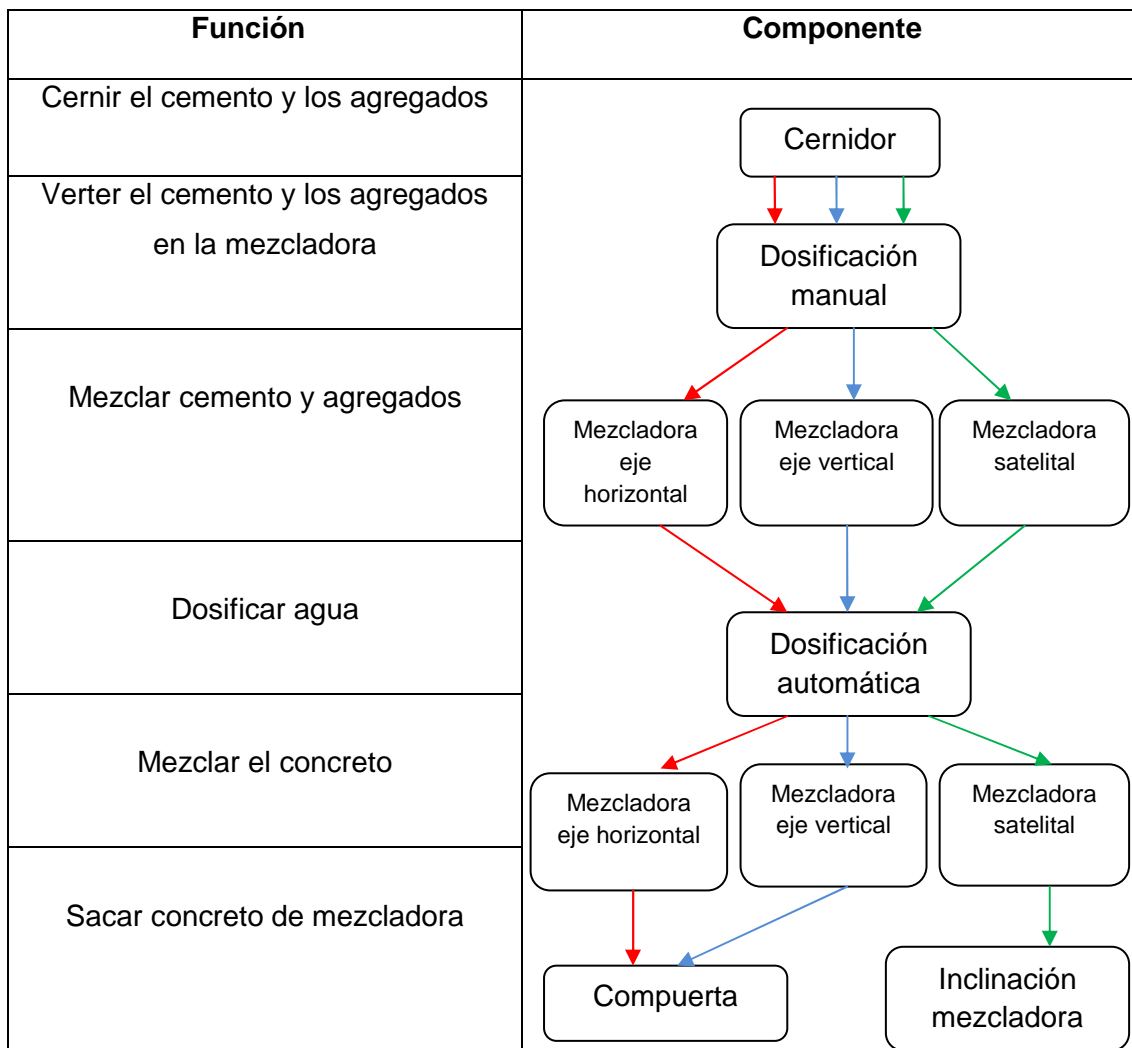
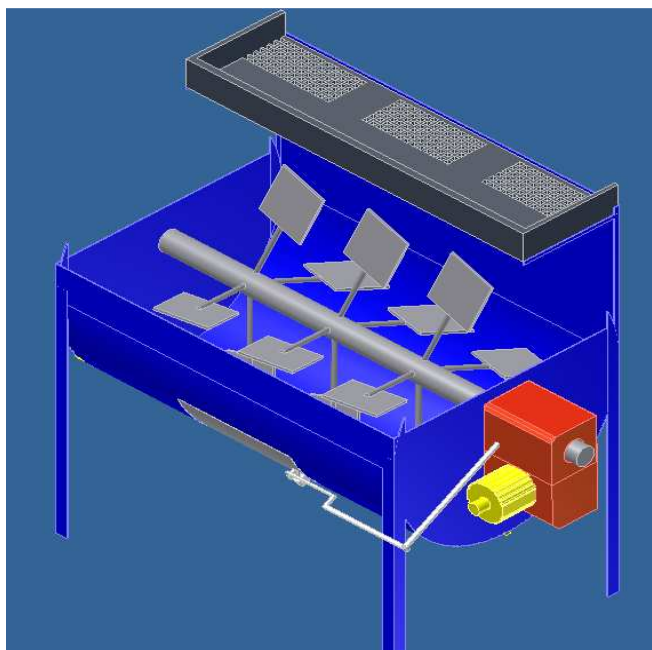


Tabla 4.1. Opciones de módulos. Alternativa 1 Alternativa 2 Alternativa 3

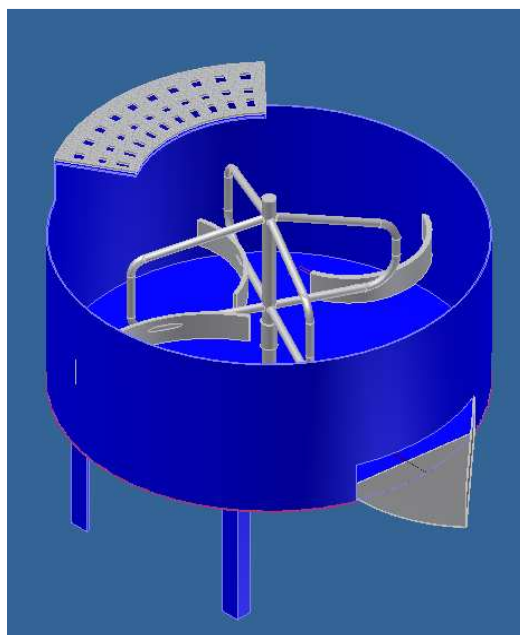
Fuente: Propia

El esquema de cada uno de los módulos aparece en las siguientes figuras:



*Figura 4.9. Alternativa 1 del módulo 1.*

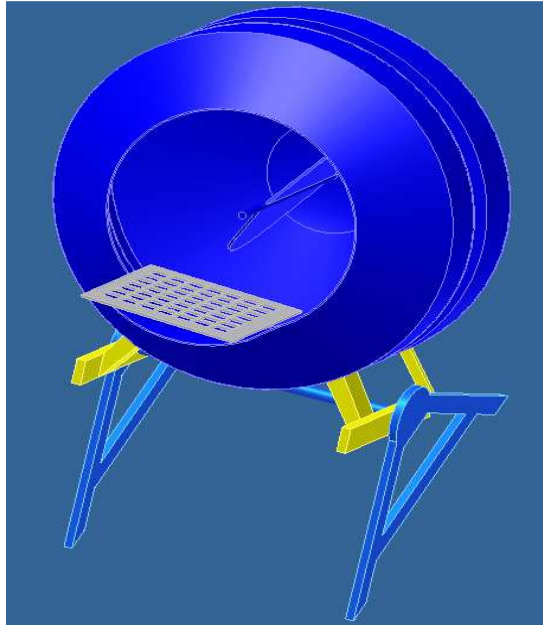
**Fuente:** Propia



*Figura 4.10. Alternativa 2 del módulo 1.*

**Fuente:** Propia





*Figura 4.11. Alternativa 3 del módulo 1.*

**Fuente:** Propia

#### **4.2.1.8 EVALUACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS MÓDULOS**

Con el fin de determinar aquel módulo que resulte más conveniente, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados<sup>3</sup>.

Se listan a continuación los criterios de valoración más determinantes:

- Calidad de mezclado, ya que de esto depende la calidad del concreto, y por consiguiente del producto terminado.
- Nivel de desgaste de la mezcladora, ya que esto influye en los costos de mantenimiento.
- Permitir visualizar el concreto durante la mezcla, para determinar si se cuenta con la cantidad suficiente de agua.
- Mecanismo de funcionamiento sencillo, para permitir que el mantenimiento y la construcción puedan ejecutarse fácilmente.
- Alta fiabilidad en los componentes, para evitar paros imprevistos.

La evaluación de los criterios y módulos se detalla en las tablas siguientes:

	Calidad mezclado	Desgaste	Visualizar mezcla	Mecanismo sencillo	Fiabilidad	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Calidad mezclado</b>		0,5	1	0,5	0,5	3,5	<b>0,23</b>
<b>Desgaste</b>	0,5		1	1	0	3,5	<b>0,23</b>
<b>Visualizar mezcla</b>	0	0		0,5	0	1,5	<b>0,10</b>
<b>Mecanismo sencillo</b>	0,5	0	0,5		0	2,0	<b>0,14</b>
<b>Fiabilidad</b>	0,5	1	1	1		4,5	<b>0,30</b>
					<b>Suma</b>	15	<b>1</b>

*Fiabilidad > Calidad de mezclado = Desgaste > Mecanismo sencillo > Visualizar Mezcla*

Tabla 4.2. Evaluación de cada criterio.

Fuente: Propia

Enseguida se evalúa cada una de las soluciones respecto a los criterios.

Calidad mezclado	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Solución 1</b>		0,5	0	1,5	0,25
<b>Solución 2</b>	0,5		0	1,5	0,25
<b>Solución 3</b>	1	1		3	0,5
				6	1

*Solución 3 > Solución 2 = Solución 1*

Tabla 4.3. Evaluación de las soluciones respecto a la calidad de mezclado.

Fuente: Propia

Desgaste	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Solución 1</b>		0,5	1	2,5	0,42
<b>Solución 2</b>	0,5		1	2,5	0,42
<b>Solución 3</b>	0	0		1	0,16
				6	

*Solución 1 = Solución 2 > Solución 3*

Tabla 4.4. Evaluación de las soluciones respecto al desgaste.

Fuente: Propia

Visualizar mezcla	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Solución 1</b>		0,5	1	2,5	0,42
<b>Solución 2</b>	0,5		1	2,5	0,42
<b>Solución 3</b>	0	0		1	0,16
				6	1

*Solución 1 = Solución 2 > Solución 3*

Tabla 4.5. Evaluación de las soluciones respecto a la visualización de la mezcla.

Fuente: Propia

Sencillez mecanismo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	1	2	0,33
Solución 2	1		1	3	0,50
Solución 3	0	0		1	0,17
				6	1
<i>Solución 2 &gt; Solución 1 &gt; Solución 3</i>					

Tabla 4.6. Evaluación de las soluciones respecto a la sencillez del mecanismo.

Fuente: Propia

Fiabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	1	2	0,33
Solución 2	1		1	3	0,50
Solución 3	0	0		1	0,17
				6	1
<i>Solución 2 &gt; Solución 1 &gt; Solución 3</i>					

Tabla 4.7. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad.

Fuente: Propia

Finalmente, se presenta la tabla de conclusiones:

Conclusiones	Calidad mezclado	Desgaste	Visualización mezcla	Sencillez mecanismo	Fiabilidad	$\Sigma$	Prioridad
Solución 1	0,25x0,23	0,42x0,23	0,42x0,1	0,33x0,14	0,33x0,3	0,34	<b>2</b>
Solución 2	0,25x0,23	0,42x0,23	0,42x0,1	0,50x0,14	0,50x0,3	0,42	<b>1</b>
Solución 3	0,5x0,23	0,16x0,23	0,16x0,1	0,17x0,14	0,17x0,3	0,24	<b>3</b>

Tabla 4. 8. Tabla de conclusiones para el módulo 1.

Fuente: Propia

Por consiguiente, según la tabla 4.8, la solución que más se ajusta a los criterios de evaluación es la número 2.

#### 4.2.2 MÓDULO 2

De acuerdo al diagrama funcional, este módulo cumple las siguientes funciones:

- Transportar concreto hasta el contenedor.
- Depositar concreto en contenedor.

A continuación se establecen las soluciones:

#### 4.2.2.1 Transportar concreto hasta el contenedor

Para esta función se han considerado dos alternativas:

##### 4.2.2.1.1 Banda transportadora

El transporte se efectúa por medio de una banda que gira de manera continua entre los puntos de carga y depósito.

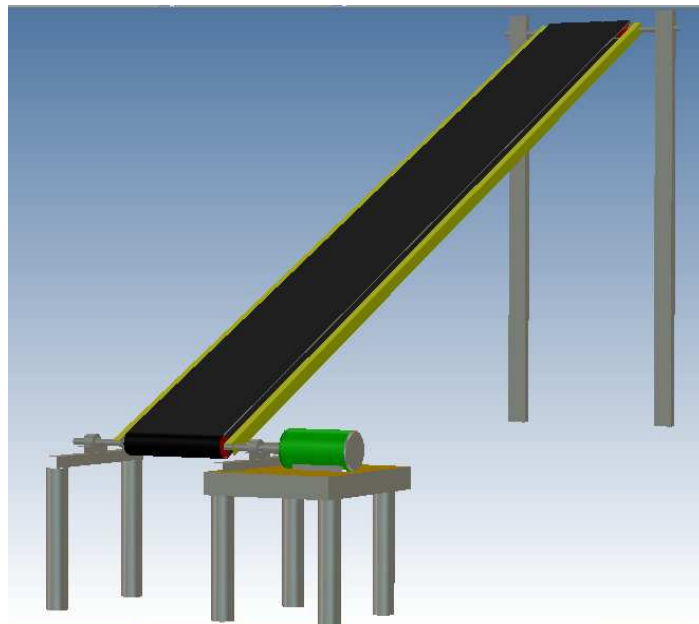


Figura 4.12. Banda transportadora.

Fuente: Propia

#### Ventajas

- Suministro uniforme y constante del concreto.
- Fácil mantenimiento.
- Permite transporte de grandes volúmenes de mezcla de concreto.
- Principio de funcionamiento sencillo.
- Fácil carga y descarga del material.

#### Desventajas

- La longitud de la banda depende de la diferencia de las alturas entre los puntos de carga y depósito.

- Requiere de mayor potencia.
- Costo.
- Desperdicio de material.

#### 4.2.2.1.2 *Recipiente móvil.*

El material es transportado por medio de un contenedor, como se muestra en la figura 4.13.

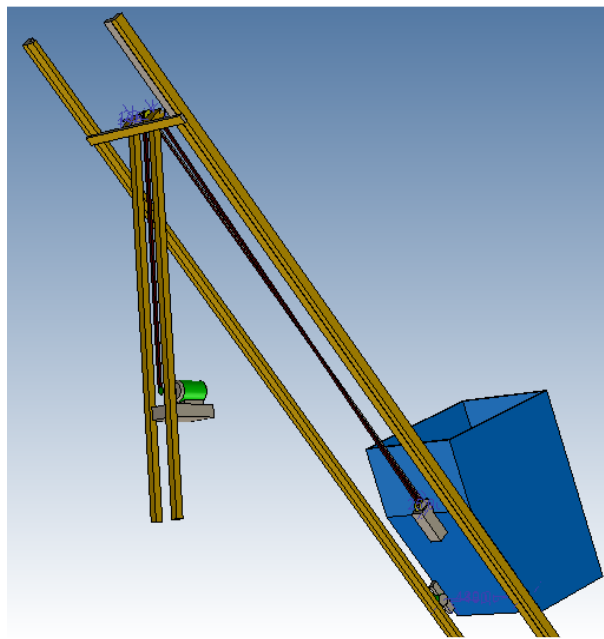


Figura 4.13. Esquema de transporte por medio de recipiente.

Fuente: Propia

#### **Ventajas**

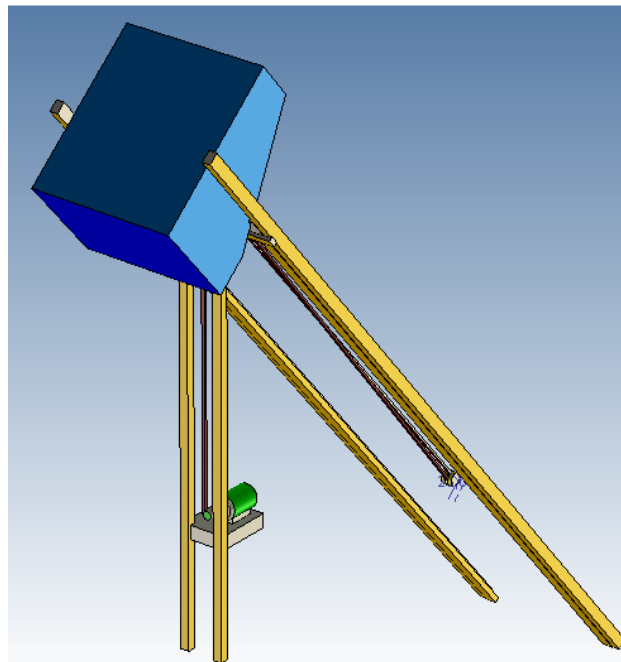
- Ocupa poco espacio.
- Mecanismo sencillo y de fácil mantenimiento.

#### **Desventajas**

- El suministro de la mezcla de concreto es irregular.
- Para efectuar la carga y la descarga se requiere un mecanismo adicional.

#### 4.2.2.2 Depositar concreto en el contenedor

La función de verter el concreto la realiza el mismo sistema de transporte sin la necesidad de un componente adicional. En la primera solución, el depósito se lleva a cabo gracias a la gravedad cuando el concreto alcance el extremo de la banda. En el segundo caso se vierte el concreto por la inclinación del recipiente.



*Figura 4.14. Vaciado del contenedor.*

**Fuente:** Propia

#### 4.2.2.3 Alternativas de módulos

Para establecer las alternativas de módulos se combinan entre sí las diferentes soluciones para cada función, como se muestra en la tabla 4.9.



Función	Componente
Transportar concreto al contenedor	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Banda Transportadora</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Recipiente corredera y poleas</div> </div>
Depositar concreto al contenedor	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Depositar concreto por gravedad</div> <p style="color: red; font-weight: bold; margin-top: 5px;">Alternativa 1</p> </div> <div style="text-align: center;">  <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Depositar concreto por inclinación</div> <p style="color: green; font-weight: bold; margin-top: 5px;">Alternativa 2</p> </div> </div>

Tabla 4.9. Combinación de soluciones para el módulo 2.

Fuente: Propia

#### 4.2.2.4 Evaluación y selección de los módulos

Se listan a continuación los criterios de valoración más determinantes.

- Fácil mantenimiento, rápido y a bajo costo.
- Costo del equipo.
- Cantidad de concreto transportada por minuto, que se ajuste a la capacidad de producción de la máquina.
- Alta fiabilidad, con la finalidad de evitar interrupciones en la producción.
- Cantidad de material desperdiciado.

	Fácil mantenimiento	Costo equipo	Cantidad concreto por min.	Alta fiabilidad	Durabilidad	Desperdicio	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Fácil mantenimiento</b>		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	3,5	<b>0,18</b>
<b>Costo equipo</b>	0,5		0,5	0	0	1	3,0	<b>0,15</b>
<b>Cantidad concreto por min.</b>	0,5	0,5		0	0	0,5	2,5	<b>0,13</b>
<b>Alta fiabilidad</b>	0,5	1	1		0,5	1	5,0	<b>0,25</b>
<b>Durabilidad</b>	0,5	1	1	0,5		0,5	4,5	<b>0,23</b>
<b>Desperdicio</b>	0,5	0	0,5	0	<b>0</b>		2,0	<b>0,10</b>
						<b>suma</b>	20	<b>1</b>

*Alta Fiabilidad > Durabilidad > Fácil Mantenimiento > Costo Equipo > Cantidad Concreto por min > Desperdicio*

*Tabla 4.10. Evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo 2.*

Fuente: Propia



Enseguida se evalúa cada una de las soluciones respecto a cada uno de los criterios.

Fácil Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2,0	0,7
Solución 2	0		1,0	0,3
			3,0	1
<i>Solución 1 &gt; Solución 2</i>				

Tabla 4.11. Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de mantenimiento.

Fuente: Propia

Costo Equipo	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1,5	0,5
Solución 2	0,5		1,5	0,5
			3	1,0
<i>Solución 1 = Solución 2</i>				

Tabla 4.12. Evaluación de las soluciones respecto al costo equipo.

Fuente: Propia

Cantidad concreto por min.	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2,0	0,7
Solución 2	0		1,0	0,3
			3	1,0
<i>Solución 1 = Solución 2</i>				

Tabla 4.13. Evaluación de las soluciones respecto a la cantidad de concreto por minuto.

Fuente: Propia

Alta Fiabilidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1,0	2,0	0,7
Solución 2	0		1,0	0,3
			3	1,0
<i>Solución 1 = Solución 2</i>				

Tabla 4.14. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad.

Fuente: Propia

Durabilidad	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	2,0	0,7
Solución 2	0		1,0	0,3
			3	1,0
<i>Solución 1 = Solución 2</i>				

Tabla 4.15. Evaluación de las soluciones respecto a la durabilidad.

Fuente: Propia

Desperdicio	Solución 1	Solución 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0,5	1,5	0,5
Solución 2	0,5		1,5	0,5
			3	1,0
<i>Solución 1 = Solución 2</i>				

*Tabla 4.16. Evaluación de las soluciones respecto al desperdicio.*

Fuente: Propia

Finalmente, se presenta la tabla de conclusiones:

Conclusiones	Fácil mantenimiento	Costo equipo	Cantidad concreto por	Alta fiabilidad	Durabilidad	Desperdicio	$\Sigma$	Prioridad
Solución 1	0,7x0,18	0,5x0,15	0,7x0,13	0,7x0,25	0,7x0,23	0,5x0,10	0,68	<b>1</b>
Solución 2	0,3x0,18	0,5x0,15	0,3x0,13	0,3x0,25	0,3x0,23	0,5x0,10	0,32	<b>2</b>

*Tabla 4.17. Tabla de conclusiones para el módulo 2.*

Fuente: Propia

Según se observa en la tabla 4.17, la solución que cumple los criterios de evaluación de mejor manera es la número 1.

### 4.2.3 MÓDULO 3

Este módulo cumple con las siguientes funciones:

- Distribuir concreto en el molde.
- Permitir flujo de concreto desde el contenedor.
- Recargar distribuidor.
- Impedir flujo desde contenedor.

Algunas de estas funciones pueden ser agrupadas, ya que pueden ser realizadas por el mismo mecanismo. Los grupos son los siguientes:

- Distribuir concreto en molde.
- Permitir flujo de concreto, que involucra las funciones “permitir flujo de concreto desde contenedor” e “impedir flujo desde contenedor”.
- Recargar distribuidor.

A continuación se establecen posibles soluciones para cada una de estas funciones para luego combinarlas y establecer diferentes opciones de módulos.

#### 4.2.3.1 Distribuir concreto en molde

Esta función es la que permite que el concreto sea dosificado de manera uniforme en cada una de las cavidades del molde. Se han considerado las siguientes soluciones:

- Distribuidor móvil
- Flujo directo desde tolva.
- Molde móvil.

##### 4.2.3.1.1 Distribuidor móvil

Este sistema consta de un recipiente móvil que se desplaza entre dos posiciones, una de carga y otra de descarga. Cuando el recipiente se encuentra en la posición de descarga, sobre el molde, este realiza movimientos alternativos horizontales, con la finalidad de que el concreto sea distribuido uniformemente en el molde.

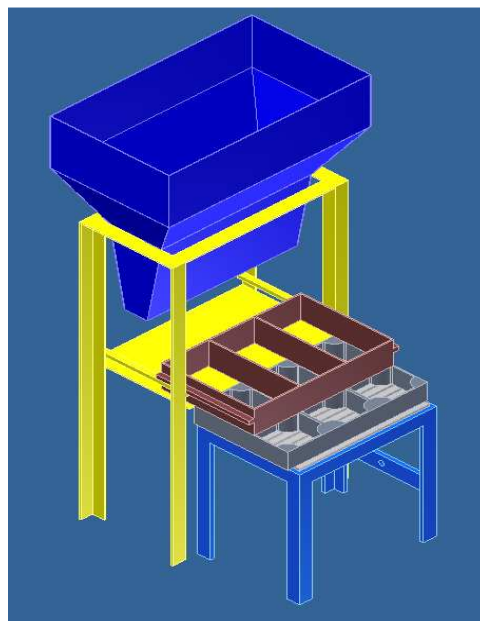


Figura 4.15. Distribuidor móvil.

Fuente: Propia

### Ventajas

- Llenado uniforme de concreto en el molde.
- Poco desperdicio de concreto.

### Desventajas

- Mecanismo complejo.
- Costo.

#### 4.2.3.1.2 Flujo directo desde tolva.

La tolva se encuentra ubicada sobre el molde permitiendo, que el concreto caiga en este por gravedad.

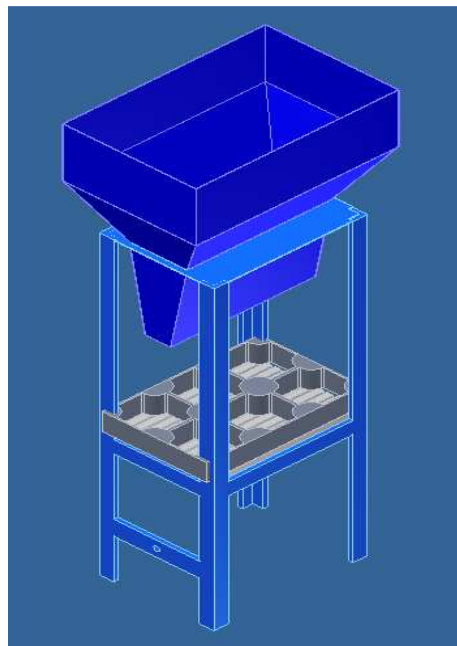


Figura 4.16. Flujo directo desde tolva.

Fuente: Propia

### Ventajas

- Costo.
- Funcionamiento sencillo.
- No requiere de mantenimiento

## Desventajas

- Desperdicio de concreto.
- Mala distribución de concreto en el molde.
- El diseño del módulo 4 resulta más complejo, debido a que se requiere que los apisonadores se desplacen para permitir que el flujo de concreto pase desde la tolva al molde.

### 4.2.3.1.3 Molde móvil

Consiste en desplazar el molde horizontalmente y ubicarlo bajo la tolva, permitiendo así que el concreto fluya hacia el molde.

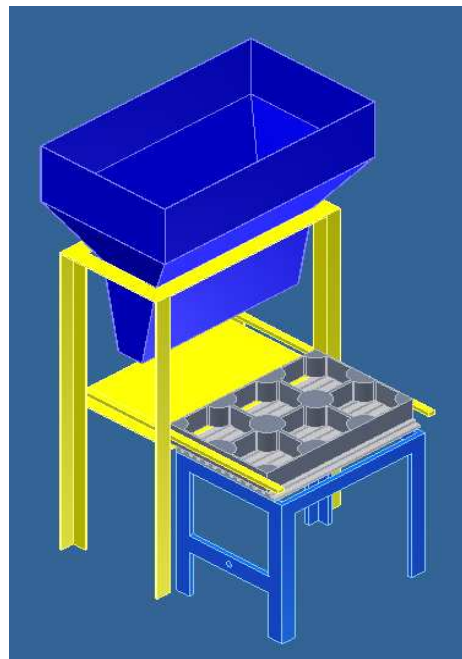


Figura 4.17. Molde móvil.

Fuente: Propia

## Ventajas

- Mecanismo sencillo.
- Costo.

## **Desventajas**

- Agrega cierta complejidad al módulo 4, ya que el molde, a más de tener un movimiento vertical, debe moverse horizontalmente.
- No existe buena distribución de concreto en el molde.
- Existe desperdicio de concreto.
- Existe la posibilidad de generar una desalineación entre el molde y los apisonadores.

### **4.2.3.2 Permitir flujo de material**

Para esta función se ha tomado en consideración únicamente una compuerta, la cual es accionada mediante un sistema neumático o mecánico.

### **4.2.3.3 Recargar distribuidor/molde**

Esta función se refiere al mecanismo mediante el cual el concreto llega desde la tolva al distribuidor o al molde. Debido a que la tolva se encuentra a una altura mayor que el distribuidor o molde, el concreto se desplaza por gravedad, en consecuencia no se requiere un componente adicional.

### **4.2.3.4 Alternativas de módulos**

Para establecer las alternativas de módulos se combinan entre sí las diferentes soluciones para cada función, como se muestra en la tabla 4.18.

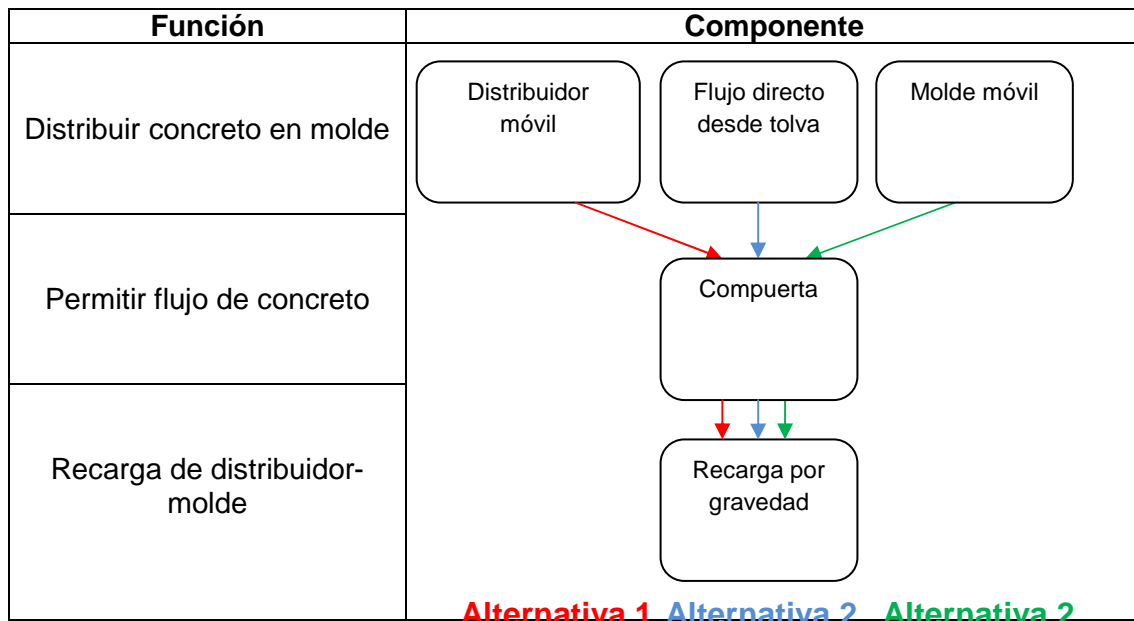


Tabla 4.18. Combinación de soluciones para el módulo 3.

Fuente: Propia

#### 4.2.3.5 Selección de la solución para el módulo 3

La valoración de las alternativas de solución se la hace tomando en cuenta los siguientes criterios:

- Fácil mantenimiento.
- Costo del equipo.
- Distribución de concreto.
- Alta fiabilidad.
- Cantidad de desperdicio.

La ponderación de cada uno de estos criterios, su respectiva evaluación para cada una de las soluciones y la selección de la solución se muestran desde la tabla 4.19 hasta la 4.25.

	Fácil mantenimiento	Costo equipo	Distribución de concreto	Alta fiabilidad	Desperdicio	$\Sigma+1$	Ponderación
Fácil mantenimiento		0,5	0	0,5	0,5	2,5	<b>0,17</b>
Costo equipo	0,5		0	0	0,5	2,0	<b>0,13</b>
Distribución de concreto	1	1		0,5	1	4,5	<b>0,30</b>
Alta fiabilidad	0,5	1	0,5		1	4,0	<b>0,27</b>
Desperdicio	0,5	0,5	0	0		2,0	<b>0,13</b>
					<b>suma</b>	15	<b>1</b>

*Distribución Concreto > Alta Fiabilidad > Fácil Mantenimiento > Costo Equipo = Desperdicio*

Tabla 4.19. Evaluación de cada criterio.

Fuente: Propia

Fácil Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		1	3,0	0,50
Solución 3	0,5	0		1,5	0,25
				6,0	1

*Solución 2 > Solución 1 = Solución 3*

Tabla 4.20. Evaluación de las soluciones respecto a la facilidad de mantenimiento.

Fuente: Propia

Costo Equipo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		1	3,0	0,50
Solución 3	0,5	0		1,5	0,25
				6,0	1

*Solución 2 > Solución 1 = Solución 3*

Tabla 4.21. Evaluación de las soluciones respecto al costo equipo.

Fuente: Propia

Distribución concreto	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	3,0	0,50
Solución 2	0		0,5	1,5	0,25
Solución 3	0	0,5		1,5	0,25
				6	1,0

*Solución 1 > Solución 2 = Solución 3*

Tabla 4.22. Evaluación de las soluciones respecto a distribución de concreto.

Fuente: Propia

Alta Fiabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1,0	1,0	3,0	0,50



<b>Solución 2</b>	0		0,5	1,5	0,25
<b>Solución 3</b>	0	0,5		1,5	0,25
				6	1,0
<i>Solución 1 &gt; Solución 2 = Solución 3</i>					

*Tabla 4.23. Evaluación de las soluciones respecto a la fiabilidad.*

Fuente: Propia

Desperdicio	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Solución 1</b>		1,0	1,0	3,0	0,50
<b>Solución 2</b>	0		0,5	1,5	0,25
<b>Solución 3</b>	0	0,5		1,5	0,25
				6	1,0
<i>Solución 1 &gt; Solución 2 = Solución 3</i>					

*Tabla 4.24. Evaluación de las soluciones respecto al desperdicio.*

Fuente: Propia

Conclusiones	Fácil mantenimiento	Costo equipo	Distribución concreto	Alta fiabilidad	Desperdicio	$\Sigma$	Prioridad
<b>Solución 1</b>	0,25x0,17	0,25x0,13	0,5x0,30	0,50x0,27	0,50x0,13	0,43	<b>1</b>
<b>Solución 2</b>	0,50x0,17	0,50x0,13	0,25x0,30	0,25x0,27	0,25x0,13	0,32	<b>2</b>
<b>Solución 3</b>	0,25x0,17	0,25x0,13	0,25x0,30	0,25x0,27	0,25x0,13	0,26	<b>3</b>

*Tabla 4.25. Tabla de conclusiones para el módulo 3.*

Fuente: Propia

#### 4.2.4 MÓDULO 4

Las siguientes funciones están incluidas en el módulo 4:

- Colocar placa sobre mesa vibradora.
- Ubicar molde sobre placa.
- Ubicar apisonadores en posición de compresión.
- Vibrar.
- Presionar.
- Desmoldar (retirar molde y apisonadores).
- Retirar placa con producto.

Es importante notar que algunas de estas funciones pueden ser agrupadas debido a que pueden ser realizadas por el mismo principio o componente.

Estos grupos son:

- Colocar placa sobre mesa vibradora.
- Mover molde, que incluye las funciones “ubicar molde sobre placa” y “desmolde (retirar molde)”.
- Mover apisonadores, que incluye las funciones “ubicar apisonadores en posición de compresión”, “desmoldar (retirar apisonadores)” y “presionar”.
- Vibrar.
- Retirar placa con producto.

Las soluciones para cada una de estas funciones se exponen en los apartados siguientes.

#### **4.2.4.1 Colocar placa sobre mesa vibradora**

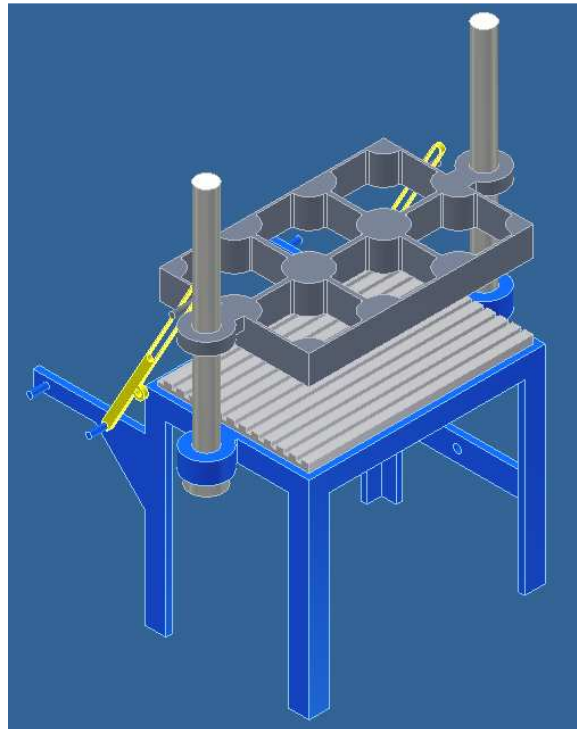
Esta función se realiza de manera manual. Un operario, al inicio de cada ciclo, coloca una placa sobre la mesa vibradora. Esta placa sirve de soporte para el producto terminado.

#### **4.2.4.2 Mover molde**

En este módulo se requiere que el molde se mueva entre dos posiciones, una de apisonamiento y recarga y otra de desmolde. La solución seleccionada para el módulo 3 no requiere que el molde se desplace en otra dirección, por lo que el molde se mueve únicamente en el sentido vertical.

La manera más razonable de efectuar esta función es mediante correderas, por tanto no se consideran alternativas adicionales. Es necesario notar que en el

diseño se debe considerar un sistema de aislamiento apropiado entre el molde y el mecanismo de accionamiento para evitar que las vibraciones desgasten excesivamente a este último.

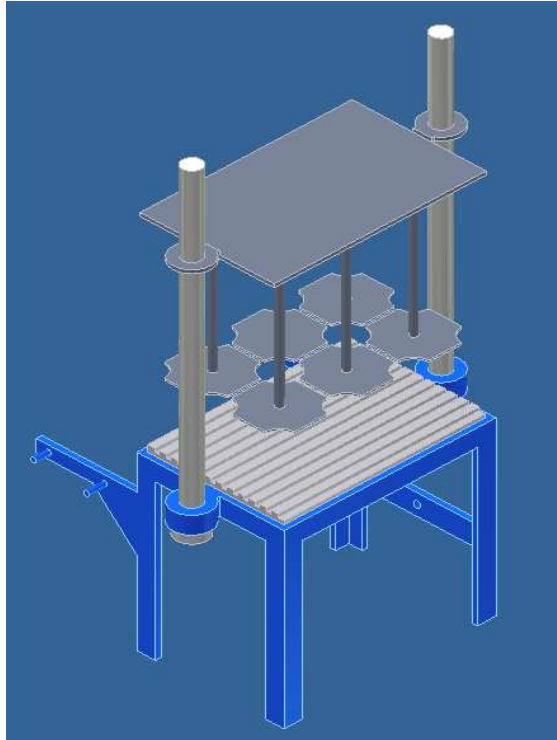


*Figura 4.18. Movimiento del molde.*

**Fuente:** Propia

#### **4.2.4.3 Mover apisonadores**

Debido a que el módulo 3 no exige que los apisonadores se desplacen, estos únicamente se mueven verticalmente entre 2 posiciones, una inferior para aplicar presión, y otra superior para permitir el desmolde y la recarga del molde. Al igual que en el apartado anterior, se considera únicamente una solución mediante correderas. La presión se aplicada gracias al sistema de accionamiento que se selecciona más adelante.



*Figura 4.19. Movimiento de los apisonadores.*

**Fuente:** Propia

#### **4.2.4.4 Vibrar**

De acuerdo al mecanismo por medio del cual la vibración se transmite al material, se pueden considerar las siguientes posibilidades:

- Vibración interna, que transmite la vibración mediante un dispositivo que se inserta al interior del material.
- Vibración exterior, que transmite la vibración a través de las paredes del recipiente que contiene al material (molde).

La vibración interna no resulta conveniente en el caso de los prefabricados de concreto<sup>2</sup>, pues no aporta de manera eficiente a que el material tome la forma del molde, a menos que el espesor de la pared del prefabricado sea muy reducido, consecuentemente se considera únicamente la vibración exterior.

De acuerdo al principio de generación de la vibración, se tienen las siguientes opciones:

- Vibración por masas excéntricas.
- Vibración por efecto electromagnético.
- Vibración por efecto neumático.

Se procede a evaluar y seleccionar el principio de vibración más adecuado.

	Costo	Fácil mantenimiento	Fiabilidad	Disponibilidad	Frecuencia	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Costo</b>		0,5	0,5	0	1	3,0	0,20
<b>Fácil mantenimiento</b>	0,5		0,5	0	1	3,0	0,20
<b>Fiabilidad</b>	0,5	0,5		0,5	1	3,5	0,23
<b>Disponibilidad en el mercado</b>	1	1	0,5		1	4,5	0,30
<b>Frecuencia alcanzada</b>	0	0	0	0		1,0	0,07
<b>Suma</b>						15	1

*Disponibilidad > Fiabilidad > Costo = Mantenimiento > Frecuencia*

*Tabla 4.26. Evaluación de criterios para la selección del principio de vibración.*

Fuente: Propia

Costo	Masas	Electromagnético	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Masas</b>		1	1	3	0,50
<b>Electromagnético</b>	0		1	2	0,33
<b>Neumático</b>	0	0		1	0,17
<b>Suma</b>				6	1

*Masas > Electromagnético > Neumático*

*Tabla 4.27. Evaluación del principio de vibración respecto al costo.*

Fuente: Propia

Mantenimiento	Masas	Electromagnético	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Masas</b>		1	0,5	2,5	0,42
<b>Electromagnético</b>	0		0	1,0	0,16
<b>Neumático</b>	0,5	1		2,5	0,42
<b>Suma</b>				6	1

*Masas = Neumático > Electromagnético*

*Tabla 4.28. Evaluación del principio de vibración respecto a la facilidad de mantenimiento.*

Fuente: Propia

Fiabilidad	Masas	Electromagnético	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
Masas		1	0,5	2,5	0,42
Electromagnético	0		0	1,0	0,16
Neumático	0,5	1		2,5	0,42
<b>Suma</b>				6	1
<i>Masas = Neumático &gt; Electromagnético</i>					

Tabla 4.29. Evaluación del principio de vibración respecto a la fiabilidad.

Fuente: Propia

Disponibilidad	Masas	Electromagnético	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
Masas		1	0,5	2,5	0,5
Electromagnético	0		0	1,0	0,2
Neumático	0	0,5		1,5	0,3
<b>Suma</b>				5	1
<i>Masas &gt; Neumático &gt; Electromagnético</i>					

Tabla 4.30. Evaluación del principio de vibración respecto a la disponibilidad.

Fuente: Propia

Frecuencia	Masas	Electromagnético	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
Masas		0	0	1	0,17
Electromagnético	1		0	2	0,33
Neumático	1	1		3	0,50
<b>Suma</b>				6	1
<i>Neumático &gt; Electromagnético &gt; Masas</i>					

Tabla 4.31. Evaluación del principio de vibración respecto a la frecuencia alcanzada.

Fuente: Propia

Conclusiones	Costo	Fácil mantenimiento	Fiabilidad	Disponibilidad	Frecuencia	$\Sigma$	Prioridad
Masas	0,50x0,20	0,42x0,20	0,42x0,23	0,5x0,30	0,17x0,07	0,44	<b>1</b>
Electromagnético	0,33x0,20	0,16x0,20	0,16x0,23	0,2x0,30	0,33x0,07	0,22	<b>3</b>
Neumático	0,17x0,20	0,42x0,20	0,42x0,23	0,3x0,30	0,50x0,07	0,34	<b>2</b>

Tabla 4.32. Tabla de conclusiones para la selección del principio de vibración.

Fuente: Propia

Habiendo ya establecido el mecanismo de transmisión y de generación de vibración más convenientes, se procede a establecer soluciones.

#### 4.2.4.4.1 *Mesa vibradora*

Consiste en una plataforma metálica a la cual se le transmite la vibración generada por masas excéntricas. Esta plataforma, a su vez, transmite la vibración al molde.

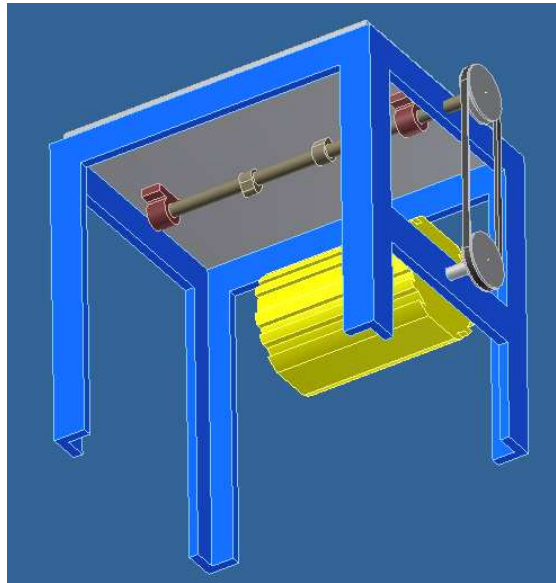


Figura 4.20. Mesa vibradora.

Fuente: Propia

#### **Ventajas**

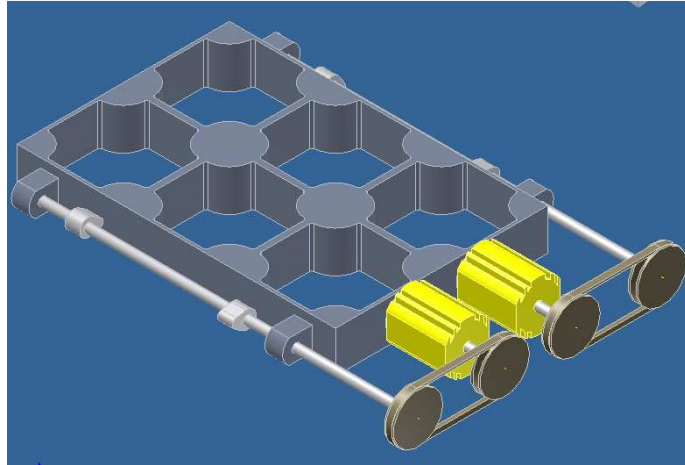
- Fácil construcción.
- Fácil mantenimiento.
- Mecanismo de funcionamiento sencillo.

#### **Desventajas**

- Ruido.

#### 4.2.4.4.2 *Molde vibrador*

El dispositivo vibrador se encuentra solidario al molde por lo que la vibración se transmite directamente a este último.



*Figura 4.21. Molde vibrador.*

**Fuente:** Propia

### **Ventajas**

- Permite elaborar productos de pared delgada.
- La vibración se distribuye de mejor manera a través del concreto.

### **Desventajas**

- Desgaste importante del molde.
- El sistema que levanta el molde requiere de mayor potencia.
- Menor fiabilidad.
- Motor sometido a vibraciones

#### **4.2.4.5 Retirar placa con producto**

Una vez efectuado el desmolde, un operario, por medio de un coche, procede a retirar el producto.

#### **4.2.4.6 Alternativas para el módulo 4**

La combinación de las diferentes soluciones para este módulo se muestran en la tabla 4.33.



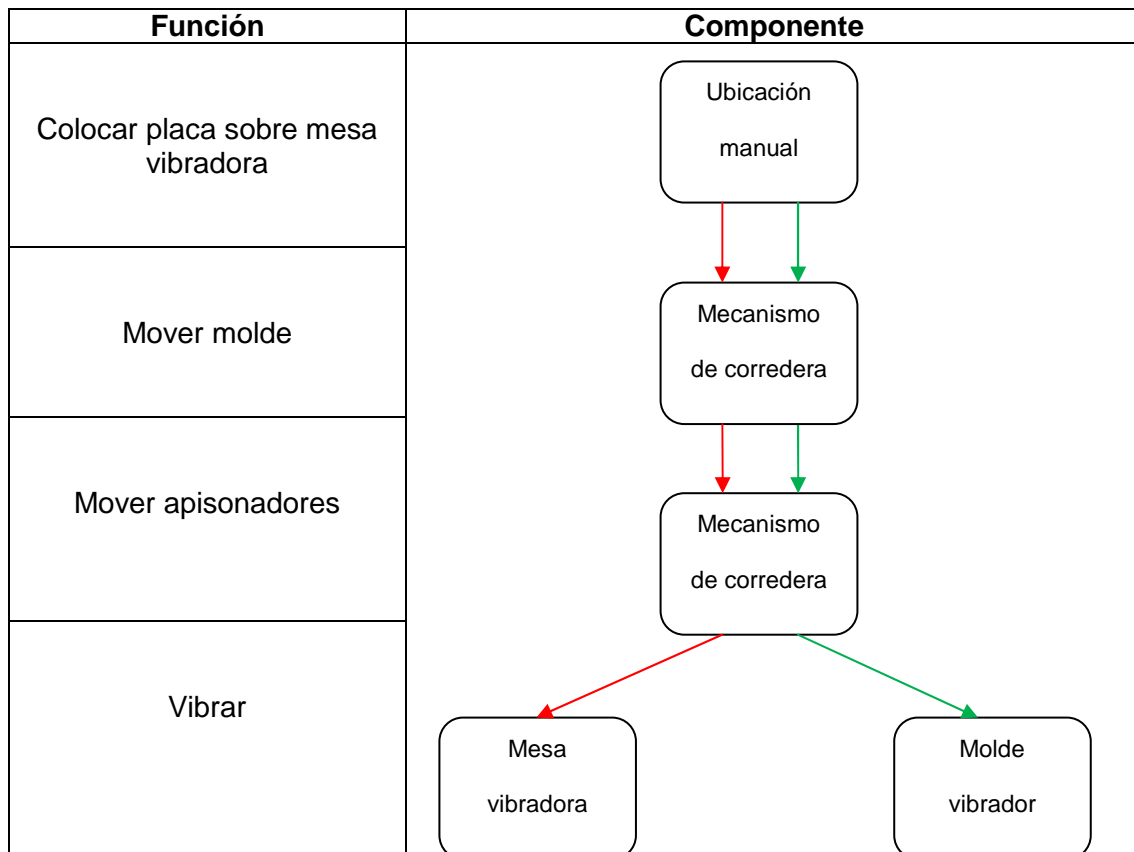


Tabla 4.33. Combinación de soluciones para el módulo 4.

Fuente: Propia

**Alternativa 1**

**Alternativa 2**

Como se observa en la tabla anterior, las soluciones propuestas divergen únicamente en lo que se refiere a la función “vibrar”, consecuentemente la selección del módulo se basa exclusivamente en la comparación y evaluación de las soluciones establecidas para esta función.

#### 4.2.4.7 Selección de la solución para el módulo 4

Los criterios que se consideran para la evaluación y selección de alternativa para el módulo 4 son:

- Costo.
- Facilidad de mantenimiento.
- Fiabilidad.
- Eficacia para la transmisión de las vibraciones.

La ponderación de cada uno de estos criterios, su respectiva evaluación para cada una de las soluciones y la selección de la solución se muestran desde la tabla 4.34 hasta la 4.40.

	Costo equipo	Mantenimiento	Fiabilidad	Trasmisión vibraciones	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Costo</b>		0,5	0	0	1,5	<b>0,15</b>
<b>Mantenimiento</b>	0,5		0	1	2,5	<b>0,25</b>
<b>Fiabilidad</b>	0,5	1		0	2,5	<b>0,25</b>
<b>Trasmisión vibraciones</b>	0,5	1	1		3,5	<b>0,35</b>
				<b>suma</b>	10	<b>1,00</b>
<i>Trasmisión vibraciones &gt; Alta Fiabilidad = Fácil Mantenimiento &gt; Costo</i>						

Tabla 4.34. Evaluación de cada criterio.

Fuente: Propia

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Alternativa 1</b>		1	2	<b>0,67</b>
<b>Alternativa 2</b>	0		1	<b>0,33</b>
		<b>suma</b>	3	<b>1,00</b>

*Alternativa 1 > Alternativa 2*

Tabla 4.35. Evaluación de las alternativas respecto al costo.

Fuente: Propia

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Alternativa 1</b>		1	2	<b>0,67</b>
<b>Alternativa 2</b>	0		1	<b>0,33</b>
		<b>suma</b>	3	<b>1,00</b>

*Alternativa 1 > Alternativa 2*

Tabla 4.36. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de mantenimiento.

Fuente: Propia

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Alternativa 1</b>		1	2	<b>0,67</b>
<b>Alternativa 2</b>	0		1	<b>0,33</b>
		<b>suma</b>	3	<b>1,00</b>

*Alternativa 1 > Alternativa 2*

Tabla 4.37. Evaluación de las alternativas respecto a la fiabilidad.

Fuente: Propia

Vibraciones	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
-------------	---------------	---------------	------------	-------------

<b>Alternativa 1</b>		1	2	<b>0,67</b>
<b>Alternativa 2</b>	0		1	<b>0,33</b>
		<b>suma</b>	3	<b>1,00</b>
<i>Alternativa 1 &gt; Alternativa 2</i>				

Tabla 4.38. Evaluación de las alternativas respecto a la transmisión de vibraciones.

Fuente: Propia

Vibraciones	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Alternativa 1</b>		1	2	<b>0,67</b>
<b>Alternativa 2</b>	0		1	<b>0,33</b>
		<b>suma</b>	3	<b>1,00</b>
<i>Alternativa 1 &gt; Alternativa 2</i>				

Tabla 4.39. Evaluación de las alternativas respecto a la transmisión de vibraciones.

Fuente: Propia

Conclusiones	Costo	Mantenimiento	Fiabilidad	Transmisión vibraciones	$\Sigma+1$	Prioridad
<b>Solución 1</b>	0,67x0,15	0,67x0,25	0,67x0,25	0,67x0,35	0,67	<b>1</b>
<b>Solución 2</b>	0,33x0,15	0,33x0,25	0,33x0,25	0,33x0,35	0,33	<b>2</b>

Tabla 4.40. Tabla de conclusiones para el módulo 4.

Fuente: Propia

De acuerdo al análisis anterior, la solución 1 se ajusta de mejor manera a los criterios establecidos.

#### 4.2.5 SELECCIÓN DEL PRINCIPIO DE ACCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

Una vez establecidas las soluciones funcionales para cada módulo, se continúa con la determinación del principio de accionamiento de los componentes de la máquina. Los componentes que requieren accionamiento son:

- Mezcladora.
- Compuertas de la mezcladora y tolva.
- Movimientos de los apisonadores, molde y sistema de distribución.

##### 4.2.5.1 Accionamiento de la mezcladora

La mezcladora se acciona mediante un motor y un reductor de velocidades. El motor es eléctrico, como fue estipulado en las especificaciones de la máquina.

#### **4.2.5.2 *Accionamiento de compuertas, molde, apisonadores y sistema de distribución***

Para el accionamiento de estos componentes se han considerado 3 opciones:

- Accionamiento mecánico
- Accionamiento hidráulico
- Accionamiento neumático

##### **4.2.5.2.1 *Accionamiento mecánico***

###### **Ventajas**

- Fácil mantenimiento.

###### **Desventajas**

- No existe flexibilidad.
- Velocidad no regulable.
- Dificultad para automatizar.

##### **4.2.5.2.2 *Accionamiento hidráulico***

###### **Ventajas**

- El movimiento es continuo.
- Amplia variedad de cilindros hidráulicos en el mercado.
- Fácil de instalar.
- Maneja potencias elevadas.

###### **Desventajas**

- Velocidades bajas en los actuadores.
- Exige un buen mantenimiento.
- Costo elevado.

#### 4.2.5.2.3 Accionamiento neumático

##### Ventajas

- El movimiento es continuo.
- Amplia variedad de cilindros neumáticos en el mercado.
- Fácil de instalar.
- Costo.
- Disponibilidad de accesorios en el mercado de los accesorios.

##### Desventajas

- Exige un buen mantenimiento.
- Maneja potencias moderadas.

#### 4.2.5.2.4 Evaluación y selección

	Control	Fácil mantenimiento	Costo	Fiabilidad	$\Sigma+1$	Ponderación
Control		1	0,5	0,5	3,0	<b>0,30</b>
Fácil mantenimiento	0		1	0,5	2,5	<b>0,25</b>
Costo	0,5	0		0,5	2,0	<b>0,20</b>
Fiabilidad	0,5	0,5	0,5		2,5	<b>0,25</b>
<b>suma</b>					10	<b>1,00</b>

*Control > Mantenimiento = Fiabilidad > costo*

Tabla 4.41. Evaluación de cada criterio para el accionamiento de la máquina.

Fuente: Propia

Control	Mecánico	Hidráulico	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
Mecánico		0	0	1,0	0,16
Hidráulico	1		0,5	2,5	0,42
Neumático	1	0,5		2,5	0,42
<b>Suma</b>				6	1,00

*Hidráulico > Neumático=Mecánico*

Tabla 4.42. Evaluación del principio de accionamiento respecto al control.

Fuente: Propia

Mantenimiento	Mecánico	Hidráulico	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
Mecánico		0	0	1	0,17
Hidráulico	1		0	2	0,33
Neumático	1	1		3	0,50

		6	1,00
<i>Mecánico &gt; Neumático &gt; Hidráulico</i>			

Tabla 4.43. Evaluación del principio de accionamiento respecto a la facilidad de mantenimiento.

Fuente: Propia

Costo	Mecánico	Hidráulico	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Mecánico</b>		1	1	3	0,50
<b>Hidráulico</b>	0		0	1	0,17
<b>Neumático</b>	0	1		2	0,33
				6	1,00
<i>Mecánico &gt; Hidráulico</i>					

Tabla 4.44. Evaluación del principio de accionamiento respecto al costo.

Fuente: Propia

Fiabilidad	Mecánico	Hidráulico	Neumático	$\Sigma+1$	Ponderación
<b>Mecánico</b>		0	0	1	0,16
<b>Hidráulico</b>	1		0,5	2,5	0,42
<b>Neumático</b>	1	0,5		2,5	0,42
				6	1,00
<i>Mecánico &gt; Hidráulico</i>					

Tabla 4.45. Evaluación del principio de accionamiento respecto a la fiabilidad.

Fuente: Propia

Conclusiones	Control	Fácil mantenimiento	Costo	Fiabilidad	$\Sigma$	Prioridad
<b>Mecánico</b>	0,16x0,30	0,17x0,25	0,50x0,20	0,16x0,25	0,24	<b>3</b>
<b>Hidráulico</b>	0,42x0,30	0,33x0,25	0,17x0,20	0,42x0,25	0,35	<b>2</b>
<b>Neumático</b>	0,42x0,30	0,50x0,25	0,33x0,20	0,42x0,25	0,42	<b>1</b>

Tabla 4.46. Tabla de conclusiones para la selección del tipo de transmisión.

Fuente: Propia

Por consiguiente, de acuerdo al análisis anterior, el principio de accionamiento más conveniente para la máquina es mediante un sistema neumático.

## CAPÍTULO 5

### CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

## **5.1 CONSIDERACIONES EL ESTUDIOS POR ELEMENTOS FINITOS <sup>5</sup>**

Para el dimensionamiento de algunos elementos mecánicos se utiliza el método por elementos finitos aplicado a través del complemento Simulation de SolidWorks. Este componente permite efectuar simulaciones estáticas y dinámicas bajo diversas condiciones de carga, obteniéndose resultados rápidos y relativamente aceptables. A continuación se exponen brevemente las condiciones y parámetros generales bajo las cuales se ejecutan los estudios.

### **5.1.1 SOLUCIONADOR (SOLVER)**

El tipo de solucionador que se utiliza para encontrar las soluciones de los sistemas de ecuaciones es el FFEPlus. Se trata de un método iterativo que resuelve las ecuaciones por medio de técnicas de aproximación, según las cuales en cada iteración se supone una solución y se evalúan los errores asociados. Las iteraciones continúan hasta que los errores se tornan aceptables.

### **5.1.2 VERIFICACIÓN DE CONVERGENCIA**

El software emplea varios métodos para mejorar la exactitud de las soluciones. En este caso se emplea el método h, que consiste en la utilización de elementos más pequeños en regiones con altos niveles de error. Después de ejecutar el estudio y estimar los errores, el software automáticamente refina la malla donde sea necesario para mejorar los resultados. El método h adaptativo se aplica bajo los siguientes parámetros:

---

<sup>5</sup> <http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation>

- Precisión de destino: alto (99%). Esto quiere decir que se obtiene una elevada precisión de convergencia de la energía de deformación unitaria, lo cual arroja buenos resultados de tensión.
- Precisión: global. Esto indica al programa que se concentre en la obtención de resultados globales precisos.
- Número de bucles máximo: 3. Establece el número máximo de bucles permitido al ejecutar el estudio.

### **5.1.3 MALLADO**

El mallado de los sólidos se ejecuta bajo los siguientes parámetros:

- Tipo de malla: estándar. Se emplea el esquema de mallado de Delaunay-Voronoi para efectuar operaciones de mallado subsiguientes.
- Calidad de la malla: alta. La malla está constituida por elementos sólidos tetraédricos parabólicos, cada uno con 10 nodos.
- Verificación de la malla: 16 puntos jacobianos. Esto le indica al software la cantidad de puntos de integración ubicados dentro de cada elemento para verificar su nivel de integración. Si es que un elemento está muy distorsionado la generación de la malla se interrumpe.
- Las dimensiones de cada elemento constitutivo de la malla se genera automáticamente dependiendo del tamaño de la pieza.

### **5.1.4 CRITERIO DE ACEPTACIÓN DEL ESTUDIO**

El criterio que se emplea para la aceptación del dimensionamiento de la pieza es el esfuerzo de von Mises con relación al esfuerzo de fluencia del material.



### 5.1.5 CONDICIONES DE CONTORNO

Las condiciones de contorno, es decir cargas, sujeciones y uniones se establecen en cada estudio particular y se indican oportunamente.

## 5.2 MÓDULO 1: MEZCLADORA

### 5.2.1 CAPACIDAD DE LA MEZCLADORA

La capacidad que debe tener la mezcladora se determina considerando la cantidad de material requerida para fabricar un adoquín. Para esto se calcula el volumen del adoquín tomando en cuenta las dimensiones normalizadas, presentadas en la figura 5.1.

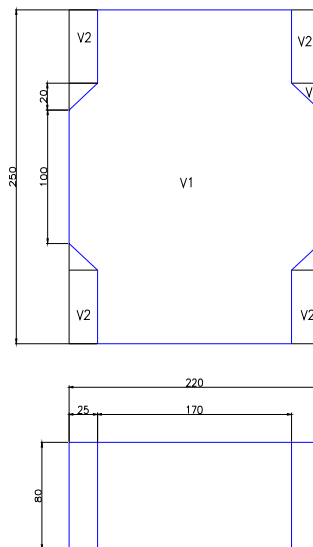


Figura. 5.1 Dimensiones del adoquín.

Fuente: Propia

$$V_1 = 25 \text{ cm} \times 22 \text{ cm} \times 8 \text{ cm} = 4400 \text{ cm}^3$$

$$V_2 = 2,5 \text{ cm} \times 5,5 \text{ cm} \times 8 \text{ cm} \times 4 = 440 \text{ cm}^3$$

$$V_3 = \frac{2 \text{ cm} \times 2,5 \text{ cm}}{2} \times 8 \text{ cm} \times 4 = 80 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{ADOQUIN}} = V_1 - V_2 - V_3$$

$$V_{ADOQUIN} = 3880 \text{ cm}^3$$

Sabiendo que se fabrican 6 adoquines por ciclo, el volumen de material por ciclo, sin considerar las pérdidas, es:

$$V_{CICLO IDEAL} = V_{ADOQUIN} \times 6$$

$$V_{CICLO IDEAL} = 23280 \text{ cm}^3$$

Se estima que existe un 1% de pérdida de material por el desperdicio que se produce durante el proceso de distribución y llenado del molde, por tanto el volumen por ciclo real requerido es:

$$V_{CICLO REAL} = V_{CICLO IDEAL} + V_{CICLO IDEAL} \times 1\%$$

$$V_{CICLO REAL} = 23512,8 \text{ cm}^3$$

El tiempo que emplea la máquina para completar un ciclo, según las especificaciones, es de 20 segundos, y tomando en cuenta que se requieren alrededor de 4 minutos para efectuar la mezcla, según el apartado 1.2, se calcula la cantidad de material necesaria para que la máquina opere durante este tiempo.

$$\frac{\text{Volumen material}}{\text{min}} = \frac{4 \text{ min}}{20 \text{ seg/ciclo}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \times \frac{23512,8 \text{ cm}^3}{1 \text{ ciclo}} = \frac{282153,6 \text{ cm}^3}{\text{min}}$$

Este volumen es aumentado en un 1% por las pérdidas que existen en el transporte desde la mezcladora hasta la tolva, obteniéndose el volumen siguiente:

$$V_{mezcladora} = V_{tolva} \times 1,01 = 284975,14 \text{ cm}^3$$

### 5.2.2 DIMENSIONES DE LA MEZCLADORA

Según lo establecido en el apartado 4.2.17, se diseña una mezcladora de eje vertical y recipiente cilíndrico. El volumen de la mezcladora se calcula mediante la expresión siguiente:

$$V_{mezcladora} = \pi \times \frac{\phi^2}{4} \times h \quad (5.1)$$

$$\phi = \sqrt{\frac{V_{mezcladora} \times 4}{\pi \times h}}$$

donde,

$\phi$  = Diámetro de la mezcladora

$h$  = Altura ocupada por la mezcla

En la siguiente tabla se muestra el diámetro del recipiente de la mezcladora para varias alturas, con el propósito de seleccionar aquel conjunto de valores que resulte más conveniente.

<b>Altura [cm]</b>	25,00	30,00	35,00	40,00	45,00	50,00	55,00
<b>Diámetro [cm]</b>	127,01	115,94	107,34	100,41	94,67	89,81	85,63

Tabla 5.1. Variación de la altura en función del diámetro.

Fuente: Propia

De la tabla 5.1, se selecciona una altura de 30 cm, a la que le corresponde un diámetro de 116 cm, dimensiones con las que se obtiene un área de la base suficientemente amplia para conseguir un buen mezclado.

Debe tomarse en cuenta que esta altura corresponde únicamente a la del material, por lo tanto el recipiente de la mezcladora debe tener una altura mayor para evitar posibles desbordamientos de material. Se considera apropiado que el

recipiente de la mezcladora tenga una altura equivalente al doble de la altura del material, entonces:

$$H = 2 h = 60 \text{ cm}$$

### 5.2.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA CHAPA DEL RECIPIENTE DE LA MEZCLADORA

El dimensionamiento del espesor de la chapa se determina a través de un análisis estático por elementos finitos desarrollado en Solidworks.

La carga a la que está sometida la chapa proviene del peso del concreto, que se calcula a partir de la densidad y el volumen de la mezcla, como se muestra a continuación:

$$m = \rho \times V \tag{5.2}$$

donde,

$$\rho = 1950 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = \text{densidad del concreto}$$

$$V = 0,285 \text{ m}^3 = \text{volumen del concreto}$$

Así se tiene que:

$$m = 569,95 \text{ Kg}$$

El análisis por elementos finitos se efectúa bajo las siguientes consideraciones:

- La plancha de la base de la mezcladora está sometida a una carga uniformemente distribuida de 600 kg.
- Se considera como geometría fija la cara inferior de los perfiles cuadrados (correspondientes al soporte de la mezcladora).

- El material de las chapas es acero A-36.

En la tabla 5.2 se muestra los resultados de la simulación (factor de seguridad) para varios espesores normalizados de chapa.

Esesor chapa [mm]	Factor de seguridad
3	0,98
4	1,80
5	2,76
6	4,84

Tabla 5.2. Análisis de esfuerzos del recipiente de la mezcladora.

Fuente: Propia

De la tabla anterior se selecciona una chapa de 5mm de espesor, con la que se obtiene un factor admisible de 2,76 (ver figura 5.2).

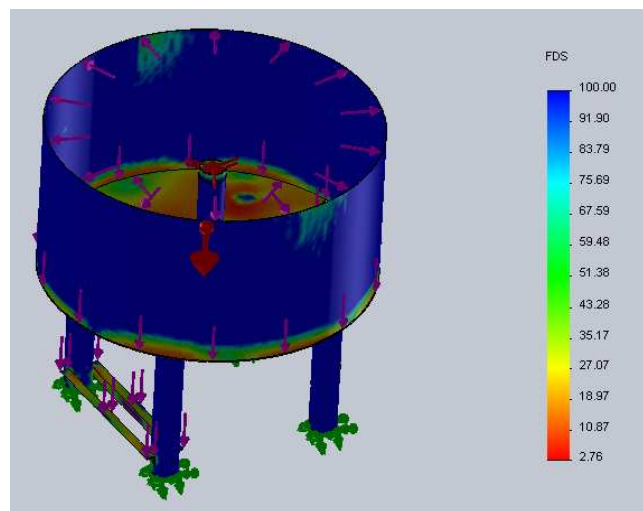


Figura 5.2. Recipiente de la mezcladora.

Fuente: Propia

Las paredes cilíndricas del recipiente están expuestas a cargas muy bajas, por tanto se considera suficiente un espesor de 3 mm, que a su vez garantiza la rigidez necesaria del recipiente.

#### 5.2.4 SOPORTES DE LA MEZCLADORA

Los soportes de la mezcladora se construyen con perfiles cuadrados de acero estructural ASTM A-36, de 80x80x4 mm, que según el análisis por elementos finitos realizado en el apartado anterior (ver fig. 5.2), soportan satisfactoriamente las cargas.

#### 5.2.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR DE LA MEZCLADORA

La potencia del motor se obtiene determinando la fuerza que deben vencer las paletas para mover el concreto. La potencia viene dada por la siguiente relación.

$$P = T \times \omega \quad (5.3)$$

donde,

$P$  = potencia

$T$  = torque

$\omega$  = velocidad angular

Para obtener el torque necesario para efectuar la mezcla del concreto, se considera un elemento diferencial de área sobre la superficie de la mezcladora, y se calcula el torque necesario para desplazar el material que descansa sobre dicha área. Luego se integra a través de toda la superficie, obteniéndose así el torque total.

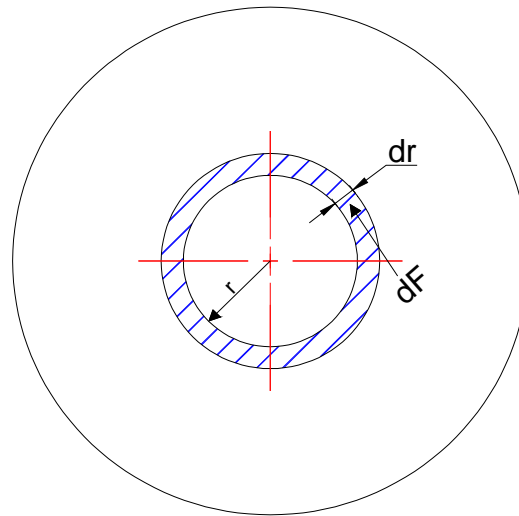


Figura 5.3 Elemento diferencial de fuerza resistiva.

Fuente: Propia

De la figura 5.3 se deduce la ecuación siguiente:

$$dT = r \times dF \quad (5.4)$$

donde,

$r$  = radio de la mezcladora

$dF$  = diferencial de fuerza de fricción

La fuerza de rozamiento se calcula con la siguiente expresión:

$$F = N \times \mu \quad (5.5)$$

donde,

$\mu$  = coeficiente de fricción

$N$  = fuerza normal

$N = m \cdot g$

$m$  = masa del material

$g$  = gravedad

Luego se obtiene la siguiente ecuación:

$$dF = \mu \times g \times dm \quad (5.6)$$

El diferencial de masa en función de un diferencial de volumen es:

$$dm = \rho \times dV \quad (5.7)$$

$$dV = 2\pi \times h \times r \times dr \quad (5.8)$$

Ahora sustituyendo las expresiones anteriores en la ecuación 5.3 se obtiene:

$$dT = 2\rho \times g \times \mu \times \pi \times h \times r^2 \times dr$$

$$T = \int_0^R 2\rho \times g \times \mu \times \pi \times h \times r^2 \times dr$$

$$T = \frac{2}{3}\rho \times g \times \mu \times \pi \times h \times R^3 \quad (5.9)$$

Las constantes empleadas en la ecuación 5.8 son:

$$\rho = 2000 \frac{kg}{m^3} = \text{densidad del concreto}$$

$$\mu = 0,3 = \text{coeficiente de fricción entre el concreto y el acero}$$

$$h = 0,3 \text{ m} = \text{altura del concreto}$$

$$R = 0,58 \text{ m} = \text{radio de la mezcladora}$$

$$r = 0,092 \text{ m} = \text{radio del eje}$$

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2} = \text{gravedad}$$

Remplazando y resolviendo se tiene que:

$$T = \frac{2}{3} \times 1950 \times 9,81 \times 0,3 \times \pi \times 0,3 \times 0,58^3$$

$$T = 703,54 \text{ Nm}$$



Las mezcladoras usualmente operan a una velocidad de 80 rpm, obteniendo resultados satisfactorios, por consiguiente se opta por emplear esta velocidad.

Así, finalmente, se obtiene la potencia requerida:

$$P = 703,54 \text{ Nm} \times \frac{90 \text{ rev}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{2\pi}{1 \text{ rev}} = 6630,51 \text{ W}$$

La potencia real para el motor se calcula considerando una eficiencia del mecanismo de transmisión del 90%:

$$P = 7367,24 \text{ W}$$

$$P = 9,89 \text{ Hp} \cong 10 \text{ Hp}$$

### 5.2.6 SELECCIÓN DEL MOTOR

Conociendo la potencia necesaria para accionar el motor, y habiendo estudiado los catálogos proporcionados por diversos fabricantes, se opta por un motor con las siguientes características:

Velocidad del motor: 1800 rpm

Potencia: 10 Hp

Amperaje: 220 A

Voltaje: 220 V

Polos: 4

Frecuencia: 60 Hz

Peso del motor: 46,5 Kg

Fases: 3

### **5.2.7 SELECCIÓN DE REDUCTOR**

Con el fin de obtener la velocidad de salida de 80 rpm requerida, se emplea un reductor con las siguientes características:

Capacidad máxima: 14,99 Hp

Velocidad de entrada: 2800 rpm

Relación de transmisión: 20

Peso del reductor: 45 Kg

El motor y el reductor se unen mediante pernos a la estructura de la mezcladora, y la sujeción entre los ejes del reductor y de la mezcladora se consigue a través de un acoplamiento rígido.

### **5.2.8 DISEÑO DEL EJE DE LA MEZCLADORA**

El eje de la mezcladora está sometido a cargas de flexión y torsión que se generan por efecto de la transmisión de potencia a las paletas. En los apartados siguientes se determina cada una de las fuerzas actuantes.

#### **5.2.8.1 Fuerzas actuantes sobre el eje de la mezcladora**

El eje transmite el torque a 3 paletas dispuestas de manera radial, cada 120°. Cada una de las paletas se ubica a un radio diferente con el fin de barrer toda el área de la base de la mezcladora. Un esquema de la disposición de las paletas se puede observar en la figura 5.4.

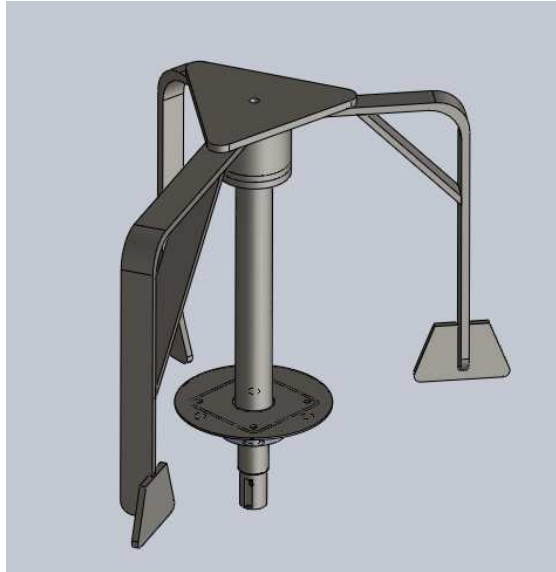


Figura 5.4 Disposición de las paletas y el eje.

Fuente: Propia

Para conocer los torques resistivos generados por cada una de las tres paletas, se emplea la ecuación deducida en el punto 5.1.5, como se indica a continuación:

$$T_1 = \frac{2}{3} \rho \times g \times \mu \times \pi \times h \times R_1^3$$

Entonces, para los radios de:

$$r_1 = 0,45 \text{ m}$$

$$r_2 = 0,31 \text{ m}$$

$$r_3 = 0,20 \text{ m},$$

se tienen los torques siguientes:

$$T_1 = 328,58 \text{ N.m}$$

$$T_2 = 107,42 \text{ N.m}$$

$$T_3 = 28,84 \text{ N.m}$$

Las fuerzas que se ejercen sobre las paletas se obtienen dividiendo cada uno de estos torques para sus respectivos radios, lo cual arroja los siguientes resultados:

$$F_1 = 730,18 \text{ N}$$

$$F_2 = 346,52 \text{ N}$$

$$F_3 = 144,23 \text{ N}$$

A continuación se calculan los momentos generados por cada una de estas fuerzas respecto al extremo superior del eje (punto A de la figura 5.5) mediante la ecuación siguiente:

$$\tau = \vec{F} \times \vec{r} \quad (5.10)$$

donde,

$\vec{F}$  = fuerza

$\vec{r}$  = posición de la fuerza

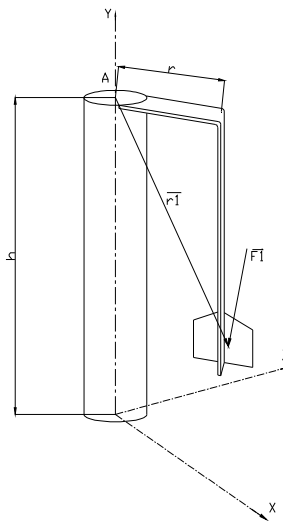


Figura 5.5. Vector posición de fuerza.

Fuente: Propia

Seleccionando un sistema de referencia conveniente, como se muestra en la figura 5.5, los vectores fuerza y posición son:

$$\vec{F}_1 = 0\vec{i} + 0\vec{j} + F_1\vec{k}$$

$$\vec{F}_2 = 0\vec{i} - \sin 60 F_2\vec{j} + \cos 30 F_2\vec{k}$$

$$\vec{F}_3 = 0\vec{i} + \sin 60 F_3\vec{j} + \cos 60 F_3\vec{k}$$

$$\vec{r}_1 = -h\vec{i} + R_1\vec{j} + 0\vec{k}$$

$$\vec{r}_2 = -h\vec{i} - \sin 30 R_2\vec{j} + \cos 30 R_2\vec{k}$$

$$\vec{r}_2 = -h\vec{i} - \sin 30 R_2\vec{j} + \cos 30 R_2\vec{k}$$

Empleando la ecuación 5.10, y reemplazando los respectivos valores se tiene:

$$\vec{M}_1 = -351.081\vec{i} - 531.08\vec{j} + 0\vec{k}$$

$$\vec{M}_2 = -93\vec{i} + 77.97\vec{j} - 135.04\vec{k}$$

$$\vec{M}_3 = -12.5\vec{i} + 32.45\vec{j} - 56.2\vec{k}$$

El momento total es:

$$\vec{M} = -456.6\vec{i} - 420.66\vec{j} - 191.24\vec{k}$$

Finalmente, la fuerza total es:

$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 = -175.22\vec{i} - 534.8\vec{j} + 0\vec{k}$$

### 5.2.8.2 Diseño estático

Para realizar el diseño estático se obtienen los diagramas correspondientes de momento y corte, conociendo las cargas calculadas en el apartado anterior, y dispuestas según se muestra en la figura 5.6.

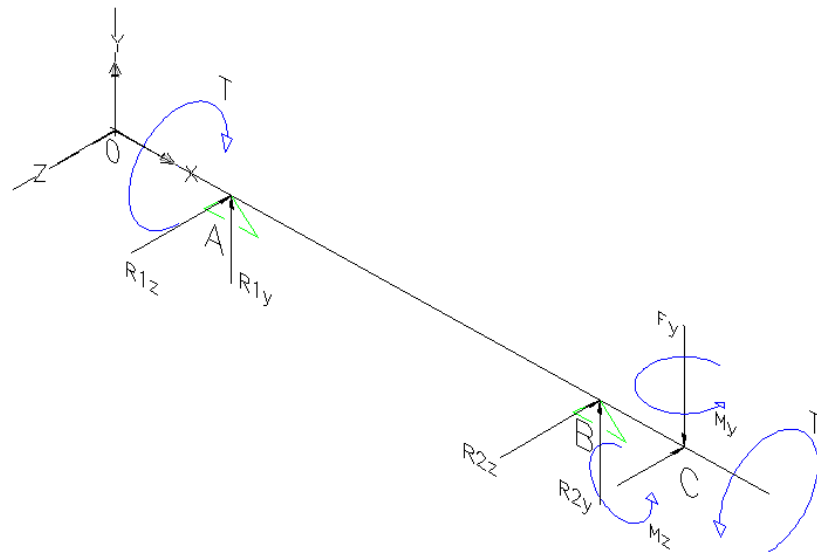


Figura 5.6. Fuerzas actuantes sobre el eje.

Fuente: Propia

#### 5.2.8.2.1 Reacciones y diagramas en el plano $xy$

Según la figura anterior, se tiene que  $R_{1y}$  y  $R_{2y}$  son las reacciones en A y B respectivamente, las mismas que se calculan a continuación:

Haciendo la sumatoria de fuerzas en  $y$  se obtiene:

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} - F_y = 0$$

Y mediante la sumatoria de momentos respecto de A se consigue:

$$+\circlearrowleft \Sigma M_A = 0$$

$$AB \times R_{2y} + M_z - F_y \times AC = 0$$

Despejando  $R_{1y}$  y  $R_{2y}$  de las ecuaciones anteriores queda:

$$R_{1y} = 408,47 \text{ N}$$

$$R_{2y} = -228,80 \text{ N}$$

Con esta información se construyen los diagramas que se muestran en las figuras 5.7 y 5.8.

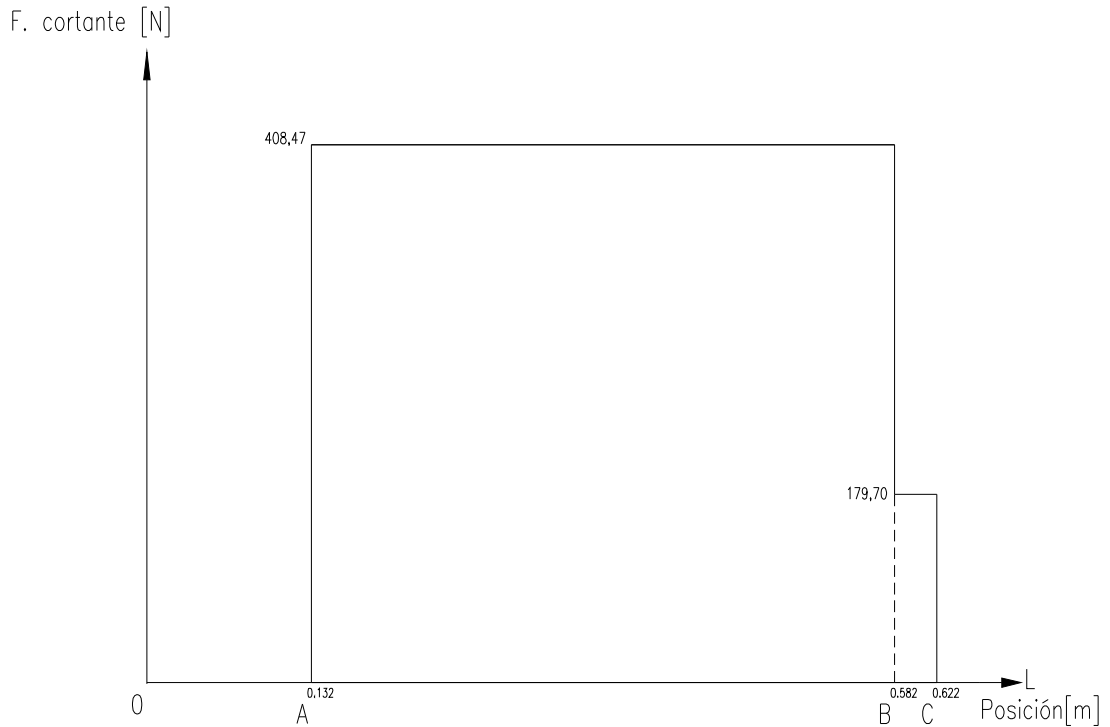


Figura 5.7. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano  $xy$ .

Fuente: Propia

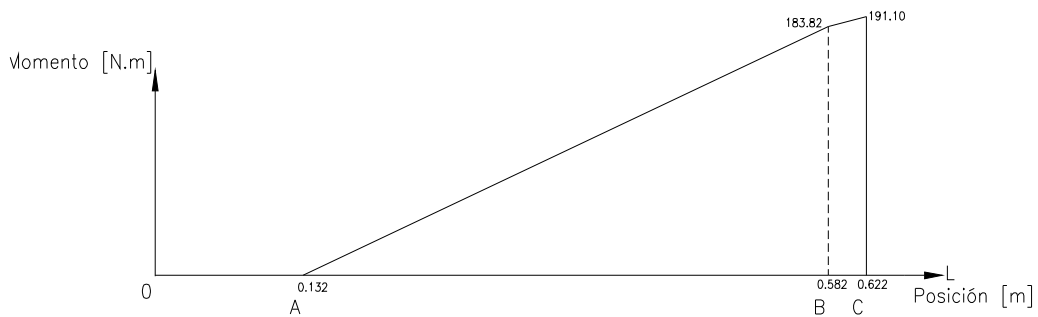


Figura 5.8. Diagrama de momentos en el plano  $xy$ .

Fuente: Propia

Observando los diagramas anteriores, se tiene que el momento máximo que soporta el eje en el plano  $xy$  es:

$$M_{max} = 191,10 \text{ N.m}$$

### 5.2.8.2.2 Reacciones y diagramas en el plano xz

Observando la figura 5.6, se ejecuta la sumatoria de fuerzas respecto a z y de momentos respecto al apoyo A:

$$+\uparrow \Sigma F_z = 0$$

$$R_{1z} - R_{2z} + F_z = 0$$

$$+\cup \Sigma M_A = 0$$

$$-AB \times R_{2z} + F_z \times AC + M_z = 0$$

Despejando de las relaciones anteriores se tiene que:

$$R_{1z} = 978,00 \text{ N}$$

$$R_{2z} = 1475,21 \text{ N}$$

Los diagramas de cortante y momento para el plano xz se muestran en las figuras 5.9 y 5.10.

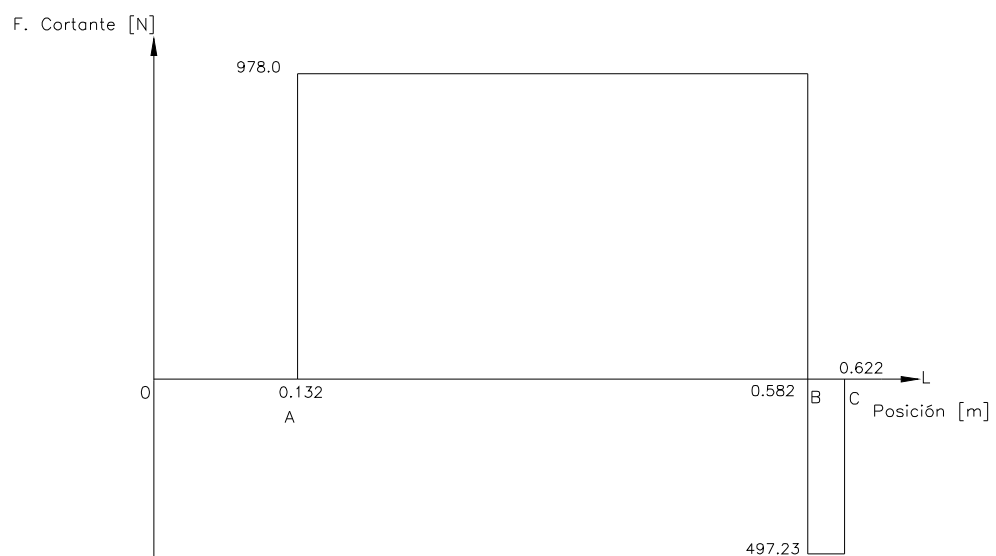


Figura 5.9. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano xz.

Fuente: Propia



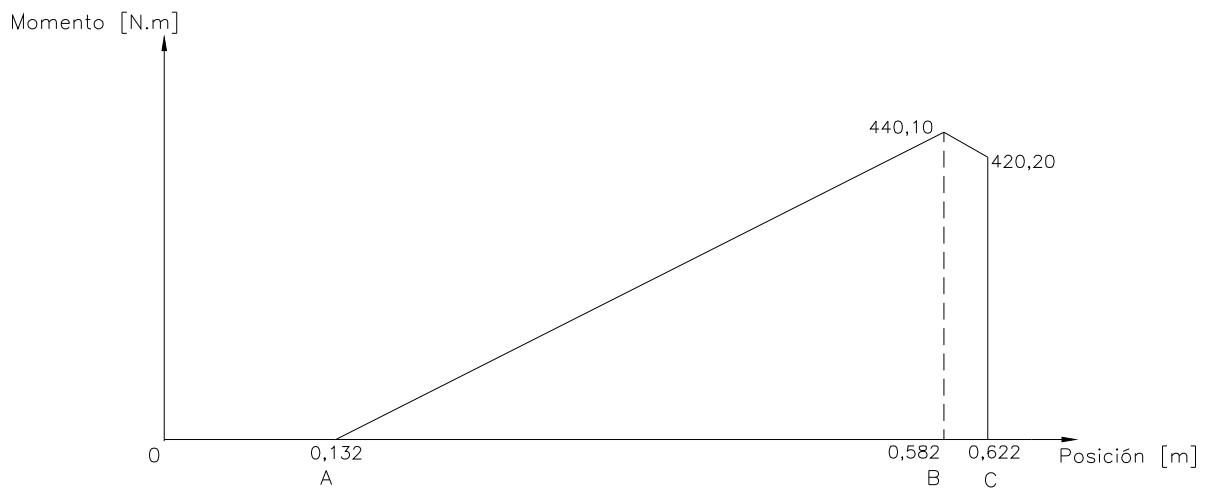


Figura 5.10. Diagrama de momentos en el plano  $xz$ .

Fuente: Propia

Observando los diagramas anteriores, se tiene que el momento máximo que soporta el eje en el plano  $xz$  es:

$$M_{max} = 476.93 \text{ N.m}$$

### 5.2.8.2.3 Reacciones resultantes

El diagrama de momento resultante se muestra en la figura 5.11.

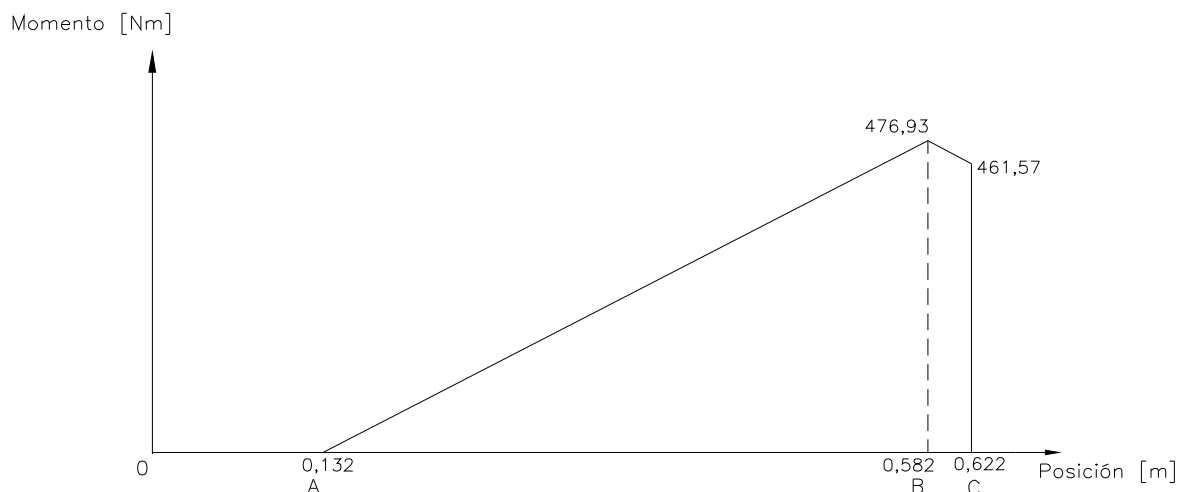


Figura 5.11. Diagrama de momentos resultante.

Fuente: Propia

Según la figura 5.11, el momento máximo resultante es:

$$M_{RESULTANTE} = 237.55 \text{ Nm}$$

#### 5.2.8.2.4 Cálculo del diámetro mínimo

Para el cálculo del diámetro mínimo del eje se emplea la fórmula que obedece a la teoría de la energía de la distorsión<sup>6</sup>:

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi S_y} \left[ M^2 + \frac{3T^2}{4} \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (5.11)$$

donde,

$d$  = diámetro mínimo del eje

$n$  = factor de seguridad

$S_y$  = esfuerzo de fluencia del material

$M$  = momento máximo

$T$  = torsión

El material seleccionado para el eje es un acero de transmisión AISI 1045, cuyas propiedades físicas son:

$$S_{ut} = 625 \text{ MPa}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

Además se sabe que el torque, según se calculó en el apartado 5.1.5, es:

$$T = 703.54 \text{ Nm}$$

Empleando la ecuación 5.11, para un factor de seguridad de 2, se tiene que:

$$d_{min} = 31 \text{ mm}$$

---

<sup>6</sup> SHIGLEY EDWARD; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc. Graw Hill; Tercera edición; México, 1985.

### *5.2.8.3 Determinación de la geometría del eje*

La geometría del eje, es decir los cambios de sección, se diseñan tomando en cuenta el tipo de apoyo en los puntos A y B, bajo las consideraciones expuestas a continuación.

#### *5.2.8.3.1 Soporte en el apoyo A*

En el punto A, ubicado en la parte inferior del eje, el apoyo debe ser capaz de soportar cargas axiales provenientes del peso del eje y cargas radiales generadas por las reacciones. Para cumplir estas restricciones, se opta por un rodamiento rígido de bolas, con soporte de tipo brida.

Para efectuar la sujeción del rodamiento en esta sección del eje se debe construir un cambio de sección y una ranura para anillo de seguridad para prevenir el movimiento axial.

#### *5.2.8.3.2 Soporte en el apoyo B*

En el punto B, ubicado en la parte superior del eje, se requiere únicamente un apoyo que soporte cargas radiales. Para tal efecto se selecciona un rodamiento rígido de bolas cuya pista cuya se asegura al alojamiento mediante un anillo de seguridad.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, se establece la geometría del eje según se muestra en la figura 5.12.

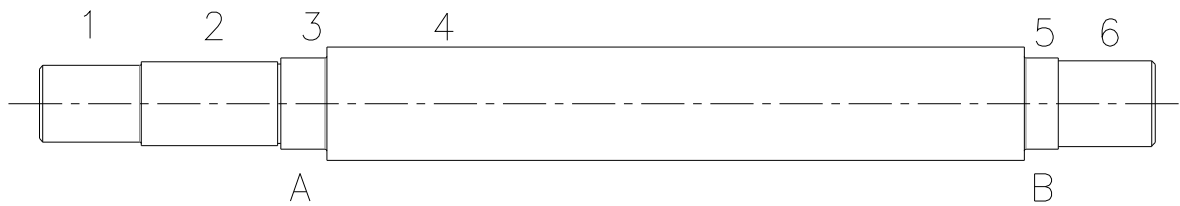


Figura 5.12. Geometría del eje.

Fuente: Propia

#### 5.2.8.4 Diseño dinámico

Una vez obtenida la geometría del eje se sigue con el diseño dinámico considerando los efectos de la fatiga, para esto se emplea la fórmula de la energía de la distorsión, para una vida infinita<sup>5</sup>:

$$d = \left\{ \frac{48n}{\pi} \left[ \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (5.12)$$

donde,

$d$  = diámetro del eje

$n$  = factor de seguridad

$S_y$  = esfuerzo de fluencia del material

$M$  = momento máximo

$T$  = torsión

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga corregido

El límite de resistencia a la fatiga corregido se calcula con la relación<sup>5</sup>:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_e' \quad (5.13)$$

donde

$S_e'$  = límite de resistencia a la fatiga de la probeta

$ka$  = factor de Superficie

$kb$  = factor de tamaño

$kc$  = factor de confiabilidad

$kd$  = factor de temperatura

$ke$  = factor de modificación por concentración de esfuerzos

$kf$  = factor de efectos diversos

Cada una de los factores para el cálculo del  $Se$  se obtienen de acuerdo a las siguientes relaciones, tomadas de la referencia [5]:

$$Se' = 0,5 Sut = 0,5 \times 625 = 312,5 \text{ Mpa (acero AISI 1045)}$$

$ka$ , se determina según la curva proporcionada en [5].

$kb$ , se determina según la ecuación:

$$kb = 1.189d^{-0.097} \quad \text{si } 0.3" < d < 10"$$

$kc$ , se determina según la tabla proporcionada en [5].

$kd$ , se determina según las condiciones de trabajo:

$$kd = 1; \quad \text{si } T^\circ \leq 450C$$

$$kd = 1 - (5.8 * 10^{-3}) * (T - 450); \quad \text{si } 450^\circ C < T \leq 550^\circ C$$

$$kd = 1 - (3.2 * 10^{-3}) * (T - 840); \quad \text{si } 448.9^\circ C < T \leq 548.9^\circ F$$

$ke$ , se determina según la ecuación:

$$ke = kef * ket, \quad (5.14)$$

donde,

$$kef = \frac{1}{1+q(k_t-1)} \quad (5.15)$$

$$ket = \frac{1}{1+q_s(k_{ts}-1)} \quad (5.16)$$

$q$  = Sensibilidad a la ranura a flexión

$q_s$  = Sensibilidad a la ranura a torsión

$k_f$ , efectos varios, que es este caso no se consideran.

Finalmente, para obtener los diámetros de cada una de las secciones, se efectúan los cálculos para varios diámetros, mediante la ecuación 5.12, para conseguir el factor de seguridad más favorable. Los resultados se muestran en las tablas 5.3 y 5.4.

Secciones del eje	S'e	ka	kb	kc	kd	ke	kf	Se
1	45324,29	0,90	1,132	1	1	0,463	1	21409,37
2	45324,29	0,90	1,113	1	1	0,463	1	21050,33
3	45324,29	0,90	1,105	1	1	1,000	1	45079,80
4	45324,29	0,90	1,105	1	1	0,384	1	17310,81
5	45324,29	0,90	1,113	1	1	1,000	1	45417,59
6	45324,29	0,90	1,113	1	1	1,000	1	45417,59

Tabla 5.3. Resultado del límite de resistencia a la fatiga.

Fuente: Propia

Sección	Factor seguridad	Diámetro
1	3,56	0,042
2	6,00	0,050
3	6,64	0,054
4	2,52	0,054
5	4,04	0,050
6	4,14	0,050

Tabla 5.4. Factores de seguridad de cada una de las secciones.

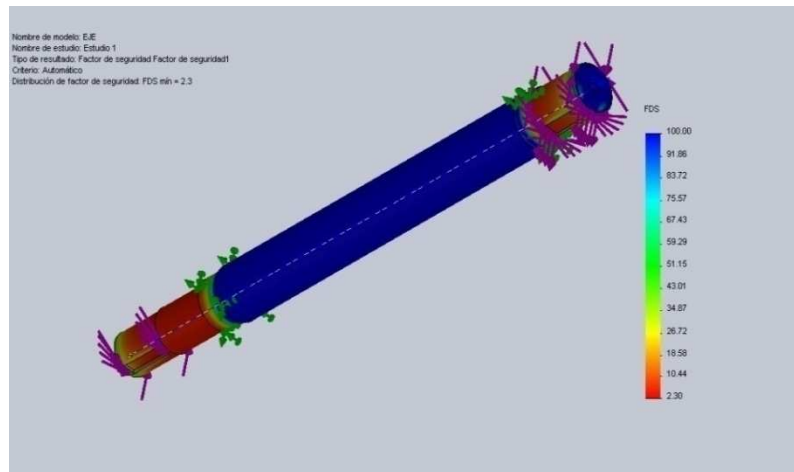
Fuente: Propia

Al estudiar la tabla 5.4 se concluye que los factores de seguridad resultan suficientes para la aplicación.

#### 5.2.8.5 Estudio por elementos finitos

Como comprobación de los valores obtenidos en el apartado anterior, se lleva a cabo un análisis por elementos finitos en Solidworks, sometiendo al eje a las

condiciones ya determinadas en los puntos anteriores. Los resultados del estudio aparecen en la figura 5.13.



*Figura 5.13. Resultados del eje.*

**Fuente:** Propia

De acuerdo con el estudio, el eje presenta un factor de seguridad de 2.3, valor inferior que el obtenido analíticamente, pero que, sin embargo, resulta suficiente para la aplicación.

### **5.2.9 DIMENSIONAMIENTO DE LAS PALETAS Y SOPORTES**

Las paletas se unen al eje a través de soportes en forma de L, como se muestra en la figura 5.14. Para determinar las dimensiones óptimas de la sección transversal del material empleado para la construcción de la pieza, se ejecuta un análisis por elementos finitos tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los soportes de las paletas son de acero AISI 1045.
- Las paletas son de acero A 36.
- La placa triangular desde la que nacen los soportes es de acero AISI 1045.
- El tubo localizado en la parte inferior de la placa triangular, al cual se une el eje, es de acero A 36.
- Todo el conjunto se une mediante soldadura.

- La pieza está sometida a las cargas calculadas en el apartado 5.1.8.1.

Los resultados de la simulación (factor de seguridad) aparecen en la figura 5.14.

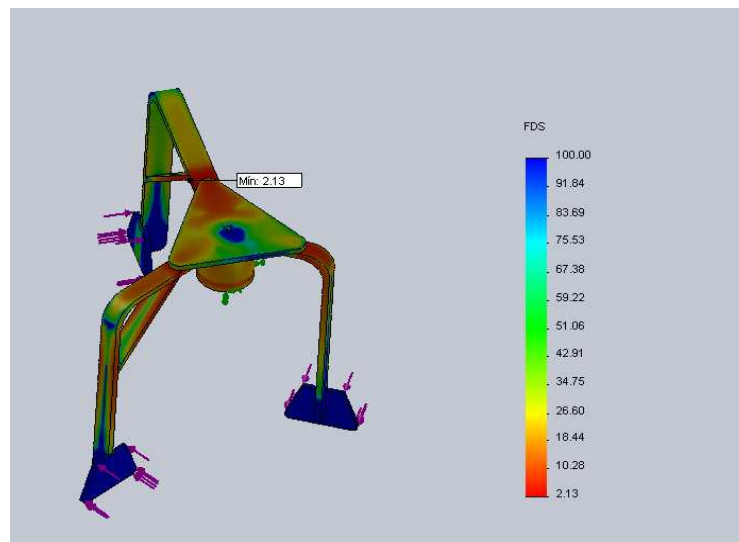


Figura 5.14. Brazos de la mezcladora.

Fuente: Propia

Mediante la simulación se verifica que el conjunto soporte las cargas satisfactoriamente.

### 5.2.9.1 Desarrollo de los soportes de las paletas

Los soportes de las paletas se construyen mediante un proceso de doblado, por tanto, debe determinarse la longitud desarrollada de las barras mediante la siguiente ecuación<sup>7</sup>:

$$L = \frac{2\pi(R+i) \times \alpha^\circ}{360^\circ} \quad (5.17)$$

donde,

$R$  = radio de doblado

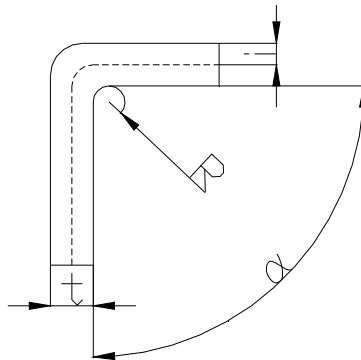
$i$  = posición de la fibra neutra

<sup>7</sup> CHEVALIER, ANDRÉ; Guide du Dessinateur Industriel; Editorial Hachette Technique; Paris, 2004.



$\alpha^\circ = \text{ángulo de doblado}$

Estos parámetros se observan en la figura 5.15.



*Figura 5.15. Parámetros para el cálculo de la longitud desarrollada*

**Fuente:** Propia

Los parámetros de doblado son:

$$R = 50mm$$

$$\alpha^\circ = 90^\circ$$

El espesor de la chapa es de 12 mm, por tanto se cumple que  $i \approx 0,5t$  si  $R \geq 3t$ .

La longitud desarrollada es:

$$L = \frac{2\pi(50 + 6) \times 90^\circ}{360^\circ} = 87,96mm$$

### 5.2.10 COMPUERTA DE LA MEZCLADORA

La compuerta de la mezcladora se acciona mediante un cilindro neumático a través el mecanismo mostrado en la figura 5.16.

Gráficamente se determina que la carrera del cilindro es de 18 cm, adicionalmente se estima que el área de apertura para la salida del material es de

alrededor de  $250 \text{ cm}^2$ , valor que puede ajustarse ajustando la porción del vástago del cilindro que sale.

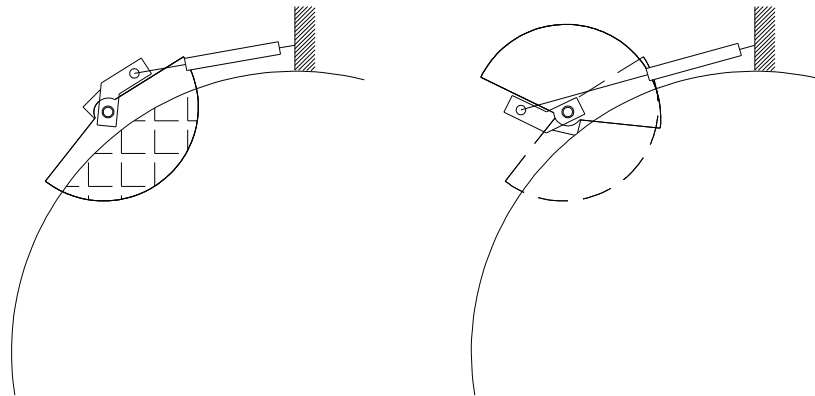


Figura 5.16. Mecanismo de apertura de la compuerta de la mezcladora.

Fuente: Propia

### 5.2.11 SELECCIÓN DE COJINETES<sup>8</sup>

En este apartado se selecciona el rodamiento de la parte inferior del eje, para esto se calcula el factor dinámico mediante la expresión:

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot fn \quad (5.18)$$

donde

$f_L$  = factor de esfuerzos dinámicos

$C$  = capacidad de carga dinámica

$P$  = carga dinámica equivalente

$fn$  = factor de velocidad

El tipo de rodamiento que se emplea es el rígido de bolas con diámetro de agujero característico de 50 mm, para el cual la carga equivalente se calcula mediante la expresión siguiente:

<sup>8</sup> FAG; Catálogo de Rodamientos WL 41 520/3 SB.

$$P = x * Fr + y * Fa \quad (5.19)$$

de donde,

$Fr$  = fuerza radial que soporta el rodamiento = 565,62 N

$Fa$  = fuerza axial = 350 N

Los factores  $x$  e  $y$  se obtienen desde tablas, dependiendo del tipo de rodamiento, y las condiciones de carga, para esto se debe calcular el factor siguiente:

$$\text{factor para cálculo de } x \text{ e } y = \frac{f_0 \cdot Fa}{C_0} \quad (5.20)$$

donde,

$f_0$  = factor del tipo de rodamiento = 15,2

$C_0$  = capacidad de carga estática = 24000 N

Por tanto,

$$\frac{f_0 \cdot Fa}{C_0} = \frac{15,2 \times 350}{24000} = 0,22$$

Con lo que, según las tablas, se tiene que:

$$x = 0,56$$

$$y = 2$$

Con lo cual la carga equivalente, empleando la ecuación 5.19, es:

$$P = 0,56 * 565,62 + 2 * 350 = 1016,74 \text{ N}$$

Se sigue con el cálculo del factor dinámico mediante la ecuación 5.18, obteniendo  $C$  y  $fn$  de las tablas correspondientes al tipo de rodamiento, con lo que se obtiene:

$$f_L = \frac{36500}{1016,74} \cdot 0.75 = 26,81$$

Según la referencia [7], para aplicaciones tales como mezcladoras y batidoras, se recomienda un factor dinámico de al menos 4, por lo que queda garantizado un buen desempeño del cojinete.

Se concluye con el cálculo de la vida nominal con la siguiente expresión:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{revoluciones}] \quad (5.21)$$

donde,

$$L_{10} = L = \text{vida nominal } [10^6 \text{revoluciones}]$$

$p$  = exponente de vida = 3 (para rodamientos de bolas)

Reemplazando en la ecuación 5.21 se tiene:

$$L_{10} = L = \left(\frac{36500}{1016,74}\right)^3 = 46264,6 [10^6 \text{revoluciones}]$$

Tomando en cuenta que la mezcladora gira a 80 rpm, queda garantizada una prolongada vida del rodamiento.

## 5.2.12 DISEÑO DE LENGÜETAS

Las dimensiones de las lengüetas se determinan considerando los efectos del aplastamiento y del corte.

### 5.2.12.1 Falla por corte

Se calcula la longitud de la lengüeta para un factor de seguridad de 2.

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (5.22)$$

donde

$S_{sy} = 0,577 S_y =$  esfuerzo de fluencia a cortante

$\tau =$  esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante es:

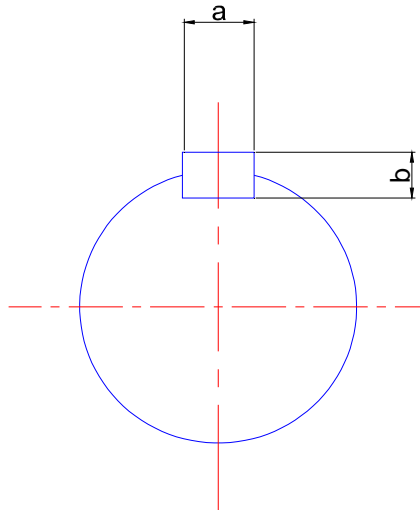
$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{a \times l} \quad (5.23)$$

Donde  $a$  y  $l$  son las dimensiones de la sección transversal de la lengüeta.

Se calcula  $l$  con las ecuaciones 5.22 y 5.23, para un material AISI 1045:

$$l = \frac{F \times n}{0,577 S_y \times a}$$

$$l = 21,9 \text{ mm}$$



*Figura 5.17. Dimensiones de la lengüeta.*

Fuente: Propia

### 5.2.12.2 Falla por aplastamiento

Se emplea la siguiente ecuación:

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (5.24)$$

donde,

$\sigma$  = esfuerzo de flexión

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{b}{2} \times l} \quad (5.25)$$

Empleando las ecuaciones 5.24 y 5.25, y sustituyendo se obtiene:

$$l = \frac{2 \times F \times n}{S_y \times b}$$

$$l = 31.6 \text{ mm}$$

Finalmente, se toma la mayor de las longitudes antes obtenidas, en este caso la de aplastamiento, y se calcula el factor de seguridad para corte.

$$n = \frac{0,577 S_y \times a \times l}{F}$$

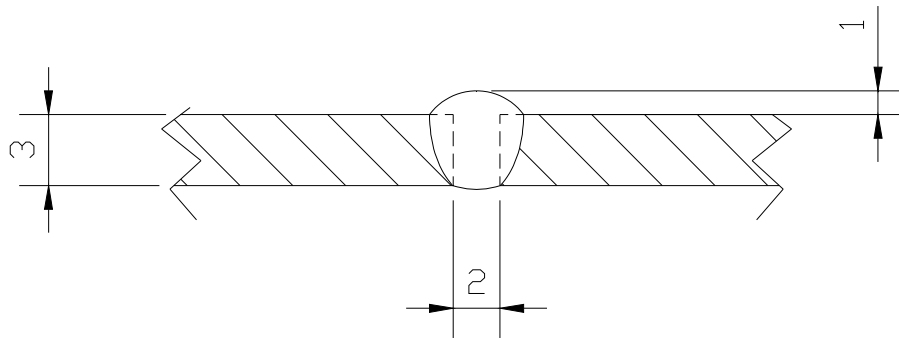
$$n = 2.9$$

Consecuentemente, quede comprobado que para una longitud de 31,6 mm la lengüeta soporta cargas de corte y aplastamiento.

### **5.2.13 SOLDADURA DE LA MEZCLADORA**

#### **5.2.13.1 Soldadura de la estructura y del recipiente**

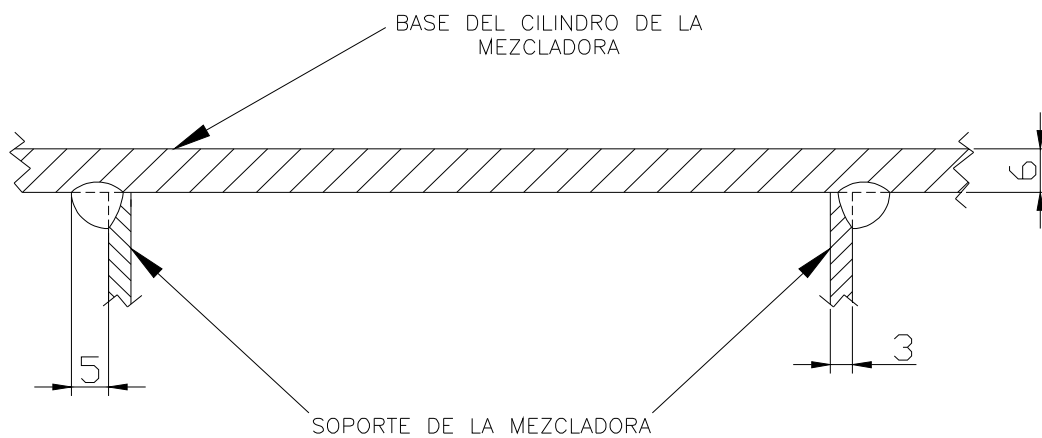
Para el recipiente de la mezcladora se utiliza una junta a tope cuyas dimensiones se determinan de acuerdo a la norma AWS D1.1, como se muestra en la figura.



*Figura 5.18. Soldadura a Tope (costura del cilindro de la mezcladora).*

**Fuente:** Propia

La soldadura entre los soportes y la base de la mezcladora es periférica, alrededor del contorno del soporte. Asimismo las dimensiones del cordón se determinan en base a la norma AWS D1.1, como se muestra en la figura 5.18.



*Figura 5.19. Juntas soldadas de los soportes de la mezcladora.*

**Fuente:** Propia

El proceso de soldadura empleado para el recipiente y la estructura de la mezcladora es SMAW con electrodos E6010 para pases de raíz y E6013 para pases de relleno.

### 5.2.13.2 Soldadura de las paletas y sus soportes

Ya que estos componentes son de acero AISI 1045, se utilizan electrodos E7010.

Las dimensiones del cordón se establecen de acuerdo a la norma AWS D1.1.

## 5.3 MÓDULO 2: BANDA TRANSPORTADORA

### 5.3.1 DIMENSIONAMIENTO DE BANDA TRANSPORTADORA<sup>9,10</sup>

La banda transportadora debe ser seleccionada en función de las siguientes restricciones:

- Material a transportar.
- Diferencia de alturas entre puntos de carga y descarga.
- El tiempo máximo de transporte.

El ángulo máximo para transportar concreto, según los fabricantes de bandas transportadoras, es de 24 grados; y conociendo que la diferencia de alturas entre puntos de carga y descarga es de 2.5 m, se tiene por geometría elemental que la distancia que debe recorrer el material es de 5,46 m.

Con el propósito de garantizar el funcionamiento continuo de la máquina vibro-compactadora así como de la mezcladora, el tiempo máximo que debe emplear el material para desplazarse desde la mezcladora hasta la tolva es de 20 segundos.

El flujo volumétrico que debe garantizar la banda transportadora es:

$$Q = \frac{V}{t} = 0,0154 \frac{m^3}{s} \quad (5.26)$$

---

<sup>9</sup> [http://www.kauman.com/es/products/productos\\_es.asp](http://www.kauman.com/es/products/productos_es.asp)

<sup>10</sup> <http://descom.jmc.utfsm.cl/sgeywitz/procesos/CINTAS.htm>



donde,

$$V = 0,308 \text{ m}^3 = \text{volumen total}$$

$$t = 20 \text{ s} = \text{tiempo crítico}$$

Asimismo se tiene que:

$$Q = v \cdot A = 0,0154 \quad (5.27)$$

donde,

$A$  = área transversal de material transportado por la banda

$v$  = velocidad de la banda

El área transversal de material se obtiene a partir de la suma de las áreas triangulares y área rectangular mostradas en la figura siguiente:

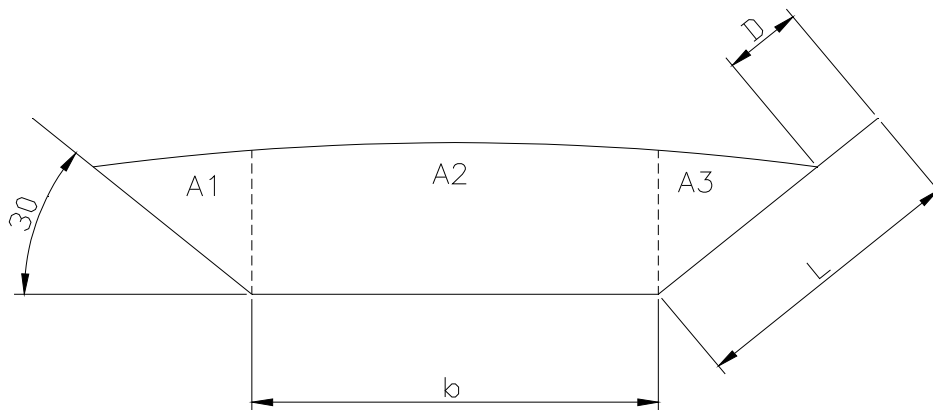


Figura 5.20. Área de la banda.

**Fuente:** Propia

La longitud  $D$  mostrada en la figura 5.20 tiene como función evitar desbordamiento de material, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$D = 0,139(w + 0,9) \quad (5.28)$$

donde,

$w$  = ancho de la banda

En la figura 5.20 la longitud  $b$  corresponde a la porción de la banda que se mantiene horizontal, y se calcula con la siguiente relación:

$$b = 9,42 * w \quad (5.29)$$

El área total de la banda se calcula con las ecuaciones 5.28 y 5.29, para diferentes anchos de banda normalizados  $w$ , luego de lo cual es posible emplear la ecuación 5.27 para calcular la velocidad; los resultados se muestran en la tabla 5.5

Ancho banda [m]	Área [m <sup>2</sup> ]	Velocidad [m/s]
0,508	0,0180	0,860
0,609	0,0259	0,595
0,711	0,0330	0,259

Tabla 5.5. Velocidad de la banda en función del ancho.

Fuente: Propia

Luego de un examen de la tabla 5.5, se selecciona una banda de 0,609 m de ancho, con las siguientes características:

Tipo: ANL

Numero de lonas: 2

Espesor cubierta superior: 1/8 pulg.

Espesor cubierta inferior: 1/16 pulg.

Espesor cojines: 5/64 pulg.

Espesor total: 7,0 mm.

Carga de trabajo: 168 lb/pulg.

Carga de rotura: 1680 lb/pulg.

### 5.3.2 ESTRUCTURA DEL SISTEMA DE TRANSPORTE

Las dimensiones de la estructura vienen determinadas por las alturas del punto de descarga (2.5 m) y del punto de carga (0,2 m), así como del ángulo de inclinación de la banda.

La estructura es construida con perfil estructural rectangular, y con perfiles en L; sus dimensiones se determinan mediante un análisis de elementos finitos bajo las siguientes condiciones:

- El material de los perfiles es acero estructural A-36.
- La carga máxima que soporta la estructura es de 320 kg, que corresponde a la banda completamente cargada.

Los resultados del análisis se muestran en la figura 5.21.

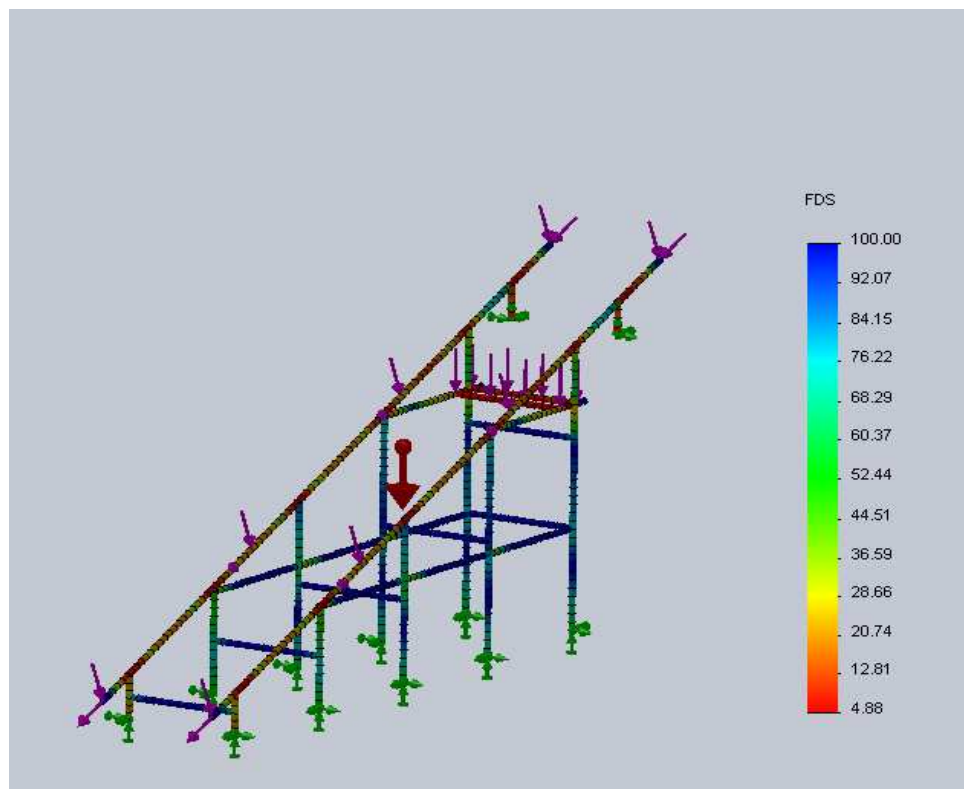


Figura 5.21. Simulación esfuerzos estructura.

Fuente: Propia

Luego de efectuar la simulación para varios tamaños de perfiles, se determinó que los resultados más satisfactorios, considerando el factor de seguridad y optimización de material, se obtienen con las siguientes dimensiones de perfil:

Perfiles rectangulares: 40x70x5

Perfiles ángulo principal: 50x75x6

Perfiles ángulo secundario: 35x35x5

### 5.3.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

El cálculo de la potencia del motor se lleva a cabo mediante la relación siguiente:

$$P_{Total} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 [W] \quad (5.30)$$

donde,

$P_1$  = potencia necesaria para mover la banda descargada

$P_2$  = potencia necesaria para mover la banda cargada

$P_3$  = potencia necesaria para elevar la carga

$P_4$  = potencia necesaria para accionar descargas intermedias

#### 5.3.3.1 Potencia necesaria para mover la banda descargada

Para calcular la potencia necesaria para mover la banda descargada, se emplea la siguiente ecuación:

$$P_1 = C \cdot f \cdot L \cdot v \cdot (2 w \cdot (1,15 \cdot e + P_i \cdot z) \cos(\theta)) [W] \quad (5.31)$$

donde,

$C$  = coeficiente en función de la longitud de transporte

$f$  = coeficiente de rozamiento en los rodillos de soporte en la banda

$L$  = longitud de transporte = 5,46 m

$v =$  velocidad de la banda =  $0,6 \frac{m}{s}$

$\theta =$  ángulo de inclinación de transporte =  $24^\circ$

$w =$  ancho de la banda =  $0,609 m$

$e =$  espesor total de los recubrimientos

$P_i =$  peso por  $m^2$  de cada textil

$z =$  numero de capas textiles

Reemplazando los valores proporcionados por el fabricante de la banda en la ecuación 5.31 se tiene que:

$$P_1 = 0,35 \times 0,7 \times 5,46 \times 0,6 \times (2 \times 0,609 \times (1,15 \times 0,0025 + 1,56 \times 2) \cos(24))$$

$$P_1 = 1244,98 W$$

### 5.3.3.2 Potencia necesaria para mover la banda cargada

Para este cálculo se emplea la siguiente relación.

$$P_2 = C. f. L. Qt. \cos(\theta) [W] \quad (5.32)$$

donde,

$Qt =$  capacidad real de transporte  $\left[\frac{N}{s}\right]$

$\theta =$  ángulo de inclinación de la banda

$$P_2 = 1451,24 W$$

### 5.3.3.3 Potencia necesaria para elevar la carga

Esta potencia se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_3 = Qt + H [W] \quad (5.33)$$

donde,

$H =$  altura de transporte [m]

$$P_3 = 139,85 W$$

#### **5.3.3.4 Potencia necesaria para accionar descargas intermedias**

Potencia asignada de acuerdo a tablas proporcionadas por el fabricante<sup>8</sup>, en este caso es de:

$$P_3 = 600 W$$

Finalmente, con las potencias parciales anteriores, se calcula la potencia total del motor:

$$P_{Total} = 3436,04 W = 4,6 Hp$$

### **5.3.4 SELECCIÓN DEL MOTOR**

Conociendo la potencia del motor, calculada en el apartado anterior, se selecciona uno con las siguientes características:

Velocidad del motor: 1800 rpm

Potencia: 5 Hp

Amperaje: 220 A

Velocidad nominal: 1750 rpm

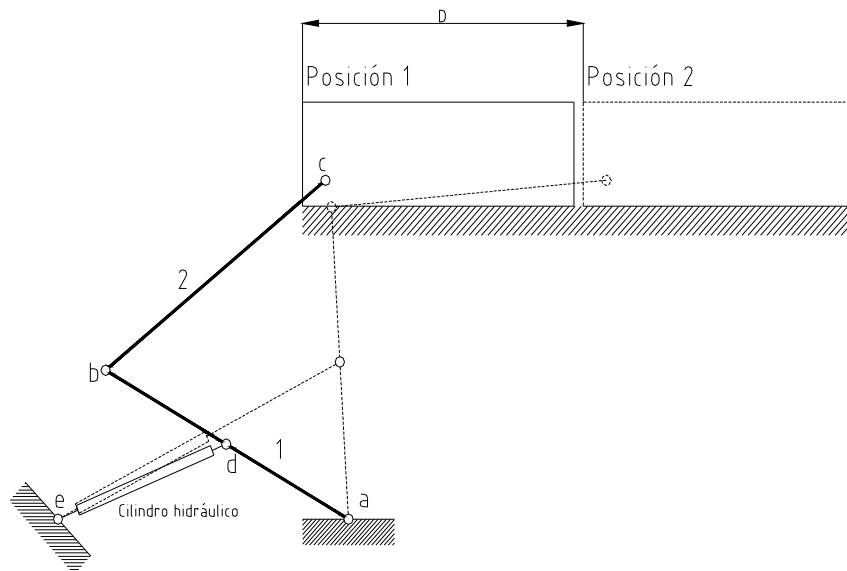
Peso motor: 27,1 Kg

## **5.4 MÓDULO 3: DISTRIBUIDOR DE CONCRETO**

### **5.4.1 MECANISMO PARA EL MOVIMIENTO DEL CONTENEDOR**

Como se determinó en la etapa de diseño conceptual, la distribución del concreto se efectúa mediante un contenedor que se desplaza entre dos posiciones. En la primera recibe el concreto de la tolva, y en la segunda deposita el concreto en el

molde. El movimiento se ejecuta gracias al accionamiento de un cilindro neumático, mediante el mecanismo que se especifica en la figura 5.22.



*Figura 5.22. Mecanismo para el movimiento del contenedor.*

**Fuente:** Propia

Como se muestra en la figura anterior, el movimiento proporcionado por el cilindro neumático no es transmitido directamente al contenedor sino mediante un sistema de palancas. Se opta por este mecanismo para evitar que las vibraciones a las que está sometido el sistema sean transmitidas directamente al cilindro neumático, acortando así su vida útil.

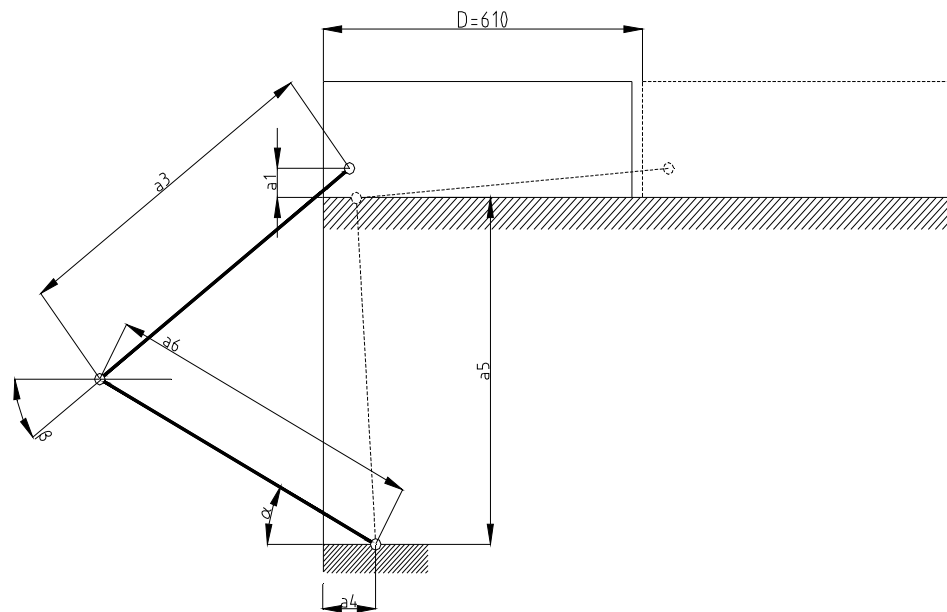
Para el movimiento del contenedor se emplean dos cilindros, uno a cada costado del contenedor, con el propósito de proporcionar un movimiento más uniforme.

#### **5.4.1.1 Análisis del mecanismo**

El análisis que se desarrolla a continuación tiene como fin, en primer lugar, determinar las dimensiones geométricas adecuadas de las palancas, así como la

ubicación de los pares giratorios, luego se determina la carrera necesaria del pistón y la fuerza requerida para ejecutar el movimiento.

Para determinar las dimensiones de los eslabones 1 y 2, y las posiciones de los pares giratorios  $a$  y  $c$ , se efectúa un análisis en base en el esquema mostrado en la figura 5.23.



*Figura 5.23. Mecanismo para el movimiento del contenedor.*

**Fuente:** Propia

La distancia  $D$ , mostrada en la figura anterior, corresponde a la longitud que debe desplazarse el contenedor entre su posición inicial y final. Esta distancia es la suma de la longitud del molde, que es de 512mm, y un pequeño juego que permita la oscilación del contenedor.

A continuación se plantean las ecuaciones correspondientes para las posiciones 1 y 2, respecto a un sistema de referencia con origen en la esquina inferior izquierda del contenedor.



- Posición 1

$$a_4 - a_6 \cos \alpha_1 + a_3 \cos \beta_1 = a_2 \quad (5.34)$$

$$a_6 \operatorname{sen} \alpha_1 + a_3 \operatorname{sen} \beta_1 = a_1 + a_5 \quad (5.35)$$

- Posición 2

$$a_4 - a_6 \cos \alpha_2 + a_3 \cos \beta_2 = a_2 + D \quad (5.36)$$

$$a_6 \operatorname{sen} \alpha_2 + a_3 \operatorname{sen} \beta_2 = a_1 + a_5 \quad (5.37)$$

Asumiendo que se conoce  $a_4$ ,  $a_5$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $\alpha_1$ ,  $a_6$ , se obtienen a partir de las ecuaciones anteriores, por iteración,  $a_3$ ,  $\beta_1$ ,  $\alpha_2$  y  $\beta_2$ , obteniéndose los resultados mostrados en la tabla 5.6.

D [mm]	a1 [mm]	a2 [mm]	a5 [mm]	a4 [mm]	$\alpha_1$
610	50	50	500	0	30

a6 [mm]	$\beta_1$ [°]	a3 [mm]	$\alpha_2$ [°]	$\beta_2$ [°]
400	41,44	528,81	110,00	7,63
450	36,47	546,78	105,00	2,78
500	31,84	568,60	101,00	-0,93
550	27,59	593,83	97,00	-4,11
600	23,70	622,06	94,00	-6,75
650	20,16	652,91	91,00	-9,10
700	16,95	686,02	88,00	-11,17
750	14,05	721,08	86,00	-13,05
800	11,42	757,81	83,00	14,64

Tabla 5.6. Parámetros geométricos del mecanismo.

Fuente: Propia

Se opta por una longitud del eslabón  $a_6$  de de 700 mm, porque es la menor longitud con la cual la posición final del eslabón no es mayor de 90° evitando así posibles atascamientos.

Enseguida se prosigue con el análisis para la determinación de la carrera necesaria para el cilindro neumático. El análisis se basa en el esquema que aparece en la figura 5.24.

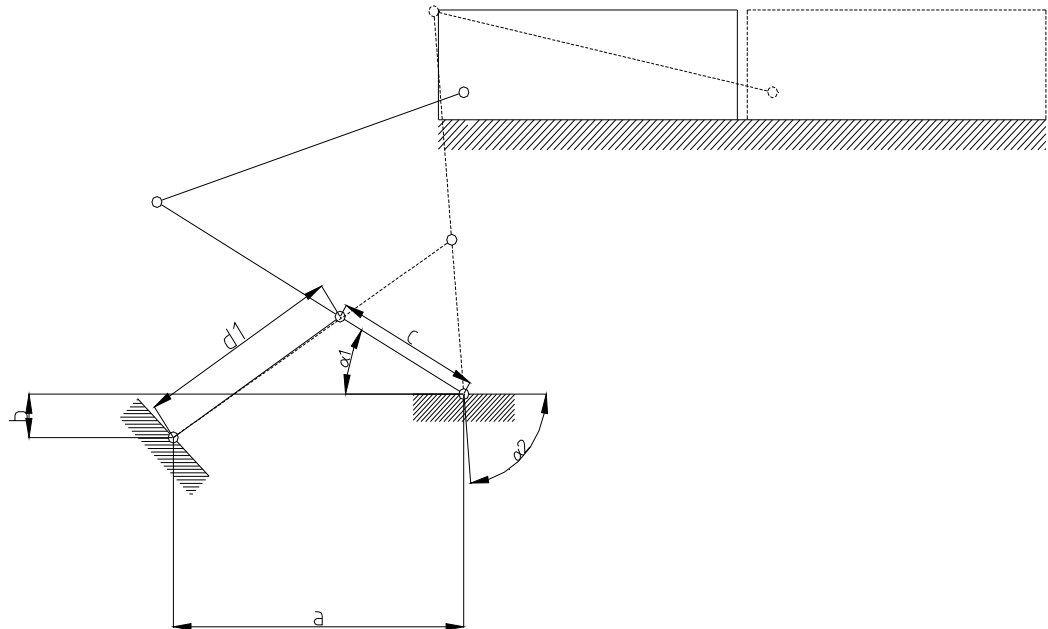


Figura 5.24. Esquema para el cálculo de la carrera del cilindro neumático.

Fuente: Propia

Las longitudes  $d_1$  y  $d_2$ , que corresponden a las longitudes del cilindro neumático en las posiciones 1 y 2 respectivamente, vienen determinadas por las siguientes ecuaciones:

$$d_1 = \sqrt{(c \cdot \text{sena}_1 + b)^2 + (a - c \cdot \text{cosa}_2)^2} \quad (5.38)$$

$$d_2 = \sqrt{(c \cdot \text{sena}_2 + b)^2 + (a - c \cdot \text{cosa}_2)^2} \quad (5.39)$$

Mediante las ecuaciones anteriores, se determinan los valores de  $d_1$  y  $d_2$ , para diferentes valores de la longitud  $c$ , conociendo los valores de  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$ , determinados en el análisis anterior, y asumiendo valores convenientes para las longitudes  $a$  y  $b$ . Los resultados se muestran en la tabla 5.7.

a [mm]	b [mm]	$\alpha_1$ [°]	$\alpha_2$ [°]
300,00	100,00	30,00	88,00
c [mm]	d1 [mm]	d2 [mm]	d2-d1 [mm]
0,00	316,23	316,23	0,00
25,00	300,22	324,19	23,96
50,00	285,52	333,84	48,32
75,00	272,31	345,03	72,72
100,00	260,84	357,62	96,78
125,00	251,34	371,47	120,13
150,00	244,04	386,45	142,40
175,00	239,15	402,42	163,27
200,00	236,81	419,27	182,46
225,00	237,09	436,91	199,82
250,00	239,99	455,23	215,24
275,00	245,42	474,17	228,75
300,00	253,21	493,64	240,43
325,00	263,15	513,60	250,44
350,00	275,02	533,97	258,96
375,00	288,56	554,73	266,17
400,00	303,57	575,83	272,26
425,00	319,83	597,22	277,40
450,00	337,15	618,89	281,73
475,00	355,40	640,80	285,40
500,00	374,42	662,92	288,50

Tabla 5.7. Valores de la carrera del cilindro neumático.

Fuente: Propia

Se selecciona una carrera del cilindro de 200 mm (normalizada), a la cual le corresponde una distancia  $c$  de 225 mm.

A continuación se calcula la relación de velocidades entre el cilindro y el contenedor. Las ecuaciones han sido planteadas de acuerdo al esquema mostrado en la figura 5.25.

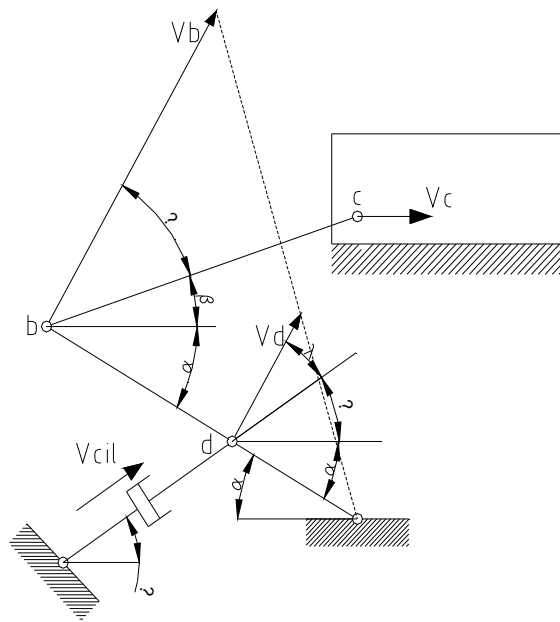


Figura 5.25. Esquema para el cálculo de las velocidades.

Fuente: Propia

$$Vd = Vcil \times \cos \lambda$$

$$\lambda = \gamma + \alpha - 90$$

$$Vb = Vd \times \frac{a_6}{c}$$

$$Vbx = Vb \times \cos(90 - \alpha)$$

$$Vby = Vb \times \text{sen}(90 - \alpha)$$

$$Vc = Vbx - Vby \times \tan\beta \quad (5.40)$$

$$i = \frac{Vc}{Vcil} \quad (5.41)$$

Los datos calculados para múltiples valores del ángulo  $\alpha$ , y asumiendo una velocidad del cilindro de 10 cm/s, aparecen en la tabla y gráfico siguientes.

$\alpha$ [°]	Vc [cm/s]	i [cm/s]
30,00	5,15	0,51
32,00	6,50	0,65
34,00	7,77	0,78
36,00	8,95	0,90
38,00	10,05	1,00
40,00	11,06	1,11
42,00	11,99	1,20
44,00	12,84	1,28
46,00	13,61	1,36
48,00	14,29	1,43
50,00	14,90	1,49
52,00	15,43	1,54
54,00	15,89	1,59
56,00	16,27	1,63
58,00	16,58	1,66
60,00	16,82	1,68
62,00	16,99	1,70
64,00	17,10	1,71
66,00	17,14	1,71
68,00	17,13	1,71
70,00	17,06	1,71
72,00	16,93	1,69
74,00	16,75	1,68
76,00	16,53	1,65
78,00	16,27	1,63
80,00	15,96	1,60
82,00	15,63	1,56
84,00	15,26	1,53
86,00	14,86	1,49
88,00	14,44	1,44

Tabla 5.8. Relación de transmisión en función del ángulo.

Fuente: Propia

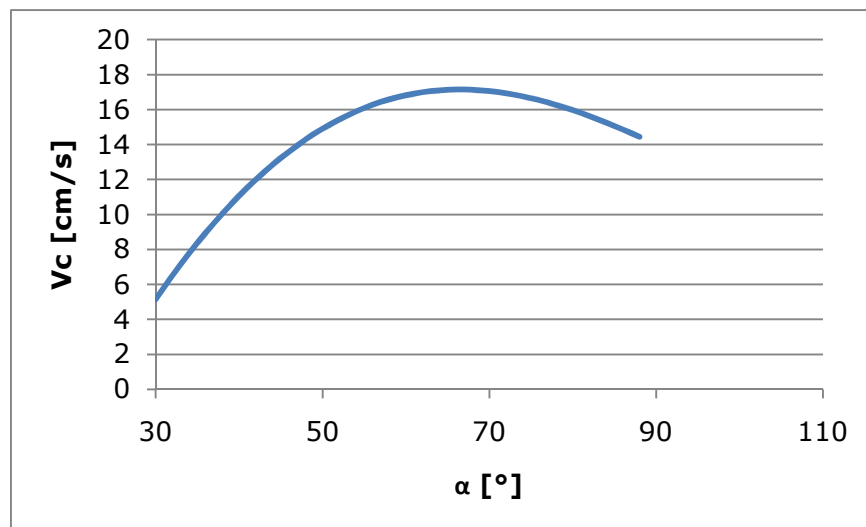


Figura 5.26. Velocidad del contenedor en función de la posición angular del eslabón  $\alpha_3$ .

Fuente: Propia

Se calcula ahora la fuerza mínima que deben proporcionar los cilindros, considerando el caso más crítico, cuando la relación de transmisión es de 0,51. Para esto se plantean el diagrama de cuerpo libre del contenedor, mostrado en la figura 5.27, y las respectivas ecuaciones.

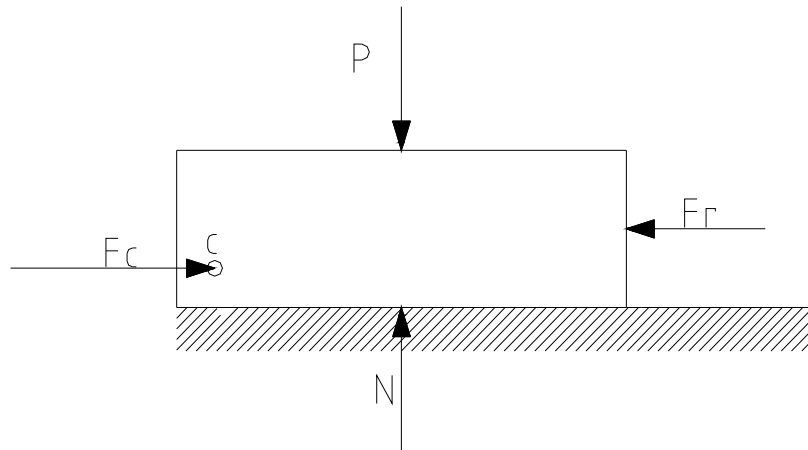


Figura 5.27. Diagrama de cuerpo libre del contenedor.

Fuente: Propia

$$F_c = F_r$$

$$F_r = \mu N = \mu P$$

$$F_c = \mu P \tag{5.42}$$

donde,

$P$  = peso del material y del contenedor

$\mu$  = fricción en las rieles del contenedor (Se asume igual al coeficiente dinámico de fricción de acero sobre acero)

$F_c$  = fuerza requerida para desplazar al contenedor

Consecuentemente  $F_c$  es:

$$F_c = \mu P = 0,74 \times (650N + 150N) = 592N$$

La fuerza requerida en los cilindros se calcula con la relación:

$$F_{tcil} = \frac{F_c}{i_{min}} \quad (5.43)$$

donde,

$F_{tcil}$  = fuerza total requerida en los cilindros

$i_{min}$  = relación de transmisión mínima

$$F_{tcil} = \frac{592N}{0,51} = 1160,78 N$$

Para ejecutar el movimiento se emplean dos cilindros, uno a cada costado del mecanismo, con una fuerza de 580 N.

#### 5.4.1.2 Dimensionamiento de los eslabones del mecanismo

Los eslabones del mecanismo se encuentran sometidos a reacciones variables, en función de su posición. Con SolidWorks es posible efectuar un análisis de esfuerzos dinámico entre la posición final e inicial del mecanismo pudiéndose determinar el factor de seguridad en la posición más crítica para cada eslabón. Este estudio se lleva a cabo para los eslabones 1 y 2 de la figura 5.22, para diferentes dimensiones de su sección transversal.

El análisis se efectúa bajo las siguientes consideraciones:

- Fuerza proporcionada por cada cilindro de 500N.
- Peso de la masa en el contenedor de 800N.
- Existe fricción metal-polímero entre las barras y los bocines.
- Existe fricción metal-metal entre los rodamientos y los rieles.
- El material de los eslabones es acero AISI 1045

Una vez realizado el estudio, el software arrojó los resultados mostrados en la figura 5.28.

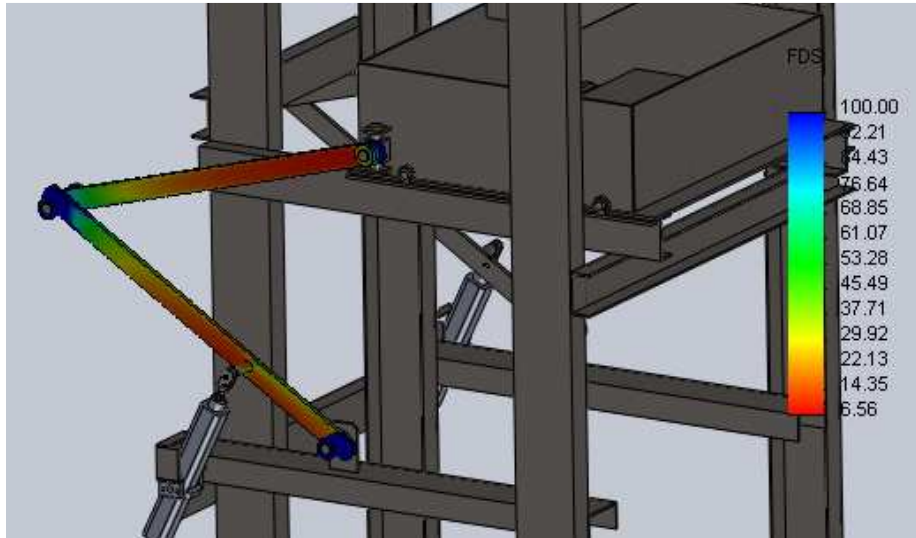


Figura 5.28. Estudio por elementos finitos dinámico para los eslabones 1 y 2.

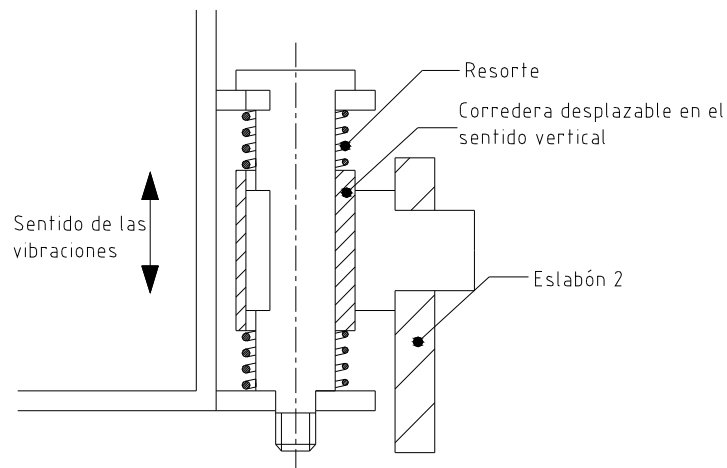
Fuente: Propia

El análisis mostrado en la figura anterior corresponde a eslabones construidos con barras de acero AISI 1045 con sección transversal de 40x10 mm (normalizado), con las que se obtuvo un factor de seguridad de 6,6.

#### 5.4.1.3 Aislamiento de de las vibraciones

Como se sabe, el contenedor se ubica sobre el molde para efectuar la recarga de material mientras este se encuentra vibrando. Por esto se requiere evitar que las vibraciones sean transmitidas al sistema neumático con el fin de prevenir averías tempranas, en consecuencia se añade un sistema que absorba las vibraciones transmitidas al contenedor y estas no pasen al eslabón 2 del mecanismo. Las vibraciones se producen principalmente en el sentido vertical, por lo que se opta por un mecanismo de resortes que amortigüe las vibraciones entre el contenedor y una corredera dispuesta de manera vertical a lo largo de un eje, como se muestra en la figura 5.29. El movimiento giratorio entre el eje y la corredera se inhibe mediante una lengüeta. El eslabón 2 está unido a su vez a esta corredera mediante un par giratorio.





*Figura 5.29. Mecanismo para el aislamiento de las vibraciones.*

**Fuente:** Propia

El cálculo del resorte del mecanismo se efectúa en el apartado 5.4.1.8, y el dimensionamiento de las lengüetas se lleva a cabo únicamente bajo consideraciones geométricas debido a que la carga que soportan es muy reducida.

#### **5.4.1.4 Selección de rodamientos**

El contenedor se desplaza entre sus dos posiciones gracias a cuatro rodamientos que ruedan sobre rieles. Debido a la baja velocidad y carga que soportan, se los selecciona tomando en cuenta consideraciones geométricas, para luego proceder a efectuar los cálculos para determinar el factor de esfuerzos dinámicos y comprobar que se satisfagan los requerimientos para esta aplicación.

El tipo de rodamiento que se utiliza es el rígido de esferas, por su buena capacidad para soportar cargas radiales, que son las únicas a las que están sometidos, además de su baja fricción, funcionamiento silencioso y bajo costo. El rodamiento escogido, según la norma DIN, es el 6002 2RSR, con obturación a ambos lados, pues operan en un ambiente saturado de polvo.

A continuación se procede con el cálculo del factor de esfuerzos dinámicos con las ecuación 5.18 y 5,19, mediante el método explicado en el apartado 5.1.11.

La carga radial que soporta cada rodamiento equivale al peso del contenedor más el peso del material dividido entre cuatro, así se tiene:

$$Fr = \frac{\text{Peso del contenedor} + \text{Peso del material}}{4}$$

$$Fr = \frac{267 + 900}{4} [N] = 291,75N$$

La carga axial a la que están sometidos los rodamientos es prácticamente despreciable, sin embargo, con el fin de efectuar los cálculos se considera que esta es de 100N, para cada rodamiento.

Para estos valores de  $F_a$  y  $F_r$ , según el catálogo de rodamientos<sup>7</sup>, se tienen valores para X e Y de 1 y 0 respectivamente, por consiguiente se tiene que:

$$P = 1 \cdot 291,75 + 0 \cdot 100 = 291,75 \text{ N}$$

La carga dinámica  $C$  y el factor de velocidad  $f_n$  para este tipo de rodamiento, según el catálogo, son de 5600 N y 0,7 respectivamente, así se calcula  $f_L$ :

$$f_L = \frac{5600}{291,75} 0,7 = 13,4$$

Como se observa el valor de  $f_L$  es bastante grande con lo cual se garantiza que los rodamientos se desempeñen satisfactoriamente para una vida infinita.

Podría suponerse que los rodamientos resultaron sobredimensionados, no obstante, como ya se mencionó, estos fueron seleccionados fundamentalmente bajo consideraciones geométricas.

### 5.4.1.5 Selección de bocines<sup>6</sup>

Se seleccionan bocines de material polimérico (PTFE) por las ventajas que presentan sobre aquellos de bronce. Entre las ventajas de estos bocines se pueden citar: menor costo, facilidad de mecanización y la posibilidad de trabajar sin lubricantes.

Para este caso, las dimensiones de los bocines son determinadas considerando fundamentalmente criterios geométricos, debido a que la unión entre los eslabones del mecanismo se efectúa mediante pasadores que deben tener una dimensión tal que permita que el mecanismo funcione de manera uniforme y estable. Habiendo establecido las dimensiones del bocín, se comprueba que estos soporten la carga a la que están sometidos.

Las dimensiones para los bocines de los pares giratorios a, b, y c (mostrados en la figura 5.23) se establecen obedeciendo las recomendaciones para este tipo de bocines según la referencia [6], presentadas en la tabla 5.9.

d [mm]	D [mm]	f [mm]
8	10	0,8±0,3
10	12	0,8±0,3
12	14	0,8±0,3
14	16	0,8±0,3
15	17	0,8±0,3
16	18	0,8±0,3
20	23	0,8±0,3
25	28	0,8±0,3
30	34	0,8±0,3

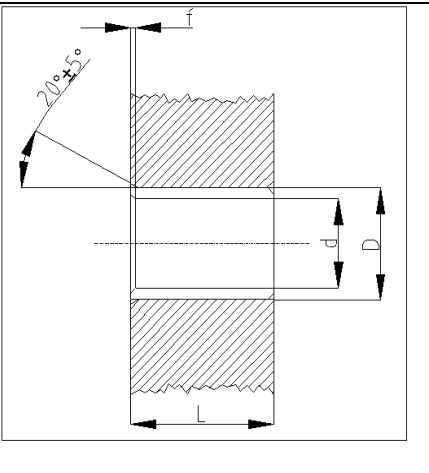


Tabla 5.9. Dimensiones recomendadas para bocines de PTFE.

Fuente: CHEVALIER, ANDRÉ; Guide du Dessinateur Industriel; Editorial Hachette Technique; Paris, 2004.

Las dimensiones seleccionadas para los bocines aparecen en la tabla 5.10.

Bocín	Dimensiones dxDxL [mm]
a	20x23x50
b	20x23x100
c	20x23x20

Tabla 5.10. Dimensiones de los bocines.

Fuente: Propia

La durabilidad y resistencia de los bocines depende de la velocidad relativa entre los elementos en contacto, en este caso la velocidad es variable, y depende de la posición en la que se encuentre el mecanismo, por consiguiente se calcula la velocidad promedio conociendo el desplazamiento angular de cada eslabón y el tiempo empleado para ejecutar dicho desplazamiento. El cilindro neumático es calibrado para que el mecanismo realice el desplazamiento entre la posición inicial y final en un tiempo máximo de 3 segundos, y los ángulos final e inicial de los eslabones se obtienen fácilmente con la información del apartado 5.3.1.1. Con estos datos se obtienen los resultados mostrados en la tabla siguiente.

Par giratorio	Ángulo inicial [°]	Ángulo final [°]	Desplazamiento [°]	Velocidad media m/s
a	30,0	88,0	58,0	0,01
b	47,0	76,3	4,9	0,001
c	17,0	-11,2	28,2	0,005

Tabla 5.11. Velocidad media de los bocines.

Fuente: Propia

Para las velocidades calculadas en la tabla 5.11, se tiene que, según la figura 5.30, los bocines soportan las presiones y fuerzas mostradas en la tabla 5.12.

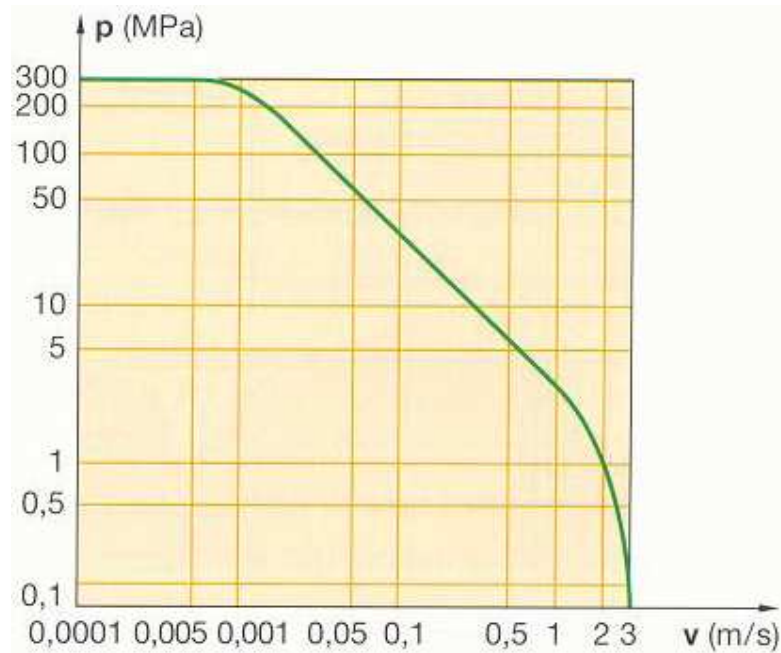


Figura 5.30. Presión soportada por los bocines en función de la velocidad.

Fuente: CHEVALIER, ANDRÉ; Guide du Dessinateur Industriel; Editorial Hachette Technique; Paris, 2004.

Bocín	Velocidad media	Presión	Área de contacto [mm <sup>2</sup> ]	Fuerza [N]
a	0,01	70	3540.57mm <sup>2</sup>	247834,0
b	0,001	250	7153.41mm <sup>2</sup>	1788352,5
c	0,005	300	1372.88mm <sup>2</sup>	411864

Tabla 5.12. Fuerza y presión que soportan los bocines.

Fuente: Propia

Como se puede ver en la tabla 5.12, las fuerzas que los bocines son capaces de soportar son bastante elevadas, y ya que las cargas reales son mucho menores, cabe esperar que cumplan con eficacia su función y tengan una larga vida útil.

## 5.4.2 DISEÑO DE LA TOLVA

### 5.4.2.1 Volumen y forma de la tolva

La tolva debe ser capaz de contener la suficiente cantidad de material para permitir que la máquina opere mientras se mezcla más concreto. Este volumen es de 284975,14 cm<sup>3</sup>, según se calculó en el apartado 5.1.1.

La forma más conveniente para la tolva es la piramidal, que permite un flujo de material sin atascamientos. La figura 5.31 muestra la forma propuesta de la tolva.

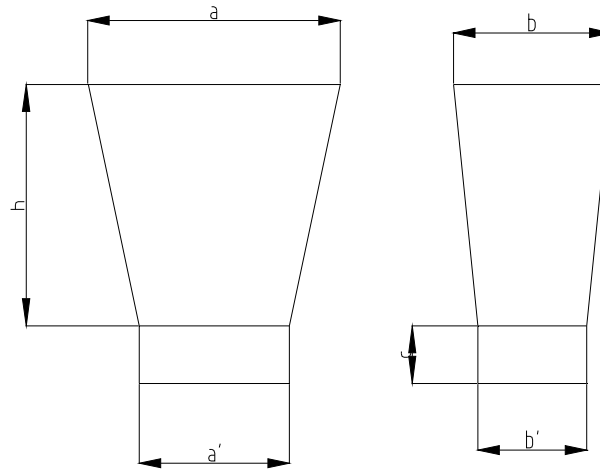


Figura 5.31. Forma de la tolva.

Fuente: Propia

La altura  $h$  de la tolva se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$h = \frac{3V}{(a \times b + a' \times b + \sqrt{a \times b \times a' \times b'}) + a' \times b' \times c} \quad (5.44)$$

Se utilizan los parámetros siguientes que se ajustan a la geometría de la estructura:

$$V = 300000 \text{ cm}^3$$

$$a = 77,8 \text{ cm}$$

$$a' = 66,6 \text{ cm}$$

$$b = 50,0 \text{ cm}$$

$$b' = 77,8 \text{ cm}$$

$$c = 77,8 \text{ cm}$$

con los que se obtiene una altura  $h = 53,41 \text{ mm}$ .

#### 5.4.2.2 Mecanismo de apertura de la compuerta de la tolva

La compuerta de la tolva debe abrirse y cerrarse automáticamente para permitir y bloquear el flujo de concreto hacia el contenedor de distribución. Para esto se emplea una compuerta con pivote que es accionada mediante un cilindro neumático, como se muestra en la figura 5.32.

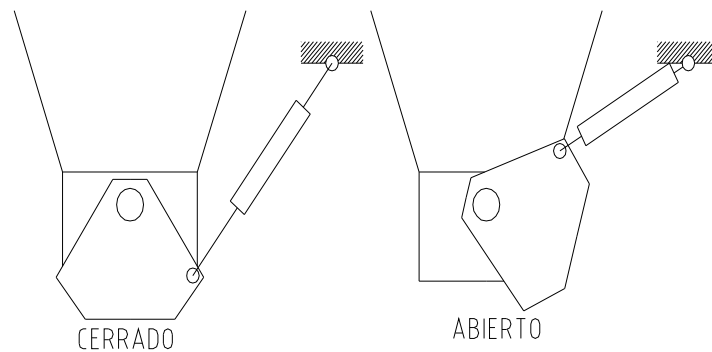


Figura 5.32. Mecanismo para la apertura de la compuerta.

Fuente: Propia

Este diseño permite ajustar el área de salida del material para determinar así aquella que garantice el llenado del contenedor en un tiempo óptimo.

##### 5.4.2.2.1 Análisis del mecanismo

El análisis del mecanismo de la apertura de la compuerta se lleva a cabo considerando la figura siguiente.

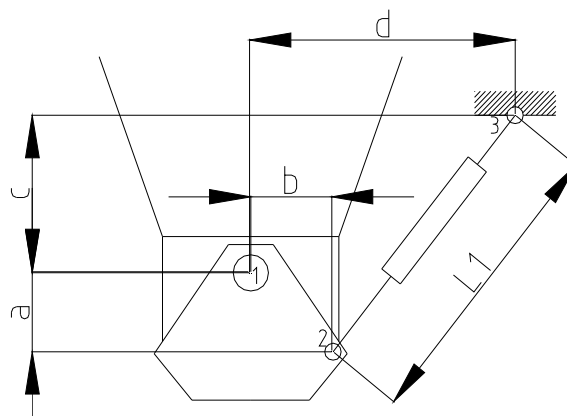


Figura 5.33. Parámetros dimensionales del mecanismo de la compuerta.

Fuente: Propia

Conociendo los parámetros mostrados en la figura 5.33, se calcula la longitud final del cilindro L1, así como el ángulo máximo  $\alpha$  que puede rotar la compuerta. Estos parámetros, mostrados en la figura 5.34, se calculan gráficamente. Los resultados aparecen en la tabla 5.13.

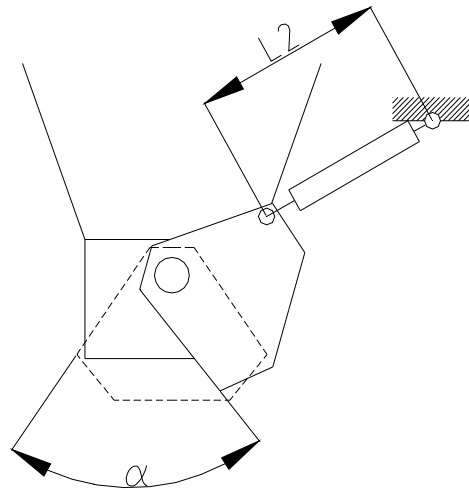


Figura 5.34. Parámetros dimensionales del mecanismo de la compuerta por determinar.

Fuente: Propia

a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	L1 [mm]	L2 [mm]	$\Delta L$ [mm]	$\alpha$ [°]
65.0	70.0	128.7	224.1	249.1	164.4	84.7	74

Tabla 5.13. Parámetros dimensionales del mecanismo.

Fuente: Propia

### 5.4.3 ESTRUCTURA

Una vez establecidos todos los componentes del módulo se continúa con el diseño de la estructura que soporta todos estos elementos. La estructura está constituida por vigas de acero estructural normalizadas, y es unida mediante soldadura.

La estructura se modela mediante CAD (SolidWorks), y se muestra en la figura 5.35.



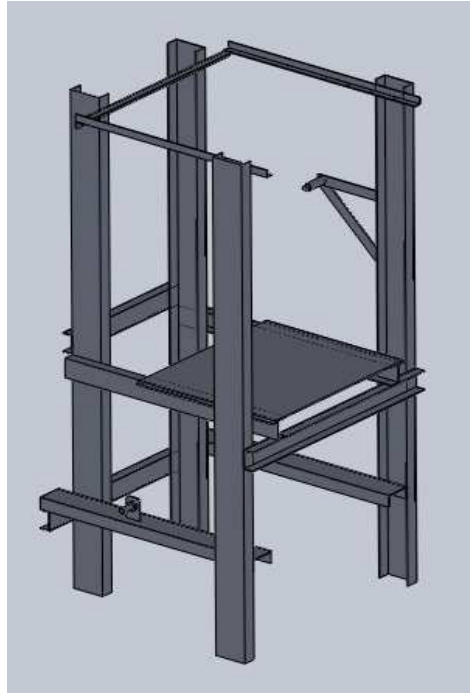


Figura 5.35. Estructura del módulo 3.

Fuente: Propia

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

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

$$Carga\ distribuida\ 1 = \frac{\text{peso tolva} + \text{peso material}}{\text{área 1}} = \frac{478,72\ N + 5585,5\ N}{0,043\ m^2}$$

$$Carga\ distribuida\ 1 = 141028,4\ Pa$$

$$Carga\ distribuida\ 2 = \frac{\text{peso contenedor} + \text{peso material}}{\text{área 2}} = \frac{275,4\ N + 454,0\ N}{0,41\ m^2}$$

$$Carga\ distribuida\ 1 = 1779\ Pa$$

Luego de efectuar la simulación resulta que el factor de seguridad mínimo es de 3.33, como se observa en la figura 5.36, el cual resulta suficiente para los fines de la aplicación.

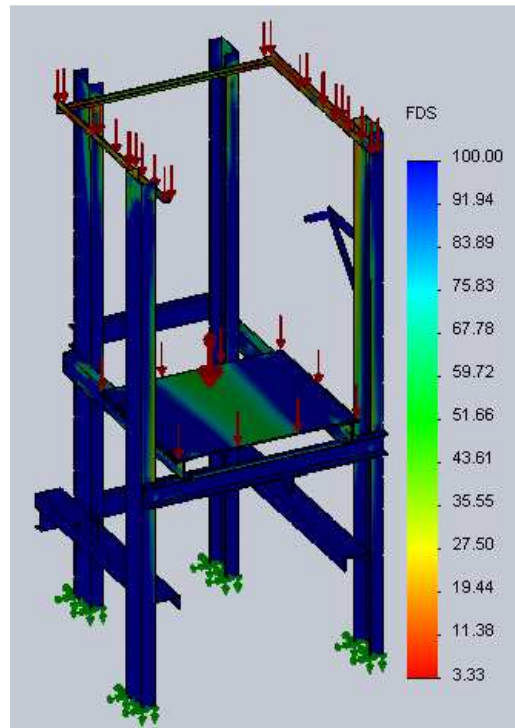


Figura 5.36. Factor de seguridad para la estructura.

Fuente: Propia

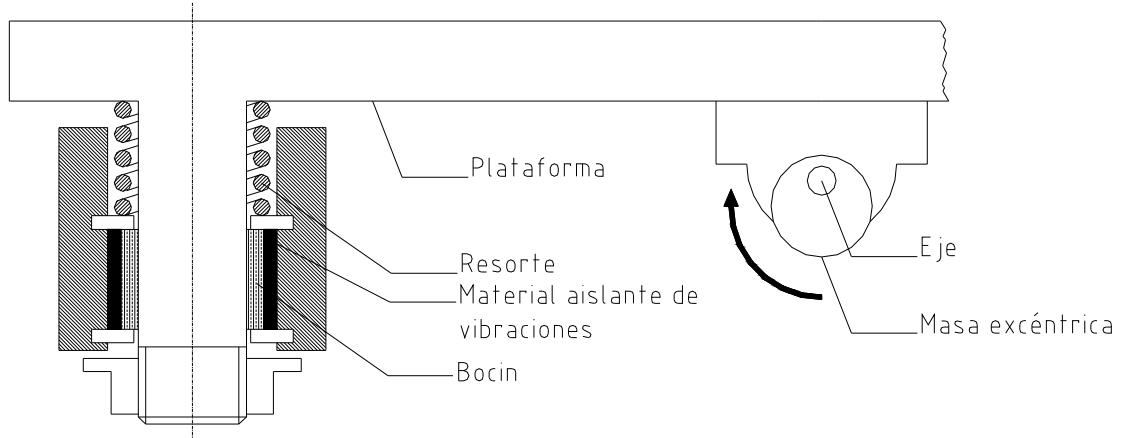
## 5.5 MÓDULO 4: VIBRO-COMPACTACIÓN

### 5.5.1 SISTEMA DE VIBRACIÓN

Como quedó establecido en el apartado 4.2.4.4, 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:

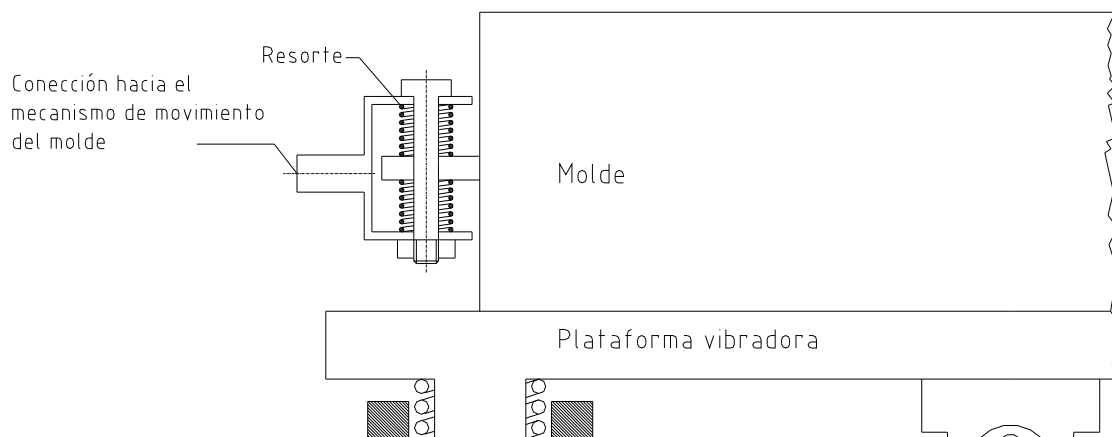


*Figura 5.37. Esquema de funcionamiento del sistema de vibración.*

**Fuente:** Propia

La plataforma vibradora tiene solidarios cuatro ejes que pueden deslizar en el sentido vertical dentro de bocines solidarios a la estructura. Entre los bocines y la estructura se dispone de un material aislante de que absorbe las vibraciones generadas en el sentido horizontal.

Asimismo, se disminuyen las vibraciones que se transmiten al mecanismo que proporciona movimiento al molde mediante el arreglo mostrado en la figura 5.38.



*Figura 5.38. Esquema de funcionamiento del sistema de vibración.*

**Fuente:** Propia

### 5.5.1.1 Modelo matemático del movimiento vibratorio<sup>11</sup>

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

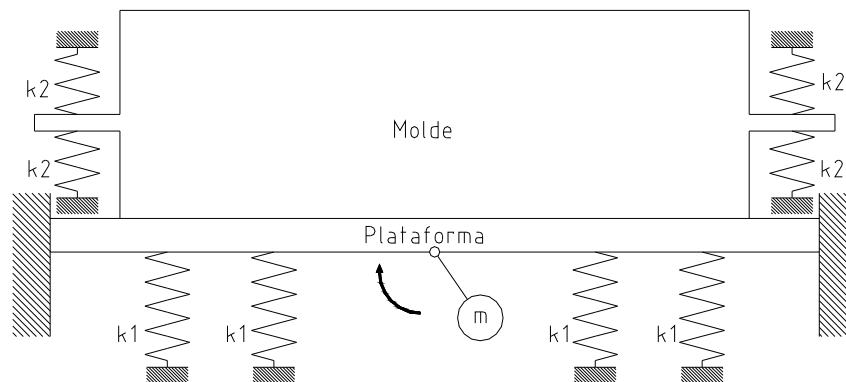


Figura 5.39. Esquema del sistema vibratorio.

Fuente: Propia

Este diagrama puede simplificarse considerando que los resortes están en paralelo, con lo que se consigue el diagrama mostrado en la figura 5.40.

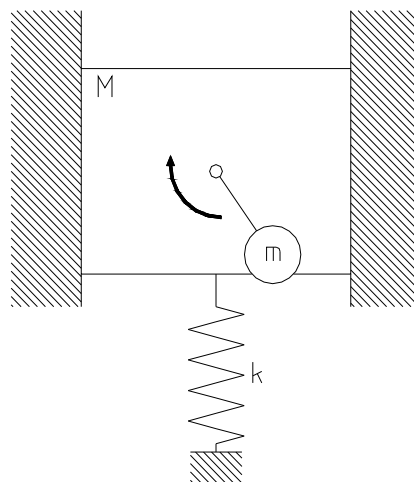


Figura 5.40. Esquema del sistema vibratorio.

Fuente: Propia

<sup>11</sup> VIERCK, ROBERT; Vibration Analysis; International Textbook Company; Scranton, Pennsylvania, 1967.

Los parámetros del sistema, mostrados en la figura anterior, tienen las siguientes equivalencias:

$$k = 4 \times k_2 + 4 \times k_1 \quad (5.45)$$

donde,

$k_1$  = constante del resorte que une la plataforma y el bastidor

$k_2$  = constante del resorte que une el molde y el mecanismo de movimiento

$M_T$  = masa total del sistema =  $m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m$

donde,

$m_1$  = masa de la plataforma

$m_2$  = masa del molde

$m_3$  = masa del material

$m_4$  = masa del eje y de las chumaceras

$m_5$  = masa del contenedor distribuidor

$m$  = masa excéntrica

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

$$M_T \frac{d^2x}{dt^2} + kx = P \quad (5.46)$$

o

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2 x = P$$

donde,

$$\omega^2 = \frac{k}{M_T} = \text{frecuencia natural}$$

$x$  = desplazamiento de la masa  $M$  respecto a la posición de equilibrio  
(considerado como positivo cuando es hacia abajo)

$P$  = fuerza harmónica

La expresión general de la fuerza harmónica es:

$$P = P_o \text{sen}(\omega_f t + \chi) \quad (5.47)$$

donde,

$P_o$  = amplitud de la fuerza

$\omega_f$  = frecuencia circular, correspondiente a la velocidad angular de la masa excéntrica

$\chi$  = ángulo de fase, que puede ser despreciado sin incurrir en un error importante.

La amplitud de la fuerza corresponde a la fuerza centrífuga generada por la rotación de la masa excéntrica, cuya expresión es:

$$P_o = m\omega_f^2 e \quad (5.48)$$

en la que  $e$  es el brazo de excentricidad de  $m$ .

Con las consideraciones anteriores la ecuación diferencial queda de la siguiente manera:

$$M_T \frac{d^2x}{dt^2} + kx = me\omega_f^2 \text{sen } \omega_f t \quad (5.49)$$

Las soluciones complementaria  $x_a$  y particular  $x_b$  de la ecuación diferencial son

$$x_a = A \sin \omega t + B \cos \omega t \quad (5.50)$$

donde  $A$  y  $B$  son constantes definidas por las condiciones iniciales, y

$$x_b = \frac{me\omega_f^2}{k-M_T\omega_f^2} \text{sen } \omega_f t \quad (5.51)$$

El movimiento resultante del sistema es la suma de la solución complementaria y particular que representan la vibración libre y la forzada respectivamente. El movimiento que prevalece es el forzado debido a que la vibración libre es amortiguada luego de un breve lapso de tiempo, a causa de las pérdidas por histéresis de los resortes y fricción de los demás componentes, por consiguiente la solución que interesa es la particular.

La solución particular puede ser escrita del siguiente modo con el fin de introducir parámetros útiles para el análisis:

$$x_b = \frac{me\omega_f^2}{k-M_T\omega_f^2} \text{sen } \omega_f t = \frac{X_0}{1-r^2} \text{sen } \omega_f t = X \text{sen } \omega_f t \quad (5.52)$$

donde,

$$X = \frac{X_0}{1-r^2} = \text{amplitud de } x_b$$

$$X_0 = \frac{P_0}{k} = \text{desplazamiento estático generado por la fuerza } P_0$$

$$r = \frac{\omega_f}{\omega} = \text{razón entre las frecuencia libre y forzada}$$

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  $x_b$ , así se tiene que:

$$a = -X\omega_f^2 \sin \omega_f t \quad (5.53)$$

### 5.5.1.2 Consideraciones para el diseño del sistema vibratorio<sup>12</sup>

Con el propósito de obtener una buena compactación de los adoquines, lo cual resulta en una mejor resistencia del material, así como una reducción del tiempo de vibración, en la referencia [11] se hacen las siguientes recomendaciones para la compactación del concreto sobre la mesa vibradora:

- El rango de frecuencia óptimo se ubica entre las 3000 y 6000 vibraciones por minuto.
- Se requieren aceleraciones mínimas entre 20 y 39 m/s<sup>2</sup>. Incrementos en la aceleración resultan en una disminución del tiempo de compactación.
- Para una aceleración dada, una compactación más rápida resulta para una combinación de amplitudes elevadas y frecuencias moderadas.
- Se debe emplear una amplitud mínima de 0,04 mm.
- Otra consideración importante para el diseño de la plataforma vibratoria es que trabaje con un factor  $r$ , que se aleje lo suficiente de la región de resonancia, que podría producir la destrucción del sistema. Para estudiar el efecto de la frecuencia sobre la amplitud se puede trazar una grafica  $r$  contra el factor de amplificación  $FA$ , que queda definido por

$$FA = \frac{X}{X_0} = \frac{1}{1-r^2} \quad (5.54)$$

El factor  $FA$  representa la razón entre la amplitud del movimiento forzado y la referencia arbitraria  $X_0$ .

---

<sup>12</sup> AMERICAN CONCRETE INSTITUTE; Manual of Concrete Practice; 309.1 R-93 ; Reapproved 1990.



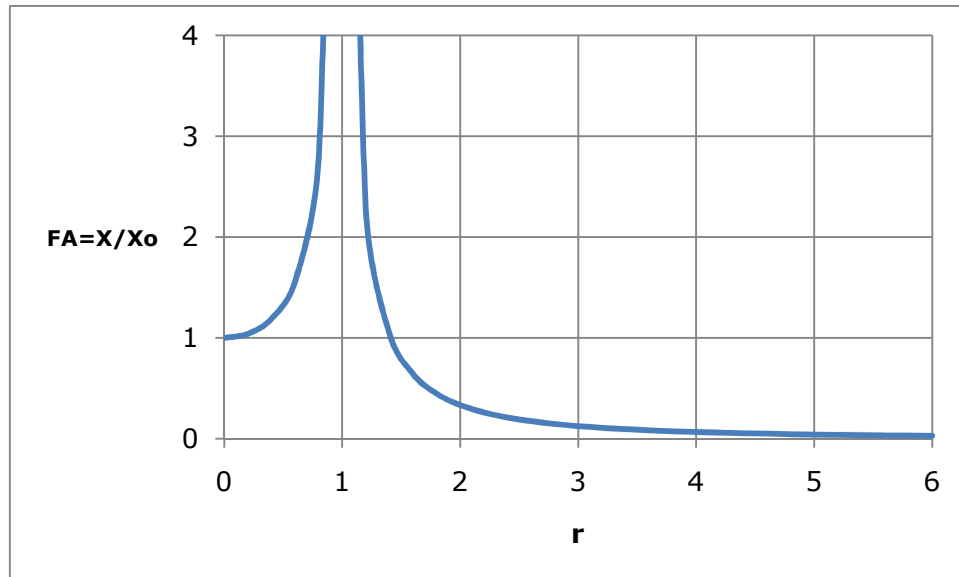


Figura 5.41. Curva FA-r.

Fuente: Propia

Como se observa en la figura 5.41, el factor FA crece abruptamente cuando r se acerca a 1, por lo que conviene emplear valores de r en los que FA se estabilice, esto sucede cuando  $r > 5$ .

Resulta útil reordenar la ecuación movimiento vibratorio para valores de  $r > 1$ , para evitar que la amplitud sea negativa, así se tiene:

$$x_b = \frac{X_o}{1-r^2} \text{sen } \omega_f t = \frac{X_o}{r^2-1} (-\text{sen } \omega_f t) \quad (5.55)$$

### 5.5.1.3 Determinación y cálculo de parámetros del sistema vibratorio

Los parámetros conocidos del sistema vibratorio se listan a continuación, con su respectiva justificación:

- Frecuencia forzada ( $\omega_f$ ). La frecuencia forzada corresponde a la velocidad angular del eje que contiene la masa excéntrica. Este eje obtiene el movimiento desde un motor eléctrico mediante un sistema de banda y poleas. Los motores eléctricos monofásicos (se emplea un motor monofásico

por motivos de costo y la baja potencia requerida) se encuentran disponibles en el mercado con velocidades de 1750 y 3500 rpm. Se emplea un motor de 3500 rpm, que cae dentro del rango admisible de frecuencias, y así poder utilizar una relación de transmisión de 1:1 entre las poleas.

- Amplitud (X). De acuerdo a las recomendaciones del apartado 5.4.1.2, conviene emplear amplitudes moderadas, por consiguiente se selecciona una amplitud de  $X=1,5$  mm.
- Masa total del sistema (M). Ya que aún no se dispone de valores exactos de las masas de algunos de componentes del sistema porque todavía no han sido dimensionados, estos son estimados:

$$m_1 = \text{masa de la plataforma} = 13 \text{ kg (estimado)}$$

$$m_2 = \text{masa del molde} = 15 \text{ kg (estimado)}$$

$$m_3 = \text{masa del material} = 45,4 \text{ kg (exacto)}$$

$$m_4 = \text{masa del eje, de los rodamientos y sus soportes} = 3 \text{ kg (estimado)}$$

$$m_5 = \text{masa del contenedor distribuidor} = 28 \text{ kg (exacto)}$$

Debe tenerse presente que la vibración sucede mientras el contenedor distribuidor está sobre el molde y continúa cuando este se ha retirado, por esto se tiene M1 y M2, que corresponden a la masa del sistema sin y con el distribuidor respectivamente.

$$M_1 = 76,4 \text{ kg}$$

$$M_2 = 104,4 \text{ kg}$$

- Relación de frecuencias (r). Se ejecutan los cálculos para varios valores de r mayores que 5.

Una vez especificados los parámetros anteriores, queda por determinar  $m$ ,  $e$  y  $k$ . La masa excéntrica  $m$  se calcula despejando de la ecuación 5.55.

$$m = \frac{\omega^2 M X (1-r^2)}{\omega^2 X (r^2-1) - e \omega_f^2} \quad (5.56)$$

donde,

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

y

$M$  = masa del sistema sin incluir  $m$

La constante de del resorte se calcula como sigue:

$$k = \omega^2 M_T \quad (5.57)$$

Mediante una hoja de cálculo, con las ecuaciones anteriores, se obtienen para varios valores de  $r$  y  $e$ , los siguientes parámetros:

$m$  = masa excéntrica

$k$  = constante del resorte del sistema

$a$  = aceleración del sistema

$X$  = amplitud del sistema

Los resultados se muestran en las siguientes tablas. Se emplean los índices 1 y 2 para indicar aquellos parámetros que corresponden a M1 (masa del sistema sin el distribución) y M2 (masa del sistema incluyendo el sistema de distribución) respectivamente.

<b>r</b>	5	<b><math>\omega</math> [rad/s]</b>	73,30	<b>M1 [kg]</b>	76,40	
<b><math>\omega_f</math> [rad/s]</b>	366,52	<b>X1 [m]</b>	0,0015	<b>M2 [kg]</b>	104,40	
<b>e [m]</b>	<b>m [kg]</b>	<b>k [N/m]</b>	<b>k [kgf/cm]</b>	<b>a1 [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>X2 [m]</b>	<b>a2 [m/s<sup>2</sup>]</b>
0,005	30,90	576592,13	576,59	201,51	0,0012	159,81
0,010	12,85	479595,32	489,38	201,51	0,0011	153,39
0,015	8,11	454130,09	463,40	201,51	0,0011	151,36
0,020	5,93	442385,34	451,41	201,51	0,0011	150,37
0,025	4,67	435625,63	444,52	201,51	0,0011	149,78
0,030	3,85	431232,77	440,03	201,51	0,0011	149,38
0,035	3,28	428148,87	436,89	201,51	0,0011	149,11
0,040	2,85	425864,73	434,56	201,51	0,0011	148,90
0,045	2,53	424104,96	432,76	201,51	0,0011	148,74
0,050	2,27	422707,58	431,33	201,51	0,0011	148,61

Tabla 5.14. Parámetros del sistema de vibración para  $r=5$ .

Fuente: Propia

<b>r</b>	8	<b><math>\omega</math> [rad/s]</b>	45,82	<b>M1 [kg]</b>	76,40	
<b><math>\omega_f</math> [rad/s]</b>	366,52	<b>X1 [m]</b>	0,0015	<b>M2 [kg]</b>	104,40	
<b>e [m]</b>	<b>m [kg]</b>	<b>k [N/m]</b>	<b>k [kgf/cm]</b>	<b>a1 [m/s<sup>2</sup>]</b>	<b>X2 [m]</b>	<b>a2 [m/s<sup>2</sup>]</b>
0,005	32,02	227568,51	227,57	201,51	0,0012	160,15
0,010	13,24	481652,62	491,48	201,51	0,0011	153,54
0,015	8,34	455357,89	464,65	201,51	0,0011	151,46
0,020	6,09	443258,55	452,30	201,51	0,0011	150,44
0,025	4,80	436302,73	445,21	201,51	0,0011	149,84
0,030	3,95	431785,54	440,60	201,51	0,0011	149,43
0,035	3,37	428615,83	437,36	201,51	0,0011	149,15
0,040	2,93	426268,92	434,97	201,51	0,0011	148,94
0,045	2,59	424461,23	433,12	201,51	0,0011	148,77
0,050	2,32	423026,09	431,66	201,51	0,0011	148,64

Tabla 5.15. Parámetros del sistema de vibración para  $r=8$ .

Fuente: Propia

$r$	11	$\omega$ [rad/s]	33,32	M1 [kg]	76,40	
$\omega_f$ [rad/s]	366,52	X1 [m]	0,0015	M2 [kg]	104,40	
e [m]	m [kg]	k [N/m]	k [kgf/cm]	a1 [m/s <sup>2</sup> ]	X2 [m]	a2 [m/s <sup>2</sup> ]
0,005	32,36	120745,18	120,75	201,51	0,0012	160,25
0,010	13,35	99644,08	101,68	201,51	0,0011	153,59
0,015	8,41	94159,08	96,08	201,51	0,0011	151,49
0,020	6,14	91636,96	93,51	201,51	0,0011	150,46
0,025	4,83	90187,52	92,03	201,51	0,0011	149,85
0,030	3,99	89246,43	91,07	201,51	0,0011	149,45
0,035	3,39	88586,16	90,39	201,51	0,0011	149,16
0,040	2,95	88097,34	89,90	201,51	0,0011	148,95
0,045	2,61	87720,85	89,51	201,51	0,0011	148,78
0,050	2,34	87421,98	89,21	201,51	0,0011	148,65

Tabla 5.16. Parámetros del sistema de vibración para  $r=11$ .

Fuente: Propia

$r$	14,00	$\omega$ [rad/s]	26,18	M1 [kg]	76,40	
$\omega_f$ [rad/s]	366,52	X1 [m]	0,0015	M2 [kg]	104,40	
e [m]	m [kg]	k [N/m]	k [kgf/cm]	a1 [m/s <sup>2</sup> ]	X2 [m]	a2 [m/s <sup>2</sup> ]
0,005	32,50	74642,47	74,64	201,51	0,0012	160,29
0,010	13,40	61549,27	62,81	201,51	0,0011	153,61
0,015	8,44	58149,23	59,34	201,51	0,0011	151,50
0,020	6,16	56586,30	57,74	201,51	0,0011	150,47
0,025	4,85	55688,23	56,82	201,51	0,0011	149,86
0,030	4,00	55105,18	56,23	201,51	0,0011	149,46
0,035	3,40	54696,14	55,81	201,51	0,0011	149,17
0,040	2,96	54393,32	55,50	201,51	0,0011	148,95
0,045	2,62	54160,11	55,27	201,51	0,0011	148,79
0,050	2,35	53974,97	55,08	201,51	0,0011	148,65

Tabla 5.17. Parámetros del sistema de vibración para  $r=14$ .

Fuente: Propia

Tras un análisis de las tablas anteriores, se observa que la masa excéntrica disminuye a medida que el brazo de excentricidad  $e$  aumenta, por otro lado, la constante del resorte del sistema  $k$  disminuye a medida que la relación de frecuencias  $r$  aumenta. En cambio,  $a_1$ ,  $X_2$  y  $a_2$  presentan pequeñas variaciones, y sus valores caen dentro de los rangos admisibles.

Para efectuar la selección de parámetros se toma en cuenta un brazo excéntrico tan pequeño como sea posible, por motivos de espacio, y que le corresponda una masa excéntrica moderada. Asimismo se selecciona una constante de resorte  $k$  que no sea muy grande para evitar la construcción de resortes muy rígidos cuyos materiales y procesos de construcción son más costosos. Bajo estas consideraciones se seleccionan los parámetros marcados en la tabla 5.16.

#### 5.5.1.4 Selección del motor eléctrico

Como ya se mencionó, se emplea un motor monofásico de 3500 rpm cuya potencia se determina a continuación.

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

$$P = F \cdot V = M \cdot a \cdot V \quad (5.58)$$

en donde:

$M$  = masa total del sistema

$a$  = aceleración del sistema

$V$  = velocidad del sistema

La aceleración corresponde a la ecuación 5.53, y la expresión para la velocidad se obtiene sacando la primera derivada a la ecuación 5.52, con lo que la expresión para la potencia queda:

$$P = M \cdot X^2 \cdot \omega_f^3 (-\text{sen } \omega_f t \cdot \text{cos } \omega_f t) = -\frac{M \cdot X^2 \cdot \omega_f^3}{2} \text{sen}(2\omega_f t) \quad (5.59)$$

La ecuación anterior permite conocer la potencia en función del tiempo, sin embargo lo que interesa calcular es la potencia media. Para esto, se determina la

energía empleada por ciclo y se la divide entre el tiempo que toma dicho ciclo en efectuarse.

La energía entregada por ciclo se calcula integrando la expresión siguiente:

$$E = - \int_{t_1}^{t_2} \frac{M \cdot X^2 \cdot \omega_f^3}{2} \text{sen}(2\omega_f t) dt \quad (5.60)$$

donde los limites  $t_1$  y  $t_2$  son:

$$2\omega_f t_1 = 0 \rightarrow t_1 = 0$$

$$2\omega_f t_2 = 2\pi \rightarrow t_2 = \frac{\pi}{\omega_f}$$

Luego de integrar queda:

$$E = \frac{M \cdot X^2 \cdot \omega_f^2}{4} \cos\left(2\omega_f \cdot \frac{\pi}{\omega_f}\right) + \frac{M \cdot X^2 \cdot \omega_f^2}{4} \cos(2\omega_f \cdot 0) = \frac{M \cdot X^2 \cdot \omega_f^2}{2} \quad (5.61)$$

El tiempo empleado por ciclo es:

$$t = \frac{2\pi}{\omega_f}$$

Por consiguiente la potencia media es:

$$P_m = \frac{\frac{M \cdot X^2 \cdot \omega_f^2}{2}}{\frac{2\pi}{\omega_f}} = \frac{M \cdot X^2 \cdot \omega_f^3}{4\pi} \quad (5.62)$$

Debe tomarse en cuenta que la energía suministrada por el motor es absorbida por el concreto, así como por elementos mecánicos del sistema como bocines, resortes, entre otros, por lo que, con el fin de obtener la potencia real, en la ecuación anterior se debe introducir un factor  $c$  que considere estas pérdidas (se

considera que  $c = 1,3$ ). Finalmente la ecuación que permite calcular la potencia del motor es:

$$P_{mr} = \frac{c.M.X^2.\omega_f^3}{4\pi} \quad (5.63)$$

Los resultados de los cálculos de la potencia requerida con y sin el contenedor se muestran en la tabla 5.18.

<b>c</b>	1,30	<b><math>\omega_f</math> [rad/s]</b>	366,52
<b>M</b>	<b>X [m]</b>	<b>P [W]</b>	<b>P [hp]</b>
81,23	0,0015	931,02	1,25
109,23	0,0011	692,37	0,93

*Tabla 5.18. Potencia requerida del motor.*

**Fuente:** Propia

Como se observa en la tabla anterior, se consume más potencia cuando el sistema vibra sin el contenedor del sistema de distribución, por tanto, esta potencia es la mínima que debe poseer el motor.

Una vez conocidos los requerimientos del motor, se selecciona uno con las siguientes características:

Potencia: 1,5 Hp

Velocidad: 3450 rpm

Ejecución: NEMA B3

#### **5.5.1.5 Selección de las poleas y de la banda<sup>5</sup>**

Como ya quedo establecido, el eje con la masa excéntrica recibe el movimiento por medio de poleas y una banda desde el motor. Este sistema tiene la ventaja de permitir aislar al motor de las vibraciones.



La información que se tiene para la selección de las poleas y de la banda es la potencia a transmitir y la relación de transmisión que es de 1:1. Queda por determinar la distancia entre ejes, el tipo de banda, y el diámetro de las poleas. Se procede a continuación a seleccionar de manera tentativa estos parámetros para posteriormente comprobar que sean capaces de transmitir la potencia deseada. Ya que la potencia a transmitir es baja, se opta por poleas y bandas pequeñas, por tanto se eligen bandas y poleas de sección transversal tipo A según las normas DIN 2215 y 2211. De acuerdo a las dimensiones del motor, se sabe que la distancia entre los ejes debe ser de aproximadamente de 200mm. Sabiendo esto se determina la longitud de paso de la banda con la siguiente ecuación, válida únicamente cuando el diámetro de ambas poleas es el mismo:

$$Lp = \pi D + 2C \quad (5.64)$$

donde

$C$  = distancia entre ejes

$Lp$  = longitud de paso

$D$  = diámetro de las poleas

La polea más pequeña del tipo A tiene un Diámetro  $D = 63mm$ , valor que empleado en la ecuación anterior da una  $Lp = 598mm$ . Con este dato se puede seleccionar la siguiente banda<sup>13</sup>:

Banda de sección transversal A/17		
Número de banda	Longitud de paso $Lp$ [mm]	Longitud interior $Li$ [mm]
A23	605	575

Tabla 5.19. Características de la banda seleccionada.

Fuente: Propia

<sup>13</sup> Catálogo Optibelt, VB V-Belts to BS 3790, DIN 2215 and ISO 4184.

Enseguida se calcula la potencia de diseño:

$$P_{dis} = P_{nom} \times K_s \quad (5.65)$$

donde  $K_s$  es el factor de servicio, que en este caso es de 1,3 (choque medio).

Entonces,

$$P_{dis} = 1,5 \times 1,3 = 1,95 \text{ Hp}$$

Ahora se calcula la potencia nominal que la banda sería capaz de soportar con la ecuación 5.66.

$$P_{nb} = \left[ C_1 - \frac{C_2}{d} - C_3(rd)^2 - C_4 \log(rd) \right] (rd) + C_2 r \left( 1 - \frac{1}{K_A} \right) \quad (5.66)$$

donde,

$P_{nb}$  = potencia nominal de la banda [hp]

$K_A$  = factor de velocidades

$d$  = diámetro de paso de la polea menor [pulg]

$r$  = número de rpm del eje de alta velocidad, dividido entre 1000

$C_1, C_2, C_3, C_4$ , son factores que dependen de la sección de la banda

Las constantes de la ecuación anterior se obtienen de las tablas propuestas en la referencia 5. Los resultados de la ecuación 5.66 aparecen en la tabla siguiente:

<b>C1</b>	0,8542
<b>C2</b>	1,342
<b>C3</b>	2,44E-04
<b>C4</b>	0,1703
<b>K<sub>A</sub></b>	1
<b>r [krpm]</b>	3,5
<b>d [pulg]</b>	2,5
<b>Pnb [hp]</b>	1,21

Tabla 5.20. Cálculo de la potencia nominal de la banda.

Fuente: Propia

Ahora es necesario multiplicar el valor obtenido de potencia nominal por los factores de corrección por ángulo de contacto y por longitud que son 1 y 0,78 respectivamente. Así se tiene que:

$$P_{nb'} = 1 \times 0,78 \times 1,21 = 0,944 \text{ hp}$$

Tomando en cuenta que la potencia de diseño es de 1,95 hp, se necesitan dos bandas para transmitir esta potencia.

Se sigue con el recálculo de la longitud entre centros:

$$C = \frac{Lp - \pi D}{2} = \frac{605 - \pi \times 63}{2} = 203,54 \text{ mm.}$$

En resumen, se emplean dos bandas A23 y dos poleas con doble ranura de 63mm de diámetro.

Para finalizar este apartado, se calculan las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$  ejercidas por la banda en sus lados tenso y flojo respectivamente. Además se determina la tensión previa que debe tener la correa.

La diferencia de fuerzas en el lado tenso y flojo se puede calcular mediante la ecuación:

$$P_{dis} = (F_1 - F_2)V \quad (5.67)$$

donde

$P_{dis}$  = potencia de diseño (de acuerdo a la ecuación 5.65) = 1,95 hp = 1454,11 w

$V$  = velocidad de la banda = 11,4 m/s

En consecuencia, aplicando la ecuación 5.67 se tiene:

$$F_1 - F_2 = 127,6 \text{ N}$$

Para fines de diseño se supone que<sup>14</sup>  $F_1/F_2=3$  para un ángulo de contacto de 180°. Entonces se tiene que:

$$3F_2 = F_2 + 127,6$$

$$F_2 = 63,8 \text{ N}$$

$$F_1 = 191,3 \text{ N}$$

Por tanto, la fuerza total que soporta el eje es:

$$F_1 + F_2 = 255,1 \text{ N}$$

Y la tensión de precarga de la banda es:

$$F_2 = F_p = 63,8 \text{ N}$$

#### 5.5.1.6 Diseño del eje<sup>5</sup>

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, en cambio, 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.

---

<sup>14</sup> FAIRES, V.; Diseño de Elementos de Máquinas; Editorial Montaner y Simon S.A.;

Para evitar que toda la fuerza de la masa excéntrica se concentre sobre el centro del eje, esta es dividida en dos masas más pequeñas ubicadas de manera simétrica en el eje, dispuestas lo más cerca posible a los cojinetes. El esquema del eje con sus medidas conocidas así como las cargas, aparece representado en la figura 5.42.

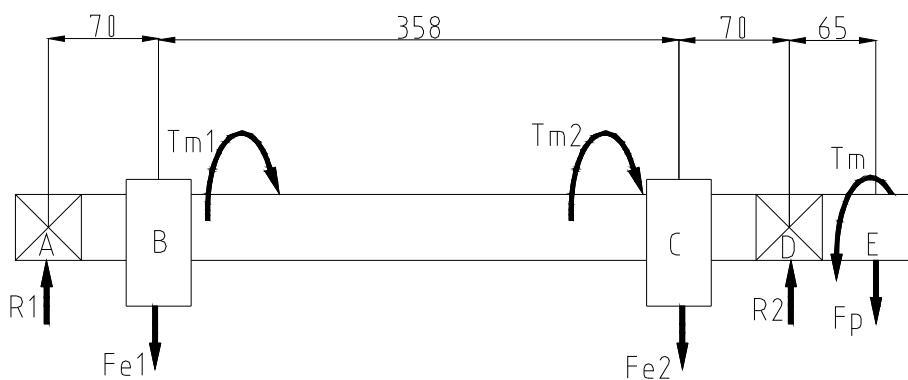


Figura 5.42. Cargas actuantes sobre el eje.

Fuente: Propia

En la figura anterior:

$Fe1 = Fe2 =$  fuerza centrífuga + peso masa excéntrica

$$Fe1 = Fe2 = mg + me\omega_f^2 = 4,83 \times 9,8 + 4,83 \times 0,025 \times 366,52^2 = 16221,18 \text{ N}$$

$Fp =$  Fuerza generada por la banda

$$Fp = 255,1 \text{ N}$$

$Tm =$  torque proporcionado por el motor =  $8,04 \text{ N.m}$

$Tm1$  y  $Tm2$  son los torques necesarios para mover las masas excéntricas. Estos torques son variables pues dependen de que la gravedad esté 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 cada una de las masas excéntricas consumen la mitad del torque proveído por la polea. Entonces:

$$Tm1 = Tm2 = 4,02 \text{ N.m}$$

$R1$  y  $R2$  son las reacciones en los cojinetes en los puntos A y D respectivamente, las mismas que se calculan enseguida:

$$\sum M_A = 0 = -Fe1 \times 0,07 - Fe2 \times 0,428 + R2 \times 0,498 - Fp \times 0,563$$

de donde se tiene que:

$$R2 = 16509,58 \text{ N}$$

Y por último,

$$\sum F_y = 0 = R1 + R2 - Fe1 - Fe2 - Fp$$

$$R1 = 16187,89 \text{ N}$$

Los diagramas de fuerza cortante, de momento y de torsión se muestran en las figuras 5.43, 5.44 y 5.44.

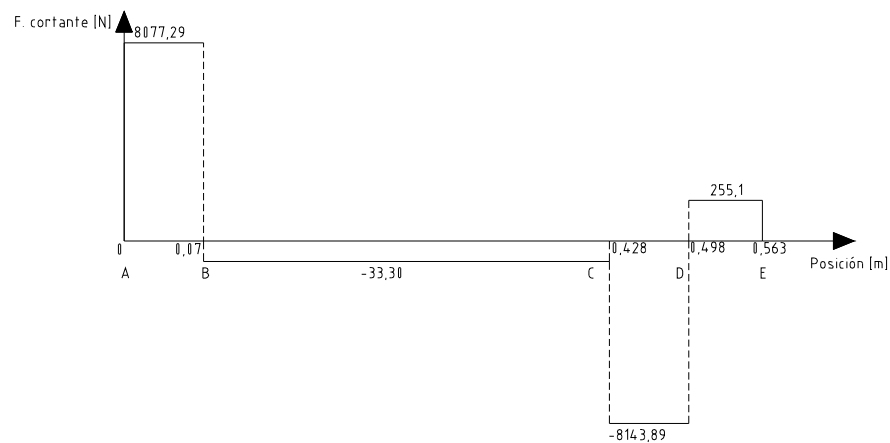


Figura 5.43. Diagrama de fuerza cortante.

Fuente: Propia

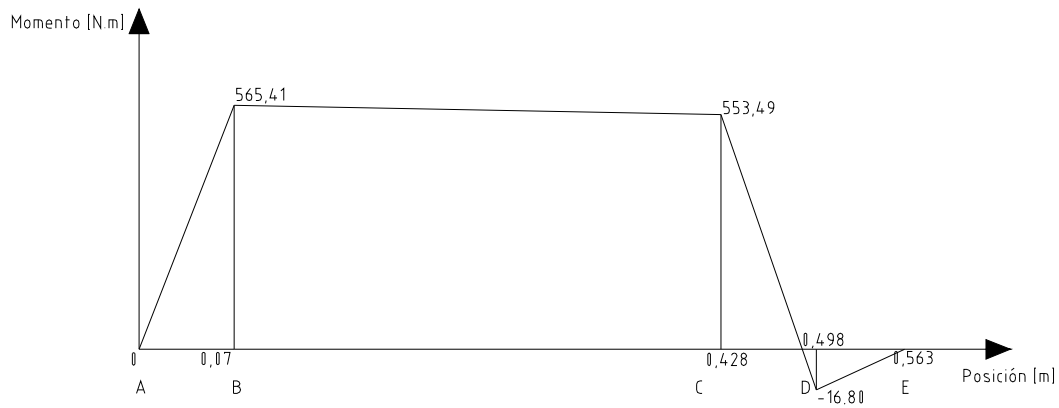


Figura 5.44. Diagrama de momento.

Fuente: Propia

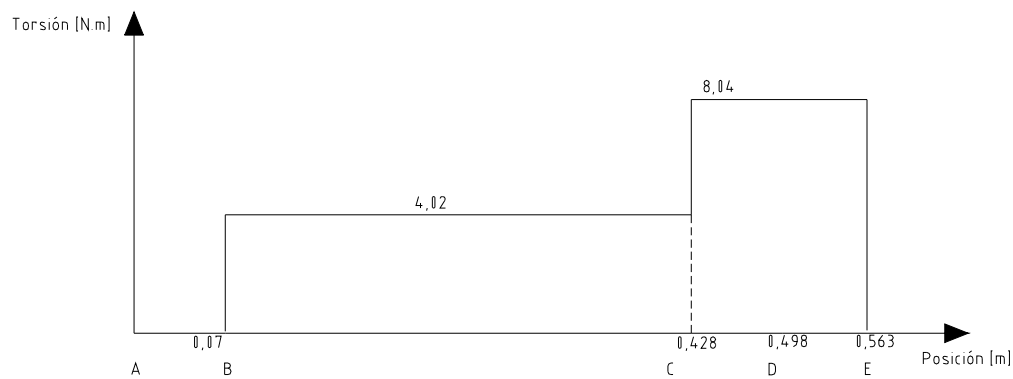


Figura 5.45. Diagrama de torsión.

Fuente: Propia

Un examen de las figuras anteriores muestra que el punto crítico está localizado en B, para el cual se tiene que:

$$M = 1133,15 \text{ N.m}$$

$$T = 4,02 \text{ N.m}$$

Se continúa con el dimensionamiento estático del eje mediante la teoría de la energía de la distorsión, con la ecuación 5.11, para un factor de seguridad de 2 y un acero al carbono AISI 1045 con las siguientes propiedades:

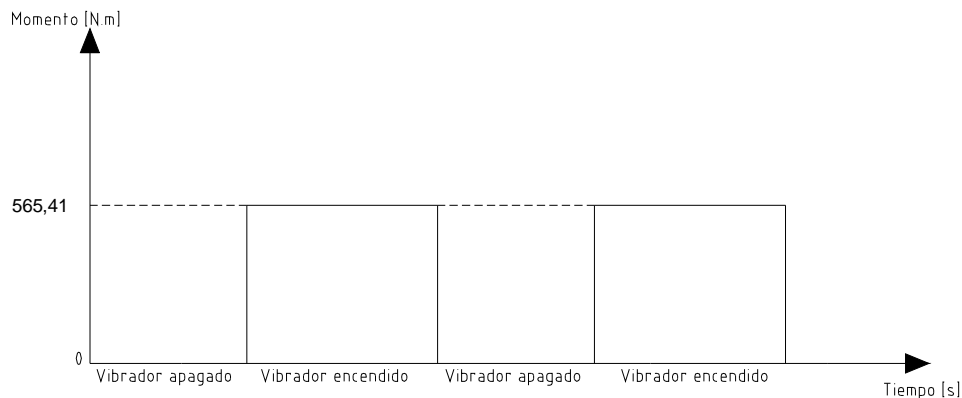
$$S_y = 32 \frac{kg}{mm^2} = 313,6 MPa$$

$$S_u = 65 \frac{kg}{mm^2} = 637,0 MPa$$

Entonces,

$$d = \left[ \frac{32n}{\pi S_y} \left( M^2 + \frac{3T^2}{4} \right) \right]^{1/3} = \left[ \frac{32 \times 2}{\pi \times 313,6 \times 10^6} \left( M^2 + \frac{3T^2}{4} \right) \right]^{1/3} = 0,042 m$$

Se prosigue con el diseño del eje a fatiga. Si bien podría considerarse que mientras el eje está girando 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. El gráfico de la variación de las cargas para el punto crítico B se presenta en la figura 5.46.



*Figura 5.46. Ciclo De carga y descarga del eje en el punto B.*

**Fuente:** Propia

El método que se emplea para el diseño a fatiga del eje, para una vida infinita, es el de Soderberg, con la teoría de la energía de la distorsión, el mismo que obedece a la ecuación 5.12.



Para determinar la resistencia a la fatiga completamente corregida  $S_e$ , se emplea la ecuación 5.13, tomando en cuenta que el límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria equivale a la mitad de la resistencia última del material. Los factores de corrección se obtienen de las tablas y gráficos proporcionados en la referencia [5]. Los resultados de los cálculos se muestran en la tabla 5.21.

<b>Se' [Pa]</b>	<b>ka</b>	<b>kb</b>	<b>kc</b>	<b>kd</b>	<b>ke</b>	<b>kf</b>	<b>Se [Pa]</b>
318500000,00	0,85	1,65	1,00	1,00	0,44	1,00	198828072,60

Tabla 5.21. Parámetros para la obtención de  $S_e$ .

Fuente: Propia

<b>Sy [Pa]</b>	<b>n</b>	<b>T [N.m]</b>	<b>M [N.m]</b>	<b>Se [Pa]</b>	<b>D [m]</b>
303800000,00	2,00	8,04	565,41	198828072,60	0,044

Tabla 5.22. Parámetros para el cálculo del diámetro del eje a fatiga.

Fuente: Propia

Los resultados muestran que para que el eje soporte las cargas a fatiga se requiere en la sección crítica un diámetro de 4,4 cm. Esta dimensión sirve de base para modelar el eje en CAD y optimizar así el diseño por medio del método de los elementos finitos.

El eje se modela tomando en cuenta los cambios de sección y las ranuras para las chavetas y pasadores. El análisis de elementos finitos se efectúa para varios diámetros normalizados de rodamientos y poleas. Los resultados se muestran en la tabla 5.23.

<b>D. rodamientos [mm]</b>	<b>D. masas excéntricas [mm]</b>	<b>D. polea [mm]</b>	<b><math>\sigma</math> max. [N/m<sup>2</sup>]</b>	<b>F. seg. fatiga</b>
40	44	25	89572816	2,22
35	40	25	128461656	1,55
40	40	25	87111160	2,28

Tabla 5.23. Factor de seguridad a fatiga para varios diámetros.

Fuente: Propia

Al estudiar la tabla anterior resulta que el factor de seguridad más conveniente es para un diámetro de 40mm en la sección donde se ubican las masas excéntricas y una sección del mismo diámetro para la sección de los cojinetes. El eje se fija a la pista interna de los rodamientos mediante pernos, consecuentemente no son necesarios cambios de sección. El estudio por elementos finitos con las dimensiones definitivas del eje se muestra en la figura 5.47.

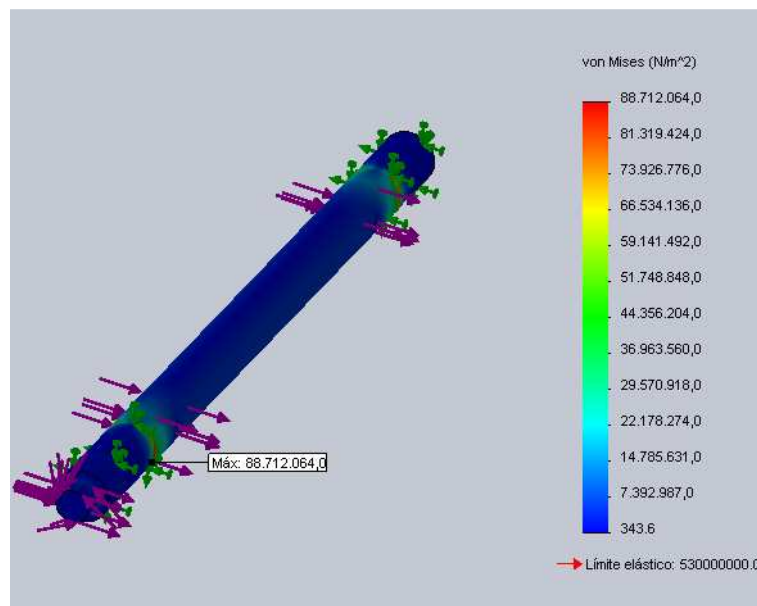


Figura 5.47. Análisis por elementos finitos del eje.

Fuente: Propia

#### 5.5.1.6.1 Diseño de la chaveta

Entre la polea y el eje se coloca una chaveta cuyas dimensiones corresponden a las normalizadas para el diámetro del eje:  $7 \times 8 \times L$  [mm], por lo que resta determinar L.

La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{8,04}{0,0125} = 643,2 \text{ N}$$

El esfuerzo a corte que soporta la chaveta es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{643,2}{0,008 \times L} = \frac{80400}{L} [Pa]$$

El esfuerzo de fluencia del material (acero AISI 1045) a corte, según la teoría del esfuerzo cortante es de  $S_{sy} = 0,577S_y = 175,3 \text{ Mpa}$ , entonces, para un factor de seguridad de 3 la longitud de la chaveta es:

$$L = \frac{2 \times 80400}{175,3 \times 10^6} = 1,3 \text{ mm}$$

El aplastamiento que soporta la chaveta es:

$$\sigma = \frac{643,2}{\frac{L}{2} \times 0,008} = \frac{160800}{L} [Pa]$$

Y para un esfuerzo de fluencia del material  $S_y = 303,8 \text{ Mpa}$ , la longitud es:

$$L = \frac{3 \times 160800}{303,8 \times 10^6} = 1,6 \text{ mm}$$

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

### 5.5.1.7 Diseño de las masas excéntricas

#### 5.5.1.7.1 Determinación de las dimensiones de las masas excéntricas

Por facilidad, la masa excéntrica está constituida 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.

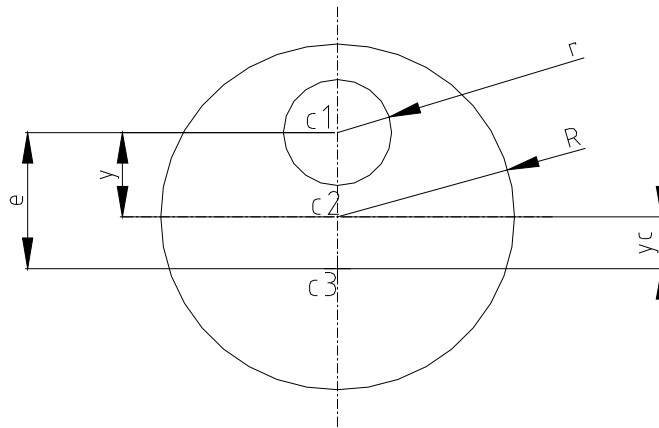


Figura 5.48. Parámetros geométricos de la masa excéntrica.

Fuente: Propia

Los parámetros mostrados en la figura anterior corresponden a:

$R$  = radio del disco

$r$  = radio de agujero (corresponde al diámetro del eje) = 0,04 mm

$y$  = posición del centro del agujero ( $c1$ ) respecto del centro del disco

$yc$  = posición del centroide ( $c3$ ) respecto del centro del disco

Además se sabe que el brazo de excentricidad es de 25 mm, con lo que de acuerdo a la figura anterior:

$$y = e + yc = 0,025 + yc \text{ [m]} \quad (5.68)$$

Se sigue con el cálculo de la posición del centroide con la siguiente ecuación:

$$yc = \sum \frac{A_i * yc_i}{A_T} \quad (5.69)$$

donde,

$yc$  = posición del centroide respecto al sistema de referencia (centro del cilindro)

$A_i$  = área de de cada una de las regiones

$yc_i$  = posición de los centroides de cada una de las regiones

$A_T$  = área total de la sección

Empleando esta ecuación, y de acuerdo a la figura 5.48 se obtiene:

$$y_c = \frac{\pi \times R^2 \times 0 - r^2 \times \pi \times y}{\pi \times R^2 - \pi \times r^2} = \frac{-r^2 \times y}{R^2 - r^2} \quad (5.70)$$

e introduciendo la relación 5.68 en esta expresión queda:

$$y_c = -e \frac{r^2}{R^2} \quad (5.71)$$

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

$$m = \rho \times A_t \times h \quad (5.72)$$

donde,

$m$  = masa del disco = 2,42 kg

$\rho$  = densidad del material = 7850 kg/m<sup>3</sup>

$h$  = ancho del disco

Despejando  $h$  de la relación anterior, resulta:

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

Para obtener las dimensiones finales de la masa excéntrica, se realizan los cálculos con las ecuaciones 5.71 y 5.72 para varios valores de R. Los resultados aparecen en la tabla 5.24.

R [m]	yc [m]	y [m]	h [m]
0,040	-0,006	0,019	0,082
0,045	-0,005	0,020	0,060
0,050	-0,004	0,021	0,047
0,055	-0,003	0,022	0,037
0,060	-0,003	0,022	0,031
0,065	-0,002	0,023	0,026
0,070	-0,002	0,023	0,022
0,075	-0,002	0,023	0,019
0,080	-0,002	0,023	0,016
0,085	-0,001	0,024	0,014
0,090	-0,001	0,024	0,013
0,095	-0,001	0,024	0,011
0,100	-0,001	0,024	0,010

Tabla 5.24. Parámetros geométricos de la masa excéntrica para varios valores de  $R$ .  
Fuente: Propia

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  $h$ .

#### 5.5.1.7.2 Selección de los sujetadores de las masas excéntricas

Las masas excéntricas quedan unidas al eje gracias a sujetadores cilíndricos elásticos, según se muestra en la figura 5.49.

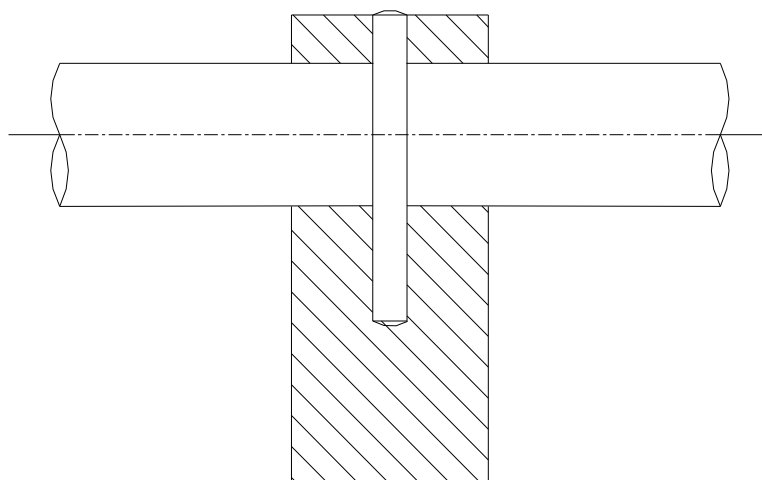


Figura 5.49. Sujeción entre el eje y la masa.

Fuente: Propia

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:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{4,02}{0,02} = 201 \text{ N}$$

y el esfuerzo a corte en el pasador es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{201}{\pi \times r^2} \quad (5.73)$$

Considerando un factor de seguridad de 2, y sabiendo que la resistencia del material (acero AISI 1045) a corte, de acuerdo con teoría de la energía de distorsión, es de  $S_{sy} = 0,577S_y = 175,3 \text{ Mpa}$ , se emplea la fórmula 5.73 para calcular  $r$ .

$$r = \sqrt{\frac{201 \times 2}{\pi \times 175,3 \times 10^6}} = 8,5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Como se observa, el radio del pasador es bastante pequeño, entonces no hay inconveniente en seleccionar uno de 3mm de diámetro que es el que se utilizó para el análisis por elementos finitos del eje.

#### 5.5.1.8 Diseño de los resortes<sup>15</sup>

De acuerdo a los cálculos efectuados en el apartado 5.4.1.3, la constante global del resorte para el sistema debe ser de 90187,52 N/m, que equivale a la suma de todos los resortes del sistema ubicados en paralelo:

---

<sup>15</sup> FAIRES, V.; Diseño de Elementos de Máquinas; Editorial Montaner y Simon S.A.; Tercera Edición; Barcelona, España.

$$k = 4 \times k_2 + 4 \times k_1 = 90187,52 \text{ N/m}$$

La constante  $k_1$  corresponde a los resortes ubicados entre el bastidor y la plataforma que son los que aguantan mayor carga y choques, por tanto se decide que estos constituyan un 90% de la constante total  $k$ , así se tiene que  $k_2 = 2254,7 \text{ N/m}$  y  $k_1 = 20292,2 \text{ N/m}$ . Por otro lado, los resortes deben actuar sobre ejes, como se observa en la figura 5.37, cuyo diámetro, por razones geométricas, es de 25mm. Finalmente, otro parámetro de diseño es el material que se emplea para su construcción: acero aleado cromo-vanadio AISI 6150, por su elevada resistencia a la fatiga, a los choques y su gran durabilidad, que son precisamente las cualidades requeridas para la presente aplicación.

El dimensionamiento de los resortes se lleva a cabo mediante el método de Wahl, expuesto en la referencia [14], con la siguiente ecuación para servicio indefinido:

$$\frac{1}{n} = \frac{S_{ms} - S_{as}}{S_{sy}} + \frac{2S_{as}}{S_{no}} \quad (5.74)$$

donde,

$S_{ms}$  = esfuerzo medio

$S_{as}$  = esfuerzo alternativo

$S_{sy}$  = esfuerzo de fluencia a corte

$S_{no}$  = resistencia a la fatiga

El esfuerzo medio y alternativo se calcula con las ecuaciones:

$$S_{ms} = \frac{8KF_m D_m}{K_c \pi D_w^3}, \text{ y} \quad (5.75)$$

$$S_{as} = \frac{8KF_a D_m}{\pi D_w^3} \quad (5.76)$$



donde,

$$F_m = \text{fuerza axial media} = \frac{\text{fuerza máxima} + \text{fuerza mínima}}{2}$$

$$F_a = \text{fuerza axial alternativa} = \frac{\text{fuerza máxima} - \text{fuerza mínima}}{2}$$

$D_m$  = diámetro medio del resorte

$D_w$  = diámetro del alambre

$K$  = coeficiente de Wahl (obtenido a partir de curvas)

$K_C$  = coeficiente de corrección por curvatura (obtenido a partir de curvas)

El esfuerzo de fluencia y la resistencia a la fatiga del material se calcula mediante la ecuación de la forma  $s = \frac{Q}{D_w^m}$ , donde  $m$  y  $Q$  son constantes que dependen del tipo de material y se obtienen desde de tablas.

El número de espiras activas de resorte se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$n_c = \frac{G d_w^4}{8 D_m^3 k} \quad (5.77)$$

donde,

$G$  = módulo de elasticidad a corte del material

$k$  = constante del resorte

Se procede con el cálculo de los factores de seguridad para varios diámetros normalizados de alambre. Los resultados aparecen en la tabla siguiente:

k1 [N/m]	20292,19	Fm [N]	255,78	G [Pa]	79233000000					
k1 [kg/cm]	20,70	Fa [N]	30,43							
dw [m]	Dm [m]	C=Dm/dw	K	Kc	Sms [Pa]	Sas [Pa]	Ssy	Sno	n	nc
0,001207	0,026207	21,71	1,06	1,07	9712307417	1230370424	2472681493	991360652	0,17	0,06
0,001372	0,026372	19,22	1,07	1,07	6654380876	849813988	2420643329	972488896	0,24	0,09
0,001588	0,026588	16,74	1,08	1,07	4326742981	558332466	2362601104	951393529	0,36	0,17
0,001829	0,026829	14,67	1,10	1,07	2857526660	372966504	2307831571	931441775	0,53	0,28
0,002032	0,027032	13,30	1,11	1,07	2099587555	276636611	2267860049	916851949	0,71	0,42
0,002324	0,027324	11,76	1,12	1,07	1418609381	189417506	2217871543	898570899	1,02	0,70
0,00268	0,02768	10,33	1,14	1,07	937105799,6	127123574	2166013751	879564209	1,51	1,19
0,003061	0,028061	9,17	1,16	1,07	637587915,3	87931782,9	2118742960	862200496	2,16	1,94
0,003429	0,028429	8,29	1,18	1,07	459500565,4	64362698,2	2079188109	847642347	2,92	2,94
0,003767	0,028767	7,64	1,19	1,07	350699086,5	49811142,8	2046992787	835773169	3,76	4,13
0,004115	0,029115	7,08	1,21	1,07	272291571,1	39219910,8	2017187145	824768930	4,75	5,67
0,004469	0,029469	6,59	1,23	1,07	215159861,8	31425205,5	1989741538	814622150	5,90	7,61

Tabla 5.25. Cálculo parámetros resorte 1.

Fuente: Propia

Un factor de seguridad de 2 del resorte sería suficiente, sin embargo como se ve en la tabla anterior le corresponde un número de espiras inferior a 1, consecuente, se selecciona el conjunto de valores marcados para los que se tiene un número de espiras y un factor de seguridad aceptables.

Finalmente se calcula el paso del resorte mediante la ecuación para resortes con extremos amolados y escuadrados.

$$L = PN_c + 2D_w \quad (5.78)$$

donde

$L$  = longitud libre del resorte

$P$  = paso del resorte

La longitud del resorte se tomá de 10 cm, por razones geométricas, por tanto:

$$P = \frac{L - D_w}{N_c} = \frac{0,1 - 2 \times 0,004}{5,67} = 0,016 \text{ m}$$

El ángulo de paso se calcula con la ecuación:

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{P}{\pi \times D_m} \quad (5.79)$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{0,016}{\pi \times 0,029} = 9,96^\circ$$

Comprobándose así que  $\lambda < 12^\circ$ , como se recomienda.

Ahora se efectúa un análisis similar para la obtención de los parámetros del resorte  $k_2$ , obteniéndose los siguientes resultados:

<b>k2 [N/m]</b>	2254,68804	<b>Fm [N]</b>	5,07	<b>G [Pa]</b>	79233000000					
<b>k2 [kg/cm]</b>	2,30070208	<b>Fa [N]</b>	1,69							
<b>dw [m]</b>	<b>Dm [m]</b>	<b>C=Dm/dw</b>	<b>K</b>	<b>Kc</b>	<b>Sms [Pa]</b>	<b>Sas [Pa]</b>	<b>Ssy</b>	<b>Sno</b>	<b>n</b>	<b>nc</b>
0,001207	0,026207	21,71	1,06	1,07	192630395,5	68353912,4	2472681493	991360652	5,31	0,52
0,001372	0,026372	19,22	1,07	1,07	131980585,6	47211888,2	2420643329	972488896	7,57	0,85
0,001588	0,026588	16,74	1,08	1,07	85815056,71	31018470,4	2362601104	951393529	11,31	1,49
0,001829	0,026829	14,67	1,10	1,07	56675151,15	20720361,3	2307831571	931441775	16,65	2,55
0,002032	0,027032	13,30	1,11	1,07	41642460,83	15368700,6	2267860049	916851949	22,17	3,79
0,002324	0,027324	11,76	1,12	1,07	28136185,82	10523194,8	2217871543	898570899	31,88	6,28
0,00268	0,02768	10,33	1,14	1,07	18586217,78	7062420,76	2166013751	879564209	46,77	10,68
0,003061	0,028061	9,17	1,16	1,07	12645688,31	4885099,05	2118742960	862200496	66,69	17,45
0,003429	0,028429	8,29	1,18	1,07	9113568,163	3575705,45	2079188109	847642347	90,09	26,43
0,003767	0,028767	7,64	1,19	1,07	6955638,95	2767285,71	2046992787	835773169	115,36	37,16
0,004115	0,029115	7,08	1,21	1,07	5400532,622	2178883,93	2017187145	824768930	145,33	51,03
0,004469	0,029469	6,59	1,23	1,07	4267402,947	1745844,75	1989741538	814622150	180,07	68,47

Tabla 5.26. Cálculo parámetros resorte 2.

Fuente: Propia

La longitud libre del resorte 2, por motivos geométricos es de 6 cm, entonces:

$$P = \frac{L - 2D_w}{N_c} = \frac{0,06 - 2 \times 0,0023}{6,28} = 0,0088 \text{ m}$$

El ángulo de paso es:

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{P}{\pi \times D_m} = \tan^{-1} \frac{0,0088}{\pi \times 0,023} = 5,71^\circ < 12^\circ$$

Este resorte de constante  $k_2$  se emplea también en el mecanismo expuesto en el apartado 5.3.1.2.

### 5.5.1.9 Diseño de la plataforma vibradora

La plataforma vibradora se acopla con el bastidor mediante resortes y se encuentra solidaria al eje que contiene la masa excéntrica mediante rodamientos y soportes. Sobre la plataforma descansa el molde y el material y además soporta la presión ejercida por los apisonadores. Enseguida se elabora un diagrama de cuerpo libre donde aparecen todas las fuerza actuantes sobre la plataforma.

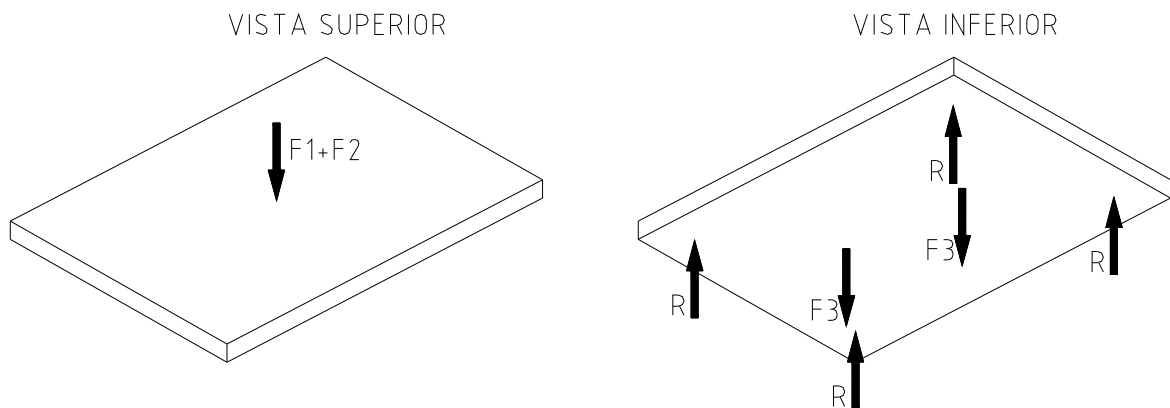


Figura 5.50. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma.

Fuente: Propia

En la figura anterior se tiene que:

$F_1$  = Peso molde y material = 750 N

$F_2$  = Fuerza apisonadores = 1455 N (Calculada de con la presión establecida en las especificaciones)

$F_3$  = Fuerza ejercida por las masas excéntricas = 8110,6 N

$R$  = Reacción en los apoyos

La mesa se modela con CAD con estas restricciones y cargas para determinar la forma y espesor del material óptimos mediante un análisis por elementos finitos. Los resultados, luego de haber probado con varios espesores de las placas, aparecen en la figura 5.51, obteniéndose un factor de seguridad de 2,71.

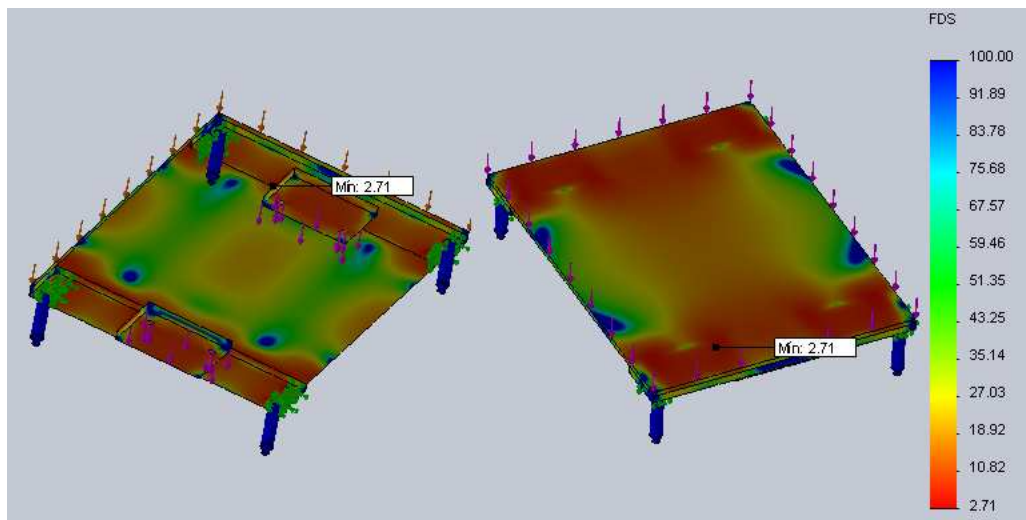


Figura 5.51. Factor de seguridad de la plataforma.

Fuente: Propia

#### 5.5.1.10 Selección de rodamientos y soportes<sup>7</sup>

Se emplean soportes de pie de fundición gris con rodamientos tipo S. El cálculo para este tipo de rodamientos es similar al utilizado en el apartado 5.3.1.4 para rodamientos rígidos de bolas.

La carga radial que soportan los rodamientos corresponde a la reacción calculada en el apartado 5.4.1.6, en contraste la carga axial es nula, consecuentemente se tiene con la ecuación 5.19 que:

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa = 1 \times 8399 = 8399 \text{ N}$$

En la ecuación anterior X e Y se obtienen a partir del catálogo en función de los valores de de Fa y Fr.

Ahora se calcula el factor dinámico con la ecuación 5.18, obteniendo  $f_n$  y  $C$  de la referencia [7] para un rodamiento 56208 con una velocidad de servicio de 3600 rpm.

$$f_L = \frac{29000}{8399} 0,21 = 0,75$$

Enseguida se calcula la vida nominal con la ecuación 5.21:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ revoluciones}]$$

$$L = \left(\frac{29000}{8399}\right)^3 = 41,16 \times 10^6 \text{ rev}$$

Considerando que la vibradora está en funcionamiento 2 horas diarias, se tiene que la vida de los rodamientos es:

$$V = \frac{41,16 \times 10^6 \text{ rev}}{3500 \text{ rev/min}} \times \frac{1 \text{ hora}}{60 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ día}}{2 \text{ horas}} = 98 \text{ días}$$

Se pudiera seleccionar un rodamiento mayor, sin embargo al efectuar los cálculos se comprobó que la vida del rodamiento no se incrementa notablemente además de requerirse aumentar el diámetro del eje considerablemente. Para alargar la vida de los rodamientos se emplean obturaciones a ambos lados.

El rodamiento se fija al eje mediante pernos roscados especificados por el fabricante.

#### 5.5.1.11 Selección de bocines<sup>6</sup>

Como quedo determinado en el punto 5.4.1, las vibraciones son inhibidas en el sentido horizontal mediante el arreglo mostrado en la figura 5.37, el cual está constituido por un bocín que a continuación es dimensionado.

El material que se emplea para el bocín es bronce por su tenacidad, cualidad de extrema importancia en este caso. La fuerza radial máxima que debe soportar cada bocín es la fuerza centrífuga generada por las masas excéntricas dividida entre cuatro, así se tiene:

$$F_r = 4055,3 \text{ N}$$

La velocidad máxima a la que se desplaza la plataforma vibratoria en relación con el bocín es:

$$V_{max} = X \cdot \omega_f = 0,0015 \times 366,52 = 0,55 \text{ m/s}$$

Con estos parámetros, sabiendo que el diámetro interno del bocín debe ser de 25 mm, de acuerdo con la referencia [6], se tiene que el bocín soporta una presión máxima de 7,5 MPa. La superficie que deben tener los bocines es:

$$S = \frac{4055,3}{7,5} = 540,7 \text{ mm}^3$$

La longitud del bocín se calcula como sigue:

$$L = \frac{S}{d} = \frac{540,7}{25} = 21,6 \text{ mm.}$$

No obstante, se toma una longitud del bocín de 40 mm, habiendo comprobado que resiste las cargas satisfactoriamente, ya que, en este caso, otra función importante del bocín es la de servir como guía a la plataforma.

El resto de las dimensiones del bocín se toman de acuerdo a la tabla 5.9.

## 5.5.2 SISTEMA DE DESMOLDE

### 5.5.2.1 Diseño del mecanismo

Una vez producida la vibro-compactación, el molde se eleva permitiendo retirar el producto. Como quedo establecido, este mecanismo es accionado mediante cilindros neumáticos mediante el arreglo mostrado en la figura siguiente:

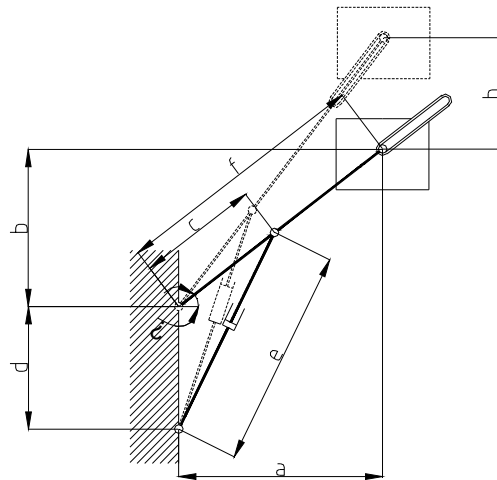


Figura 5.52. Mecanismo de elevación del molde.

Fuente: Propia

De acuerdo a la figura anterior se tiene, por geometría, las siguientes relaciones, donde los subíndices 1 y 2 indican las posiciones inicial y final del mecanismo respectivamente:

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{b}{a} \quad (5.80)$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{b+h}{a} \quad (5.81)$$

$$f_1 = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (5.82)$$

$$f_2 = \sqrt{a^2 + (h + b)^2} \quad (5.83)$$

$$e_1 = \sqrt{c^2 + d^2 - 2 \times c \times d \times \cos(90 + \theta_1)} \quad (5.84)$$

$$e_2 = \sqrt{c^2 + d^2 - 2 \times c \times d \times \cos(90 + \theta_2)} \quad (5.85)$$



La altura que debe elevarse el molde se estima en 300 mm para permitir retirar fácilmente el producto terminado. Por motivos de espacio se considera que la distancia  $a$  mostrada en el gráfico es de 380 mm y por las mismas razones  $c$  y  $d$  se toman como 200 mm y 230 mm respectivamente. Con estos datos se procede a calcular los parámetros del mecanismo, con las ecuaciones listadas anteriormente, para varios valores de  $b$ , con el afán de determinar aquellos que más convengan.

<b>h [mm]</b>	300	<b>c [mm]</b>	200					
<b>a [mm]</b>	380	<b>d [mm]</b>	230					
<b>b [mm]</b>	$\theta_1$ [°]	$\theta_2$ [°]	f1 [mm]	f2 [mm]	f2-f1 [mm]	e1 [mm]	e2 [mm]	e2-e1 [mm]
0	0,00	38,29	380,00	484,15	104,15	304,67	387,10	82,43
50	7,50	42,65	383,28	516,62	133,35	323,77	393,92	70,15
100	14,74	46,47	392,94	551,72	158,79	340,94	399,44	58,49
150	21,54	49,82	408,53	588,98	180,45	355,82	403,91	48,09
200	27,76	52,77	429,42	628,01	198,59	368,35	407,56	39,20
250	33,34	55,36	454,86	668,51	213,64	378,69	410,55	31,86
300	38,29	57,65	484,15	710,21	226,06	387,10	413,02	25,91
350	42,65	59,69	516,62	752,93	236,30	393,92	415,07	21,15
400	46,47	61,50	551,72	796,49	244,77	399,44	416,80	17,36
450	49,82	63,13	588,98	840,77	251,79	403,91	418,25	14,34
500	52,77	64,59	628,01	885,66	257,65	407,56	419,49	11,93

Tabla 5.27. Parámetros del mecanismo de elevación del molde.

Fuente: Propia

De la tabla anterior se selecciona el primer conjunto de valores (valores marcados) que se ajustan a las de un cilindro de dimensiones normalizadas.

Para calcular la relación de transmisión se emplean las siguientes relaciones geométricas que pueden ser fácilmente deducidas de la figura 5.52.

$$e^2 = d^2 + c^2 - 2 \times d \times c \times \cos(90 + \theta)$$

$$\tan \theta = \frac{b}{a}$$

Ahora se obtiene la derivada implícita de las expresiones anteriores:

$$e \times \dot{e} = d \times c \times \sin(\theta + 90) \times \dot{\theta}$$

$$\sec^2 \theta \times \dot{\theta} = \frac{\dot{b}}{a}$$

En las expresiones anteriores  $\dot{e}$  y  $\dot{b}$  representan la velocidad del cilindro y del molde respectivamente, consecuentemente la relación de transmisión es:

$$i = \frac{\dot{b}}{\dot{e}} = \frac{e \times a \times \sec^2 \theta}{d \times c \times \sin(\theta + 90)} \quad (5.86)$$

En la gráfica siguiente se presenta la relación de transmisión del mecanismo en función de  $\theta$ .

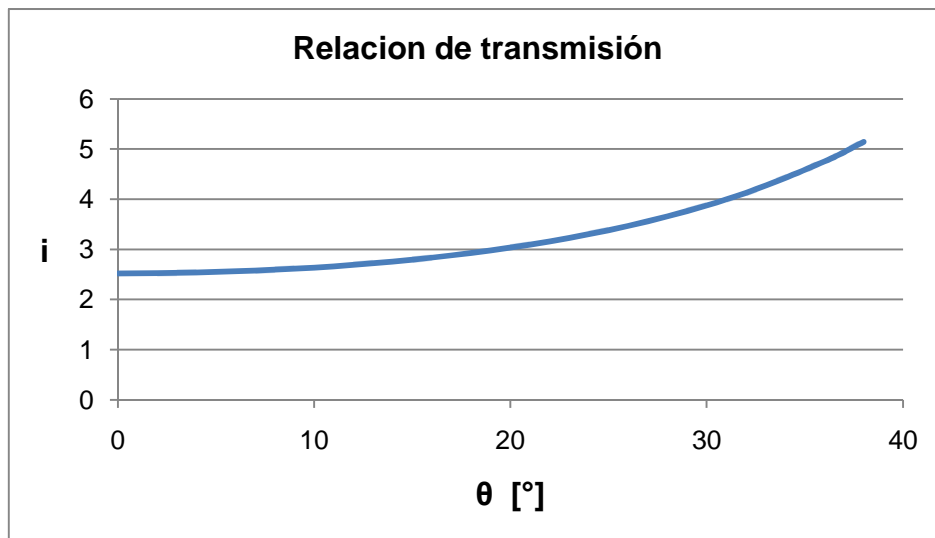


Figura 5.53. Relación de transmisión del mecanismo.

Fuente: Propia

Como se observa en la gráfica anterior, la relación de transmisión crece a medida que el molde sube, obteniéndose un valor máximo de  $i = 5$ , en la posición superior.

Sabiendo que el peso del molde es aproximadamente de 150N y considerando que por fricción se tienen 80N adicionales, la fuerza máxima que debe ejercer el sistema neumático para ejecutar el movimiento es:

$$F_{cil} = 5 \times 230 = 1150N$$

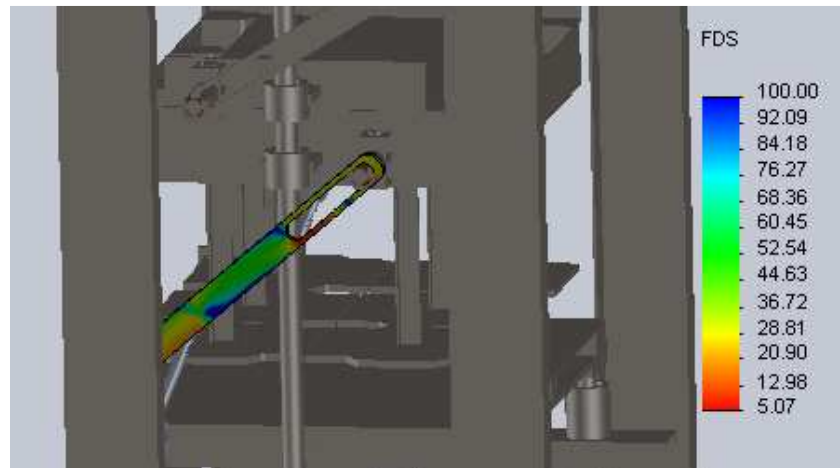
En consecuencia, para este mecanismo se utilizan 2 cilindros neumáticos de carrera de 80 mm y una fuerza de 575N.

#### **5.5.2.2 Dimensionamiento del eslabón**

Para el dimensionamiento del eslabón del mecanismo se procede del mismo modo que en el punto 5.3.1.1, mediante un análisis dinámico de esfuerzos para determinar las dimensiones óptimas de la sección transversal de barra. Para efectuar la simulación se toman en cuenta las siguientes condiciones:

- La fuerza proporcionada por cada uno de los cilindros es de 575 N.
- Existe fricción entre los bocines del eslabón y también en la corredera del molde.
- La masa del molde es de 16 kg.
- El material para el eslabón es acero AISI 1045.

Bajo estas condiciones, la simulación generó los resultados que aparecen en la figura 5.54.



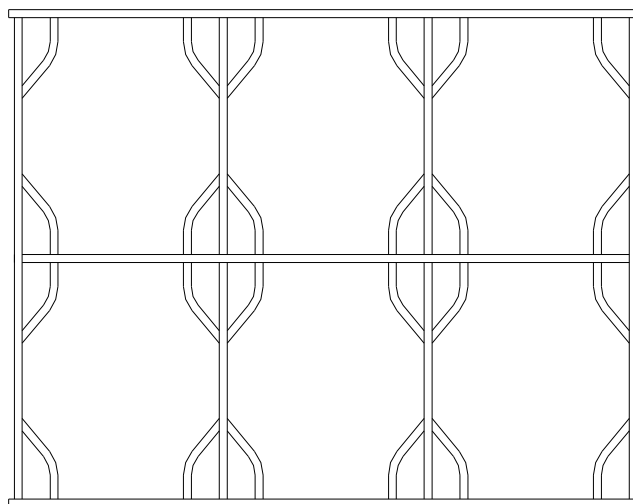
*Figura 5.54. Simulación dinámica del eslabón.*

**Fuente:** Propia

Como se observa, para una sección transversal de eslabón de 40x10mm (dimensión normalizada), se tiene un factor de seguridad de 5, que resulta satisfactorio para la aplicación.

### 5.5.2.3 Diseño del molde

El molde es construido con chapa metálica soldada dispuesta de la manera mostrada en la figura 5.55, cumpliendo con las dimensiones normalizadas mostradas en la figura 5.1.



*Figura 5.55. Disposición de la chapa metálica en el molde.*

**Fuente:** Propia

### 5.5.2.3.1 Determinación del espesor de la chapa del molde

La carga que soporta el molde corresponde a la presión ejercida por el concreto sobre las paredes debido a la compactación, considerando que el material se comporta como un fluido. Sabiendo esto se efectúa un análisis por elementos finitos para determinar el espesor de la chapa. Los resultados se muestran en la figura 5.56.

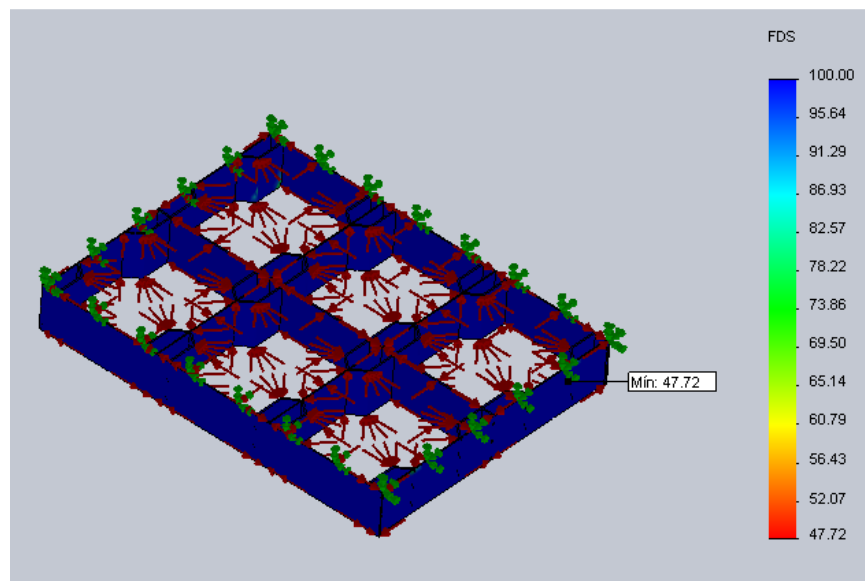


Figura 5.56. Análisis por elementos finitos del molde.

Fuente: Propia

Como se observa, el factor de seguridad resulta bastante elevado porque la carga que soporta el molde es tenue, no obstante se selecciona espesores de chapa de 2 y 3 mm para asegurar la rigidez del conjunto.

### 5.5.2.3.2 Desarrollo de las chapas dobladas del molde

Como se aprecia en la figura 5.57, el molde está constituido por chapas dobladas cuya longitud desarrollada se determina enseguida mediante la ecuación 5.17, con los parámetros que aparecen en la figura 5.57.

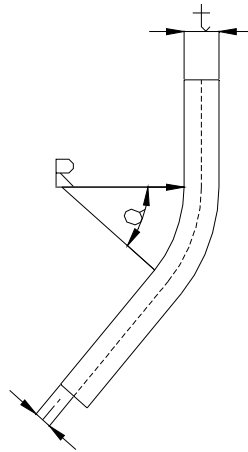


Figura 5.57. Parámetros para el cálculo de la longitud desarrollada.

Fuente: Propia

De acuerdo a la geometría del adoquín se tienen los siguientes parámetros:

$$R = 3mm$$

$$a^\circ = 128,66^\circ$$

También se sabe que espesor de la chapa es de 3 mm, además que  $i \approx 0,33t$  si

$R \approx t$  (según la referencia [6], entonces:

$$L = \frac{2\pi(3 + 0,99) \times 128,66^\circ}{360^\circ} = 90,22mm$$

### 5.5.3 DISEÑO DE LAS PLACAS PARA EL PRODUCTO TERMINADO

Sobre estas placas descansa el producto terminado. Las cargas que este elemento ha de soportar son las mismas que actúan sobre la plataforma vibradora consecuentemente su diseño es similar. Se prueba con varios espesores de chapa metálica, con el propósito de optimizar el diseño, obteniéndose los siguientes resultados mostrados en la figura 5.58:

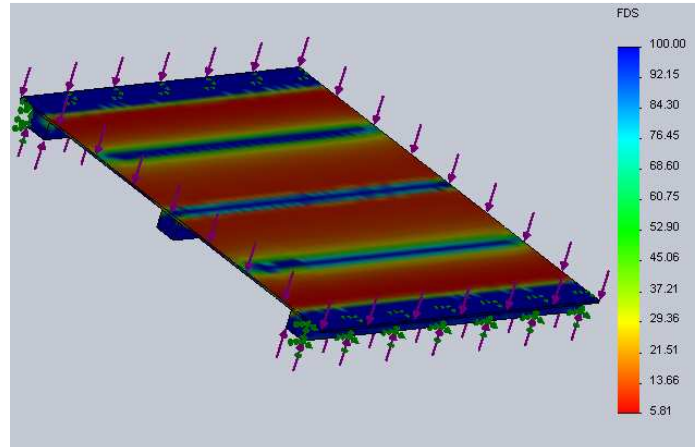


Figura 5.58. Análisis por elementos finitos de la placa para producto terminado.

Fuente: Propia

Luego del análisis resulta que el factor de seguridad de la placa es de 5,81, el cual resulta algo elevado, por lo que se pudiera reducir el espesor de la chapa aún mas, sin embargo esto introduciría una pérdida considerable de rigidez en la placa dificultándose así su manipulación, por ello se deja el espesor de la placa en 4 mm.

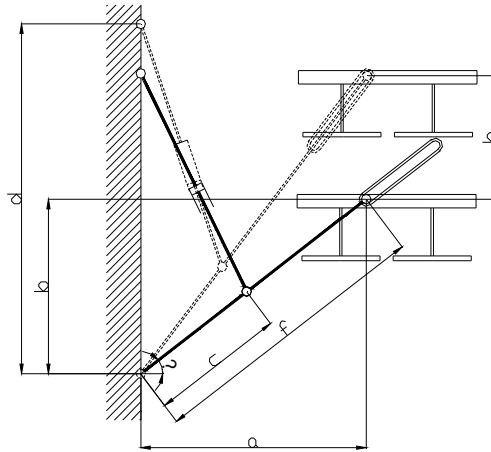
#### 5.5.4 SISTEMA DE COMPACTACIÓN

El sistema de compactación está constituido por placas sólidas (apisonadores) que encajan en cada cavidad del molde en el momento de la vibro-compactación. Su función es la de consolidar el proceso de vibración mediante la aplicación de una presión. Esta presión, como se explica en el apartado 3.2.4 es de 5000 Pa. Una vez concluido el proceso de vibro-compactación, los apisonadores suben junto con el molde para permitir retirar el producto.

El movimiento de los apisonadores es proporcionado por cilindros neumáticos mediante un mecanismo de bielas con el propósito de aislar los cilindros de las vibraciones, similar al empleado en el sistema de elevación del molde.

### 5.5.4.1 Diseño del mecanismo

El esquema del mecanismo para el movimiento del molde se muestra en la siguiente figura.



*Figura 5.59. Mecanismo de elevación de los apisonadores.*

**Fuente:** Propia

Como se observa en la figura anterior, el mecanismo es el mismo que el empleado para la elevación del molde, por lo que se utilizan las mismas ecuaciones para determinar las dimensiones del mecanismo.

La altura  $h$  mostrada en la figura, para este caso es de 270 mm, las distancias  $a$ ,  $c$  y  $d$  son de 380 y 200 mm respectivamente, por razones constructivas. Mediante las ecuaciones obtenidas en el apartado 5.4.2.1, se calculan  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $e_1$  y  $e_2$  para varios valores del parámetro  $d$ , con el fin de seleccionar aquel conjunto de resultados que se ajuste a las dimensiones normalizadas de los cilindros. Los resultados se muestran en la tabla 5.29.



<b>h [mm]</b>	270	<b>c [mm]</b>	200					
<b>a [mm]</b>	380	<b>b [mm]</b>	0					
<b>d [mm]</b>	<b><math>\theta_1</math> [°]</b>	<b><math>\theta_2</math> [°]</b>	<b>f1 [mm]</b>	<b>f2 [mm]</b>	<b>f2-f1 [mm]</b>	<b>e1 [mm]</b>	<b>e2 [mm]</b>	<b>e2-e1 [mm]</b>
0	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	200,00	200,00	0,00
50	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	206,12	232,53	26,42
100	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	223,54	270,45	46,91
150	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	249,90	311,79	61,89
200	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	282,73	355,37	72,64
250	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	320,03	400,44	80,41
300	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	360,42	446,57	86,15
350	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	402,97	493,46	90,48
400	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	447,07	540,90	93,83
450	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	492,30	588,76	96,46
500	0,00	35,39	380,00	466,15	86,15	538,37	636,95	98,59

Tabla 5.28. Parámetros del mecanismo de elevación de los apisonadores.

Fuente: Propia

De la tabla anterior se seleccionan los valores marcados, que son los que resultan más convenientes para un cilindro de carrera de 80 mm, y longitud inicial de alrededor de 290 mm.

La relación de transmisión se calcula con la ecuación 5.86, dentro del intervalo en el que se mueve el eslabón (entre  $\theta_1$  y  $\theta_2$ ). Sabiendo que la presión que deben ejercer los apisonadores es de 5000 Pa, lo que corresponde a una fuerza de 1470 N, se obtienen los resultados mostrados en la tabla 5.29.

<b><math>\theta</math> [°]</b>	<b>i</b>	<b>F [N]</b>
0	2,69	3948,33
4	2,80	4113,59
8	2,95	4339,34
12	3,15	4636,36
16	3,41	5019,90
20	3,75	5511,39
24	4,18	6140,95
28	4,73	6951,43
32	5,45	8004,73
36	6,39	9392,25

Tabla 5.29. Relación de transmisión y fuerza requerida para accionar el mecanismo en función del ángulo.

Fuente: Propia

La fuerza máxima que deben ejercer los cilindros neumáticos es de 9392,25 N, y considerando que se utilizan 2, uno a cada costado, la fuerza por cilindro es de 4700 N.

En consecuencia, para este mecanismo se utilizan 2 cilindros neumáticos de carrera de 80 mm y una fuerza de 4700 N.

#### 5.5.4.1.1 *Diseño de los eslabones*

Las consideraciones introducidas en el software para la simulación dinámica del mecanismo son:

- La fuerza proporcionada por cada uno de los cilindros es de 4700 N.
- Existe fricción entre los bocines del eslabón y también en la corredera del molde.
- El material para el eslabón es acero AISI 1045.

Los resultados de la simulación aparecen en la figura 5.60.

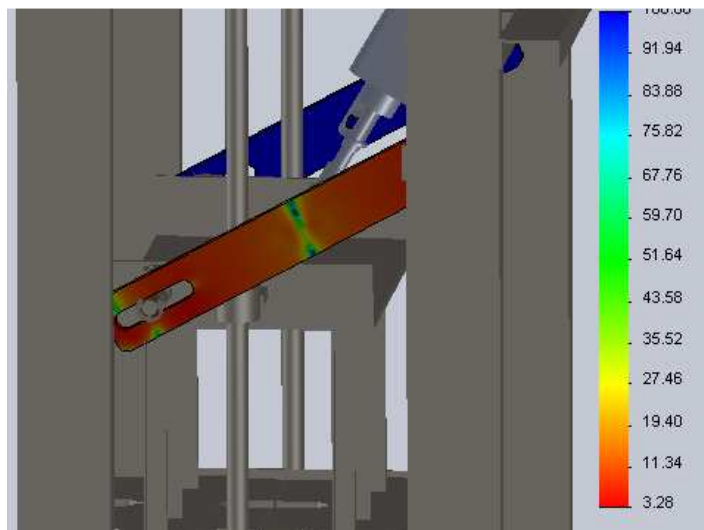


Figura 5.60. Mecanismo de elevación de los apisonadores.

Fuente: Propia

Para una barra de sección transversal de 80x20 mm (disponible en el mercado), se tiene un factor de seguridad de 3,3, que resulta apropiado para la aplicación.

#### 5.5.4.1.2 Diseño de la columnas

Los apisonadores así como el molde deslizan a lo largo de dos columnas ubicadas a ambos costados del mecanismo. Para evitar un excesivo desgaste entre los componentes en contacto, las columnas de acero AISI 1045 son cromadas, y sobre estas deslizan bocines de bronce.

A continuación se efectúa un análisis por elementos finitos, para varios diámetros normalizados disponibles en el mercado, para comprobar que las columnas soporten las cargas surgidas por el contacto con las correderas. Los resultados se muestran en la figura siguiente.

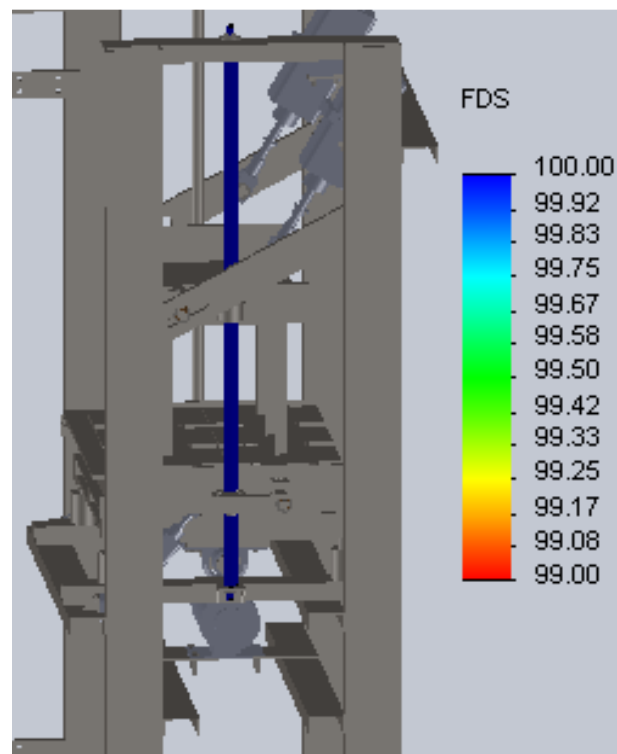


Figura 5.61. Simulación por elementos finitos de las columnas.

Fuente: Propia

Se selecciona una barra de 30mm de diámetro, para la cual se obtienen los resultados más convenientes, tomando en cuenta el factor de seguridad, rigidez y deformación del componente.

### 5.5.4.2 Diseño de los apisonadores

Los apisonadores están constituidos por chapas de acero que encajan en cada uno de los compartimentos del molde, dichas chapas se encuentran solidarias a otra chapa mediante perfiles de acero. Todo el conjunto se encuentra unido mediante soldadura.

El dimensionamiento de las chapas y perfiles se efectúa mediante un análisis por elementos finitos, considerando que la estructura debe ser capaz de transmitir al material una presión de 5000Pa.

Los resultados que arrojó el software aparecen en la figura 5.62.

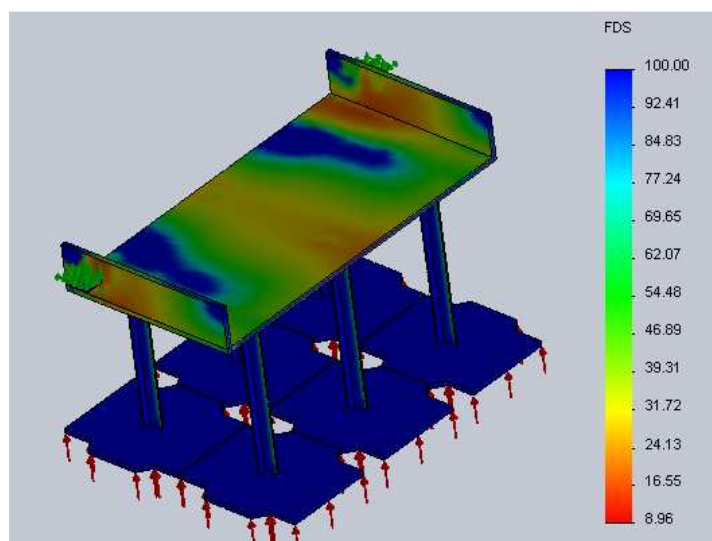


Figura 5.62. Estudio por elementos finitos de los apisonadores.

Fuente: Propia

Los resultados mostrados en la figura anterior corresponden a una chapa de 10mm, y perfiles T de 30x30x3. Estos componentes garantizan la robustez y rigidez necesarias.

## **CAPÍTULO 6**

### **SISTEMA NEUMÁTICO Y CONTROL DE LA MÁQUINA**

#### **6.1 INTRODUCCIÓN**

Los sistemas neumáticos presentan una gran versatilidad en lo que se refiere a la sincronización y control de movimientos, ya que se cuenta con una amplia variedad de elementos normalizados, disponibles en el mercado, tales como válvulas, temporizadores, multiplicadores, sincronizadores, entre otros, que permiten diseñar circuitos capaces de satisfacer los requerimientos de varios tipos de máquinas y sistemas, como es el caso de la máquina diseñada en el presente documento.

El sistema neumático de esta máquina cumple dos funciones que son proporcionar la energía (aire comprimido) para el accionamiento de los cilindros y controlar el funcionamiento de cada uno de los actuadores para efectuar un ciclo de trabajo. Para esto se elaboran diagramas espacio-fase, espacio-tiempo y de mando, para finalmente establecer el diseño del circuito.

#### **6.2 SELECCIÓN DE CILINDROS**

Los cilindros que se utilizan en cada componente fueron ya seleccionados en el capítulo anterior, tomando en cuenta su fuerza y carrera. En la tabla siguiente se muestra esta información, asimismo se nombra a cada uno de los actuadores con letras del alfabeto, notación empleada en adelante.

Cilindro	Descripción	Cantidad	Fuerza [N]	Carrera [mm]
A	Sistema de distribución	2	664	200
B	Apertura de compuerta de tolva	1	425	80
C	Movimiento apisonadores	2	4700	80
D	Movimiento molde	2	664	80

*Tabla 6.1. Cilindros que accionan la máquina.*

Fuente: Propia

### 6.3 CIRCUITOS SECUENCIALES<sup>16</sup>

Se denominan circuitos secuenciales a aquellos cuyo comportamiento viene determinado, o es consecuencia de las salidas, es decir los actuadores o cilindros accionan a otros de manera coordinada con el fin de cumplir un ciclo.

Para efectuar el diseño y análisis de circuitos secuenciales se pueden emplear varias herramientas como tablas y gráficos, en las que se detalla la secuencia de movimientos de cada uno de los actuadores y seleccionar así los componentes que deben estar presentes en el circuito.

#### 6.3.1 DESARROLLO CRONOLÓGICO DEL CICLO DE TRABAJO

Para cumplir un ciclo, un circuito debe realizar una sucesión pasos o fases en un determinado orden cronológico. Las fases que debe efectuar el circuito de esta máquina se detallan a continuación, tomando en cuenta que la posiciones 0 y 1 corresponden al cilindro contraído y extendido respectivamente.

1. Cilindro A en posición 1. El contenedor se ubica sobre el molde.
2. Cilindro A en posición 0. El contenedor regresa.
3. En esta fase suceden simultáneamente dos acciones:
  - Cilindro B en posición 0. Se abre la compuerta de la tolva.
  - Cilindro C en posición 1. Baján los apisonadores.
4. Cilindro B en posición 1. Se cierra la compuerta de la tolva.

<sup>16</sup> MANUAL DE INGENIERÍA MECÁNICA II Tomo; Editorial Cultural S.A.; Madrid, España

5. Cilindro D en posición 1. Sube el molde.
6. Cilindro C en posición 0. Suben los apisonadores.
7. Cilindro D en posición 0. Baja el molde.

Las fases del circuito listadas anteriormente se presentan en la tabla siguiente:

Fase	Cilindro A	Cilindro B	Cilindro C	Cilindro D
1	Avanza	—	—	—
2	Retrocede	—	—	—
3	—	Retrocede	Avanza	—
4	—	Avanza	—	—
5	—	—	—	Avanza
6	—	—	Retrocede	—
7	—	—	—	Retrocede

*Tabla 6.2. Desarrollo cronológico del circuito.*

**Fuente:** Propia

Es importante notar, en la tabla anterior, que una vez que el cilindro A retrocede, desencadena dos acciones simultáneamente que son independientes entre sí, estas son la apertura y cierre de la compuerta de la tolva (cilindro B), y la compactación y desmolde (cilindros C y D). Una vez que el cilindro D retrocede, esta acción nuevamente al cilindro A, repitiéndose el ciclo.

### 6.3.2 DIAGRAMA ESPACIO-FASE

En este diagrama se puede representar los estados de los actuadores en función del orden cronológico de las fases. En las abscisas y ordenadas se representan las fases y la longitud de carrera respectivamente. El diagrama espacio-fase del circuito se muestra en la figura 6.1.

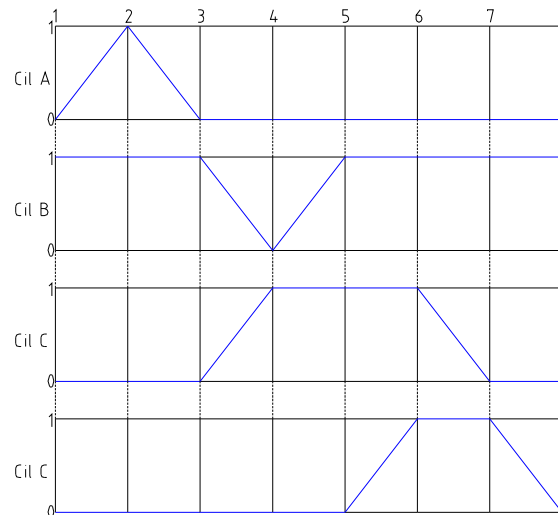


Figura 6.1. Diagrama espacio-fase.

Fuente: Propia

### 6.3.3 DIAGRAMA ESPACIO-TIEMPO

El diagrama espacio-tiempo es similar al indicado en el apartado anterior, pero en este, en las abscisas, se muestra además el tiempo necesario para ejecutar los movimientos. Por esto resulta muy útil para determinar el tiempo requerido para completar un ciclo.

Se conoce que el tiempo por ciclo ha de ser aproximadamente de 20 segundos para que la máquina cumpla con la producción establecida en las especificaciones, así los tiempos se distribuyen de la siguiente manera:

- Tiempo de apertura de la compuerta de la tolva: 5 segundos.
- Tiempo de recarga del molde: 8 segundos.
- Tiempo de vibro-compactación: 6 segundos.
- Tiempo para retirar el producto: 6 segundos.

En los intervalos anteriores queda incluido el tiempo que le toma al cilindro alcanzar las posiciones respectivas. La pendiente de la rectas entre dos fases indica la velocidad que el cilindro tiene cuando pasa del estado retraído hasta el



extendido y viceversa. El diagrama espacio-tiempo del circuito se muestra en la figura 6.2.

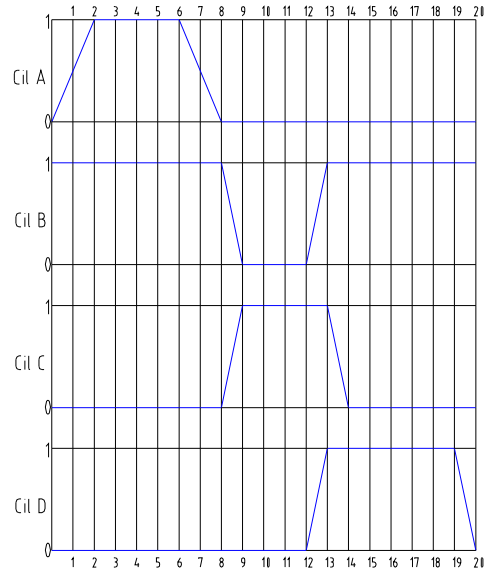


Figura 6.2. Diagrama espacio-tiempo.

Fuente: Propia

Al analizar el diagrama anterior, se observa que existe un breve retraso entre la elevación del molde y los apisonadores, cuya función es la de facilitar el proceso de desmolde.

#### 6.3.4 DIAGRAMA DE MANDO

En el diagrama de mando se representan los estados de los captadores, es decir, el estado de las señales que activan los cilindros, esto es abierto (1) o cerrado (0). El diagrama de mando para este circuito se muestra en la figura 6.3.

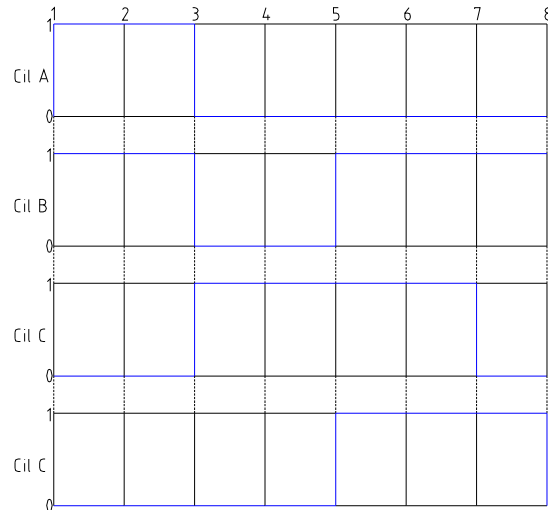


Figura 6.3. Diagrama de mandos.

Fuente: Propia

### 6.3.5 DESARROLLO DEL CIRCUITO

El circuito del sistema neumático se desarrolla en base a los diagramas anteriores, mediante el programa FluidSim que permite realizar simulaciones de circuitos neumáticos e hidráulicos.

#### 6.3.5.1 Funcionamiento del circuito neumático

El diseño final del circuito se presenta en el plano 2695.006. A continuación se explica su funcionamiento.

Al accionarse la válvula 1.2 y estando abierta la válvula 0.1, se activa la válvula 1.10, accionándose así el cilindro 1 (contenedor distribuidor) y el temporizador 1.3 mediante la válvula 1.1. Una vez que ha transcurrido el lapso de tiempo que se ha programado en el temporizador 1.3, se desactivan las válvulas 1.10 y 1.1, por lo que el cilindro 1 se contrae y el temporizador se desactiva.

Cuando el vástago del cilindro 1 casi ha llegado a su posición contraída, mediante un accionamiento escamoteable, se activan las válvulas 2.1 y 3.2 que inician con el funcionamiento de los cilindros 2 (compuerta tolva) y 3 (apisonadores). Los

cilindros 2 y 3 cuentan con un sistema de temporización similar al explicado para el cilindro 1.

Cuando el sistema de temporización 3.3 activa la válvula 3.1 para contraer al cilindro 3, simultáneamente activa válvula 4.6 que inicia con funcionamiento del cilindro 4 (molde) que asimismo cuenta con un sistema de temporización. Cuando el cilindro 4 casi ha llegado a su posición contraída, dispara la válvula 1.2 iniciándose así con un nuevo ciclo.

Para ejecutar el ciclo por una sola vez para efectuar las calibraciones necesarias, se acciona la válvula 1.6 mientras la válvula 1.4 permanece cerrada, de esta manera la válvula escamoteable A no puede disparar el ciclo nuevamente. Una vez efectuadas las calibraciones y quedando el sistema listo para el funcionamiento, se abre la válvula 1.4, y se pulsa en 1.2, lo que hace que el ciclo funcione indefinidamente.

Cada uno de los cilindros cuenta con reguladores de velocidad a la entrada y a la salida para ajustar aquellos valores que garanticen un óptimo funcionamiento de la máquina en el menor tiempo posible. Lo propio se hace con los temporizadores, ajustándolos para que cumplan con lo establecido en los puntos anteriores.

## CAPÍTULO 7

### COSTOS

En el presente capítulo se elabora un estudio de los costos que deben incurrirse para la construcción de la máquina propuesta en presente proyecto de titulación.

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 de Quito, como se detalla en los cuadros siguientes.

#### 7.1 MATERIALES

Material	Proveedor	Costo Unitario (usd)	Cantidad	Costo total (USD)
Tubo estructural cuadrado A-36, 80x80x6m.	DIPAC	72,30	1	72,30
Perfil canal U A-36, 125x50x4mm x 6m	DIPAC	53,70	3	161,10
Perfil canal U A-36, 100x50x4mm x 6m	DIPAC	47,80	1	47,80
Perfil canal U A-36, 80x40x4mm x 6m	DIPAC	42,70	1	42,70
Perfil ángulo A-36, 75x50x6mm x 6m	DIPAC	60,40	2	120,80
Perfil ángulo A-36, 30x30x5mm x 4m	DIPAC	51,20	1	51,20

*Continúa en la pág. siguiente.*

Perfil ángulo A-36, 35x35x5mm x 6m	DIPAC	52,80	3	158,40
Perfil Rectangular A-36, 40x70x5mm x 6m	DIPAC	57,60	2	115,20
Plancha A-36, 1.2x1.2m x 5mm	DIPAC	152,06	3	456,18
Plancha A-36, 1.2x1.2m x 4mm	DIPAC	114,40	1	114,40
Plancha A-36, 1.2x1.2m x 10mm	DIPAC	290,70	1	290,70
Plancha A-36, 1.2x1.2m x 3mm	DIPAC	85,77	2	171,54
Platina AISI 1045, 80x20x550mm	IVÁN BOHMAN	29,40	1	29,40
Platina AISI 1045, 40x40x30mm	IVÁN BOHMAN	2,10	1	2,10
Platina AISI 1045, 50x12mm x 3.0m.	IVÁN BOHMAN	60,60	2	121,20
Platina AISI 1045, 40x10mm x 3.0m.	IVÁN BOHMAN	40,10	1	40,10
Platina AISI 1045, 50x 8mm x 3.0m.	IVÁN BOHMAN	50,05	1	50,05
Eje de acero AISI 1045, ø 20 x 90mm	IMPORT COM	1,34	3	4,02
Eje de acero AISI 1045, ø 55 x 660mm	IMPORT COM	60,65	1	60,65
Eje de acero AISI 1045, ø 40 x 810mm	IMPORT COM	44,20	1	44,20
Eje de acero AISI 1045, ø 60x 80mm	IMPORT COM	7,93	1	7,93
Eje de acero AISI 1045, ø 6 x 300mm	IMPORT COM	2,54	1	2,54
Eje de acero AISI 1045, ø 30x 2050mm	IMPORT COM	50,43	1	50,43
Barra rectangular acero 1045, 40x30x553mm	IVÁN BOHMAN	24,20	4	96,80
				<b>2.311,74</b>

*Tabla 7.1. Costo de materiales.*

**Fuente:** Propia

## 7.2 ELEMENTOS MECÁNICOS

Elemento mecánico	Proveedor	Costo unitario (USD)	Cantidad	Costo total (USD)
Rodamiento bolas 6210 2Z marca FAG	IMPORT COM	17,19	2	34,38
Rodamiento bolas 6002 2Z marca FAG	IMPORT COM	4,25	1	4,25
Chumacera piso	RULIMANESA	10,67	2	21,34
Chumacera piso	RULIMANESA	17,88	8	143,04
Chumacera pared	RULIMANESA	20,52	1	20,52
Tuercas paso normal, grado 8.8, 8x1.25	RULIMANESA	0,52	20	10,40
Arandela acero 1" de presión	RULIMANESA	0,25	30	7,50
Pernos de acero UNF G8 1"x12 "	CASTILLO	2,55	30	76,50
Arandela acero dentadas	ACEROS INDUSTRIALES	0,20	4	0,80
Pernos de acero M12x1.5	RULIMANESA	2,30	40	92,00
Tuercas paso normal, M12x1.5	RULIMANESA	0,30	40	12,00
Arandela acero $\phi$ 12x3	RULIMANESA	0,25	40	10,00
Pernos de acero M16x1.6	RULIMANESA	2,50	6	15,00
Tuercas paso normal, M16x1.5	RULIMANESA	0,35	6	2,10
Arandela acero $\phi$ 16x3mm	RULIMANESA	0,25	6	1,50
Acople rígido	IMPORT COM	25,00	1	25,00
Rodillos de transporte de banda	OREPRINTER	147,50	5	737,50
Banda Transportadora	OREPRINTER	550,00	1	550,00
Tensor	OREPRINTER	80,20	2	160,40
Tambor motriz	OREPRINTER	175,20	1	175,20
Banda Transmisión	OREPRINTER	130,40	1	130,40
Polea 5 canales, $\phi$ 140mm	IMPORT COM	220,00	1	220,00
Polea 5 canales, $\phi$ 92mm	IMPORT COM	170,00	1	170,00
Malla metálica	MEGAKYWI	5,00	1	5,00
Sello mecánico	MEGAKYWI	10,00	1	10,00
				<b>2.634,83</b>

Tabla 7.2. Costo de elementos mecánicos.

Fuente: Propia

### 7.3 SISTEMA MOTRIZ

Motor	Proveedor	Costo unitario (USD)	Cantidad	Costo total (USD)
Siemens 1.5 Hp, 3600 rpm. 3F	MAQUINARIAS ENRIQUES	171.00	1	171,00
Siemens 10 Hp, 1800 rpm. 3F	MAQUINARIAS ENRIQUES	627.00	1	627,00
Siemens 5 Hp, 1800 rpm. 3F	MAQUINARIAS ENRIQUES	351.00	1	351,00
Reductor Sitti I130, 1:20	MAQUINARIAS ENRIQUES	1596.40	1	1.596,40
Reductor Sitti I190, 1:20	MAQUINARIAS ENRIQUES	712.40	1	712,40
				<b>3.457,80</b>

Tabla 7.3. Costo del sistema motriz.

Fuente: Propia

### 7.4 SISTEMA NEUMÁTICO

Descripción	Proveedor	Costo unitario (USD)	Cantidad	Costo total (USD)
Cilindro ø 50mm, Carrera 200mm	FLUIDICA	198,05	2	396,10
Cilindro ø 125mm, Carrera 100mm	FLUIDICA	228,00	6	1.368,00
Charnela Macho	FLUIDICA	42,89	6	257,34
Charnela Intermedia	FLUIDICA	85,50	8	684,00
Electroválvula 5/2. 1/4, 110VAC	FLUIDICA	110,25	2	220,50
Válvulas 3/2, 1/4	FLUIDICA	16,50	12	198,00
Válvulas 5/2, 1/4	FLUIDICA	32,30	5	161,50
Regulador	FLUIDICA	16,70	10	167,00
Antiretorno	FLUIDICA	6,70	5	33,50
Unión macho-macho	FLUIDICA	3,50	5	17,50
Tee unión macho central	FLUIDICA	17,25	5	86,25
Codo 1/4	FLUIDICA	9,60	8	76,80
Válvula Corredera	FLUIDICA	25,00	6	150,00
Manguera	FLUIDICA	50,00	1	50,00
Unidad de mantenimiento	FLUIDICA	220,00	1	220,00
Compresor 5 Hp	IVÁN BOHMAN	1.645,00	1	1.645,00
				<b>5.731,49</b>

Tabla 7.4. Costo de sistema neumático.

Fuente: Propia

## 7.5 MANO DE OBRA

Piezas	Trabajo a realizar	Costo (USD)	Cantidad	Costo total (USD)
Eje corredera	Tornear ejes de $\varnothing$ 30x1025, cinco horas de trabajo	30,00	10	300,00
Eje de Palanca	Tornear ejes de $\varnothing$ 30x1025, cuatro horas de trabajo	30,00	4	120,00
Eje mezcladora	Tornear ejes de $\varnothing$ 40x610, seis horas de trabajo	30,00	7	210,00
Eje masas excéntricas	Tornear ejes de diferentes $\varnothing$ 30, diez horas de trabajo	30,00	5	150,00
Soporte cilíndrico de resortes	Torneado interior seis horas de trabajo	30,00	6	180,00
Corredera cilíndrica de moldeo y desmoldeo	Torneado interior seis horas de trabajo	30,00	6	180,00
Múltiple ejes de unión	Tornear ejes 50x620mm, seis horas de trabajo	30,00	10	300,00
Recipiente mezcladora	Rolar recipiente mezcladora una hora	40,00	1	40,00
Cortar placas de 5mm	Cortar placas de 5mm, cinco horas trabajo	20,00	20	400,00
Cortar placas de 3mm	Cortar placas de 5mm, cinco horas trabajo	15,00	5	75,00
Perforar Placas	Perforar placas múltiples cinco horas	10,00	5	50,00
Perforar Perfiles	Perforar perfiles múltiples ocho horas	10,00	8	80,00
Doblar Platinas	Doblar platinas de 10mm, cinco horas trabaja	10,00	5	50,00
Brazos molde y apisonadores	Fresar platinas de 10mm, ocho horas trabajo	35,00	8	280,00
Brazos distribuidor	Perforar platinas de 10mm, ocho horas trabajo	10,00	8	80,00
Estructura distribución	Soldar estructura de distribuidor doce horas trabajo	35,00	10	350,00
Estructura vibro compactación	Soldar estructura vibro-compactación quince horas trabajo	35,00	8	280,00
Estructura banda transportadora	Soldar estructura de banda transportadora ocho horas trabajo	35,00	12	420,00
Estructura mezcladora	Soldar estructura de distribuidor diez horas trabajo	35,00	7	245,00
Resortes	conformado de resortes treinta horas	12,00	30	360,00
Lengüetas, chavetas	Maquinar lengüetas y chavetas cuatro horas de trabajo	30,00	4	120,00
Masas Excéntricas	Maquinado de masas excéntricas tres horas de trabajo	35,00	3	105,00
Cromado de ejes corredera	Proceso de cromado tres horas	300,00	2	600,00
				<b>4.975,00</b>

Tabla 7.5. Costo de mano de obra.

Fuente: Propia



## 7.6 COSTOS DE DISEÑO

Material	Costo (USD)
Implementos de oficina	160,00
Impresiones y plotters	38,00
Honorarios	4800,00
	4998,00

Tabla 7.6. Costo de diseño.

Fuente: Propia

## 7.7 COSTOS VARIOS

Material	Proveedor	Costo (USD)	Cantidad	Costo total (USD)
Galón de pintura base anticorrosiva verde	DIPAC	11,70	2	23,40
1 Kilo de electrodo marca AGA,	AGA	2,20	15	33,00
Servicio de Transporte	N/A	80,00	1	80,00
				<b>136,40</b>

Tabla 7.7. Costos varios.

Fuente: Propia

## 7.8 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

Rubros	Costo total (USD)
MATERIALES	2.311,74
ELEMENTOS MECÁNICOS	2.634,83
SISTEMA MECÁNICO	3.457,80
SISTEMA NEUMÁTICO	5.731,49
MANO DE OBRA	4.975,00
COSTO DE DISEÑO	4.998,00
VARIOS	136,40
	<b>24.245,26</b>

Tabla 7.8. Costo total.

Fuente: Propia

## CAPÍTULO 8

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 8.1 CONCLUSIONES

- Los prefabricados de concreto, como los adoquines y los bloques, son el elemento fundamental de las construcciones en el país, a pesar de lo cual no es posible encontrar maquinaria de elevada productividad, construida de manera tecnificada en el mercado nacional.
- Para definir las especificaciones de los productos es necesario emplear metodologías que sean capaces de captar y filtrar los requerimientos del mercado o de un cliente en particular, con el objeto de plasmarlos en el producto final. En el presente documento esta tarea se efectúa mediante el método de la Casa de la Calidad, que contempla tanto el criterio del usuario como del diseñador para de este modo lograr interpretar de manera técnica las necesidades y problemáticas de los usuarios, y en último término lograr manifestarlas como especificaciones de un producto.
- La mayor parte de los esfuerzos de diseño deben ser encaminados a la etapa conceptual, pues aquí es donde se definen los parámetros más importantes de los productos, tales como costo, calidad, productividad, etc. Esto es especialmente verdad en la actualidad cuando los fenómenos físicos pueden ser simulados mediante computadoras, dejando de lado cálculos largos y tediosos, permitiendo centrarse en la primera etapa del diseño.

- Es preciso determinar claramente las funciones que cumplen los productos, tanto primarias como secundarias, para de este modo lograr establecer soluciones más eficientes y creativas. Esto se consigue mediante el análisis funcional, que aplicado en este proyecto requirió comprender y estudiar el proceso para la fabricación de adoquines, y establecer cada una de las funciones que deben cumplirse, independientemente de los componentes o mecanismos que deben ejecutarlas.
- El análisis funcional permite agrupar las funciones más relacionadas o afines entre sí para establecer módulos. Los módulos permiten abaratar costos de producción, facilitan el montaje y el mantenimiento además de incrementar las opciones y la gama para los usuarios. En este caso se establecieron cuatro módulos cuya definición aportó de gran manera a facilitar el proceso de diseño, a más de proporcionar las ventajas ya señaladas.
- A pesar de que existen tecnologías recientes para la obtención de vibraciones, tales como la neumática y la electromagnética, se llegó a determinar que para este caso funciona bastante bien el mecanismo de masa excéntrica, pues cumple con los parámetros de vibración para lograr una buena calidad del concreto, por lo que resultaría superfluo y costoso invertir en tales tecnologías para esta aplicación.
- Existen varios factores que determinan la calidad del producto. El más importante es la proporción de mezcla del concreto. La obtención de la

mezcla óptima depende de la calidad de la materia prima, el mezclado y la humedad presente.

## **8.2 RECOMENDACIONES**

- Es importante evitar cargar los apisonadores con presiones muy elevadas ya que se corre el riesgo de anular por completo el efecto de las vibraciones obteniéndose concreto de pobre calidad. Otro problema que surge por las sobrecargas es que la plataforma vibradora puede entrar en contacto con el bastidor generando ruido y desgaste innecesarios.
- 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 vibro-compactación debe determinarse de manera experimental para cada mezcla particular de concreto.
- Cada vez que se reemplace algún rodamiento de la máquina debe ser con componentes obturados, por la abundancia de polvo presente en el ambiente, y garantizar así una vida útil mayor. Esta precaución es de especial importancia para los rodamientos que soportan al eje de la masa excéntrica, que son los que están sometidos a las cargas más severas.
- Los operarios a cargo de la máquina deben entrenarse en su uso para lograr buenas productividades e incluso evitar accidentes. Por ejemplo, los operarios con la función de retirar el producto deben tener presente el

tiempo con el que disponen, caso contrario pueden retrasar la producción o dañarse a sí mismos o a algún componente de la máquina si el molde baja mientras están tomando la placa de producto terminado.

## BIBLIOGRAFÍA

- AMERICAN CONCRETE INSTITUTE; Manual of Concrete Practice; 309.1 R-93 ; Reapproved 1990.
- ALCÁZAR G. et al.; Estudio de Adoquines; Tesis de grado previa a la obtención del título de Ingeniero civil; Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería, Ciencias Físicas y Matemáticas; 1995 Quito Ecuador.
- ARRIETA J., PEÑAHERRERA E.; Fabricación de bloques con una mesa vibradora; Universidad de Ingeniería; Enero 2001; Lima, Perú.
- CHEVALIER, ANDRÉ; Guide du Dessinateur Industriel; Editorial Hachette Technique; Paris, 2004.
- FAG; Catálogo de Rodamientos WL 41 520/3 SB.
- FAIRES, V.; Diseño de Elementos de Máquinas; Editorial Montaner y Simon S.A.; Tercera Edición; Barcelona, España.
- LAWRENCE D. MILES; Techniques of Value Analysis and Engineering; Lawrence D.; Miles Value Foundation; Third Edition; 1989 USA.
- PAYA PEINADO M.; Hormigón Vibrado y Hormigones Especiales; Ediciones CEAC; 11 edición; 1977; Barcelona, España.
- RIBA, CARLES; Diseño Concurrente; Ediciones Upc ; España 2002.
- MARKS' STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS; Editorial McGraw Hill; Décima edición.
- MANUAL DE INGENIERÍA MECÁNICA II Tomo; Editorial Cultural S.A.; Madrid, España.
- NORMA INEN 1488:87. Adoquines. Requisitos.

- NORMA INEN 1483:87. Adoquines. Terminología y clasificación.
- NORMA INEN 0643:93; Bloques Huecos de Hormigón. Requisitos.
- NORMA INEN 0638:93; Bloques huecos de hormigón. Definiciones, clasificación y condiciones generales.
- SHIGLEY EDWARD; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc. Graw Hill; Tercera edición; México, 1985.
- SPENLÉ D., GOURHANT R.; Guide du Calcul en Mécanique; Editorial Hachette Technique; Paris, 1998.
- VIERCK, ROBERT; Vibration Analysis; International Textbook Company; Scranton, Pennsylvania, 1967.

## PÁGINAS WEB

- <http://help.solidworks.com/2010/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation>
- [http://www.kauman.com/es/products/productos\\_es.asp](http://www.kauman.com/es/products/productos_es.asp)
- [http://www.kauman.com/es/products/infot\\_aplicacion\\_es.asp](http://www.kauman.com/es/products/infot_aplicacion_es.asp)
- <http://www.monografias.com/trabajos58/disenocintas-transportadoras/disenocintas-transportadoras2.shtml>
- <http://descom.jmc.utfsm.cl/sgeywitz/procesos/CINTAS.htm>



# **ANEXOS**