

**SISTEMA VIBRATORIO PARA TRANSPORTE Y  
CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR**

**EDITH PINEDA ARGUELLO  
ELIANA SUBANI ROJAS ESTUPIÑAN**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2.004**

**SISTEMA VIBRATORIO PARA TRANSPORTE Y  
CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR**

**EDITH PINEDA ARGUELLO**

**ELIANA SUBANI ROJAS ESTUPINAN**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director**

**ALFONSO GARCÍA CASTRO**

**Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2.004**

*A Dios por su infinito amor.*

*A mis padres Eliseo y Miryam,  
especialmente a ella por todo su  
amor, paciencia y apoyo incondicional.*

*A mi sobrino Miguel Ángel por su ternura y alegría.*

*A mis hermanos Jhon, Darío, Edwin y Dania por su cariño.*

***Subani***

*A Dios por su infinito amor.*

*A mis padres Luis José y Teresa por  
su cariño, comprensión y apoyo incondicional.*

*A mi hermano José Luis por su cariño y compañía.*

*A mis tíos Arcadio y Virginia por su paciencia y afecto.*

***Edith***

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores expresan sus agradecimientos a:

ALFONSO GARCÍA CASTRO, Ingeniero Mecánico M.Sc., docente de la escuela de Ingeniería Mecánica, por su enseñanza, respaldo e invaluable colaboración.

La escuela de Ingeniería Mecánica, por su valioso aporte en nuestra formación personal y profesional.

El Personal del Taller Industrial Alberto Vásquez, por su asesoría y colaboración en la construcción del prototipo.

A nuestros padres, familiares y amigos por su apoyo incondicional.

## TABLA DE CONTENIDO

	pág.
<u>INTRODUCCIÓN</u>	<u>1</u>
<u>1. TRANSPORTE DE SÓLIDOS A GRANEL</u>	<u>4</u>
<u>1.1 TIPOS DE TRANSPORTADORES</u>	<u>9</u>
<u>1.1.1 Transportador de Tornillo Helicoidal</u>	<u>9</u>
<u>1.1.2 Transportadores de banda</u>	<u>10</u>
<u>1.1.3 Elevadores de cangilones</u>	<u>11</u>
<u>1.1.4 Transportadores vibratorios u oscilantes</u>	<u>11</u>
<u>1.1.5 Transportadores Neumáticos</u>	<u>13</u>
<u>1.1.6 Transportadores en masa o de flujo continuo</u>	<u>14</u>
<u>1.1.6.1 Transportador de banda cerrada</u>	<u>15</u>
<u>1.1.6.2 Transportadores de mandil o banda articulada</u>	<u>16</u>
<u>1.1.6.3 Transportadores de paleta</u>	<u>16</u>
<u>1.2 PAUTAS GENERALES DE DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR</u>	<u>20</u>
<u>1.2.1 Capacidad a transportar</u>	<u>20</u>
<u>1.2.2 Características físicas del material</u>	<u>21</u>
<u>1.2.3 Distancia por cubrir</u>	<u>21</u>
<u>1.2.4 Continuidad de la operación</u>	<u>21</u>
<u>1.2.5 Condiciones de trabajo y duración prevista de la instalación</u>	<u>21</u>
<u>1.2.6 Disposición de planta física</u>	<u>21</u>
<u>1.2.7 Velocidad</u>	<u>22</u>
<u>1.2.8 Potencia</u>	<u>22</u>
<u>1.2.9 Dimensiones de elementos del transporte</u>	<u>22</u>
<u>2. TRANSPORTE Y CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR POR VIBRACIONES</u>	<u>23</u>
<u>2.1 TRANSPORTE VIBRATORIO DE MATERIAL GRANULAR</u>	<u>23</u>

<u>2.1.1 Clasificación de los transportadores vibratorios</u>	<u>24</u>
<u>2.1.1.1 Según la forma de contacto entre material y canal</u>	<u>24</u>
<u>2.1.1.2 Según el origen de la vibración</u>	<u>31</u>
<u>2.1.2 Selección del Sistema Vibratorio</u>	<u>45</u>
<u>2.1.3 Cálculos y datos prácticos para el diseño de un</u>	<u>46</u>
<u>transportador vibratorio</u>	
<u>2.1.3.1 Cálculo de la dinámica del transporte</u>	<u>52</u>
<u>2.1.3.2 Datos prácticos de construcción</u>	<u>57</u>
<u>2.2 CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR POR VIBRACIONES</u>	<u>60</u>
<u>2.2.1 Equipos para cribado</u>	<u>62</u>
<u>2.2.1.1 Cribas de rejas</u>	<u>62</u>
<u>2.2.1.2 Criba giratoria o zaranda</u>	<u>62</u>
<u>2.2.1.3 Criba con agitación mecánica</u>	<u>62</u>
<u>2.2.1.4 Cribas vibratorias</u>	<u>62</u>
<u>2.2.1.5 Tamices</u>	<u>63</u>
<u>2.2.2 Parámetros para la selección de una zaranda</u>	<u>64</u>
<u>2.2.2.1 Eficiencia</u>	<u>64</u>
<u>2.2.2.2 Capacidad</u>	<u>65</u>
<u>2.2.2.3 Efecto de la longitud y el ancho</u>	<u>65</u>
<u>2.2.2.4 Efecto del ángulo de inclinación</u>	<u>66</u>
<u>2.2.2.5 Espesor de la cama de material que se va a clasificar</u>	<u>66</u>
<u>2.2.2.6 Rotación en flujo o en contraflujo</u>	<u>66</u>
<u>2.2.2.7 Número y tipo de mallas</u>	<u>67</u>
<u>2.3 APLICACIONES INDUSTRIALES</u>	<u>67</u>
<u>3. ANÁLISIS CINEMÁTICO</u>	<u>72</u>
<u>3.1 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 1</u>	<u>73</u>
<u>3.2 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 2</u>	<u>78</u>
<u>3.3 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 3</u>	<u>83</u>
<u>3.4 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 4</u>	<u>88</u>
<u>4. CÁLCULOS DE DISEÑO DEL SISTEMA</u>	<u>94</u>

<u>4.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL SISTEMA VIBRATORIO</u>	<u>94</u>
<u>4.1.1 Cálculo de la fuerza del resorte</u>	<u>94</u>
<u>4.1.2 Cálculo de la fuerza de los flejes</u>	<u>95</u>
<u>4.1.3 Cálculo de la fuerza de la biela para la aceleración de avance</u>	<u>96</u>
<u>máxima</u>	
<u>4.1.4 Cálculo de la fuerza de la biela para la aceleración de avance</u>	<u>98</u>
<u>mínima</u>	
<u>4.1.5 Cálculo del torque</u>	<u>99</u>
<u>4.1.6 Cálculo de la potencia</u>	<u>99</u>
<u>4.2 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN PARA LA SECCIÓN DE</u>	<u>100</u>
<u>CLASIFICACIÓN</u>	
<u>4.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN</u>	<u>101</u>
<u>4.3.1 Cálculo de las fuerzas en la polea</u>	<u>105</u>
<u>4.4 CÁLCULO DEL EJE DE LA EXCÉNTRICA</u>	<u>107</u>
<u>4.4.1 Cálculo de las reacciones en para la fuerza máxima de la biela</u>	<u>107</u>
<u>4.4.2 Cálculo de las reacciones en el eje para la fuerza mínima de</u>	<u>111</u>
<u>la biela</u>	
<u>4.4.3 Cálculo del factor de seguridad</u>	<u>116</u>
<u>4.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS</u>	<u>119</u>
<u>4.6 DISEÑO DE LOS RESORTES QUE SOPORTAN EL</u>	<u>121</u>
<u>SUBSISTEMA DE CLASIFICACIÓN</u>	
<u>4.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL TRANSPORTADOR DEL</u>	<u>125</u>
<u>SUBSISTEMA DE RETROALIMENTACIÓN</u>	
<u>5. DISEÑO DEL SISTEMA</u>	<u>128</u>
<u>5.1 FUNCIONAMIENTO</u>	<u>128</u>
<u>5.2 DISEÑO DE LOS COMPONENTE DEL SUBSISTEMA DE</u>	<u>130</u>
<u>TRANSPORTE</u>	
<u>5.2.1 Bandeja transportadora</u>	<u>130</u>
<u>5.2.2 Flejes</u>	<u>130</u>
<u>5.2.3 Excéntrica</u>	<u>132</u>

<u>5.2.3.1 Eje</u>	<u>133</u>
<u>5.2.3.2 Disco portacubo</u>	<u>133</u>
<u>5.2.3.3 Cubo</u>	<u>133</u>
<u>5.2.4 Biela</u>	<u>133</u>
<u>5.2.5 Resorte conector</u>	<u>134</u>
<u>5.2.6 Mecanismo para variar inclinación de los flejes</u>	<u>134</u>
<u>5.2.7 Sistema de accionamiento</u>	<u>134</u>
<u>5.2.8 Base de la sección de transporte</u>	<u>135</u>
<u>5.3 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE</u>	<u>135</u>
<u>CLASIFICACIÓN</u>	
<u>5.3.1 Portabandejas clasificadoras</u>	<u>135</u>
<u>5.3.2 Bandejas clasificadoras</u>	<u>135</u>
<u>5.3.3 Mecanismo para variar al inclinación del portabandeja</u>	<u>136</u>
<u>5.3.4 Resortes</u>	<u>136</u>
<u>5.3.5 Base de la sección de clasificación</u>	<u>137</u>
<u>5.4 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE</u>	<u>137</u>
<u>RETROALIMENTACIÓN</u>	
<u>5.4.1 Sistema de arrastre</u>	<u>138</u>
<u>5.4.2 Canal</u>	<u>138</u>
<u>5.4.3 Soportes</u>	<u>138</u>
<u>5.4.4 Sistema de accionamiento</u>	<u>138</u>
<u>5.5 RECOMENDACIONES PARA OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO</u>	<u>139</u>
<u>DEL SISTEMA</u>	
<u>5.5.1 Subsistema de transporte</u>	<u>139</u>
<u>5.5.2 Subsistema de clasificación</u>	<u>139</u>
<u>5.5.3 Subsistema de retroalimentación</u>	<u>139</u>
<u>6. ANÁLISIS DE PRUEBAS</u>	<u>141</u>
<u>6.1 PRUEBAS PARA LA SECCIÓN DE TRANSPORTE</u>	<u>141</u>
<u>6.1.1 Transporte maíz</u>	<u>142</u>
<u>6.1.2 Transporte de lenteja</u>	<u>144</u>

<u>6.1.3 Transporte de sorgo</u>	<u>146</u>
<u>6.1.4 Transporte de la mezcla</u>	<u>148</u>
<u>6.1.5 Conclusiones de las pruebas de transporte</u>	<u>149</u>
<u>6.2 PRUEBAS PARA LA SECCIÓN DE CLASIFICACIÓN</u>	<u>150</u>
<u>6.2.1 Eficiencia</u>	<u>150</u>
<u>6.2.2 Capacidad</u>	<u>152</u>
<u>6.2.3 Conclusiones para las pruebas de clasificación</u>	<u>152</u>
<u>6.3 PRUEBAS PARA EL SISTEMA VIBRATORIO</u>	<u>153</u>
<u>6.3.1 Desarrollo de las pruebas del sistema</u>	<u>153</u>
<u>6.3.2 Conclusiones de las pruebas del sistema</u>	<u>154</u>
<u>CONCLUSIONES</u>	<u>155</u>
<u>BIBLIOGRAFÍA</u>	<u>156</u>
<u>ANEXOS</u>	<u>158</u>

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
<u>Figura 1. Transportador de tornillo helicoidal</u>	<u>9</u>
<u>Figura 2. Transportador vibratorio</u>	<u>12</u>
<u>Figura 3. Transportador de flujo continuo tipo paleta</u>	<u>16</u>
<u>Figura 4. Trayectoria 1 y 2</u>	<u>17</u>
<u>Figura 5. Trayectoria 3 y 4</u>	<u>18</u>
<u>Figura 6. Trayectoria 5 y 6</u>	<u>18</u>
<u>Figura 7. Trayectoria 7, 8 y 9</u>	<u>19</u>
<u>Figura 8. Transportador con accionamiento mediante articulación de cuatro barras</u>	<u>25</u>
<u>Figura 9. Principio de los sistemas de presión de adherencia variable</u>	<u>27</u>
<u>Figura 10. Trayectoria teórica de la partícula</u>	<u>30</u>
<u>Figura 11. Clases de canales</u>	<u>33</u>
<u>Figura 12. Partes de un vibrador electromagnético</u>	<u>35</u>
<u>Figura 13. Principio de funcionamiento de transportadores accionados por vibradores electromagnéticos</u>	<u>36</u>
<u>Figura 14. Partes de un motor desequilibrado</u>	<u>37</u>
<u>Figura 15. Principio de funcionamiento de transportadores vibratorios por motores desequilibrados</u>	<u>39</u>
<u>Figura 16. Esquema de un transportador montado sobre flejes inclinados</u>	<u>48</u>
<u>Figura 17. Transportadores vibratorios</u>	<u>51</u>
<u>Figura 18. Criba vibratoria circular</u>	<u>61</u>
<u>Figura 19. Tamiz</u>	<u>63</u>
<u>Figura 20. Transportador vibratorio electromagnético utilizado en la Industria química</u>	<u>68</u>

<u>Figura 21. Transportador vibratorio neumático para productos alimenticios</u>	<u>69</u>
<u>Figura 22. Transportador vibratorio electromagnético utilizado en la industria alimenticia</u>	<u>69</u>
<u>Figura 23. Transportador vibratorio mecánico para la conducción de Carbón</u>	<u>70</u>
<u>Figura 24. Clasificadoras vibratorias montadas en serie para la clasificación de arena</u>	<u>71</u>
<u>Figura 25. Clasificadora vibratoria de carbón</u>	<u>71</u>
<u>Figura 26. Mecanismo para el análisis de la aceleración de la bandeja transportadora.</u>	<u>72</u>
<u>Figura 27. Disposición del mecanismo para la posición 1</u>	<u>73</u>
<u>Figura 28. Disposición del mecanismo para la posición 2</u>	<u>78</u>
<u>Figura 29. Disposición del mecanismo para la posición 3</u>	<u>83</u>
<u>Figura 30. Disposición del mecanismo para la posición 4</u>	<u>88</u>
<u>Figura 31. Esquema del desplazamiento del resorte.</u>	<u>94</u>
<u>Figura 32. Movimiento de los flejes</u>	<u>95</u>
<u>Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de la bandeja transportadora</u>	<u>96</u>
<u>Figura 34. Diagrama de cuerpo libre de las bandejas clasificadoras</u>	<u>100</u>
<u>Figura 35. Esquema de las fuerzas en la polea</u>	<u>105</u>
<u>Figura 36. Diagrama el cuerpo libre del eje</u>	<u>107</u>
<u>Figura 37. Diagrama de cortante y momento flector, plano X-Y</u>	<u>108</u>
<u>Figura 38. Diagrama de cortante y momento flector, plano X-Z</u>	<u>109</u>
<u>Figura 39. Diagrama de torque</u>	<u>110</u>
<u>Figura 40. Diagrama de cuerpo del eje</u>	<u>112</u>
<u>Figura 41. Diagrama de cortante y momento flector, plano X-Y</u>	<u>113</u>
<u>Figura 42. Diagrama de cortante y momento flector, plano X-Z</u>	<u>114</u>
<u>Figura 43. Diagrama de torque</u>	<u>115</u>
<u>Figura 44. Características del rodamiento 6204 SKF</u>	<u>121</u>
<u>Figura 45. Trayectoria del material</u>	<u>125</u>

<u>Figura 46. Descomposición del recorrido del material</u>	<u>127</u>
<u>Figura 47. Sistema vibratorio para transporte y clasificación de</u>	
<u>Material granular</u>	<u>129</u>
<u>Figura 48. Bandeja transportadora</u>	<u>130</u>
<u>Figura 49. Fleje con soportes.</u>	<u>131</u>
<u>Figura 50. Elementos que conforman la excéntrica</u>	<u>132</u>
<u>Figura 51. Biela</u>	<u>133</u>
<u>Figura 52. Mecanismo para variar la inclinación de los flejes</u>	<u>134</u>
<u>Figura 53. Subsistema de clasificación</u>	<u>136</u>
<u>Figura 54. Subsistema de retroalimentación</u>	<u>137</u>
<u>Figura 55. Paletas con elementos de sujeción</u>	<u>138</u>

## LISTA DE TABLAS

pág.

<u>Tabla 1. Tipos recomendados de transportadores y elevadores para material a granel.</u>	<u>7</u>
<u>Tabla 2. Factores del material, C.</u>	<u>20</u>
<u>Tabla 3. Características principales de los sistemas de presión adherente constante.</u>	<u>26</u>
<u>Tabla 4. Datos para el análisis de la posición 1</u>	<u>74</u>
<u>Tabla 5. Resultados para la posición 1</u>	<u>77</u>
<u>Tabla 6. Datos para el análisis de la posición 2</u>	<u>79</u>
<u>Tabla 7. Resultados para la posición 2</u>	<u>82</u>
<u>Tabla 8. Datos para el análisis de la posición 3</u>	<u>84</u>
<u>Tabla 9. Resultados para la posición 3</u>	<u>87</u>
<u>Tabla 10. Datos para el análisis de la posición 4</u>	<u>89</u>
<u>Tabla 11. Resultados para la posición 4</u>	<u>92</u>
<u>Tabla 12. Condiciones del sistema para transporte de maíz</u>	<u>143</u>
<u>Tabla 13. Velocidades de transporte de maíz</u>	<u>144</u>
<u>Tabla 14. Condiciones del sistema para transportar lenteja</u>	<u>145</u>
<u>Tabla 15. Velocidades de transporte de lenteja</u>	<u>146</u>
<u>Tabla 16. Condiciones del sistema para transportar sorgo</u>	<u>147</u>
<u>Tabla 17. Velocidades de transporte de sorgo</u>	<u>148</u>
<u>Tabla 18. Eficiencia de clasificación</u>	<u>151</u>
<u>Tabla 19. Capacidad de clasificación</u>	<u>152</u>
<u>Tabla 20. Condiciones para las pruebas del sistema</u>	<u>154</u>
<u>Tabla 21. Resultado de las pruebas del sistema</u>	<u>154</u>

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
<a href="#">Anexo A</a>	<a href="#">158</a>
<a href="#">Anexo B</a>	<a href="#">165</a>

## RESUMEN

**TÍTULO:**  
**SISTEMA VIBRATORIO PARA TRANSPORTE Y CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR\***

**AUTORES:**  
Eliana Subani Rojas Estupiñan.  
Edith Pineda Argüello.

**PALABRAS CLAVES:**  
Transporte, clasificación, material granular, vibración, excentricidad, fleje.

**DESCRIPCIÓN:**  
Este trabajo fue propuesto con el fin de realizar un aporte al desarrollo tecnológico en el campo de las vibraciones mecánicas y su aplicación al transporte y clasificación de material granular y a su vez contribuir a la docencia e investigación en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, mediante el diseño y construcción de un prototipo didáctico para la realización de experiencias que faciliten al estudiante la cimentación de los conocimientos teóricos sobre el fenómeno vibratorio aplicado a los procesos de transporte y clasificación.

Se construyó un prototipo de sistema vibratorio en el cual se muestran dos aplicaciones de la vibraciones mecánicas en la industria: el transporte y la clasificación de sólidos a granel. El diseño del sistema contempla la variación de diversos parámetros como ángulo de inclinación y longitud de los flejes, excentricidad o amplitud del movimiento y velocidad angular, que permiten analizar su influencia sobre el comportamiento del material en cada proceso.

Se realizaron experiencias prácticas que permitieron establecer la influencia de la variación de los parámetros de diseño del sistema mecánico en los procesos de transporte y la clasificación del material granular. En relación con la inclinación de los flejes se verificó la recomendación teórica de un ángulo de inclinación de 30° para obtener una velocidad óptima de transporte. En cuanto a la amplitud del movimiento y a la velocidad angular, se encontró un rango adecuado de 5 a 7 mm para la amplitud y de 300 a 450 RPM para la velocidad.

---

\* TRABAJO DE GRADO

\*\* FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO-MECÁNICAS, ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA, ING. ALFONSO GARCÍA CASTRO.

## SUMMARY

**TITLE:**

**VIBRATORY SYSTEM FOR TRANSPORT AND CLASSIFICATION OF GRANULAR MATERIAL\***

**AUTHORS:**

Eliana Subani Rojas Estupiñan.

Edith Pineda Argüello.\*\*

**KEY WORDS:**

Transport, classification, granular material, vibration, eccentricity, flat means.

**DESCRIPTION:**

This work was proposed with the purpose of making a contribution to the technological development in the field of the mechanical vibrations and its application to the transport and classification of granular material and to as well contribute to teaching and investigation in the School of Mechanical Engineering of the UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, by means of the design and construction of a didactic prototype for the accomplishment of experiences that facilitate to the student the laying of foundations of the theoretical knowledge on the vibratory phenomenon applied to the transport and classification processes.

A prototype of vibratory system was constructed in which are two applications of the mechanical vibrations in the industry: the solid transport and classification in bulk. The design of the system contemplates to the variation of diverse parameters like rake and length of the flat means, eccentricity or amplitude of the movement and angular velocity, that allow to analyze their influence on the behavior of the material in each process.

Practical experiences were made that they allowed to establish the influence of the variation of the parameters of design of the mechanical system in the processes of transport and the classification of the granular material. In relation to the inclination of the flat means the theoretical recommendation of a rake of 30° was verified to obtain an optimal speed of transport. As far as the amplitude of the movement and at the angular velocity, was an suitable rank of 5 to 7 mm for the amplitude and of 300 to 450 RPM for the speed.

---

\* GRADUATION WORK

\*\* PHYSICAL-MECHANICAL SCIENCES FACULTY, MECHANICAL ENGINEERING,  
ENG. ALFONSO GARCÍA

## INTRODUCCIÓN

En el campo de las vibraciones, la ciencia y la ingeniería se ocupan de eliminar o controlar los efectos no deseados o perjudiciales y generar o conservar las vibraciones benéficas, útiles o deseadas. Entre las vibraciones deseadas se encuentran las generadas por instrumentos musicales, sistemas aplicados en medicina y fisioterapia, aplicaciones industriales en diversos campos tales como minería, industria química, transporte y manejo de materiales.

Los sistemas vibratorios para transporte, clasificación y procesamiento de material granular, son de gran aplicación en nuestro país debido a la producción agrícola, la explotación minera, la industria del cemento y la construcción, así como otros sectores que influyen notablemente en la economía nacional.

Con el propósito de fomentar el desarrollo de tecnología y propiciar la adquisición de conocimiento en el campo de los sistemas vibratorios y sus aplicaciones, se decide realizar este proyecto consistente en el estudio, diseño y construcción de un prototipo experimental de sistema vibratorio para transporte y clasificación de material granular.

El sistema desarrollado opera en un ciclo completo formado por tres subsistemas o módulos: transporte, clasificación y retroalimentación. Mediante un motor eléctrico de velocidad variable que acciona un mecanismo de biela y manivela, se aplica el movimiento vibratorio al subsistema de transporte, el cual a través de un resorte conector excita la vibración del subsistema de clasificación. El material de experimentación pasa del módulo

de transporte vibratorio al módulo de clasificación, donde es separado y descargado en la tolva de un transportador de arrastre por paletas, que se encarga de llevarlo nuevamente a la entrada del módulo de transporte vibratorio.

Se realizaron experiencias de transporte y clasificación de material granular como polietileno, frijol, sorgo, lenteja y maíz, en diferentes condiciones de operación para observar el comportamiento al variar los parámetros de velocidad, amplitud del movimiento, longitud e inclinación de los flejes, cuyos resultados están consignados en el texto.

El prototipo construido es un medio didáctico apropiado para la realización de experiencias docentes en el campo de las vibraciones y constituye un aporte significativo para la formación de profesionales en Ingeniería Mecánica.

Las memorias del trabajo están organizadas en seis capítulos, en la misma secuencia lógica en que fue desarrollado.

En el primer capítulo se presenta una compilación teórica sobre transporte y manejo de material granular.

El segundo capítulo se dedica al estudio de sistemas de transporte y clasificación de materiales haciendo énfasis en el estudio de sistemas vibratorios.

En el tercer capítulo se presenta el análisis cinemático del sistema de transporte vibratorio, contemplando variaciones en los parámetros cinemáticos y en la geometría de los componentes.

En el cuarto capítulo se desarrolla el estudio de cinética para las condiciones de mayor exigencia en el funcionamiento del sistema y se realizan los cálculos requeridos para el diseño de los principales elementos.

En el quinto capítulo se presenta el diseño de los elementos y de cada uno de los tres subsistemas que conforman el prototipo construido, incluyendo recomendaciones para su operación y mantenimiento.

En el sexto capítulo se describe la metodología seguida en la experimentación y se presenta un resumen de las pruebas realizadas y los resultados obtenidos

## 1. TRANSPORTE DE SÓLIDOS A GRANEL

Se puede definir material granular como el formado por un conjunto de múltiples partículas sólidas de cualquier tamaño. El material granular es una de las formas más comunes en que se presentan los sólidos en la industria mundial. En peso, se calcula que en la actualidad aproximadamente el 75% de la materia prima y el 50% de los productos de la industria química se presentan en esta forma.

Las industrias química, farmacéutica, agroalimenticia, minera, metalúrgica y de construcción hacen uso de material granular en sus procesos y aplicaciones. Azúcar, sal, harina, cemento, arena y pastillas son ejemplos de productos que se utilizan habitualmente y que están formados por infinidad de partículas sólidas.

A pesar de su apariencia simple, el material granular presenta un amplio rango de comportamientos complejos que están lejos de ser explorados en su totalidad.

Considerado por algunos como el cuarto estado de la materia, se comporta a veces como un sólido (se deforma ante cargas), a veces como un líquido (se derrama y puede fluir), otras como un gas (se puede comprimir hasta cierto límite y está formado por partículas sin enlace) y a menudo de forma peculiarmente suya. Pese a estas propiedades, el material granular no ha recibido mucha atención hasta los últimos años. A diferencia de la mecánica de fluidos, el análisis del comportamiento del material granular se relegó a un segundo plano donde permaneció olvidado hasta que los avances computacionales de los años 80 permitieron abordarlo de nuevo con mayores probabilidades de éxito. Hasta hace tan sólo una década, los diseño

industriales relacionados con material granular, como silos, tolvas y cangilones se basaban en simples estudios experimentales de bajo rendimiento y sin soporte teórico. Los medios actuales permiten un acercamiento más eficaz hacia la optimización de estas estructuras, basándose en resultados más rigurosos y más precisos.

Para la manipulación del material granular se emplea diversa maquinaria como cintas transportadoras, cangilones y transportes vibrantes. En particular, los transportes vibrantes desplazan el material granular por el movimiento que transmite una superficie vibrante en contacto con las partículas.

La selección de equipos en lo que concierne a sistemas de transporte es muy amplia y difícil de concretar en un estudio teórico. Debido a esto se torna complicado dar normas específicas, para la adopción y montaje de un transportador en una determinada planta. Sin embargo no ha de omitirse la mención de algunas variables que son tomadas como referencia para dicha adopción:

- Material

- Capacidad de transporte

- Disposición de planta física

- Continuidad de la operación

- Condiciones de trabajo y duración prevista de la instalación

Cuando las distancias son más o menos grandes y la capacidad (toneladas por hora) son importantes, la banda transportadora es el medio de transporte más adecuado, sin embargo su uso está limitado por la temperatura del material a transportar. Si el espacio en la planta es restringido y las capacidades no son elevadas, puede recomendarse el uso de elevadores de

cangilones. Para vaciado de tolvas y recorridos muy pequeños los alimentadores vibrantes son los elementos idóneos. Si se trata de manejar materiales de gránulos muy grandes o a temperaturas elevadas, puede recomendarse los transportadores por bandejas. En espacios limitados en donde se exija gran limpieza, y cuyos recorridos sean medianos pueden emplearse los transportadores de tipo tornillo y los de flujo continuo. En condiciones de mal mantenimiento, tal como en las minas, los transportadores blindados son los más empleados.

Para una buena selección de un sistema de transporte, se recomienda tener en cuenta la experiencia que se tenga sobre la manipulación del material granular. Los fabricantes han desarrollado cartas que pueden ser provechosas en la eliminación temprana de ciertas clases de equipos como se observa en la tabla 1 que se presenta a continuación.

Desde el punto de vista de la factibilidad de uno u otro tipo de transportador, no existen normas concretas fijadas para su selección ya que mientras no primen condiciones muy especiales, es posible adoptar diversos tipos de transporte que cumplan la finalidad propuesta.

**Tabla 1. Tipos recomendados de transportadores y elevadores para material a granel.**

Material	Condición Física	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Reacción sobre el Transportador	Transportador Recomendado	Elevador Recomendado	Comentario
Algodón, semilla de	Granular	560 - 641	A veces se pega	a, b, c, d, e	g, h	
Almidón	Pulverizado	480 - 641		a, b, c, e	g, c	Polvo Explosivo
Alumbre	Granular	961 - 1041	Abrasivo	a, b, c, e	g, h	
Aluminio, óxido de	Pulverizado	961	Abrasivo	a, e	g	
Amonio, nitrato de	Húmedo	1041	Se adhiere	c, e	g, h	Pegajoso
Amonio, nitrato de	Pulverizado	993	Higroscópico	b, c, e	g, h	
Arcillas	Pulverizado	560 - 961	Se adhiere	a, b, c, e	g, h	Difícil de correr
Arena, seca	Granular	144 - 1762	Abrasivo	a, e, f, i	g, h	
Arena, húmeda	Granular	144 - 1762	Pegajoso	a, e, f, i	g, h	
Arsénico, sales de	Pulverizado	1602	Fuerte	c, e	g, h	Veneno
Aserrín	Granular	240 - 320	Corrosivo si está húmedo	a, b, c, d, e, i	g, h, c	
Azúcar sin refinar	Granular	881 - 1041	Pegajosa	a, b, c, e	g	
Azúcar Refinada	Granular	801 - 881		a, b, c, e	g	Manejo cuidadoso
Azufre	Pulverizado	881	Corrosivo si está húmedo	a, b, c, e	g, h	Riesgo de explosión
Bórax	Pulverizado	801 - 1121	Abrasivo	a, b, c, d, e	g, h	
Café, granos de	Granular	641 - 721		a, c, e, i	g, h	Frágil
Cal en guijarros	Granular	881		a, b, c, e	g, h	
Caliza en polvo	Pulverizado	1361 - 1522	Abrasivo	a, b, e	g	
Carbón (Pastillas)	Granular	641		a, e, i	g, h	Frágil
Carbón antracita	En pedazos gruesos	801		a, b, c, e, i	g, h	
Carbón tamaño para vapor	Granular	801		a, b, c, d, e	g, h, c	
Carbón bituminoso, galleta	En pedazos	801		a, b, e	h	
Carbón bituminoso menudo	Granular	801		a, b, c, d, e, i	g, h, c	
Cemento, seco	Pulverizado	1441 - 1602		a, c, d, e	g, h	Forma bolas
Cenizas secas	Granular	561 - 641	Abrasivo	d, f	h	Producen polvo
Cenizas mojadas	Pegajosa	721 - 801	Abrasivo, corrosivo	F	h	
Ceniza voladora (Limpia)	Pulverizado	561 - 721	Abrasivo suave	a, b, c, d, e	g, h, c	Corre libremente
Maíz en hojuelas	Granular	721	Corteza abrasiva	a, c, e	g, h, c	
Cinc, óxido de	Pulverizado	320 - 561	Forma bolas	a, b, c, d, e	g	Evita la decoloración
Cinc, sulfato de	Pulverizado	1121		a, b, c, d, e	g	Forma bolas
Cola	Granular	721		a, c, e	g, h, c	Consérvese fresca
Combust. madera triturada	Fibroso	240 - 480	Puede pegarse	a, b, d, e	g	
Copra molida	Pulverizado	641	Puede ser abrasivo	a, b, c, e	g, h	Pegajosa
Coque de Petróleo	En pedazos	673	Abrasivo ligero	a, b, c, e, i	g, h	
Corcho molido	Pulverizado	80 - 240		a, b, c, d, e	g, h	Difícil de correr
Creta	Pulverizado	1121 - 1201		a, b, c, d, e	g, h, c	Difícil de correr

Material	Condición Física	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Reacción sobre el Transportador	Transportador Recomendado	Elevador Recomendado	Comentario
Grafito (Harina)	Pulverizado	641	Lubricante	a, b, c, d, e	g, h, c	
Grano Cervecerero, caliente	Granular	881	Corrosivo	c, e, i	g, h	
Grava	Granular	1602	Abrasivo	a, e, f, i	g, h	
Hollín	Pulverizado	1602	Abrasivo	b, d, e, f	g, h	
Hueso molido	Pulverizado	881 - 961		a, b, c, d, e	g, h, c	
Hule, pedacería	Fibroso	801		a, b, e	g, h	Difícil de correr
Jabón en hojuelas	Granular	160 - 320	Pegajoso si está caliente	a, c, e	g	Frágil
Lino, semilla de	Granular	721	Corteza abrasiva	a, b, c, d, e	g, h, c	Corre libremente
Lodo de agua de cloaca	Pulverizado	961	Abrasivo	a, b, e, f	g	Húmedo es pegajoso
Madera, viruta de	Granular	288 - 320	Corrosivo si está mojado	a, c, d, e, i	g, c	Puede formar arcos
Malta	Seca	721	Puede ser pegajoso	a, b, c, d, e	g, h	
Mica, en polvo	Pulverizado	320 - 480	Corre libremente	a, b, c, d, e	g, h, c	Produce polvo
Minerales pesados	En pedazos	1602		a, b, f	g, h	Pueden ser tenaces
Molibdeno, concentrado de	Pulverizado	1762	Abrasivo	a, b, d	h	Pegajoso
Plomo, sales de	Pulverizado	961 - 2403	Difícil de correr	a, b, c, e	g, h	Veneno
Polvos Metálicos	Pulverizado	801 - 1602	Abrasivo	a, b, c, d, e	g, h	
Pómez	Pulverizado	721	Abrasivo suave	a, b, c, d, e	g, h, c	Pule las superficies
Sal gruesa	Granular	801	Higroscópica	a, b, c, e	g, h	Mojada es corrosiva
Sal en terrones	Pulverizado	1201 - 1522		a, b, c, d, e	g, h	Corre libremente
Salvado	Granular	256 - 320		a, b, c, d, e	g, h	A veces pegajoso
Sílice, harina de	Pulverizado	1281	Abrasivo	a, d, e	g	Difícil de correr
Soya, harina de	Pulverizado	480	Pegajoso	a, b, c, e	g, c	
Tabaco, tallos de	Fibroso	400		a, b, d, e, i	g	Difícil de correr
Talco	Pulverizado	801 - 961	Abrasivo suave	a, b, c, d, e, i	g, h	Se adhiere al metal
Trigo	Granular	769	Corre libremente	a, c, d, e	g, c	Consérvese limpio
Vidrio machacado	Granular	1281 - 1602	Abrasivo, corrosivo	a, b, e	g, h	
Vidrio, hornada de	Granular	1281	Abrasivo	a, b, e	g, h	
Yeso	Pulverizado	961		a, b, c, e	g, h	

### Explicación de las letras simbólicas:

- |   |                                   |   |                                    |
|---|-----------------------------------|---|------------------------------------|
| a | Banda Transportadora              | B | Transportadores de Paletas         |
| c | Transportadores de flujo continuo | D | Transportador Neumático            |
| e | Transportador de tornillo         | F | Transportador Cadena de arrastre   |
|   | Transportador de banda y cangilón | H | Transportador de cadena y cangilón |

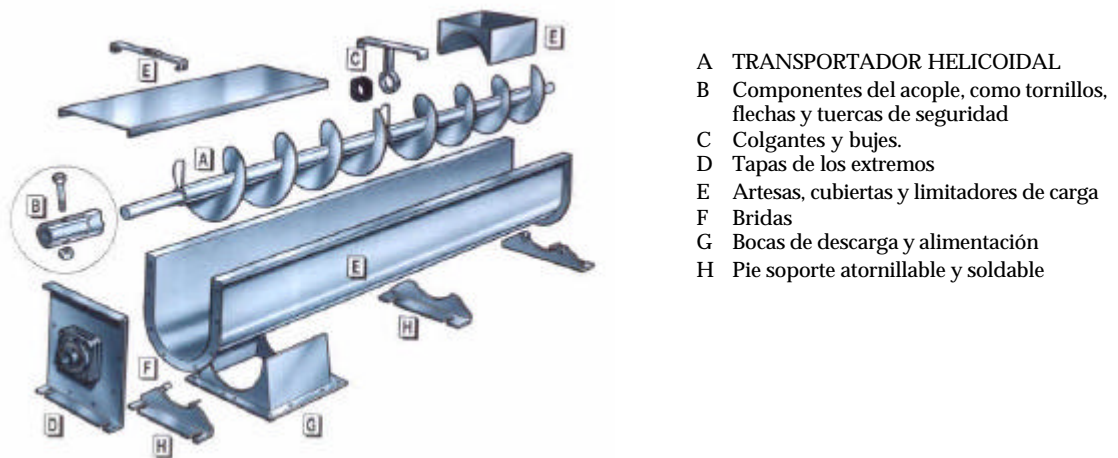
Fuente: PINEDA, Carlos. Trabajo de grado "Banco de transporte Neumático y Vibratorio. Bucaramanga, UIS 1982, p. 9

## 1.1 TIPOS DE TRANSPORTADORES

Los transportadores se clasifican según los elementos que lo componen. En general son los siguientes:

**1.1.1 Transportador de Tornillo Helicoidal<sup>1</sup>.** El transportador de tornillo helicoidal, sinfín o de gusano es uno de los tipos de transportadores más antiguos y versátiles. Consiste en un sistema de aspas helicoidales, montadas en una tubería o en un eje y que giran en una artesa. La potencia de transporte debe transmitirse a través del eje o la tubería y se ve limitada por el tamaño permisible de sus piezas.

**Figura 1. Transportador de tornillo helicoidal.**



Fuente: SCREWCONVEYOR. Componentes del transportador helicoidal [on line]. México, enero 2003 [ citado febrero 2003]. Disponible en Internet: <<http://www.screwconveyorcorp.com/mexscrift.htm>>.

Además de su capacidad de transporte, los transportadores de tornillos sinfín pueden adaptarse a una gran variedad de operaciones de procesamiento. Se puede lograr casi cualquier grado de mezcla con transportadores de

tornillo sinfín de aspas cortadas; cortadas y plegadas o remplazadas mediante una serie de paletas. El uso de aspas de caucho permite manejar materiales pegajosos. Las unidades de aspa escalonadas cónicas y de paso variable pueden proporcionar un control excelente para las aplicaciones de alimentación o en los transportadores que se requiera un control preciso del índice de desplazamiento. Se usan tornillos de paso corto para aplicaciones de desplazamiento inclinado y vertical y unidades de paso corto y aspas dobles, que evitan eficientemente la acción de inundación. Además de una gran variedad de diseños de componentes, los transportadores de tornillos sin fin pueden fabricarse en diferentes materiales que van desde hierro colado hasta acero inoxidable. Entre las ventajas de este sistema respecto de los otros, se destacan; su estanqueidad con lo cual evita la formación de polvo, el poco espacio ocupado transversalmente, su utilidad como mezclador y transportador al mismo tiempo en caso de procesos que así lo requieran, su gran utilidad como dosificador en rangos finos, bastando acoplar a su eje un reductor final de velocidad variable, tienen un costo inicial bajo y, cuando están diseñados correctamente, mantenimiento bajo.

**1.1.2 Transportadores de Banda.** Los transportadores de banda se utilizan de manera universal. Pueden recorrer distancias hasta velocidades de  $5\text{ m/s}$  y manejar hasta  $5000\text{ ton/h}$ . También pueden funcionar en distancias cortas a velocidades suficientemente lentas para la recolección manual.

Para el diseño de un transportador de banda se deben tener en cuenta los siguientes factores:

Peso del material por metro cúbico de banda.

Tamaño de los terrones del material.

---

<sup>1</sup> PERRY, John. Manual del Ingeniero Químico. Editorial Hispano-Americana, México, 1995, p. 7-7,7-8.

Temperatura y actividad química del material.

Humedad.

Las condiciones operacionales que afectan al diseño de estos transportadores incluyen el clima, el ambiente y las horas de servicio continuo. Los ambientes de alta temperatura o de atmósfera corrosiva pueden afectar la banda, la maquinaria y la estructura.

**1.1.3 Elevadores de Cangilones.** Los elevadores de cangilones son las unidades más sencillas y seguras para desplazamientos verticales de materiales. Existen en una gama amplia de capacidades y pueden funcionar totalmente al aire libre o encerrados. Las principales variaciones de calidad son las del espesor de los recubrimientos, el espesor de los cangilones, la calidad de la banda o la cadena y los equipos de impulsión.

Existe gran variedad de elevadores de cangilones entre estos se tienen:

Elevadores de cangilones espaciados y descarga centrífuga.

Elevadores de cangilones espaciados y descarga positiva.

Elevadores de cangilones continuos.

Elevadores de cangilones continuos de capacidad superior.

Elevadores transportadores de cangilones en V.

Montacargas de cajón.

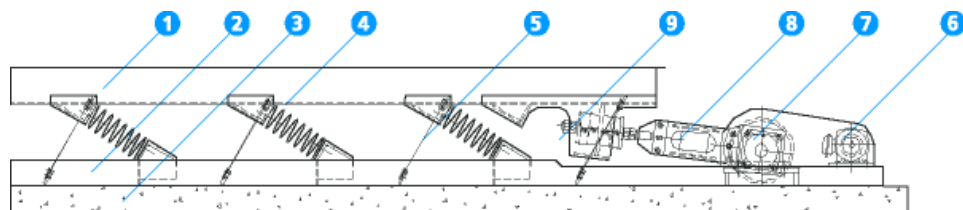
**1.1.4 Transportadores Vibratorios u Oscilantes<sup>2</sup>.** La mayoría de los transportadores vibratorios son esencialmente de impulso direccional que consisten en una placa horizontal sobre resortes, que vibra gracias a un

---

<sup>2</sup> MAVI MÁQUINAS VIBRATORIAS LTDA. Principio de funcionamiento del transportador vibratorio Revitran [on line]. Brasil, noviembre 2002 [citado febrero 2003]. Disponible en Internet: <[http://www. Mavi.com.br/brasil/revitran/funcio.htm/](http://www.Mavi.com.br/brasil/revitran/funcio.htm/)>.

brazo excéntrico de conexión directa, pesos excéntricos giratorios, o electroimán o un cilindro neumático o hidráulico. El movimiento impartido a las partículas de material puede variar pero su finalidad es la de impulsar el material hacia arriba y hacia adelante, de modo que se desplace a lo largo de la trayectoria del transportador en una serie de saltos cortos.

**Figura 2. Transportador vibratorio.**



- |   |                            |
|---|----------------------------|
| ① Bandeja transportadora                        | ⑥ Motor                    |
| ② Contrapeso                                    | ⑦ Transmisión reductora    |
| ③ Composición de las fundaciones                | ⑧ Sistema biela – manivela |
| ④ Material a transportar                        | ⑨ Muecas de acoplamiento   |
| ⑤ Flejes planos laterales (guía del movimiento) |                            |

Fuente: MAVI MÁQUINAS VIBRATORIAS LTDA. Principio de funcionamiento del transportador vibratorio Revitran [on line]. Brasil, noviembre 2002 [citado febrero 2003]. Disponible en Internet: <[http://www. Mavi.com.br/brasil/revitran/funcio.htm](http://www.Mavi.com.br/brasil/revitran/funcio.htm)>.

La capacidad de estos transportadores está determinada por:

Magnitud de desplazamiento de la artesa.

Angulo de impulsión.

Frecuencia del desplazamiento.

Pendiente del canal.

Impulso direccional de la artesa.

Para tener un transporte adecuado, se debe tener en cuenta un factor muy importante: el material, debe tener un elevado factor de fricción interna, para que la acción del transporte se transmita a lo largo de toda la profundidad. También debe ser lo suficientemente denso, para minimizar los efectos de la resistencia que opone el aire en su trayectoria. Las pruebas han demostrado que se manejan mejor los materiales granulares que los pulverizados y mejor las formas planas o irregulares que las esféricas.

**1.1.5 Transportadores Neumáticos.** Los transportadores neumáticos llevan material seco, granulado, de libre circulación en suspensión dentro de un tubo o conducto por medio de una corriente de aire con alta velocidad o por la energía de expansión de aire comprimido dentro de una columna de alta densidad relativa, de material fluidificado o aireado.

Sus usos principales son:

Recolección de polvo.

Transporte de materiales blandos (granos, alimentos secos, productos químicos, astilla de madera, etc.).

Transporte de materiales duros (ceniza volátil, cemento, minerales metálicos, etc.).

La capacidad de un sistema neumático de transporte depende de:

La densidad de masa del producto (además de la forma y tamaño de las partículas).

El contenido de energía del aire de transporte a lo largo de todo el sistema

El diámetro de la línea de transporte.

La longitud equivalente de la línea de transporte.

**1.1.6 Transportadores en masa o de flujo continuo.** En este tipo de transportador denominado en masa o de flujo continuo, se tiene una superficie que se arrastra transversalmente a través de una masa de material granular, en polvo o con terrones pequeños, llevando consigo una sección transversal del material.

El transportador de flujo continuo es una unidad totalmente cerrada, lo cual previene la contaminación, es especialmente bueno con los materiales no abrasivos, no requiere lubricación para la cadena, tiene una capacidad relativamente alta por unidad de área de sección transversal y puede seguir una trayectoria irregular en un plano simple, características que lo hacen extremadamente versátil.

Estos transportadores utilizan un elemento de transporte sostenido por medio de cadena (algunos se moldean con la cadena, diseñada con juntas fácilmente desmontables). Así, el elemento de conexión corre a lo largo de la parte exterior de la cubierta, por lo que las secciones delantera y trasera no se hacen excesivamente grandes debido a los elementos de proyección de transporte. Esto quiere decir que el material que se alimenta al transportador debe caer más allá del elemento de cadena y desplazarse en dirección inversa, antes de pasar al brazo real de transporte.

Debido a la fabricación necesaria de las cubiertas y el ajuste preciso de los elementos de transporte en su interior, los transportadores de flujo continuo suelen ser unidades costosas; sin embargo, ocupan poco espacio, tienen posibilidad de movimiento en más de un plano, necesitan poco soporte porque la cubierta forma una armazón rígida, pueden desplazarse en varias direcciones con una unidad simple, se autoalimentan y pueden descargarse en varios puntos. Estos factores pueden compensar con frecuencia lo que parece a veces un costo sumamente alto por metro. Puesto que es adaptable

a muchas operaciones de procesamiento, el transportador de flujo continuo se utiliza mucho en la industria química, donde existe una gran cantidad de manipulaciones o requerimientos para muchos puntos de alimentación y descarga. Los transportadores se pueden diseñar para que se limpien ellos mismos, con el fin de permitir el manejo de materiales diferentes en la misma unidad, sin contaminación.

La capacidad del transportador de flujo continuo depende del diseño particular que se utilice. Las velocidades limitantes están sujetas a controversias considerables. Los cálculos de potencia dependen de cierto número de constantes determinadas experimentalmente, que varían para los distintos diseños de transportadores. Uno de los factores que contribuyen a los requisitos totales de potencia es la energía que se requiere en las esquinas curvas, donde los tramos toman una posición radial y tienden a comprimir el material que se alimenta entre ellos, cuando corren en posiciones paralelas. Los materiales no compresibles pueden necesitar condiciones de alimentación y espacios libres. De esta forma, aunque los componentes de los transportadores se han normalizado de manera adecuada, muchos materiales no se desplazarán bien a menos que se realicen modificaciones especiales de diseño.

Dentro de los tipos más comunes de los transportadores de flujo continuo se tienen:

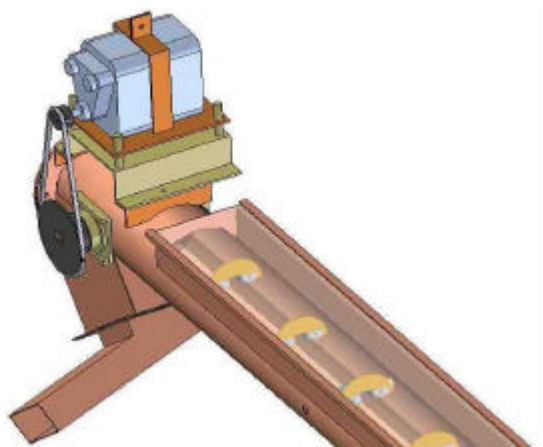
**1.1.6.1 Transportador de banda cerrada.** Este dispositivo, con cremallera cuyos dientes se engranan para formar un tubo cerrado, es particularmente adaptable para el problema de manejo de materiales frágiles que no pueden sufrir degradaciones. Puesto que la banda envuelve firmemente al material, este último se desplaza con ella y no se ve sujeto a ninguna forma de movimiento interno, excepto en los puntos de alimentación

y descarga. Además, la banda puede funcionar en muchos planos, con torsiones y vueltas para afrontar casi cualquier condición de disposición dentro de los límites fijos de curvatura de la banda cargada. Puede transportar y elevar con una sola unidad motriz y es fácil disponer puntos múltiples de alimentación y descarga.

**1.1.6.2 Transportadores de mandil o banda articulada.** Probablemente los más comunes dentro de los transportadores de cadena, éstos existen en una gran variedad de diseños para desplazamientos horizontales como inclinados. Su aplicación primordial es para la alimentación de materiales a índices controlados, con tamaños de terrones que son suficientemente grandes para minimizar el escurrimiento. El diseño típico es una serie de plataformas montadas entre dos tramos de cadena de rodillos, con placas sobrepuestas para eliminar el escurrimiento y equipados frecuentemente con placas en los extremos para cargas más profundas.

**1.1.6.3 Transportadores de paleta.** El dispositivo de retroalimentación del Sistema Vibratorio para Transporte y Clasificación de Material Granular seleccionado fue un transportador de cadena, figura 3, cuyas características se describen a continuación.

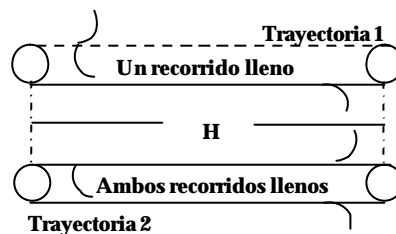
**Figura 3. Transportador de flujo continuo tipo paleta.**



Los transportadores de paletas se utilizan para mover materiales granulares, en terrones o pulverizados, a lo largo de una trayectoria horizontal o sobre un plano inclinado (generalmente no superior 45°). Consisten básicamente de una cadena, en cuyos eslabones van unidos las paletas que se encargan de arrastrar el material, son autocargables, es decir, no requieren de un alimentador. La mayoría de las aplicaciones de los transportadores de paleta son diseños abiertos para operaciones de transporte en bruto, pero algunos se construyen con cubiertas totalmente cerradas.

Determinación de la potencia para un transportador de flujo continuo<sup>3</sup>. Para el cálculo de la potencia del motor de un transportador de flujo continuo se emplean las siguientes fórmulas, dependiendo de la trayectoria que ha de seguir el material:

**Figura 4. Trayectoria 1 y 2.**



*Trayectoria 1*

$$Pot. = TPH \times H \times 0.002 \times C$$

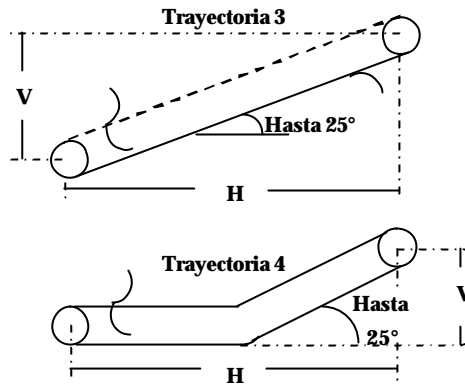
*Trayectoria 2*

$$Pot. = TPH \times H \times 0.004 \times C$$

---

<sup>3</sup> HUDSON, Wilbur. Conveyors and related equipment. New York, 1963, p. 143 - 147.

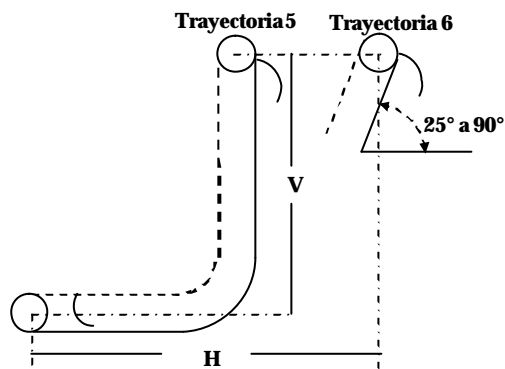
**Figura 5. Trayectorias 3 y 4.**



Trayectorias 3 y 4

$$Pot.=TPH \times (H \times 0.002 + V \times 0.001) \times C$$

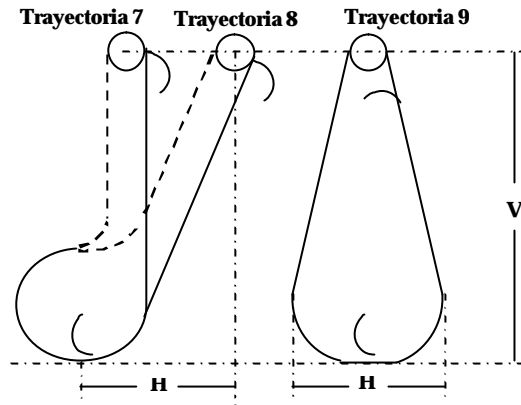
**Figura 6. Trayectorias 5 y 6.**



Trayectorias 5 y 6

$$Pot.=TPH \times (H \times 0.0032 + V \times 0.003) \times C$$

**Figura 7. Trayectoria 7, 8 y 9.**



*Trayectoria 7*

$$Pot.=TPH \times (V + 3) \times 0.003 \times C$$

*Trayectoria 8*

$$Pot.= TPH \times (H * 0.002 + V \times 0.003) \times C$$

*Trayectoria 9*

$$Pot.=TPH \times (H \times 0.0035 + V \times 0.003) \times C$$

*Pot.:* Potencia del motor, en *HP*

*TPH :* Toneladas por hora

*C :* Factor del material, se obtiene de la Tabla 2

*H :* Distancia horizontal, en *ft*

*V :* Distancia vertical, en *ft*

**Tabla 2. Factores del material, C.**

C = 1		
Salvado	Grafito	Soya
Café	Nuez	Coco
Grano de cacao	Jabón en escamas	Almendra de coco
Semilla de lino		
C = 1.2		
Carbón	Carbón vegetal	Harina de soya
Semilla de café	Harina	Trigo
	Aserrín	Astillas de madera (Secas)
C = 1.5		
Frijol	Sal pulverizada	Talco
Almidón pulverizado	Sal en piedras	Astillas de madera (Húmedas)
C = 2		
Arcilla	Almidón granular	Carbonato sódico anhidro ligero
Ceniza	Azúcar granular	Oxido de Zinc
Cal	Azúcar pulverizada	
C = 2.2 a 2.5		
Alumbre	Carbonato sódico anhidro	Desechos del tabaco
Bórax	pesado	Piedra caliza pulverizada
	Corcho	

## 1.2 PAUTAS GENERALES DE DISEÑO DE UN TRANSPORTADOR

Aunque de uno a otro tipo de transportador existen diferencias en su configuración, son imprescindibles ciertos datos para el diseño y selección de los elementos que lo componen, como son:

**1.2.1 Capacidad a transportar (toneladas por hora).** De acuerdo al material y sus características físicas serán parámetros prefijados el tonelaje, velocidad y volumen de material transportado.

**1.2.2 Características físicas del material.** Se deben tener en cuenta las siguientes: granulometría en cuanto a tamaños en pulgadas o milímetros, fluidez, abrasividad, humedad, fragilidad, temperatura y otras muy específicas como toxicidad, pureza, facilidad de tomar humedad del ambiente (materiales higroscópicos), pegajoso, pulverulento, tóxico, facilidad de ignición entre otras.

**1.2.3 Distancia por cubrir.** Tanto en dirección horizontal, como vertical o en forma inclinada, subiendo o bajando el material, y por tanto la diferencia de niveles entre los puntos inicial y final. De dicho análisis llegamos a adoptar un solo tipo de transportador, o una combinación de dos o más de ellos, según más convenga desde el punto de vista técnico y económico.

**1.2.4 Continuidad de la operación.** Se debe tratar en cuanto sea posible, que los elementos de transporte tengan la menor posibilidad de parada, para evitar costos adicionales por materiales estancados.

**1.2.5 Condiciones de trabajo y duración prevista de la instalación.** Según las condiciones en las que se encuentre el equipo: a la intemperie, bajo cubierta, en clima frío o cálido y según la duración: ocasional o permanente.

**1.2.6 Disposición de planta física.** La planta física se dispondrá teniendo en cuenta tanto la distribución en planta como el espacio disponible.

Con los datos anteriores ya definidos se entra a ejecutar el cálculo, diseño y selección de los diferentes equipos, teniendo en cuenta cada uno de los siguientes parámetros por recomendación o adopción de tablas ya establecidas por las casas de fabricantes.

**1.2.7 Velocidad.** Por tablas se da la máxima permisible, según la clase y tamaño de material, de acuerdo a códigos establecidos en los catálogos o según el tipo de material, uniforme o no uniforme.

**1.2.8 Potencia.** Por norma se calcula de acuerdo a fórmulas clasificándola así:

Potencia para mover la carga horizontalmente.

Potencia para mover la carga verticalmente.

Potencia para mover el transportador vacío.

Potencia para mover mecanismos auxiliares, tales como descargador, limpiadores de banda, dosificadores, etc.

**1.2.9 Dimensiones de elementos del transportador.** También definidas en tablas y que vienen a determinar la magnitud de ciertos elementos tales como: ancho de banda y espesor de la misma en función de tensiones y esfuerzo admisible del material, tipo de cadena si es transportador metálico; longitud, anchura y proyección, si se trata de elevadores de cangilones; diámetro de hélice y paso, si es tornillo transportador; o diámetro de tubería si se trata de transporte neumático.

Así mismo caen en este punto las dimensiones de accesorios tales como: tambores y rodillos soportes de banda, tensores, dosificadores y tolvas de almacenamiento y otros especiales para cada sistema en particular, al igual que los elementos estructurales soportes como bastidor de todo el conjunto.

## **2. TRANSPORTE Y CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR POR VIBRACIONES**

### **2.1 TRANSPORTE VIBRATORIO DE MATERIAL GRANULAR**

El transporte vibratorio es uno de los sistemas ampliamente utilizados por la industria para el manejo de materiales a granel.

Los transportadores vibratorios también llamados de sacudidas o de inercia, están constituidos por una placa horizontal en forma de canal, sostenida por muelles, flejes inclinados, o por rodillos accionados mediante un movimiento apropiado de vaivén, que obliga al material a recorrer determinado espacio, en parte debido a variaciones en la aceleración y en parte a causa del menor coeficiente de rozamiento del material que arrastra, comparado con el coeficiente de rozamiento estático.

El canal en el movimiento de ida (avance) cumple casi tres cuartas partes del recorrido a velocidad constante o creciente, logrando luego la velocidad máxima de avance seguida por un rápido frenado; en este punto el material que estaba adherido al canal moviéndose con éste, es arrojado hacia adelante debido a las variaciones bruscas y repentinas de la velocidad y continúa deslizándose sobre el canal, mientras este último retrocede y cumple rápidamente el recorrido de retorno. Para lograr el máximo rendimiento es conveniente que la fuerza viva adquirida por el material sea tal, que le permita desplazarse hacia adelante arrastrándose sobre el canal que retrocede, de tal forma que dicho material se detenga cuando el canal invirtiendo el sentido del movimiento vuelve a tomar el recorrido de ida; con esto el canal y el material avanzan juntos iniciando un ciclo igual al ya descrito.

**2.1.1 Clasificación de los transportadores vibratorios.** Los transportadores vibratorios se clasifican:

**2.1.1.1 Según la forma de contacto entre material y canal.** De acuerdo con la forma en que el material gravita sobre la bandeja transportadora, los sistemas vibratorios pueden clasificarse a su vez en dos tipos:

- ✓ De presión adherente constante.
- ✓ De presión adherente variable.

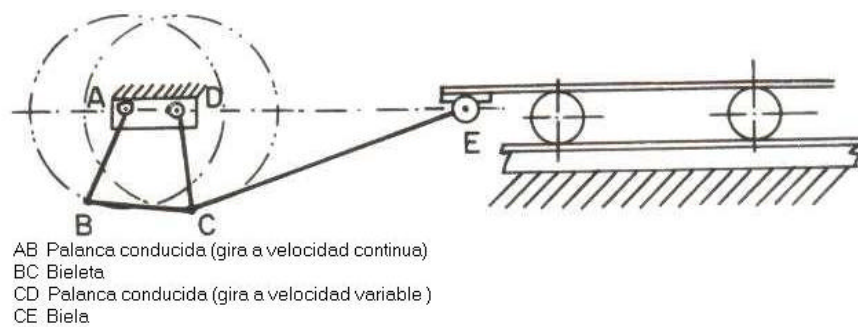
La transferencia del movimiento vibratorio producido por el generador de vibraciones al material, se verifica por la adherencia del material al canal, el cual está solidariamente unido al generador de vibraciones.

✓ *Sistemas de presión adherente constante.* En los sistemas vibratorios de este tipo, el movimiento de la bandeja es paralelo al plano inicial de la misma. Para su análisis, se elige el caso más común, que es el de accionamiento con articulación de cuatro barras y desplazamiento horizontal de la bandeja.

En la figura 8 se observa la disposición de este mecanismo, en el cual mediante un dimensionamiento apropiado de las cuatro barras se puede lograr que la velocidad en la carrera de retorno sea mayor que la de avance, cuestión que es la base de funcionamiento de estos tipos de transportadores. En este caso la disposición biela-manivela no es apropiada debido a que éste sistema presenta una curva de velocidad simétrica en ambas carreras. El material se adhiere a la bandeja durante la carrera de avance, despegándose y deslizando sólo cuando la misma se mueve en la carrera de retorno, o sea, el material avanza con relación a la bandeja. Para lograr este funcionamiento es indispensable que existan ciertas relaciones entre el

coeficiente de fricción material–bandeja y la aceleración de la bandeja, las cuales se analizan a continuación.

**Figura 8. Transportador con accionamiento mediante articulación de cuatro barras.**



Fuente: PINEDA, Carlos. Banco de transporte neumático y vibratorio. Bucaramanga, 1982, p. 36.  
 Trabajo de grado. UIS.

Se tiene una partícula de material de masa  $m$  y peso  $G$ , la cual posee con la bandeja un coeficiente de rozamiento estático  $\mu_f$ , por lo tanto la fuerza de adherencia entre la partícula y la bandeja está dada por la ecuación (2.1).

$$F_1 = m_f G \quad (2.1)$$

Esta fuerza sería la necesaria para iniciar el movimiento de la partícula. A consecuencia del movimiento de la bandeja se le imprime una aceleración, verificándose la siguiente relación, según la ley de Newton:

$$F_1 = G m_f = m a_{av} = \frac{G}{g} a_{av} \quad (2.2)$$

de donde  $m_f = \frac{a_{av}}{g} \quad (2.3)$

Por tanto, para que la partícula no deslice se debe cumplir la relación establecida en la ecuación (2.4).

$$a_{av} \leq m_f g \quad (2.4)$$

En el momento en que la aceleración de avance,  $a_{av}$ , se hace mayor que  $m_f \cdot g$ , la partícula empieza a deslizar. Se supone por razones de sencillez, que cuando se ha iniciado el deslizamiento, el movimiento es uniformemente desacelerado; el coeficiente de fricción entre bandeja y material es llamado coeficiente de fricción dinámico y es inferior al estático.

Generalmente la aceleración en estos sistemas es del orden de  $0.3 g$  ( $g$ : gravedad) hacia adelante y 3 a 4 veces mayor en la carrera de retorno; en la tabla 3, se aprecian las características principales de estos sistemas.

**Tabla 3. Características principales de los sistemas de presión adherente constante.**

Amplitud de vaivén (mm)	Inclinación	Capacidad (ton / hora)	Velocidad (m / min)	Longitud máxima de transporte (m)
175	-5° 30'	54	5	140
	Horizontal	38	10	155
	+5° 30'	24	6,5	150
	-5° 30'	103	28	108
225	Horizontal	78	22	115
	+5° 30'	25	7	200

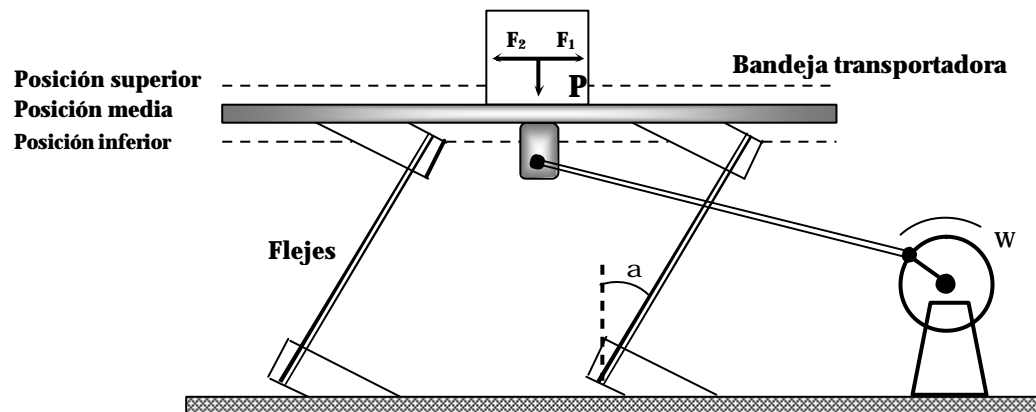
Fuente: PINEDA, Carlos. Banco de transporte neumático y vibratorio. Bucaramanga, 1982, p. 38. Trabajo de grado. UIS.

La velocidad de estos sistemas vibrantes es del orden de 100 vaivenes por minuto y la carrera máxima es de 30 centímetros aproximadamente.

✓ *Sistemas de presión de adherencia variable.* Estos sistemas realizan el movimiento de la bandeja con un ángulo de 15 a 30 grados con relación al plano inicial de la misma y comprenden un grupo mayor que los precedentes. Las oscilaciones son simétricas en su acción y su frecuencia mucho mayor, pero la amplitud de la oscilación es solo de 1.5 a 4 milímetros. Para efectos teóricos se asumirá que todos los movimientos efectuados por la bandeja son rectilíneos, aunque en la práctica no lo son.

Se estudiará el principio común a todos ellos, analizando la forma como actúan las fuerzas sobre una partícula determinada. La figura 9 muestra una de las primeras disposiciones constructivas. Se observa que los flejes forman un ángulo  $a$  con la vertical y que los desplazamientos se realizan normalmente a los mismos.

**Figura 9. Principio de los sistemas de presión de adherencia variable.**



Tomando como origen de tiempos y giros la posición de la manivela correspondiente a la posición media de la bandeja. Se verificará según los principios del movimiento armónico simple:

$$\text{Amplitud en el instante } t \text{ considerado: } A_t = r_m (1 - \cos wt) \quad (2.5)$$

$$\text{Velocidad en el instante } t: \dot{A}_t = V_t = r_m \omega (\text{sen } \omega t) \quad (2.6)$$

$$\text{Aceleración en el instante } t: \ddot{A}_t = a_t = -r_m \omega^2 (\text{cos } \omega t) \quad (2.7)$$

Siendo:  $r_m$  = Radio de la manivela

$\omega$  = Velocidad angular de la manivela

$A_t$  = Amplitud de la vibración en el instante  $t$  considerado

Los componentes respectivas de  $A_t$ ,  $V_t$  y  $a_t$  respecto a los ejes  $X$  y  $Y$  son:

$$X_t = A_t \cos \alpha, \quad Y_t = A_t \text{sen } \alpha$$

$$\dot{X}_t = V_t \cos \alpha, \quad \dot{Y}_t = V_t \text{sen } \alpha$$

$$\ddot{X}_t = a_t \cos \alpha, \quad \ddot{Y}_t = a_t \text{sen } \alpha$$

Ahora, considerando la partícula de masa  $m$  y peso  $G$  situada sobre la bandeja en su posición media, suponiendo que la partícula no desliza, estará sometida a un mayor empuje cuando la bandeja sube y por el contrario cuando la bandeja baja la partícula tiene la tendencia a despegarse. La presión sobre la partícula cuando sube la bandeja es:

$$P_s = G + \frac{G}{g} \ddot{Y}_t = G + \frac{G}{g} a_t \text{sen } \alpha \quad (2.8)$$

Por tanto:

$$P_s = (g + a_t \text{sen } \alpha) m \quad (2.9)$$

Como se ha supuesto que la partícula no desliza, la fuerza de adherencia será:

$$F_1 = P \mathbf{m}_f = (g + a_t \text{ sen } \mathbf{a}) m \mathbf{m}_f$$

Donde  $\mathbf{m}_f$ , es el coeficiente de rozamiento estático.

Sobre la misma partícula actúa una fuerza horizontal de valor:

$$F_2 = m a_t \cos \mathbf{a} \quad (2.10)$$

El equilibrio se logra cuando  $F_1 = F_2$ ; o sea:

$$(g + a_t \text{ sen } \mathbf{a}) m \mathbf{m}_f = m a_t \cos \mathbf{a}$$

De donde se obtiene la aceleración de la manivela en un instante  $t$  de subida:

$$a_{ts} = \frac{\mathbf{m}_f g}{\cos \mathbf{a} - \mathbf{m}_f \text{ sen } \mathbf{a}} = \frac{g}{\frac{\cos \mathbf{a}}{\mathbf{m}_f} - \text{sen } \mathbf{a}}$$

Este valor de  $a_{ts}$  corresponde a la aceleración crítica. Para valores mayores de la misma el material desliza. Es importante entonces que en el avance la  $a_t$  no sobrepase el valor de  $a_{ts}$ .

Analizando la bandeja cuando está bajando, la presión de la partícula sobre la misma es:

$$P = G - \frac{G}{g} a_t \text{ sen } \mathbf{a} \quad (2.11)$$

Y la fuerza de adherencia es:

$$F_a = (g - a_t \text{ sen } \mathbf{a}) m \mathbf{m}_m$$

El equilibrio en el retroceso se logra cuando  $F_a = F_2$ , o sea:

$$m a_t \cos \mathbf{a} = (g - a_t \sin \mathbf{a}) m \mathbf{m}_m$$

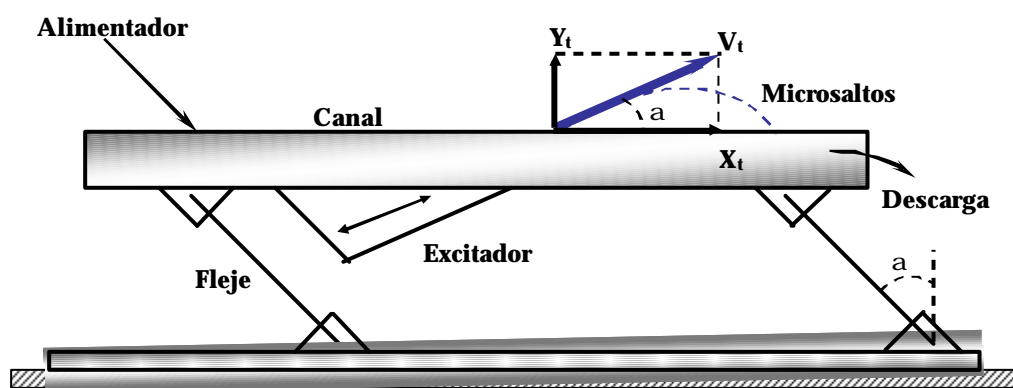
Siendo  $\mathbf{m}_m$  el coeficiente de rozamiento dinámico.

De donde se obtiene la aceleración de la manivela en un instante  $t$  de bajada:

$$a_{tb} = \frac{g \mathbf{m}_m}{\cos \mathbf{a} - \mathbf{m}_m \sin \mathbf{a}} = \frac{g}{\frac{\cos \mathbf{a}}{\mathbf{m}_m} - \sin \mathbf{a}}$$

Comparando  $a_{tb}$  con  $a_t$ , se observa que  $a_{tb}$  tiene valores menores. Por consiguiente, es posible encontrar un instante  $t$  en el cual el material no deslizará en el movimiento hacia adelante y sí en el retroceso, verificándose de esta manera el transporte, donde la partícula describe una trayectoria parabólica (microsalto), como se indica en la figura 10.

**Figura 10. Trayectoria teórica de la partícula.**



**2.1.1.2 Según el origen de la vibración.** De acuerdo con el método utilizado para generar la vibración, los sistemas vibrantes se dividen así:

- ✓ Por vibraciones eléctricas
- ✓ Por motores desequilibrados
- ✓ Por vibraciones mecánicas
- ✓ Por vibraciones causadas por medios hidráulicos y neumáticos

Cuando se hace referencia a estos tipos de sistemas, se deben considerar los parámetros principales que rigen su funcionamiento, los cuales son: la amplitud, que puede variar desde 2 hasta 200 milímetros; la frecuencia, que en su valor máximo es de 50Hz y la forma de la curva de amplitud en función del tiempo. Los desplazamientos del material se realizan en planos paralelos.

Las partes constitutivas más importantes de estos sistemas vibratorios son:

- a. La bandeja o canal soporte, sobre la cual desliza el material.
- b. El generador de vibraciones.
- c. El elemento elástico de suspensión.

En algunos casos se debe hablar de otro elemento constitutivo denominado contrapeso, el cual se emplea en instalaciones donde se requiere que las vibraciones producidas por el generador, no se transmitan a los fundamentos del vibrador.

✓ *Transportadores por Vibraciones Eléctricas.* Se caracterizan por el hecho de que no hay contacto entre la unidad motriz y el medio de transporte. Funcionan según un ciclo de impulso y liberación o impulso y empuje, utilizando corriente continua y electroimanes pulsantes o una corriente alterna combinada con imanes permanentes y electroimanes.

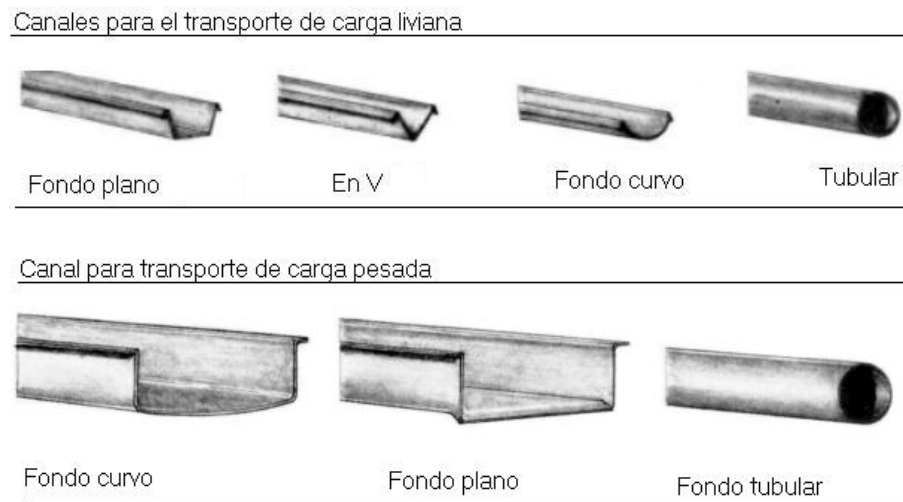
Este puede ser definido como un vibrador con varias unidades de fuerza, la longitud del transportador está dada por la distancia a la que se desea transportar el material. Los canales pueden ser abiertos o cerrados (tubular), de cualquier ancho, diámetro o longitud. La potencia es suministrada por todas las unidades de fuerza, el número y tamaño de éstas depende del tamaño del canal y de la operación en particular que se vaya a realizar con dicho transportador. La unidad de potencia puede estar localizada en la parte superior o inferior del canal. El transportador completo puede ser soportado o suspendido por una amortiguador de vibraciones, de tal manera que las vibraciones no se transmitan a la estructura. El movimiento del material es el mismo mostrado en la figura 11, debido a esto el desgaste del canal es muy pequeño cuando se transporta material abrasivo. Los transportadores por vibraciones eléctricas son suministrados en tamaños tubulares desde 4 hasta 26 pulgadas de diámetro.

En la estimación de la capacidad de los transportadores por vibraciones eléctricas, operando a nivel y manejando material granular, seco, de aproximadamente  $100 \text{ lb/ft}^3$ , se puede considerar que el material se desplaza a una velocidad entre 30 y 45 pies por minuto en ambos tipos de canal (abierto y cerrado o tubular). No obstante en el transportador de canal abierto la profundidad debe estar entre 6 y 9 pulgadas y en el tubular se considera a medio llenar. Cuando estos tipos operan con inclinaciones promedias de 10 grados, se incrementa la capacidad.

Los transportadores por vibraciones eléctricas son usados en el manejo de materiales calientes, abrasivos; materiales tóxicos con sus gases (en el tipo tubular), tales como aglomerado de hierro (sinter), aglomerado de plomo y aglomerado de Zinc; los cuales deben ser confinados dentro del transportador. También son empleados en instalaciones donde las bandejas deben ser autolimpiantes. La figura 11 ilustra las clases de canal. Estas

unidades son hechas para trabajo liviano o pesado y diseñadas para trabajar 24 horas con muy poco mantenimiento. Estos sistemas en algunos campos no compiten con las bandas, tornillos y cangilones, pero se podrán usar en el transporte de materiales que requieren control y con temperaturas altas que un transportador normal no puede manipular.

**Figura 11. Clases de canales.**



Fuente: VIBROMAQ. Características generales [on line]. Argentina [ citado junio 2004]. Disponible en Internet: <<http://www.vibromaq.com.ar/index.htm>>.

Velocidad del material. La velocidad del movimiento del material sobre el canal transportador depende de la amplitud de la vibración. La capacidad puede ser cambiada desde el mínimo hasta el máximo con el transportador en funcionamiento, controlando la magnitud de la corriente por medio de un reóstato y la carrera es controlada en forma manual por medio del reóstato.

Los transportadores por vibraciones eléctricas también pueden ser controlados automáticamente por peso, control automático de vibraciones o dosificando la demanda de corriente (amperaje). La respuesta de un vibrador

eléctrico es instantánea, porque estos no tienen partes mecánicas, las cuales requieren de tiempo para cambiar de posición. Pueden ser soportados o suspendidos por amortiguadores de choque. Cuando el transportador es apropiadamente instalado, la vibración no debe ser transmitida a la estructura; sin embargo, en la instalación de la unidad debe tenerse en cuenta el diseño de una estructura metálica que soportará el peso del vibrador más el peso de la carga.

El uso más frecuente de estas unidades es en el descargue de máquinas sinterizadoras, donde la temperatura promedio del material debe ser de 600 °F. Donde se transporta a altas temperaturas, las plataformas y los tubos pueden ser refrigerados con agua, y así, materiales a 1800 °F pueden ser transportados con seguridad. Naturalmente estos transportadores de acuerdo a su peso y tamaño no son muy económicos, lo cual ha originado el desarrollo de los transportadores por vibraciones mecánicas.

Transportadores accionados por Vibradores Electromagnéticos<sup>4</sup>. El vibrador electromagnético es un tipo de vibrador eléctrico, el cual forma parte del grupo denominado de presión adherente variable.

Esta compuesto principalmente por el vibrador electromagnético, el canal o bandeja transportadora, las suspensiones elásticas (pueden ser colgantes o apoyadas) y el equipo de control eléctrico.

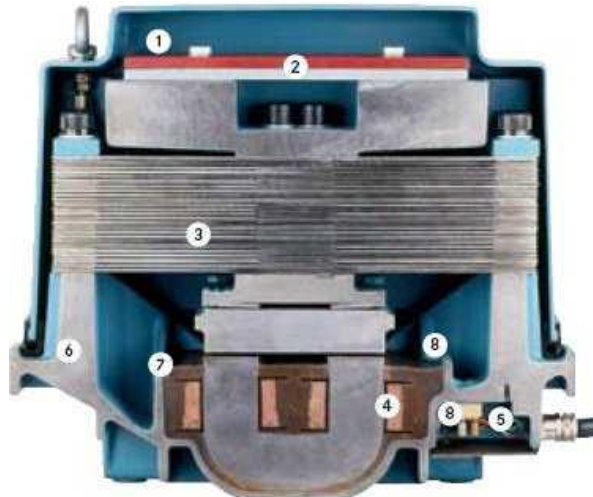
Partes del vibrador electromagnético. Para ilustrar la forma como está constituido un vibrador electromagnético, se muestra un corte en la figura 12, señalando cada una de sus partes.

---

<sup>4</sup> AVITEQ. Magnetic Vibrators [on line]. Disponible en Internet:  
<[http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_magnetvibratoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_magnetvibratoren-eng.html)>.

1. Cubierta
2. Contrapeso adicional
3. Juego de resortes
4. Electroimán
5. Cable de conexión
6. Carcaza
7. Transductor del movimiento vibratorio
8. Termistor

**Figura 12. Partes de un vibrador electromagnético.**



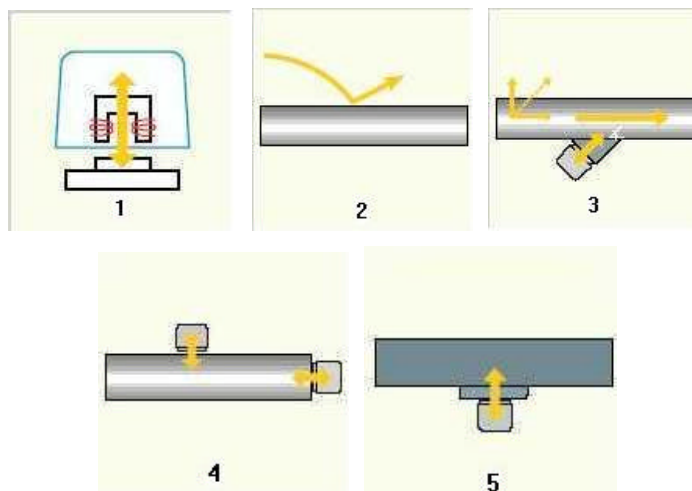
Fuente: AVITEQ. Magnetic Vibrators [on line]. Disponible en Internet:  
<[http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_magnetvibratoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_magnetvibratoren-eng.html)>.

Principio de operación del transportador:

1. Los vibradores electromagnéticos son sistemas resorte–masa que transmiten una vibración lineal alineada al canal transportador (abierto o cerrado), que está soportado en resortes e inclinado a un ángulo definido.
2. El material granular es transportado, describiendo un movimiento parabólico (microsaltos) debido a la vibración del dispositivo.

3. La dirección de transporte está dada por el ángulo de vibración y la fuerza resultante.
4. El equipo de transporte reversible necesita impulsos dispuestos en ángulos rectos. La dirección de transporte se cambia por inversión de la fase.
5. Por vibración de impacto o compactación los impulsos son posicionados en ángulos rectos a la superficie vibrante.

**Figura 13. Principio de funcionamiento de transportadores accionados por Vibradores Electromagnéticos.**



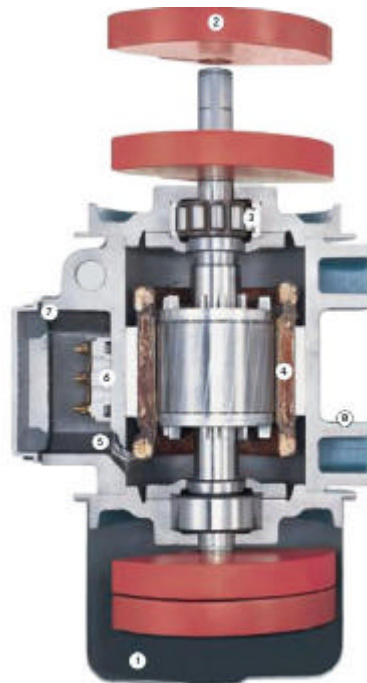
Fuente: AVITEQ. Magnetic Vibrators [on line]. Disponible en Internet:  
<[http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_magnetvibratoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_magnetvibratoren-eng.html)>.

✓ *Transportadores Vibratorios por motores desequilibrados.* Estos transportadores pueden manejar una amplia gama de materiales, desde tamaños gruesos hasta pulverulentos y la longitud máxima de transporte recomendada es de 5 metros.

El transportador se acciona mediante un motor desequilibrado (forma especial del motor eléctrico); se monta directamente sobre el dispositivo de trabajo (canal). No requiere de transmisión por correa, engranaje o levas. Los

movimientos vibratorios elípticos, circulares o lineales del dispositivo de trabajo pueden ser producidos dependiendo del arreglo del motor. Por ejemplo cuando se usan unidades de impulsión dobles, donde los motores rotan en direcciones opuestas, se produce un movimiento vibratorio lineal según lo requerido para transportadores longitudinales. La figura 14 ilustra el corte de un motor desequilibrado, señalando cada una de sus partes.

**Figura 14. Partes de un motor desequilibrado.**



Fuente: AVITEQ. Unbalanced motors [on line]. Disponible en Internet:  
<[http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_unwuchtmotoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_unwuchtmotoren-eng.html)>.

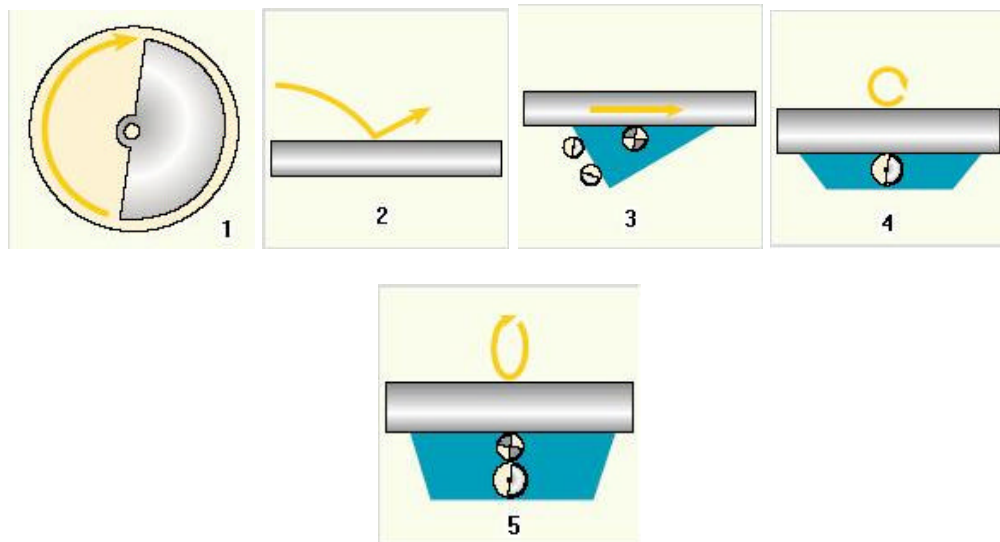
1. Cubierta
2. Pesos desbalanceados
3. Cojinetes del rotor
4. Bobina
5. Termistor

6. Tablero de control
7. Cable de conexión
8. Carcaza

El principio de operación del transportador accionado por motor desequilibrado se describe a continuación y es mostrado en la figura 15.

1. Los pesos desbalanceados producen una fuerza oscilante en el eje impulsor, que se encuentra fijo al dispositivo de trabajo, el cual está montado sobre resortes que lo obligan a vibrar en una dirección definida.
2. El material granular es transportado por un movimiento de microsaltos, debido a la vibración del equipo.
3. Para el movimiento vibratorio lineal se requieren dos motores desequilibrados que roten en sentidos opuestos.
4. Una sola impulsión montada en el centro de gravedad produce vibraciones circulares.
5. Una sola impulsión produce vibraciones elípticas cuando esta montada lejos del centro de gravedad.

**Figura 15. Principio de funcionamiento de transportadores vibratorios por motores desequilibrados.**



Fuente: AVITEQ. Unbalanced motors [on line]. Disponible en Internet:  
<[http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_unwuchtmotoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_unwuchtmotoren-eng.html)>.

Recomendaciones de construcción. Estos transportadores no pueden ser regulados en marcha, sino, cuando se encuentran fuera de operación. Sus masas son desplazables, pudiendo efectuarse una regulación escalonada, desde 60 a 100%.

El canal se coloca horizontalmente o con un ángulo favorable al desplazamiento del material, el cual no debe ser superior a 8 grados.

✓ *Transportadores por vibraciones mecánicas.* Estos transportadores fueron diseñados para manipular materiales con las mismas características que los transportados en vibradores eléctricos, sobre grandes distancias pero con más bajo costo que estos.

Una unidad de este tipo ofrece ventajas en autolimpieza, transporte de abrasivos y materiales desmenuzados, los cuales deben ser transportados

suavemente; también en los tubulares se pueden transportar sin peligro materiales calientes y con gases. Sin embargo, el transportador opera sobre los mismos principios del transportador eléctrico, las superficies resisten largos períodos al desgaste, ya que el material está siendo movido a saltos hacia delante. Donde se desee, la bandeja del transportador puede ser forrada con material resistente al desgaste.

Estos equipos se diseñan para funcionar en frecuencias específicas y no tienen un buen desempeño en otras frecuencias sin modificaciones cuidadosas del diseño. Por ende, no se adaptan a los cambios frecuentes de capacidad, excepto si se hace variar la profundidad del material alimentado a la artesa. Las unidades motrices excéntricas mantienen su frecuencia y la magnitud del golpeo sea cual sea la carga, por lo que las sobrecargas pueden provocar daños importantes en ellas. Los pesos excéntricos giratorios pueden proporcionar también la fuerza motriz y aun cuando mantiene una frecuencia constante, la magnitud del golpe se ve afectada de manera definitiva por la carga.

Los transportadores por vibraciones mecánicas se pueden clasificar desde dos puntos de vista:

a) De acuerdo al efecto que producen sobre la estructura: Dentro de estos se encuentran:

Transportador por vibraciones mecánicas no balanceado. Generalmente se transmite la vibración a la estructura del edificio donde ha sido instalado.

Transportador por vibraciones mecánicas balanceado o compensado. En estos se minimiza la transmisión de vibraciones al edificio donde se ha instalado.

b) Según su capacidad de transporte: En este rango se consideran los siguientes:

Transportadores por vibraciones mecánicas de baja capacidad. Estos transportadores pueden mover flujos de material desde 2 libras por hora hasta 30 toneladas por hora. Normalmente son de tipo no balanceado, por lo cual requieren de fundaciones firmes.

Estas unidades son pequeñas, compactas, de larga duración y de gran aceptación en la industria para transportar materiales a grandes distancias, debido a que son equipos simples y seguros.

Elementos constitutivos:

Plataforma o canal de transporte. Construido en anchos estándar de 5, 8, 12, 18 y 24 pulgadas.

Barras vibrantes, flejes o resortes espirales. Son los encargados de proveer la dirección del transporte así como la fuerza restauradora.

Base. Usualmente se construye en perfil con forma de canal (C), la cual está atornillada a la estructura o fundación de concreto y es el miembro sobre el cual la plataforma o canal es soportado por las barras vibrantes.

Generador de Vibraciones. Generalmente es una excéntrica simple, conectada directamente a la plataforma. Este generador es diseñado de acuerdo al peso y longitud de la bandeja. Cuando las distancias son grandes se deben utilizar dos excéntricas.

Los transportadores vibratorios de baja capacidad operan casi en su frecuencia natural. La potencia requerida es pequeña, la velocidad de avance a lo largo del transportador es variable, dependiendo de la mezcla, finura y temperatura del material. Para material granular, en flujo libre es normal de 20 a 40 pies por minuto, así mismo, la capa de material a transportar dependerá de los factores antes mencionados y usualmente se considera como máximo un espesor de 3 pulgadas. Estos transportadores no deben ser sobrecargados y cuando las cargas máximas son un problema se debe instalar un vibrador con un ancho mayor, de otro modo se presentarán daños en el vibrador y derramamientos de material.

Normalmente estas unidades son instaladas a nivel, por esto se debe tener cuidado en su uso, cuando se requieren algunas inclinaciones o cuando la temperatura del material supera los 250 °F.

Transportadores por Vibraciones Mecánicas de media capacidad. Los transportadores de éste grupo tienen una capacidad que oscila entre 20 y 50 toneladas por hora.

Normalmente estos transportadores son compactos, preensamblados y del tipo desbalanceado, por lo que requieren una fundación firme. Sus componentes son los siguientes:

Plataforma o Conducto de transporte. Construido en anchos estándar de 12, 18 y 24 pulgadas.

Barras Vibrantes, flejes, barras a torsión o resortes espirales. En algunos sistemas se hace una combinación de estas partes, que como ya se mencionó, suministran la dirección del transporte y la fuerza restauradora de la vibración.

Base. Usualmente de hierro en ángulo o canal, atornillada directamente a la estructura o fundación de concreto. Este miembro sirve de soporte y alineador de las barras vibrantes y del conducto de soporte.

Generador de Vibraciones. Tiene las mismas características que el generador para transportadores de baja capacidad.

La instalación de un transportador balanceado (con contrapeso), conlleva un incremento en los costos, mayor disponibilidad de espacios verticales y su localización debe ser bien definida.

En la mayor parte de instalaciones, estos transportadores operan de acuerdo a la frecuencia con que es transportado el material y el consumo de potencia para su funcionamiento es pequeño. Para material granular en flujo libre se pueden tener velocidades de 20 a 30 pies por minuto y la capa promedio de material está entre 4 y 8 pulgadas. Si encontramos picos de máxima carga, debemos utilizar una bandeja con un ancho suficiente, de tal forma que no se presenten derramamientos, ni daños en el transportador.

Usualmente estas unidades trabajan a nivel, por esto se debe tener cuidado cuando se trabaja con inclinaciones o cuando se transportan materiales cuya temperatura es superior a 250 °F. Estos transportadores se emplean principalmente en procesos de separación, operaciones de secado y de enfriamiento.

Transportadores por Vibraciones Mecánicas de alta capacidad. Los transportadores de este grupo, al igual que los anteriores son clasificados basándose en el tonelaje transportado, desde 50 a 500 toneladas por hora. El servicio y la localización del transportador determinan si la unidad debe ser balanceada o desbalanceada.

Estos transportadores generalmente son balanceados (con contrapeso) y están montados sobre resortes, de forma semejante a los transportadores por vibraciones eléctricas. Deben ser instalados a nivel del piso a través de los silos. Los balanceados pueden ser acoplados en varias formas como se enumera a continuación:

- a) Usando un contrapeso independiente, soportado sobre las barras vibrantes (flejes) en voladizo.
- b) Usando un balancín dinámico o un amortiguador de choque.
- c) Se puede dividir el transportador en dos secciones de pesos iguales, con el generador de vibraciones en el centro y dispuestos de tal forma que la excéntrica opere sobre las dos secciones, una oponiéndose a la otra.
- d) Usando dos canales (bandejas), operando uno encima de otro y colocando la excéntrica entre ambos.

Estos transportadores para trabajo pesado son usados con bandejas anchas y pueden transportar fundiciones calientes y materiales abrasivos. Se dispone de unidades para transportar materiales con temperaturas desde 400 a 1500 °F y pueden ser refrigerados con agua donde sea necesario. Estas unidades de trabajo pesado son especialmente demandadas como separadores de polvo y espaciadores, suministrándose para servicio continuo y requiriendo de muy poco mantenimiento.

Se pueden diseñar para moverse a bajas velocidades, 15 pies por minuto o velocidades rápidas, 100 pies por minuto y con un espesor de capa de 24 a 42 pulgadas, dependiendo del ancho del canal y del servicio que se requiera.

✓ *Transportadores por vibraciones causadas por medios hidráulicos y neumáticos.* Son adecuados para trabajar en ambientes donde haya aceite, agua o aire a presión, pueden ser extremadamente prácticos, puesto que su diseño de unidad motriz es relativamente simple y se pueden usar válvulas de control de presión para hacer variar la capacidad, ya sea en forma manual o automática. Tienen como ventaja principal la eliminación de los riesgos de explosión.

**2.1.2 Selección del Sistema vibratorio.** Un aspecto importante cuando se habla de sistemas vibrantes es la selección del vibrador, la cual debe hacerse de una forma cuidadosa y luego de haber analizado los siguientes aspectos:

Distancia que debe recorrer el material.

Flujo de alimentación requerida.

Espacio disponible para el transportador.

Tipo de soporte del transportador.

Economía.

Después de estudiar a fondo la necesidad, teniendo en cuenta los cinco factores anteriormente expuestos, se debe tomar una posición para evaluar y seleccionar el tipo correcto de vibrador a usar. Es obvio que ni el sistema eléctrico, ni el mecánico compiten con un elevador o un transportador por cangilones, si el material debe ser elevado a una altura considerable. Del mismo modo, estos transportadores no compiten con un transportador de banda en costos primarios o costos de operación, cuando el material debe ser desplazado a grandes distancias. Sin embargo algunos tipos de transportadores vibratorios construidos suministran buena eficiencia y son más económicos para ciertos propósitos.

**2.1.3 Cálculos y datos prácticos para el diseño de un transportador vibratorio<sup>5</sup>.** Para el cálculo de este tipo de transportador se deben tener en cuenta algunos factores como: coeficientes de rozamiento, fuerzas vivas, variaciones de la aceleración (de avance y de frenado) y el peso del material.

Para evitar el deslizamiento del material cuando el canal se mueve horizontalmente hacia adelante, es necesario que la fuerza resultante debida al peso del material y a la aceleración de avance  $a_{av}$ , sea inferior a la fuerza de adherencia.

$$F = m a_{av} = \frac{G}{g} a_{av} \quad (2.12)$$

Donde:

$F$  = Fuerza resultante

$m$  = Masa de material que avanza

$a_{av}$  = Aceleración del material

$G$  = Peso del material

$g$  = Aceleración de la gravedad

$$F_{ad} = m_f G \quad (2.13)$$

Donde:

$F_{ad}$  = Fuerza de adherencia

$m_f$  = Coeficiente de rozamiento entre el material y el canal detenido

---

<sup>5</sup> ZIGNOLI, Vittorio. Trasporti Meccanici. Milano: Ulrico, 1953. p. 1178 – 1200. Vol. 2

De donde se deduce que para la aceleración del movimiento de ida se cumple:

$$a_{av} \leq m_f g \quad (2.14)$$

Pero, si como a veces sucede, el movimiento se cumple hacia adelante, a lo largo de un plano inclinado en subida, de inclinación  $\alpha$ , como se observa en la figura 16, se debe tener en cuenta la componente de la aceleración que tiende a aumentar el peso del material durante el recorrido de retorno en bajada. En este caso, si  $a_{av}$  es la componente horizontal de la aceleración entonces  $a_{av} \tan \alpha$  será la componente vertical y durante la subida la presión del material contra el canal se convertirá en:

$$G + \frac{G}{g} a_{av} \tan \alpha$$

Y la resistencia al movimiento:

$$m_f \left( G + \frac{G}{g} a_{av} \tan \alpha \right)$$

Además:

$$\frac{G}{g} a_{av} \leq m_f \left( G + \frac{G}{g} a_{av} \tan \alpha \right) \quad (2.15)$$

De donde se obtiene:

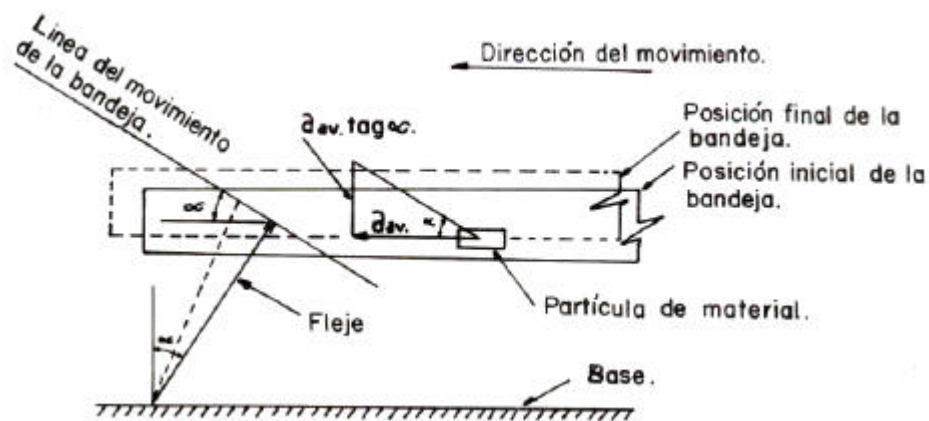
$$a_{av} \leq m_f g + a_{av} \tan \alpha m_f$$

$$a_{av} (1 - \tan \alpha m_f) \leq m_f g$$

Finalmente:

$$a_{av} \leq \frac{m_f g}{1 - \tan \alpha m_f} \quad (2.16)$$

**Figura 16. Esquema de un transportador montado sobre flejes inclinados.**



Fuente: PINEDA, Carlos. Trabajo de grado "Banco de transporte neumático y vibratorio". Bucaramanga, UIS 1982. Pag. 84.

Cuando al final del recorrido de ida el canal se frena provocando una des aceleración  $d_f$ , para que el material pueda despegarse del canal y arrastrarse hacia delante, es necesario que la des aceleración sea, análogamente:

$$d_f \geq \frac{m_f g}{1 - \tan \alpha m_f} \quad (2.17)$$

Siendo  $d_f$  = Des aceleración del canal al final del recorrido

Si  $V_{max.av}$  es la velocidad máxima alcanzada por el canal y el material unidos al final del recorrido de avance, durante el cual permanece la adherencia y si

$m_n$  es el coeficiente de rozamiento que pertenece al material flotante ( $m_n \leq m_f$ ), el recorrido que el material puede efectuar hacia adelante en virtud a la fuerza viva,  $S_1$ , se deduce de:

$(V_{max.av})^2 = 2 d_m S_1$ , donde  $d_m$  es la desaceleración relativa del material respecto a la bandeja.

Entonces:

$$S_1 = \frac{(V_{max.av})^2}{2} \times \frac{1}{d_m} \quad (2.18)$$

En efecto si el canal se mueve horizontalmente, para evitar que durante el retorno el material regrese adherido al canal, la desaceleración relativa debe ser:

$$d_m = m_n g \quad (2.19)$$

Y si durante el movimiento de retroceso el canal desciende, por la misma razón ya expuesta se debe cumplir que:

$$\frac{G}{g} d_m = m_n \left( G - \frac{G}{g} d_m \operatorname{tag} \alpha \right) \quad (2.20)$$

De donde se obtiene:

$$d_m (1 - m_n \operatorname{tag} \alpha) = m_n g \quad (2.21)$$

Por tanto:

$$d_m = \frac{m_n g}{1 + m_n \operatorname{tag} \alpha} \quad (2.22)$$

Siendo:  $d_m$  = Desaceleración relativa del material con respecto a la bandeja

$m_m$  = Coeficiente de rozamiento del material flotante (Dinámico)

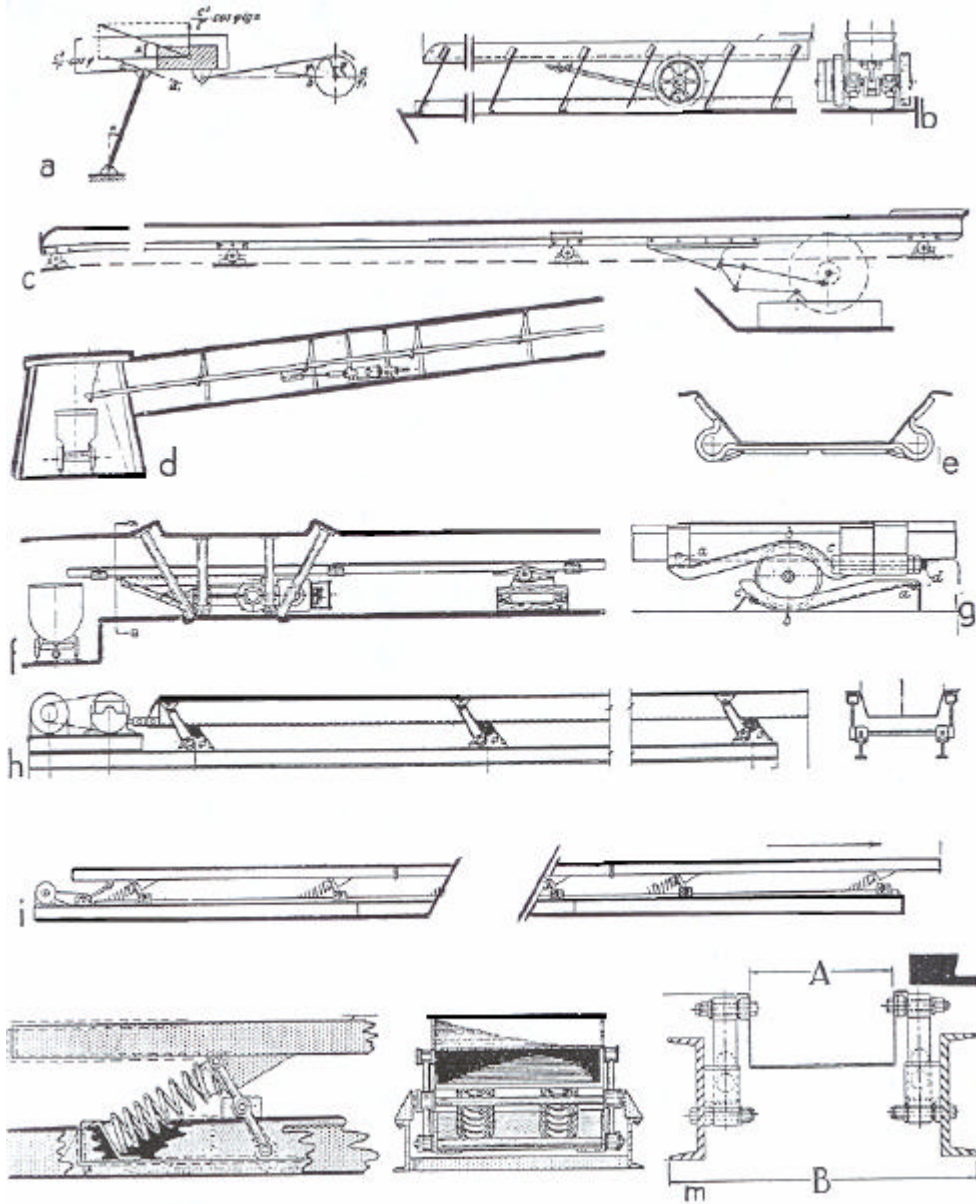
Con esta expresión de  $d_m$ , el valor de  $S_1$ , queda de la siguiente manera:

$$S_1 = \frac{(V_{maxav})^2}{2} \times \frac{(1 + m_m \operatorname{tag} a)}{m_m g} \quad (2.23)$$

Queda así demostrado que el movimiento a lo largo de un plano inclinado ideal de ángulo  $a$  es ventajoso, por cuanto contribuye al aumento de  $a_{av}$  y a la disminución de  $d_m$ .

El movimiento con inclinación  $a$  se logra en la práctica, montando el canal sobre muelles o sobre bielas inclinadas un  $a$  con respecto a la vertical en un sentido opuesto al del movimiento, figura 17 a, b, h, i, l, m; o haciendo recorrer los rodillos que sostienen el canal sobre cortos espacios de planos inclinados, figura 17 f, g.

Figura 17. Transportadores Vibratorios.



Fuente: ZIGNOLI, Vittorio. Trasporti Meccanici. Milano, Ulrico, 1953, p. 1183.

- a. Esquema de las fuerzas que actúan sobre el material que se desplaza a lo largo de un canal oscilante montado sobre bielas inclinadas.
- b. Forma común de un canal montado sobre muelles planos.
- c. Canal movido sobre rodillos.

- d. Canal oscilante colgado con cadenas (usado en minería).
- e. Tipo especial de canal oscilante colgado con cadenas.
- f. Canal oscilante de minas, se mueve sobre rodillos que recorren cortos planos inclinados del tipo g.
- g. Planos inclinados.
- h. Canal Vibrante.
- i. Canal Vibrante con muelles en espiral del tipo l.
- l. Resortes.
- m. Canal Vibrante sobre flejes.

**2.1.3.1 Cálculo de la Dinámica del Transporte.** En el caso general se puede asumir que la aceleración durante el movimiento de ida y vuelta varía en la forma apropiada, y que el canal se mueve a lo largo de un plano inclinado ideal. Se fijan: la carrera  $S$  en metros, la desaceleración del material que se arrastra hacia adelante sobre el canal que retrocede, de valor:

$$d_m = \frac{m_m g}{1 + m_m \tan a} \quad (2.24)$$

La aceleración máxima en el recorrido hacia delante, tal que garantice la adherencia, o sea:

$$a_{av} \leq \frac{m_f g}{1 - \tan a m_f} \quad (2.25)$$

Para lograr que el material arrojado durante el frenado del canal tenga la fuerza viva suficiente, a fin de realizar un recorrido que dure el movimiento de retorno del canal, debe cumplirse:

$$d_F = d_m^2 \left( \frac{1}{a_{av}} + \frac{2}{d_m} \right) \quad (2.26)$$

Donde:

$d_F$  = Desaceleración del canal

$d_m$  = Desaceleración relativa del material

$a_{av}$  = Aceleración de Avance

Lográndose una aproximación a la velocidad máxima del material y el canal unidos, al terminar el recorrido útil de ida, o sea:

$$V_{máx.av} = \sqrt{2S_1 a_{av}} \quad (2.27)$$

Ya que el tiempo  $T_{mat.}$ , necesario para anular la velocidad del material que se arrastra, dado por:

$$T_{mat.} = \frac{V_{máx.av}}{d_m} \quad (2.28)$$

Debe ser igual al tiempo disponible para el frenado y la carrera de retorno del canal; el tiempo total del ciclo (avance y retorno del canal) es:

$$T = \frac{V_{máx.av}}{a_{av}} + \frac{V_{máx.av}}{d_m} \quad (2.29)$$

Donde:  $T$  es el tiempo total del ciclo

Ahora, aplicando el principio de trabajo y energía para el movimiento de una partícula de material, podemos calcular la carrera completa para dicha partícula durante el tiempo  $T$  de duración del ciclo:

$$S_{mat.} = \frac{1}{2} (V_{máx.av})^2 \left( \frac{1}{a_{av}} + \frac{1}{d_F} + \frac{1}{d_m} \right) - S_1 \quad (2.30)$$

En la carrera de retorno se tiene un movimiento discorde del canal y del material. La velocidad media del material es:

$$V_m = \frac{S_{mat.}}{T} \quad (2.31)$$

Se recomienda tomar una velocidad media efectiva de:

$$V_m = 0.8 \frac{S_{mat.}}{T} \quad (2.32)$$

Ahora, si A es la superficie media en metros cuadrados de la capa de material que avanza sobre el canal ( $A = L h$ , siendo L el ancho del canal y h la altura media de la capa de material en metros), el volumen transportado por hora es:

$$\dot{V} = 3600 \frac{S_{mat.}}{T} A \left[ \frac{m^3}{h} \right] \quad (2.33)$$

Siendo  $g$  el peso específico del material transportado en  $ton/m^3$ , las toneladas transportadas por hora son:

$$Q = 3600 g \frac{S_{mat.}}{T} A \left[ \frac{ton}{h} \right] \quad (2.34)$$

Además de las limitaciones dadas por las relaciones:

$$d_m = \frac{m_m g}{1 + m_m \text{tag} a}, \quad y, \quad a_{av} \leq \frac{m_f g}{1 - \text{tag} a m_f}$$

Para la trayectoria inclinada un ángulo  $\alpha$ , y a fin de evitar que el material se levante del canal saltando, lo que disminuye el rendimiento, la presión sobre el canal no debe ser menor de cero, es decir:

$$N_c = G_{mat.} - \frac{G_{mat.}}{g} (d_m \operatorname{tag} \alpha) \geq 0 \quad (2.35)$$

De donde:

$$G_{mat.} \geq \frac{G_{mat.}}{g} (d_m \operatorname{tag} \alpha) \quad (2.36)$$

Por tanto:

$$d_m \geq \frac{g}{\operatorname{tag} \alpha} \quad (2.37)$$

Si el movimiento es transmitido al canal por un sistema biela – manivela, siendo  $d_m$  la desaceleración lineal de la manivela, se tiene:

$$d_m = \frac{V_{p.m}^2}{r_m} \cos \mathbf{f} \quad (2.38)$$

Siendo:

$d_m$  = Desaceleración lineal de la manivela

$V_{p.m}^2$  = Velocidad periférica de la manivela

$r_m$  = Radio de manivela

$d_m$  toma el valor máximo cuando  $\cos \mathbf{f} = -1$ , es decir:

$$d_m = -\frac{V_{p.m}^2}{r_m} \quad (2.39)$$

Cumpléndose que:

$$-V_{p.m}^2 \leq \frac{g r_m}{\text{tag } \mathbf{a}} \quad (2.40)$$

Por tanto la velocidad periférica de la manivela (descartando el signo) es:

$$V_{p.m} \leq \sqrt{\frac{g r_m}{\text{tag } \mathbf{a}}} \quad (2.41)$$

El número de giros de la manivela por minuto (igual al número de ciclos) se obtiene de:

$$\mathbf{w} = \frac{V_{p.m}}{r_m} = \sqrt{\frac{g r_m}{\text{tag } \mathbf{a}}} \quad (2.42)$$

$$\mathbf{w} = \sqrt{\frac{g}{r_m \text{tag } \mathbf{a}}} \quad (2.43)$$

Pero:

$$\mathbf{w} = 2\mathbf{p} n \quad (2.44)$$

Siendo:

$\mathbf{W}$  = Velocidad angular en radianes por minuto

$n$  = Revoluciones por minuto

Entonces:

$$2p n = \sqrt{\frac{g}{r_m \tag{a}}} \quad (2.45)$$

Tomando:

$$\frac{\sqrt{g}}{2p} \cong 0.5 \quad (2.46)$$

Por tanto:

$$n = 0.5 \sqrt{\frac{1}{r_m \tag{a}}} \left[ \frac{\text{revoluciones}}{\text{segundo}} \right] \quad (2.46)$$

$$n = 30 \sqrt{\frac{1}{r_m \tag{a}}} \text{ [RPM] } \quad (2.47)$$

**2.1.3.2 Datos prácticos de construcción.** A continuación se mencionan algunas recomendaciones para la construcción de los diferentes tipos de transportadores vibratorios.

✓ *Transportadores del tipo de la figura 17 a, b.* Los transportadores de este tipo utilizan la inclinación del muelle (generalmente de madera o fibra de vidrio), para suministrar las variaciones en la presión que ejerce el material sobre el canal, lo cual favorece el movimiento hacia adelante. El impulsor está constituido por una manivela, en cuyo árbol están montados dos volantes (uno sirve para la polea de comando) para compensar las irregularidades de los esfuerzos sobre la biela que se hace de madera dura o si se hace de metal se le acondiciona un muelle en espiral en la unión al canal, porque de otro modo fallaría fácilmente debido a la fatiga. Para su construcción se deben tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

$$a = 25^\circ - 30^\circ$$

$$n = 300 - 450 \text{ RPM}$$

$$S = 0.04 - 0.05 \text{ metros (carrera)}$$

Se recomienda tomar el producto  $S \cdot n$  así:

$$S \cdot n = 16 \text{ (m} \cdot \text{RPM)}$$

Para la velocidad media del material se tiene:

$$V_{mat.} = 0.015 \text{ a } 0.20 \text{ m/s}$$

Respecto al coeficiente de rozamiento:

$$m_m = 0.4 \text{ a } 0.5 \text{ para el estático}$$

$$m_f = 0.3 \text{ a } 0.4 \text{ para el dinámico}$$

La altura media de la capa de material debe estar alrededor de:

$$h = 0.03 \text{ metros, para polvos ligeros}$$

$$h = 0.05 \text{ a } 0.06 \text{ metros, para granos medianos y minerales}$$

$$h = 0.07 \text{ a } 0.08 \text{ metros, para grano grueso}$$

El espesor de la lámina de la bandeja transportadora es:

$$l = 1.5 \text{ milímetros, para polvos ligeros y canales estrechos}$$

$$l = 2.5 \text{ a } 3 \text{ milímetros para carbón y condiciones medias}$$

$$l = 4 \text{ milímetros para canales anchos y material pesado}$$

Estos tipos de transportadores raramente superan longitudes de 30 metros.

✓ *Transportadores del tipo de la figura 17 c.* Está constituido por un canal que avanza horizontalmente sostenido por rodillos. La variación de aceleración necesaria para el funcionamiento es obtenida mediante un sistema de manivela, del cual la figura 17 e suministra las particularidades. Este tipo más robusto que el anterior y de funcionamiento más suave, se presta para trabajos más pesados y de mayores longitudes. Para este tipo se tienen las siguientes recomendaciones:

$$n = 60 \text{ a } 80 \text{ RPM}$$

$$S = 0.2 \text{ A } 0.25 \text{ metros}$$

$$S \cdot n = 16$$

$$V_{m.mat} = 0.2 \text{ m/s}$$

$$h = 0.05 - 0.1 \text{ m}$$

$$l = 2 \text{ a } 4 \text{ milímetros, de acuerdo con el material transportado}$$

Las longitudes apropiadas para este tipo de transportador están entre 40 y 60 metros.

✓ *Transportadores empleados en minería.* El transportador de la figura 17 d, para minería, está suspendido con cadenas, funciona con ligeras inclinaciones y tiene la sección del canal ilustrado en la figura 17 e. La impulsión es proporcionada por cilindros de aire comprimido, de los cuales la figura 17 d y e ilustran dos tipos de construcción. El transportador de la figura 17 f, también para minería, utiliza dos pequeños planos inclinados sobre los cuales se apoyan los rodillos, obteniéndose con esto las ventajas del movimiento con inclinación. Además el comando constituido por grupos eléctricos es construido de tal manera que permite variar la aceleración y favorecer el movimiento, como el observado en la figura 17 e, el canal puede recorrer un plano sin inclinación del muelle de sostenimiento, como el de la

figura 17 d. Para estos transportadores se recomienda tener en cuenta los siguientes parámetros:

$$n = 90 \text{ a } 95 \text{ RPM}$$

$$S = 0.18 \text{ a } 0.16 \text{ m}$$

$$S \cdot n = 16 \text{ a } 16.6$$

$$V_{m.mat} = 0.2 \text{ a } 0.35 \text{ m/s}$$

✓ *Transportadores montados sobre muelles planos o flejes inclinados.* Dentro de esta categoría están comprendidos los ilustrados en la figura 17 h, i, l, m, estos flejes generalmente tienen una inclinación de  $30^\circ$ .

El transportador mostrado en la figura 17 h, está dotado de muelles con torsiones horizontales a los cuales se les acoplan flejes inclinados que sostienen el canal; recomendándose una altura de capa de material de  $0.08$  a  $0.1$  metros y una velocidad media para el material  $V_{m.mat} = 0.15$  a  $0.20$  m/s.

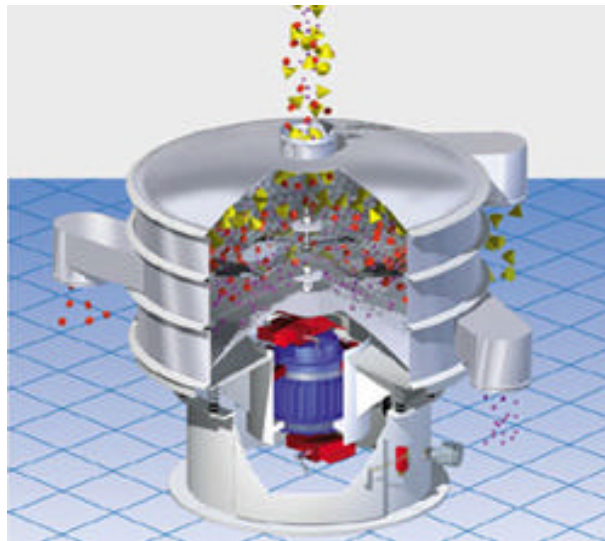
Los transportadores de la figura 17 i, l, m, están dotados de muelles en espiral montados sobre tapones de caucho, que reaccionan contra los flejes inclinados; por lo tanto la resonancia del complejo de muelles permite alcanzar velocidades medias de material de  $0.30$  a  $0.35$  m/s, con capas de material de  $0.08$  a  $0.10$  metros de espesor; el transportador funciona normalmente a  $800$  RPM con recorridos  $S = 0.01$  metros y  $S \cdot n = 8.5$ .

## **2.2 CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR POR VIBRACIONES**

La clasificación o cribado es el proceso de separación de una mezcla de diversos tamaños de grano en dos o más porciones por medio de una

superficie de tamiz (malla) que actúa como medidor múltiple de adaptación y rechazo del material. Las porciones finales consisten en granos de tamaños más uniformes que los de la mezcla original. La figura 18 muestra una criba vibratoria de mando eléctrico.

**Figura 18. Criba vibratoria circular.**



Fuente: KASON. Tamices circulares vibrantes [on line]. Canadá [ citado agosto 2004]. Disponible en Internet: <<http://www.kason.com/sp/Vibroscreen/index.html>>.

La superficie de tamiz puede ser de alambre tejido, seda o tela de plástico, placas perforadas, rejillas de barras o secciones de alambre de cuña.

Entre las finalidades del cribado se encuentran:

Retirar las partículas finas del material antes de someterlo a un proceso posterior como reducción de tamaño en filtradores.

Obtener un producto de grado comercial que satisfaga los límites específicos de tamaño de partículas.

Eliminar los materiales atrapados o de tamaño excesivo.

Retirar partículas finas o degradadas de un producto.

**2.2.1 Equipos para cribado.** Los equipos o máquinas cribadoras se pueden dividir en:

**2.2.1.1 Cribas de rejas.** Consisten en un conjunto de barras paralelas alejadas unas de otras mediante espaciadores. Normalmente es utilizada sólo para separación de materiales secos; no se recomienda para materiales húmedos y pegajosos.

**2.2.1.2 Criba giratoria o Zaranda.** Consiste en un marco cilíndrico rodeado de tela de alambre o de una placa perforada, abierta en los dos extremos e inclinada en un ángulo ligero. El material que se debe clasificar se aplica en el extremo superior y las partículas de mayor tamaño se descargan en la parte inferior. El producto que se desea cae por la abertura de la malla. Su velocidad de rotación aproximadamente es de 20 RPM y su capacidad y eficiencia son relativamente bajas.

**2.2.1.3 Criba con agitación mecánica.** Consiste en un marco rectangular que sostiene una tela de alambre o una placa perforada. Presenta una ligera inclinación y se suspende mediante varillas o cables sueltos y se apoya en un marco de base mediante resortes planos y flexibles. El marco recibe un movimiento de vaivén; mientras el material a seleccionar se alimenta en el extremo superior y avanza debido al movimiento hacia delante de la criba, en tanto las partículas más finas pasan por las aberturas y se recogen aparte. Se caracteriza por oscilaciones a baja velocidad (300 a 400 RPM) en un plano esencialmente paralelo a la criba.

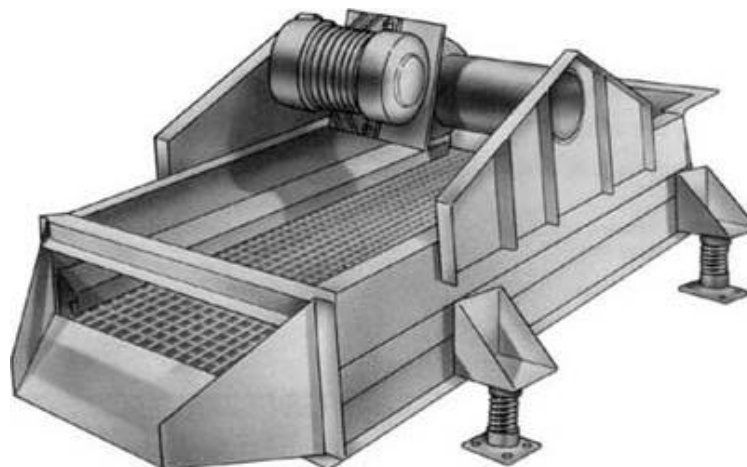
**2.2.1.4 Cribas Vibratorias.** Se utilizan cuando se desea una gran capacidad y una elevada eficiencia. Existen actualmente muchos modelos de cribas vibratorias, las cuales pueden básicamente dividirse en dos:

Cribas con vibración mecánica.

Cribas con vibración eléctrica.

**2.2.1.5 Tamices.** Estos equipos tienen mucha aplicación en trabajos químicos, en el manejo de separaciones finas hasta de malla 300, en las cuales se manejan materiales voluminosos, ligeros, secos, polvos metálicos ligeros, alimentos en polvo y materiales granulares, figura 19.

**Figura 19. Tamiz.**



Fuente: B.E.S.T.INC. Vibratory Screeners [on line]. Brunswick, Ohio [ citado julio 2004]. Disponible en Internet: <[http://www.bestvibes.com/vibratory\\_screener/index.htm](http://www.bestvibes.com/vibratory_screener/index.htm)>.

Presentan un movimiento alternativo y de vaivén a una frecuencia de 500 a 600 RPM; el cual es logrado con una excéntrica bajo la criba.

En cuanto a las superficies de las cribas se tienen:

Tela de alambre tejida. Tienen mayor variedad de abertura de criba, diámetro de alambre y porcentajes de zona de abertura.

Tela de seda. Se tejen en general con seda natural retorcida y de hilos múltiples. En los últimos años se han introducido el nylon y otros materiales sintéticos.

Placas perforadas. Presentan gran cantidad de formas que incluyen aberturas redondas, cuadradas, hexagonales y alargadas. Son más resistentes al desgaste y poseen mayor rigidez.

Rejas. Generalmente se usan rejas de barras para el manejo de partículas grandes y pesadas. Se forman con rieles, varillas o barras de formas adecuadas y se fijan en posiciones paralelas.

Para el diseño de una zaranda vibratoria se deben considerar muchos factores. Algunos pueden ser medidos y otros aproximadamente determinados; pero otros son calculados sobre la operación de la misma. Aunque se conoce el tipo de trabajo es difícil calcular el valor de la cantidad de estos factores, basados en una fórmula. Por eso se requiere de diseñadores que manejen y que entiendan muy bien sobre el trabajo y sus variaciones.

**2.2.2 Parámetros para la selección de una zaranda.** Dentro de los parámetros más importantes en el proceso de selección de una zaranda, se tienen:

**2.2.2.1 Eficiencia.** Es la relación entre las piezas de menor tamaño que pasan a través de la zaranda, cubierta completamente de ellas sobre la cantidad total de la misma, en la alimentación inicial. No es posible obtener el 100% de la eficiencia, a no ser que el gasto de potencia sea enorme y la capacidad muy baja.

**2.2.2.2 Capacidad.** Es la rata de alimentación para la cual la malla seleccionada pueda dar una eficiencia requerida. Algunos de los factores que afectan la capacidad son:

Forma del grano

Tamaño del grano

Espesor de la cama de material

Frecuencia de vibración

Tiro de zaranda o amplitud de vibración

Tipo de superficie (tamaño y forma de los agujeros)

Uno de los problemas que más afecta la eficiencia y la capacidad, es el taponamiento que ocurre en las mallas, por los granos catalogados como “tamaño cercano”, siendo aquellos casi pero no iguales a los agujeros de la zaranda. Los que son un poco pequeños contactan los agujeros varias veces hasta que dan un ángulo correcto para atravesarlo, mientras que los que son un poco más grandes tapan el agujero momentáneamente hasta pasar a otro y salir de la máquina. El problema más perjudicial para estos dos parámetros, lo determinan las partículas de tamaño cercano, pero con una dimensión más larga, pues tapan los agujeros disminuyendo la capacidad y la eficiencia.

**2.2.2.3 Efecto de la longitud y el ancho.** La capacidad es incrementada con el aumento de la anchura de la zaranda, mientras que el incremento de la longitud beneficia la eficiencia de la misma. Siendo la longitud la distancia que debe viajar un grano para salir de la zaranda, la cual al ser incrementada, permite que esta partícula permanezca más tiempo esperando el agujero o la posición precisa para traspasar la malla. Por otro lado una zaranda más ancha admite mayor cantidad de material sobre la misma.

Basándose en esto, se debe optar por dar una longitud suficiente que permita a los granos estar el tiempo necesario para atravesar la malla, ya sea que se clasifiquen como pequeños o como tamaño cercano.

**2.2.2.4 Efecto del ángulo de inclinación.** En las zarandas vibratorias una de las propiedades de los granos que más influye es el peso, pues debido a la gravedad el material es clasificado cuando es sacudido hacia abajo, siendo la pendiente la que determina la rapidez con que el cultivo se desplazará sobre la zaranda. Pero en contraposición si la pendiente es muy marcada, esta rapidez no permitirá efectuar el cernido, disminuyendo la eficiencia aunque aparentemente la capacidad aumente. Pese a que la gama de valores varía de 0 a 20 grados para la inclinación de la zaranda, el rango recomendado está entre 12 y 18 grados, siendo muy baja la eficiencia en ángulos altos y muy poca la capacidad en ángulos pequeños.

**2.2.2.5 Espesor de la cama de material que se va a clasificar.** El “espesor de la cama” es referido a la cantidad de láminas de material en la alimentación, sobre la zaranda. Idealmente este espesor debería ser el espesor de un grano, es decir que todos los granos estuvieran en contacto con la malla. Esto no es posible sino con poca alimentación y baja capacidad, aumentando la eficiencia en cierto modo, sin ser una condición favorable. Si por el contrario hay demasiada alimentación los granos pasan por encima de la capa gruesa sin ser clasificados, disminuyendo así la eficiencia. Por esto se debe buscar una alimentación regulada y un ángulo de inclinación óptimo, para el espesor de la cama, permitiendo a esta realizar una selección eficiente.

**2.2.2.6 Rotación en flujo o en contraflujo.** La rotación en flujo es aquella en la cual el eje gira en el mismo sentido del flujo de material, mientras en contraflujo rota en sentido contrario. El primero tiene ventaja sobre el

segundo en la capacidad, ya que mueve mayor cantidad de material sobre la zaranda, mientras que la ventaja del segundo es el aumento en la eficiencia, al mantener más tiempo el material sobre la zaranda.

**2.2.2.7 Número y tipo de mallas.** La cantidad de mallas afecta la clasificación pues a mayor número de mallas, la selección o clasificación de tamaños se realiza con mayor eficiencia y la clase de mallas está determinada por las características físicas del grano como el tamaño, la forma y el peso.

## **2.3 APLICACIONES INDUSTRIALES**

Los equipos vibratorios para transporte y clasificación de material granular pueden ser utilizados para una amplia gama de materiales y aplicaciones, debido a los innumerables beneficios que ofrecen:

- Adaptabilidad para llevar a cabo una gran variedad de procesos.

- Habilidad para operar en ambientes hostiles.

- Aptos para el manejo de materiales tóxicos (canales cerrados).

- Movimiento suave y eficiente de materiales.

- Capacidad para operar en un amplio rango de temperaturas.

- Resistencia a la corrosión, a la abrasión y al impacto.

- Alta confiabilidad.

- Bajos costos de mantenimiento.

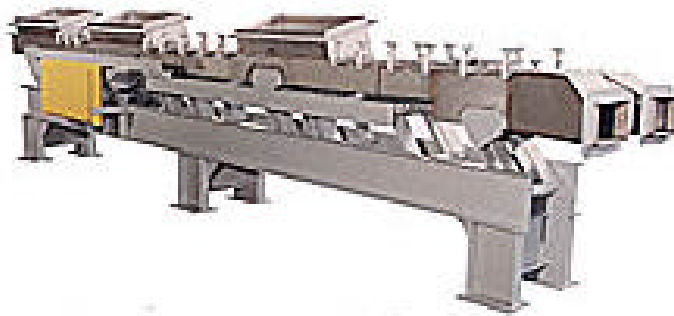
Debido a la gran versatilidad de estos equipos, las industrias química, farmacéutica, agroalimenticia, metalúrgica, de construcción los han empleado para el manejo de diversos materiales en sus procesos.

A continuación se muestran algunas aplicaciones de equipos vibratorios para transporte y clasificación de material granular en diversos campos industriales.

*Industria Química.* En la figura 20 se observa un transportador vibratorio electromagnético utilizado para el manejo de materiales abrasivos y húmedos en procesos químicos.

El canal de este transportador, tiene un recubrimiento que le proporciona resistencia a la corrosión y a la abrasión, ya que sus condiciones de trabajo así lo requieren.

**Figura 20. Transportador vibratorio electromagnético utilizado en la industria química.**



Fuente: CARMAN INDUSTRY INC. Products solutions [on line]. Disponible en Internet:  
<<http://www.carmanindustries.com./index.htm>>.

*Industria Alimenticia.* El transportador vibratorio mostrado en la figura 21 es empleado en el manejo de productos alimenticios. El canal es fabricado en acero inoxidable. Este tipo de transportador brinda mucha seguridad, debido a que no se generan chispas o calor, ya que el sistema de impulsión es neumático.

**Figura 21. Transportador vibratorio neumático para productos alimenticios.**



Fuente: MARTIN VIBRATION SYSTEM AND SOLUTIONS. Products [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.shake-it.com./index.shtml>>.

El transportador vibratorio de la figura 22 es utilizado en el sector alimenticio, para esparcir cubiertas o capas en alimentos. Su canal es fabricado en acero inoxidable.

**Figura 22. Transportador vibratorio electromagnético utilizado en la industria alimenticia.**



Fuente: CARMAN INDUSTRY INC. Products solutions [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.carmanindustries.com./index.htm>>.

*Industria Minera.* El servicio en minas es una de las principales aplicaciones de los transportadores vibratorios, como medio auxiliar para el transporte de extracción. En la figura 23 se observa un transportador mecánico empleado para el transporte de carbón.

**Figura 23. Transportador vibratorio mecánico para la conducción de carbón.**



Fuente: CLEVELAND VIBRATOR COMPANY. Aplicaciones [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.clevelandvibrator.com./coinfo.htm>>.

*Industria de fundición.* Una de las aplicaciones de las zarandas vibratorias es la clasificación de arena, figura 24. El movimiento vibratorio de las zarandas del esquema es generado por una excéntrica.

**Figura 24. Clasificadoras vibratorias montadas en serie para la clasificación de arena.**



Fuente: HENAN LIMING ROAD & BRIDGE HEAVY INDUSTRIAL CO., LTD. Vibrating Screen [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.break-day.com./index1.htm>>.

*Industria minera.* La clasificadora vibratoria de la figura 25 es empleada especialmente en la separación de carbón; pero también se puede utilizar en el manejo de otros minerales.

**Figura 25. Clasificadora vibratoria de carbón.**



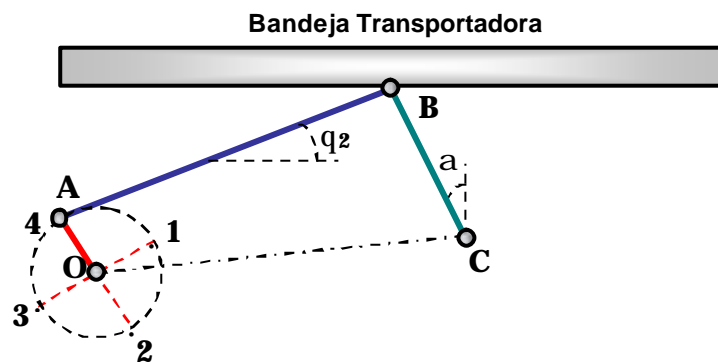
Fuente: TABOR MACHINE COMPANY. TMS Multiple Slope Vibrating Screen [on line]. Virginia [citado julio 2004]. Disponible en Internet: <<http://www.tabormachine.com./multi.htm>>.

### 3. ANÁLISIS CINEMÁTICO

En este trabajo se propone un sistema vibratorio para manejo de material granular, que comprende las etapas de transporte, clasificación y retroalimentación.

El análisis cinemático del sistema vibratorio tiene como objetivo el cálculo de las aceleraciones, con el fin de posteriormente determinar las fuerzas en los elementos y las potencias requeridas. En la figura 26 se muestra el mecanismo utilizado para el cálculo de la aceleración de la bandeja, en función de la velocidad angular de la manivela OA.

**Figura 26. Mecanismo para el análisis de la aceleración de la bandeja transportadora.**



OA: Radio de la manivela (Excentricidad)

AB: Longitud de la biela

CB: Longitud del fleje

$\alpha$ : Ángulo que forma el fleje con la vertical

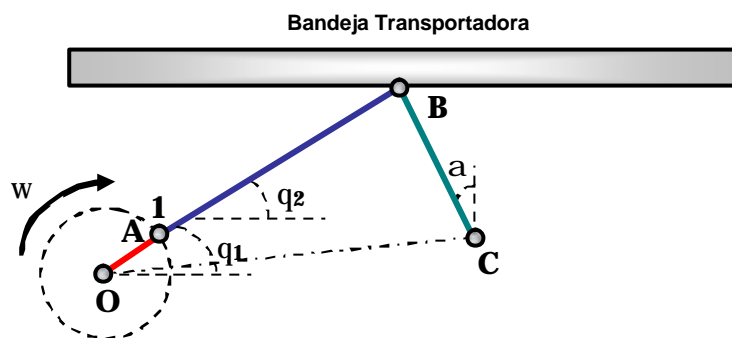
$\theta_2$ : Ángulo que forma la biela con la horizontal

1, 2, 3 y 4: Posiciones de interés para la manivela

A continuación se realiza el análisis de las cuatro posiciones consideradas para la manivela.

**3.1 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 1.** La figura 27 muestra un esquema del mecanismo en esta posición.

**Figura 27. Disposición del mecanismo para la posición 1.**



OA: Radio de la manivela (Excentricidad)

AB: Longitud de la biela

CB: Longitud del fleje

$\alpha$ : Ángulo que forma el fleje con la vertical

$\theta_2$ : Ángulo que forma la biela con la horizontal

$\theta_1$ : Ángulo que forma la manivela con la horizontal, ( $q_1=30^\circ$ )

$\omega$ : Velocidad angular, (400 y 600 RPM)

Para calcular la aceleración de este punto se toman los datos obtenidos geoméricamente del mecanismo de la figura 27.

Se hicieron variaciones previamente establecidas del ángulo de inclinación del fleje ( $\alpha$ ) y de las dimensiones del fleje (CB) y de la excentricidad (OA) y posteriormente se midió el ángulo de inclinación de la biela ( $\theta_2$ ) y su longitud.

**Tabla 4. Datos para el análisis de la posición 1.**

a	CB (mm)	OA (mm)	AB (mm)	$q_2$	CONDICIÓN
30°	145	10	166	34°	1
		8	166.5	34°	2
		2	167	33°	3
	110	10	175	21°	4
		8	170	21°	5
		2	169	21°	6
20°	145	10	192.1	33°	7
		8	192.2	33°	8
		2	192.5	33°	9
	110	10	189.8	22°	10
		8	189.2	22°	11
		2	188.9	22°	12
10°	145	10	215.8	36°	13
		8	215.9	36°	14
		2	216	36°	15
	110	10	208	21°	16
		8	207.5	21°	17
		2	207	21°	18

Ecuaciones de posición:

$$\vec{r}_{OA} = r_{OA}(\cos q_1 \hat{i} + \text{sen} q_1 \hat{j}) \quad (3.1)$$

$$\vec{r}_{AB} = r_{AB}(\cos \mathbf{q}_2 \hat{i} + \sin \mathbf{q}_2 \hat{j}) \quad (3.2)$$

$$\vec{r}_{CB} = r_{CB}(-\sin \mathbf{a} \hat{i} + \cos \mathbf{a} \hat{j}) \quad (3.3)$$

Ecuaciones de velocidad:

$$V_B = V_A + V_{B/A} \quad (3.4)$$

$$V_A = \mathbf{w}(-\hat{k}) \times r_{OA}(\cos \mathbf{q}_1 \hat{i} + \sin \mathbf{q}_1 \hat{j}) \quad (3.5)$$

$$V_{B/A} = \mathbf{w}_{AB}(\hat{k}) \times r_{AB}(\cos \mathbf{q}_2 \hat{i} + \sin \mathbf{q}_2 \hat{j}) \quad (3.6)$$

$$V_B = V_C + V_{B/C} \quad (3.7)$$

Como  $V_C = 0$ , entonces:

$$V_B = \mathbf{w}_{CB}(\hat{k}) \times r_{CB}(-\sin \mathbf{a} \hat{i} + \cos \mathbf{a} \hat{j})$$

Remplazando en la ecuación (3.4), realizando los correspondientes producto cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se tiene una matriz de ecuaciones dos por dos, de donde se hallan  $\mathbf{w}_{AB}$  y  $\mathbf{w}_{CB}$ .

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \cos \mathbf{a} = \mathbf{w} r_{OA} \sin \mathbf{q}_1 - \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \sin \mathbf{q}_2 \quad (3.8)$$

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \sin \mathbf{a} = -\mathbf{w} r_{OA} \cos \mathbf{q}_1 + \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \cos \mathbf{q}_2 \quad (3.9)$$

Para calcular la aceleración del punto B, que es la misma aceleración de la bandeja se tiene:

$$a_B = a_A + a_{B/A}^t + a_{B/A}^n \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned}
a_A &= -(\mathbf{w})^2 r_{OA} (\cos \mathbf{q}_1 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_1 \hat{j}) & a_{B/A} t &= \mathbf{a}_{AB} (\hat{k}) \times r_{AB} (\cos \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j}) \\
a_{B/A} n &= -(\mathbf{w}_{AB})^2 \cdot r_{AB} (\cos \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j}) \\
a_B &= a_C + a_{B/C} t + a_{B/C} n && (3.11)
\end{aligned}$$

Como  $a_C = 0$ , se obtiene:

$$a_B = \mathbf{a}_{CB} (\hat{k}) \times r_{CB} (-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j}) - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} (-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j})$$

Remplazando en la ecuación (3.10), realizando los correspondientes producto punto y cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se obtienen dos ecuaciones con dos incógnitas de las cuales se despejan  $\mathbf{a}_{AB}$  y  $\mathbf{a}_{CB}$ .

$$\begin{aligned}
-\mathbf{a}_{CB} r_{CB} \text{cos} \mathbf{a} + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen} \mathbf{a} &= -(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos} \mathbf{q}_1 - \mathbf{a}_{AB} r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2 \\
-\mathbf{a}_{CB} r_{CB} \text{sen} \mathbf{a} - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos} \mathbf{a} &= -(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen} \mathbf{q}_1 + \mathbf{a}_{AB} r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2
\end{aligned}$$

Despejando las ecuaciones para la posición 1 se obtiene:

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{-\mathbf{w} r_{OA} \text{sen} \mathbf{q}_1 + \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2}{r_{CB} \text{cos} \mathbf{a}} \quad (3.12)$$

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{\mathbf{w} r_{OA} \text{cos} \mathbf{q}_1 - \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2}{r_{CB} \text{sen} \mathbf{a}} \quad (3.13)$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos} \mathbf{q}_1 + \mathbf{a}_{AB} r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen} \mathbf{a}}{r_{CB} \text{cos} \mathbf{a}} \quad (3.14)$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen} \mathbf{q}_1 - \mathbf{a}_{AB} r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos} \mathbf{a}}{r_{CB} \text{sen} \mathbf{a}} \quad (3.15)$$

$$a_B = (-\mathbf{a}_{CB} r_{CB} \text{cos} \mathbf{a} + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen} \mathbf{a}) \hat{i} + (-\mathbf{a}_{CB} r_{CB} \text{sen} \mathbf{a} - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos} \mathbf{a}) \hat{j} \quad (3.16)$$

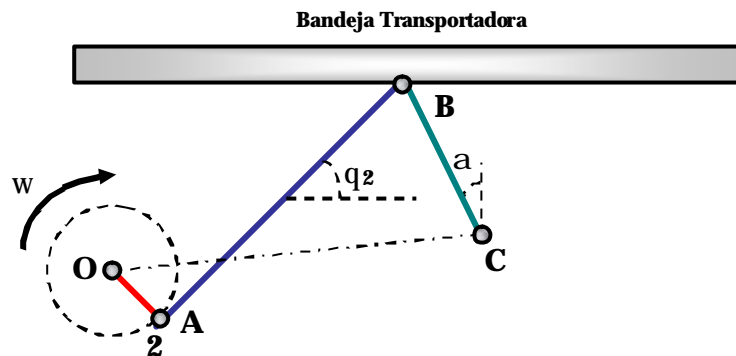
Con las ecuaciones (3.12), (3.13), (3.14), (3.15) y (3.16) se obtiene la aceleración de cualquier punto de la bandeja para la posición 1. Esta aceleración se calculó con la ayuda del programa MATLAB, los resultados se muestran en la tabla 5.

**Tabla 5. Resultados para la posición 1.**

CONDICIÓN	$\omega_{ab}$ (rad/s)	$\omega_{cb}$ (rad/s)	$\alpha_{ab}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$\alpha_{cb}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_x$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_y$ (mm/s <sup>2</sup> )	$f$ (°)
1	3,79	0,30	0,93	288,76	41905,00	-36284,14	-20964,03	30
2	3,03	0,24	0,59	228,34	33060,00	-28626,54	-16537,38	30
3	0,75	0,05	0,03	55,10	7975,00	-6906,40	-3987,76	30
4	3,64	-0,90	-2,61	380,29	41800,10	-36154,85	-20977,96	30
5	2,99	-0,72	-1,76	301,20	33110,05	-28645,29	-16604,90	30
6	0,75	-0,18	-0,11	72,66	8030,00	-6952,38	-4018,12	30
7	3,31	0,23	39,10	293,87	42630,00	-40056,41	-14587,70	20
8	2,64	0,19	30,87	232,72	33785,00	-31745,80	-11559,87	20
9	0,66	0,05	7,41	56,40	8120,00	-7630,20	-2777,50	20
10	3,26	-0,80	36,14	373,95	41140,06	-38635,15	-14136,11	20
11	2,62	-0,64	29,01	296,26	32560,03	-30581,16	-11178,03	20
12	0,66	-0,16	7,26	71,86	7920,00	-7441,41	-2711,42	20
13	3,04	0,50	73,94	316,46	<b>45820,01</b>	-45117,50	-7992,82	10
14	2,43	0,40	58,43	250,73	36395,01	-35837,99	-6343,13	10
15	0,61	0,10	14,08	60,86	8845,00	-8710,37	-1537,37	10
16	2,89	-0,91	67,31	377,04	41470,10	-40824,15	-7290,95	10
17	2,32	-0,73	53,79	299,10	32890,05	-32380,20	-5768,73	10
18	0,58	-0,18	13,34	72,86	8030,00	-7907,37	-1397,99	10

**3.2 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 2.** La figura 28 muestra un esquema del mecanismo en esta posición.

**Figura 28. Disposición del mecanismo para la posición 2.**



OA: Radio de la manivela (Excentricidad)

AB: Longitud de la biela

CB: Longitud del fleje

$\alpha$ : Ángulo que forma el fleje con la vertical

$\theta_2$ : Ángulo que forma la biela con la horizontal

$\theta_1$ : Ángulo que forma la manivela con la horizontal, ( $q_1=60^\circ$ )

$\omega$ : Velocidad angular, (400 y 600 RPM)

Los datos obtenidos de la geometría del mecanismo para esta posición se listan en la tabla 6.

**Tabla 6. Datos para el análisis de la posición 2.**

a	CB (mm)	OA (mm)	AB (mm)	q <sub>2</sub>	CONDICIÓN
30°	145	10	166	37°	1
		8	166.5	38°	2
		2	167	45°	3
	110	10	175	26°	4
		8	170	25°	5
		2	169	22°	6
20°	145	10	192.1	37°	7
		8	192.2	36°	8
		2	192.5	34°	9
	110	10	189.8	26°	10
		8	189.2	25°	11
		2	188.9	23°	12
10°	145	10	215.8	34°	13
		8	215.9	33°	14
		2	216	31°	15
	110	10	208	25°	16
		8	207.5	24°	17
		2	207	22°	18

Ecuaciones de posición:

$$\vec{r}_{OA} = r_{OA}(\cos q_1 \hat{i} - \text{sen } q_1 \hat{j}) \quad (3.17)$$

$$\vec{r}_{AB} = r_{AB}(\cos q_2 \hat{i} + \text{sen } q_2 \hat{j}) \quad (3.18)$$

$$\vec{r}_{CB} = r_{CB}(-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j}) \quad (3.19)$$

Ecuaciones de velocidad:

$$V_A = \mathbf{w}(-\hat{k}) \times r_{OA}(\text{cos} \mathbf{q}_1 \hat{i} - \text{sen} \mathbf{q}_1 \hat{j}) \quad (3.20)$$

$$V_{B/A} = \mathbf{w}_{AB}(\hat{k}) \times r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j}) \quad (3.21)$$

$$V_B = V_C + V_{B/C} \quad (3.22)$$

Como  $V_C = 0$  entonces:  $V_B = \mathbf{w}_{CB}(\hat{k}) \times r_{CB}(-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j})$

Reemplazando en la ecuación (3.4), realizando los correspondientes producto cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se tiene una matriz de ecuaciones dos por dos, de donde se hallan  $\mathbf{w}_{AB}$  y  $\mathbf{w}_{CB}$ .

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \text{cos} \mathbf{a} = -\mathbf{w} r_{OA} \text{sen} \mathbf{q}_1 - \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2 \quad (3.23)$$

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \text{sen} \mathbf{a} = -\mathbf{w} r_{OA} \text{cos} \mathbf{q}_1 + \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2 \quad (3.24)$$

Para calcular la aceleración del punto B:

$$a_A = -(\mathbf{w})^2 r_{OA} (\text{cos} \mathbf{q}_1 \hat{i} - \text{sen} \mathbf{q}_1 \hat{j})$$

$$a_{B/A}^t = \mathbf{a}_{AB}(\hat{k}) \times r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j})$$

$$a_{B/A}^n = -(\mathbf{w}_{AB})^2 \cdot r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j})$$

$$a_B = a_C + a_{B/C}^t + a_{B/C}^n$$

Como  $a_C = 0$ , entonces:

$$a_B = \mathbf{a}_{CB}(\hat{k}) \times r_{CB}(-\text{sen}\mathbf{a}\hat{i} + \text{cos}\mathbf{a}\hat{j}) - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB}(-\text{sen}\mathbf{a}\hat{i} + \text{cos}\mathbf{a}\hat{j})$$

Remplazando en la ecuación (3.10), realizando los correspondientes producto punto y cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se obtienen dos ecuaciones con dos incógnitas de las cuales se despejan  $\mathbf{a}_{AB}$  y  $\mathbf{a}_{CB}$ .

$$-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{cos}\mathbf{a} + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}\mathbf{a} = -(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos}\mathbf{q}_1 - \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2$$

$$-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{sen}\mathbf{a} - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}\mathbf{a} = (\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen}\mathbf{q}_1 + \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2$$

Despejando las ecuaciones de la posición 2 se obtiene:

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{\mathbf{w}r_{OA} \text{sen}\mathbf{q}_1 + \mathbf{w}_{AB}r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2}{r_{CB} \text{cos}\mathbf{a}} \quad (3.25)$$

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{\mathbf{w}r_{OA} \text{cos}\mathbf{q}_1 - \mathbf{w}_{AB}r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2}{r_{CB} \text{sen}\mathbf{a}} \quad (3.26)$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos}\mathbf{q}_1 + \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}\mathbf{a}}{r_{CB} \text{cos}\mathbf{a}} \quad (3.27)$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{-(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen}\mathbf{q}_1 - \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}\mathbf{a}}{r_{CB} \text{sen}\mathbf{a}} \quad (3.28)$$

$$a_B = (-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{cos}\mathbf{a} + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}\mathbf{a})\hat{i} + (-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{sen}\mathbf{a} - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}\mathbf{a})\hat{j} \quad (3.29)$$

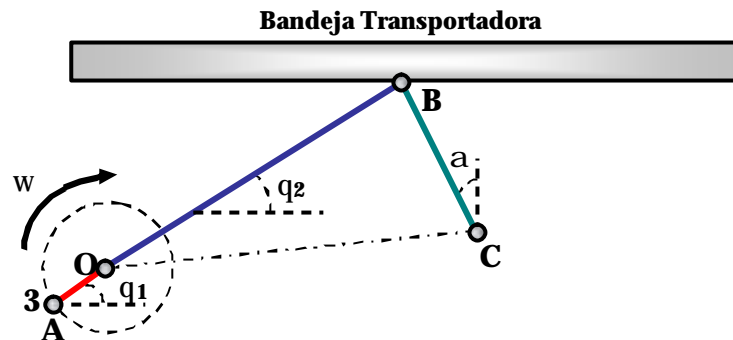
Con las ecuaciones (3.25), (3.26), (3.27), (3.28) y (3.29) se obtiene la aceleración de la bandeja, para la posición 2. Los resultados se resumen en la tabla 7.

**Tabla 7. Resultados para la posición 2.**

CONDICIÓN	$W_{ab}$ (rad/s)	$W_{cb}$ (rad/s)	$a_{ab}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a_{cb}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_x$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_y$ (mm/s <sup>2</sup> )	$f$ (°)
1	0,00	4,33	-256,12	-35,73	5853,05	5848,42	232,93	2
2	0,00	3,47	-202,11	-32,30	4997,13	4927,25	832,79	10
3	0,00	0,87	-49,62	-14,79	2147,49	1911,83	978,06	27
4	0,00	5,71	-246,69	27,37	4684,62	-813,34	-4613,47	80
5	0,00	4,57	-200,04	26,94	3749,70	-1418,41	-3471,08	68
6	0,00	1,14	-48,03	10,27	1138,86	-906,64	-689,21	37
7	0,59	4,50	-227,48	-40,39	6549,79	6506,38	-752,81	-7
8	0,4724	3,59	-178,37	-27,07	4345,05	4325,63	-410,32	-6
9	0,12	0,89	-42,24	-4,09	604,66	597,17	94,85	9
10	0,5780	5,73	-225,05	22,30	4365,08	-1069,99	-4231,91	76
11	0,4631	4,57	-177,18	23,66	3471,29	-1660,23	-3048,52	62
12	0,12	1,14	-41,97	8,71	968,98	-852,24	-461,10	28
13	1,09	4,73	-204,10	-28,82	5291,73	4679,24	-2471,27	-28
14	0,87	3,76	-159,33	-17,18	3226,27	2808,93	-1587,06	-30
15	0,21	0,93	-37,39	-1,28	223,24	203,91	-90,87	-24
16	1,07	5,89	-203,33	25,32	4725,42	-2080,30	-4242,87	64
17	0,85	4,68	-159,20	26,88	3816,08	-2492,43	-2889,68	49
18	0,21	1,16	-37,36	10,01	1111,39	-1059,32	-336,18	18

**3.3 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 3.** La figura 29 muestra un esquema de la posición del mecanismo.

**Figura 29. Disposición del mecanismo para la posición 3.**



OA: Radio de la manivela (Excentricidad)

AB: Longitud de la biela

CB: Longitud del fleje

$\alpha$ : Ángulo que forma el fleje con la vertical

$\theta_2$ : Ángulo que forma la biela con la horizontal

$\theta_1$ : Ángulo que forma la manivela con la horizontal, ( $q_1=30^\circ$ )

$\omega$ : Velocidad angular, (400 y 600 RPM)

La tabla 8 muestra los datos obtenidos de la geometría del mecanismo para esta posición.

**Tabla 8. Datos para el análisis de la posición 3.**

a	CB (mm)	OA (mm)	AB (mm)	q <sub>2</sub>	CONDICIÓN
30°	145	10	166	33°	1
		8	166.5	33°	2
		2	167	33°	3
	110	10	175	22°	4
		8	170	22°	5
		2	169	22°	6
20°	145	10	192.1	32°	7
		8	192.2	32°	8
		2	192.5	32°	9
	110	10	189.8	23°	10
		8	189.2	23°	11
		2	188.9	23°	12
10°	145	10	215.8	30.5°	13
		8	215.9	30.5°	14
		2	216	30.5°	15
	110	10	208	21.5°	16
		8	207.5	22°	17
		2	207	22.5°	18

Ecuaciones de posición:

$$\vec{r}_{OA} = r_{OA} (-\cos q_1 \hat{i} - \sin q_1 \hat{j}) \quad (3.30)$$

$$\vec{r}_{AB} = r_{AB} (\cos q_2 \hat{i} + \sin q_2 \hat{j}) \quad (3.31)$$

$$\vec{r}_{CB} = r_{CB}(-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j}) \quad (3.32)$$

Ecuaciones de velocidad:

$$V_A = \mathbf{w}(-\hat{k}) \times r_{OA}(-\text{cos} \mathbf{q}_1 \hat{i} - \text{sen} \mathbf{q}_1 \hat{j}) \quad (3.33)$$

$$V_{B/A} = \mathbf{w}_{AB}(\hat{k}) \times r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j}) \quad (3.34)$$

$$V_B = V_C + V_{B/C} \quad (3.35)$$

Como  $V_C = 0$ , entonces;

$$V_B = \mathbf{w}_{CB}(\hat{k}) \times r_{CB}(-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j})$$

Remplazando en la ecuación (3.4), realizando los correspondientes producto cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se tiene una matriz de ecuaciones dos por dos, de donde se hallan  $\mathbf{w}_{AB}$  y  $\mathbf{w}_{CB}$

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \text{cos} \mathbf{a} = -\mathbf{w} r_{OA} \text{sen} \mathbf{q}_1 - \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2$$

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \text{sen} \mathbf{a} = \mathbf{w} r_{OA} \text{cos} \mathbf{q}_1 + \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2$$

Para calcular la aceleración del punto B:

$$a_A = -(\mathbf{w})^2 r_{OA}(-\text{cos} \mathbf{q}_1 \hat{i} - \text{sen} \mathbf{q}_1 \hat{j})$$

$$a_{B/A}^t = \mathbf{a}_{AB}(\hat{k}) \times r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j})$$

$$a_{B/A}^n = -(\mathbf{w}_{AB})^2 \cdot r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j})$$

$$a_B = a_C + a_{B/C}t + a_{B/C}n$$

Como  $a_C = 0$ , se tiene:

$$a_B = \mathbf{a}_{CB}(\hat{k}) \times r_{CB}(-\text{sen}\mathbf{a}\hat{i} + \text{cos}\mathbf{a}\hat{j}) - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB}(-\text{sen}\mathbf{a}\hat{i} + \text{cos}\mathbf{a}\hat{j})$$

Remplazando en la ecuación (3.10), realizando los correspondientes producto punto y cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se obtienen dos ecuaciones con dos incógnitas de las cuales se despejan  $\mathbf{a}_{AB}$  y  $\mathbf{a}_{CB}$ .

$$-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{cos}\mathbf{a} + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}\mathbf{a} = (\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos}\mathbf{q}_1 - \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2$$

$$-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{sen}\mathbf{a} - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}\mathbf{a} = (\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen}\mathbf{q}_1 + \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2$$

Despejando las ecuaciones para esta posición, se obtiene:

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{\mathbf{w}r_{OA} \text{sen}\mathbf{q}_1 + \mathbf{w}_{AB}r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2}{r_{CB} \text{cos}\mathbf{a}}$$

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{-\mathbf{w}r_{OA} \text{cos}\mathbf{q}_1 - \mathbf{w}_{AB}r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2}{r_{CB} \text{sen}\mathbf{a}}$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{-(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos}\mathbf{q}_1 + \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}\mathbf{a}}{r_{CB} \text{cos}\mathbf{a}}$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{-(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen}\mathbf{q}_1 - \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{cos}\mathbf{q}_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen}\mathbf{q}_2 - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}\mathbf{a}}{r_{CB} \text{sen}\mathbf{a}}$$

$$a_B = (-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{cos}\mathbf{a} + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}\mathbf{a})\hat{i} + (-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{sen}\mathbf{a} - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}\mathbf{a})\hat{j}$$

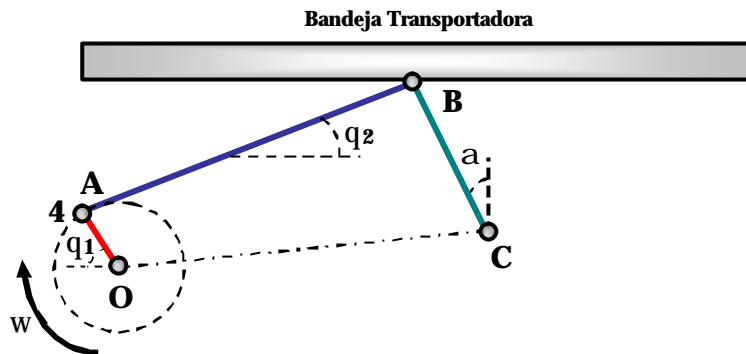
Con estas ecuaciones se obtiene la aceleración de la bandeja, para la posición 3. La tabla 9 muestra los resultados.

**Tabla 9. Resultados para la posición 3.**

CONDICIÓN	$\omega_{ab}$ (rad/s)	$\omega_{cb}$ (rad/s)	$\alpha_{ab}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$\alpha_{cb}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_x$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_y$ (mm/s <sup>2</sup> )	$f$ (°)
1	-3,79	-0,23	0,71	-255,78	37088,59	32123,40	18537,82	30
2	-3,02	-0,18	0,45	-207,29	30057,47	26032,93	15024,59	30
3	-0,75	-0,05	0,03	-53,80	7800,29	6755,40	3899,89	30
4	-3,63	0,80	-2,26	-337,67	37143,25	32202,39	18510,20	30
5	-2,99	0,64	-1,52	-273,13	30044,13	26041,63	14982,76	30
6	-0,75	0,16	-0,10	-70,90	7798,60	6755,21	3896,84	30
7	-3,29	-0,15	-34,19	-263,48	38204,57	35901,74	13063,48	20
8	-2,63	-0,12	-27,71	-213,14	30904,98	29041,94	10568,04	20
9	-0,66	-0,03	-7,19	-55,05	7981,71	7500,40	2729,78	20
10	-3,26	0,70	-35,89	-338,30	37212,98	34987,01	12677,36	20
11	-2,62	0,56	-28,85	-273,54	30089,89	28286,93	10259,20	20
12	-0,66	0,14	-7,26	-70,60	7765,84	7298,23	2654,06	20
13	-2,92	-0,04	-63,61	-277,09	40178,05	39567,70	6976,61	10
14	-2,34	-0,03	-51,37	-223,84	32457,50	31964,42	5636,04	10
15	-0,58	-0,01	-13,22	-57,59	8350,16	8223,30	1449,98	10
16	-2,90	0,86	-64,94	-346,16	38078,09	37513,69	6531,78	10
17	-2,33	0,65	-52,30	-280,30	30833,28	30372,89	5308,34	10
18	-0,58	0,15	-13,30	-72,24	7945,92	7825,65	1377,27	10

**3.4 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN 4.** La figura 30 muestra el esquema para esta posición del mecanismo.

**Figura 30. Disposición del mecanismo para la posición 4.**



OA: Radio de la manivela (Excentricidad)

AB: Longitud de la biela

CB: Longitud del fleje

$\alpha$ : Ángulo que forma el fleje con la vertical

$\theta_2$ : Ángulo que forma la biela con la horizontal

$\theta_1$ : Ángulo que forma la manivela con la horizontal, ( $q_1=60^\circ$ )

$\omega$ : Velocidad angular (400 y 600 RPM)

Los datos obtenidos de la geometría del mecanismo se registran en la tabla 10.

**Tabla 10. Datos para el análisis de la posición 4.**

a	CB (mm)	OA (mm)	AB (mm)	q <sub>2</sub>	CONDICIÓN
30°	145	10	166	30°	1
		8	166.5	31°	2
		2	167	32°	3
	110	10	175	19°	4
		8	170	20°	5
		2	169	22°	6
20°	145	10	192.1	29°	7
		8	192.2	30°	8
		2	192.5	32°	9
	110	10	189.8	19°	10
		8	189.2	20°	11
		2	188.9	21°	12
10°	145	10	215.8	27°	13
		8	215.9	28°	14
		2	216	29°	15
	110	10	208	18°	16
		8	207.5	19°	17
		2	207	20°	18

Ecuaciones de posición:

$$\vec{r}_{OA} = r_{OA}(-\cos q_1 \hat{i} + \sin q_1 \hat{j})$$

$$\vec{r}_{AB} = r_{AB}(\cos q_2 \hat{i} + \sin q_2 \hat{j})$$

$$\vec{r}_{CB} = r_{CB}(-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j})$$

Ecuaciones de velocidad:

$$V_A = \mathbf{w}(-\hat{k}) \times r_{OA}(-\text{cos} \mathbf{q}_1 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_1 \hat{j})$$

$$V_{B/A} = \mathbf{w}_{AB}(\hat{k}) \times r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j})$$

$$V_B = V_C + V_{B/C}$$

Como  $V_C = 0$ , entonces:

$$V_B = \mathbf{w}_{CB}(\hat{k}) \times r_{CB}(-\text{sen} \mathbf{a} \hat{i} + \text{cos} \mathbf{a} \hat{j})$$

Reemplazando en la ecuación (3.4), realizando los correspondientes producto cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se tiene una matriz de ecuaciones dos por dos, de donde se hallan  $\mathbf{w}_{AB}$  y  $\mathbf{w}_{CB}$

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \text{cos} \mathbf{a} = \mathbf{w} r_{OA} \text{sen} \mathbf{q}_1 - \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{sen} \mathbf{q}_2$$

$$-\mathbf{w}_{CB} r_{CB} \text{sen} \mathbf{a} = \mathbf{w} r_{OA} \text{cos} \mathbf{q}_1 + \mathbf{w}_{AB} r_{AB} \text{cos} \mathbf{q}_2$$

Para calcular la aceleración del punto B:

$$a_A = -(\mathbf{w})^2 r_{OA}(-\text{cos} \mathbf{q}_1 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_1 \hat{j})$$

$$a_{B/A}^t = \mathbf{a}_{AB}(\hat{k}) \times r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j})$$

$$a_{B/A}^n = -(\mathbf{w}_{AB})^2 \cdot r_{AB}(\text{cos} \mathbf{q}_2 \hat{i} + \text{sen} \mathbf{q}_2 \hat{j})$$

$$a_B = a_C + a_{B/C}t + a_{B/C}n$$

Como  $a_C = 0$ , se obtiene:

$$a_B = \mathbf{a}_{CB}(\hat{k}) \times r_{CB}(-\text{sen}a\hat{i} + \text{cos}a\hat{j}) - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB}(-\text{sen}a\hat{i} + \text{cos}a\hat{j})$$

Reemplazando en la ecuación (3.10), realizando los correspondientes producto punto y cruz e igualando las componentes  $\hat{i}$  y  $\hat{j}$  se obtienen dos ecuaciones con dos incógnitas de las cuales se despejan  $\mathbf{a}_{AB}$  y  $\mathbf{a}_{CB}$ .

$$-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{cos}a + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}a = (\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos}q_1 - \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{sen}q_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos}q_2$$

$$-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{sen}a - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}a = -(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen}q_1 + \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{cos}q_2 - (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen}q_2$$

Despejando las ecuaciones de la posición 4 se obtiene:

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{-\mathbf{w}r_{OA} \text{sen}q_1 + \mathbf{w}_{AB}r_{AB} \text{sen}q_2}{r_{CB} \text{cos}a}$$

$$\mathbf{w}_{CB} = \frac{-\mathbf{w}r_{OA} \text{cos}q_1 - \mathbf{w}_{AB}r_{AB} \text{cos}q_2}{r_{CB} \text{sen}a}$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{-(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{cos}q_1 + \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{sen}q_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{cos}q_2 + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}a}{r_{CB} \text{cos}a}$$

$$\mathbf{a}_{CB} = \frac{(\mathbf{w})^2 r_{OA} \text{sen}q_1 - \mathbf{a}_{AB}r_{AB} \text{cos}q_2 + (\mathbf{w}_{AB})^2 r_{AB} \text{sen}q_2 - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}a}{r_{CB} \text{sen}a}$$

$$a_B = (-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{cos}a + (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{sen}a)\hat{i} + (-\mathbf{a}_{CB}r_{CB} \text{sen}a - (\mathbf{w}_{CB})^2 r_{CB} \text{cos}a)\hat{j}$$

Con estas ecuaciones se obtiene la aceleración de la bandeja, para la posición 4. Los resultados se resumen en la tabla 11.

**Tabla 11. Resultados para la posición 4.**

CONDICIÓN	$\omega_{ab}$ (rad/s)	$\omega_{cb}$ (rad/s)	$\alpha_{ab}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$\alpha_{cb}$ (rad/s <sup>2</sup> )	$a$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_x$ (mm/s <sup>2</sup> )	$a_y$ (mm/s <sup>2</sup> )	$f$ (°)
1	0,00	-4,33	221,41	0,00	2722,48	1361,12	-2357,81	-60
2	0,00	-3,47	179,24	3,59	1818,59	420,13	-1769,40	-77
3	0,00	-0,87	46,65	1,88	292,95	-181,08	-230,29	52
4	0,00	-5,71	208,91	-63,42	7844,78	7835,57	379,98	3
5	0,00	-4,57	174,92	-46,94	5651,18	5620,03	592,56	6
6	0,00	-1,14	46,32	-9,90	1098,85	1015,25	420,39	23
7	-0,58	-4,39	190,25	-7,41	2989,76	1964,21	-2254,01	-49
8	-0,46	-3,52	154,86	-1,90	1817,56	873,05	-1594,15	-61
9	-0,12	-0,89	40,69	1,79	283,97	-205,66	-195,82	44
10	-0,57	-5,61	186,63	-67,37	8177,98	8146,58	-715,98	-5
11	-0,46	-4,50	152,61	-49,49	5881,61	5877,06	-231,38	-2
12	-0,12	-1,13	40,43	-11,23	1243,09	1208,59	290,81	14
13	-1,04	-4,52	165,70	-19,47	4096,93	3295,91	-2433,48	-36
14	-0,84	-3,64	135,39	-11,21	2518,37	1934,31	-1612,65	-40
15	-0,21	-0,92	35,75	-1,22	215,24	195,93	-89,10	-24
16	-1,04	-5,64	163,25	-77,74	9240,63	9029,66	-1963,26	-12
17	-0,84	-4,54	133,84	-57,39	6707,83	6610,59	-1138,05	-10
18	-0,21	-1,14	35,70	-12,80	1415,35	1411,59	103,13	4

Después de analizar cada una de las 4 posiciones consideradas del sistema, se encontró que la máxima aceleración del punto B, se tiene en la posición 1 con un valor de  $45820.015 \text{ mm/s}^2$ , con esta aceleración se realizan los cálculos cinéticos para el sistema vibratorio.

La bandeja tiene movimiento de traslación, por tanto cualquier punto de la misma tiene la aceleración del punto B.

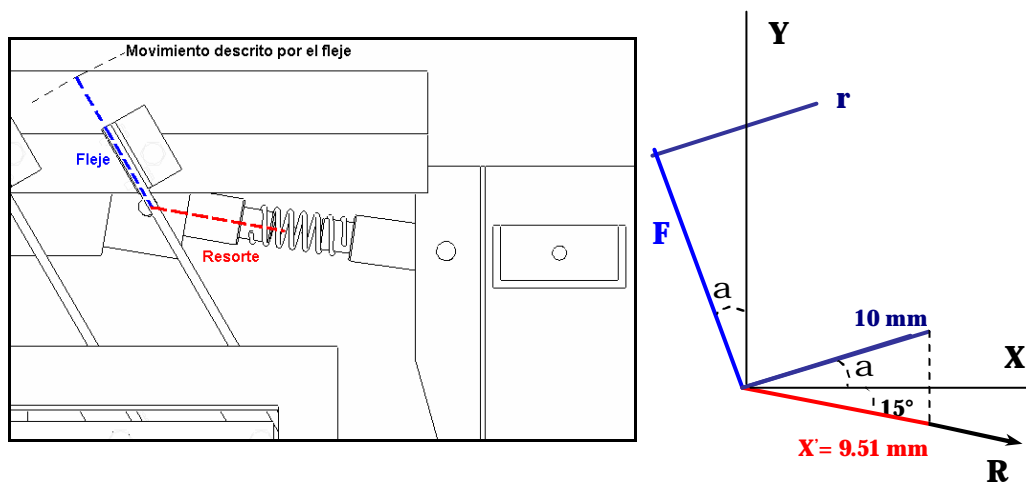
## 4. CÁLCULOS DE DISEÑO DEL SISTEMA

### 4.1 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL SISTEMA VIBRATORIO

En esta sección se calcula la potencia del motor de accionamiento, a partir de la cinética del sistema vibratorio.

**4.1.1 Cálculo de la fuerza del resorte.** De la figura 31 se obtiene que el desplazamiento del resorte es:  $x=9.51 \times 10^{-3} m$ .

**Figura 31. Esquema del desplazamiento del resorte.**



F: Dirección del fleje

r: Excentricidad (10 mm)

R: Dirección en la que actúa la fuerza del resorte

$\alpha$ : Ángulo que forma el fleje con la vertical

$x'$ : Desplazamiento del resorte (9.51 mm)

Para el cálculo de la fuerza del resorte se tiene:

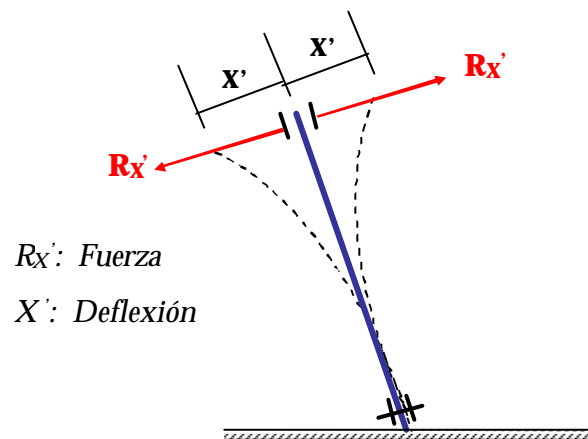
$$F_R = K \cdot x \quad (4.1)$$

Mediante experimentación, para los requerimientos del sistema, se encontró un resorte apropiado de constante  $K = 1000 \text{ Kg/m}$ .

$$F_R = 1000 \text{ Kg/m} \times (9.51 \times 10^{-3} \text{ m}) \Rightarrow F_R = 9.51 \text{ Kg}$$

**4.1.2 Cálculo de la fuerza de los flejes.** Los flejes proporcionan la fuerza restauradora. Para calcular el valor de dicha fuerza los flejes fueron sometidos a pruebas de flexión, utilizando un dinamómetro. En la figura 32 se observa la deflexión que sufren los flejes al aplicárseles una fuerza  $R_X'$ .

**Figura 32. Movimiento de los flejes.**



Resultados obtenidos en las pruebas:

Fuerza $R_X$ (Kg)	1.1	1.7	2
Deflexión $X'$ (mm)	2	8	10

La deflexión en el extremo del fleje es igual a la excentricidad de la biela ( $X'=r$ ), entonces para el máximo valor de esta,  $r = 10 \text{ mm}$ , se obtiene la fuerza máxima del fleje en dirección  $X'$ ,  $R_X' = 2 \text{ Kg}$ .

**4.1.3 Cálculo de la fuerza de la biela para la aceleración de avance máxima.** La aceleración de avance máxima de la bandeja transportadora se presenta cuando:  $\alpha = 10^\circ$ ,  $w = 600 \text{ RPM} = 62.83 \text{ rad/s}$ ,  $r = 0.01 \text{ m}$  (según lo analizado en el capítulo anterior).

Condiciones del sistema:

Peso de la bandeja transportadora y material:  $W = 20 \text{ Kg}$

Aceleración de avance:  $a_x' = 45.12 \text{ m/s}^2$

Fuerza del fleje en dirección  $x'$ :  $R_x' = 2 \text{ Kg}$

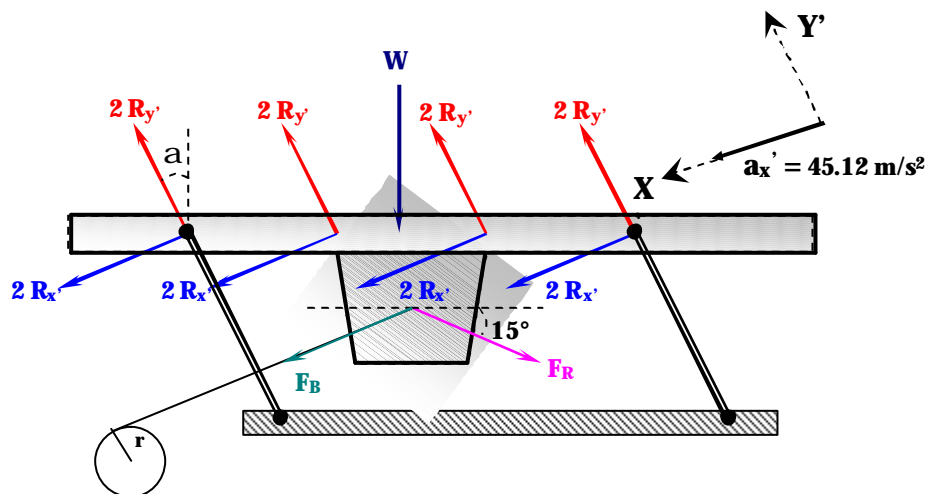
Fuerza del fleje en dirección  $y'$ :  $R_y'$

Fuerza de la biela:  $F_B$

Angulo de inclinación de los flejes:  $\alpha = 10^\circ$

Gravedad:  $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

**Figura 33. Diagrama de cuerpo libre de la bandeja transportadora.**



Como la trayectoria que describe cualquier punto de la bandeja es un arco de ángulo de barrido pequeño y aceleración normal próxima a cero, se toma despreciable la aceleración en la dirección Y'.

Realizando sumatoria de fuerzas en dirección Y':

$$\sum F_{y'} = 0 ;$$

$$8R_{y'} - W \cos 10^\circ - 2F_R \operatorname{sen} 25^\circ = 0 \quad (4.2)$$

Reemplazando:

$$8R_{y'} = (20 \text{ Kg}) \cos 10^\circ + 2(9.51 \text{ Kg}) \operatorname{sen} 25^\circ$$

Por tanto:

$$R_{y'} = 3.46 \text{ Kg}$$

Ahora haciendo sumatoria de fuerzas en dirección X':

$$\sum F_{x'} = ma_{x'} ;$$

$$8R_{x'} + W \operatorname{sen} \alpha + F_B - 2F_R \cos (15 + \alpha) = ma_{x'} \quad (4.3)$$

$$8R_{x'} + W \operatorname{sen} \alpha + F_B - 2F_R \cos 25^\circ = \frac{W}{g} a_{x'}$$

Reemplazando:

$$8(2 \text{ Kg}) + 20 \text{ Kg} (\text{sen} 10^\circ) + F_B - 2(9.51 \text{ Kg}) \cos 25^\circ = \frac{20 \text{ Kg}}{9.8 \text{ m/s}^2} (45.12 \text{ m/s}^2)$$

De donde:

$$F_B = 89.84 \text{ Kg}$$

**4.1.4 Cálculo de la fuerza de la biela para la aceleración de avance mínima.** La aceleración de avance mínima de la bandeja transportadora,  $a_x = 0.0933 \text{ m/s}^2$ , se presenta cuando:  $\alpha = 10^\circ$ ,  $\omega = 400 \text{ RPM} = 42 \text{ rad/s}$ ,  $r = 0.002 \text{ m}$ .

Realizando sumatoria de fuerzas en dirección X':

$$\sum F_x = m a_x :$$

$$8R_x + W \text{ sen } \alpha + F_B - 2 F_R \cos (15 + \alpha) = m a_x \quad (4.4)$$

$$8R_x + W \text{ sen } \alpha + F_B - 2 F_R \cos 25^\circ = \frac{W}{g} a_x$$

Reemplazando:

$$8(2 \text{ Kg}) + 20 \text{ Kg} (\text{sen} 10^\circ) + F_B - 2(9.51 \text{ Kg}) \cos 25^\circ = \frac{20 \text{ Kg}}{9.8 \text{ m/s}^2} (0.0933 \text{ m/s}^2)$$

De donde:

$$F_B = -2.04 \text{ Kg}$$

**4.1.5 Cálculo del torque.** El torque necesario en el eje es producido por la fuerza de la biela cuando esta es máxima, lo cual ocurre para la posición indicada en la figura 33, donde la excentricidad  $r$  y la fuerza  $F_B$  son perpendiculares.

$$T = F_B \times r \quad (4.5)$$

$$r = 0.01 \text{ m}$$

$$T = 89.84 \text{ Kg} \times 0.01 \text{ m}$$

$$T = 0.898 \text{ Kg} - \text{m} = 77.36 \text{ lb} - \text{in}$$

**4.1.6 Cálculo de la potencia.** La potencia necesaria para accionar el sistema es:

$$Pot = \frac{T \times N}{63000 \times h_T} \quad (4.6)$$

Debido a las pérdidas de potencia en el motor eléctrico, la transmisión por correas y los rodamientos:

$$h_T = h_1 \times h_2 \times h_3 \quad (4.7)$$

Donde:

$$h_1 = 0.9 \text{ (Por poleas en V)}$$

$$h_2 = 0.95 \text{ (Por fricción en rodamientos)}$$

$$h_3 = 0.87 \quad (\text{Por motor eléctrico})$$

$$h_r = 0.7439$$

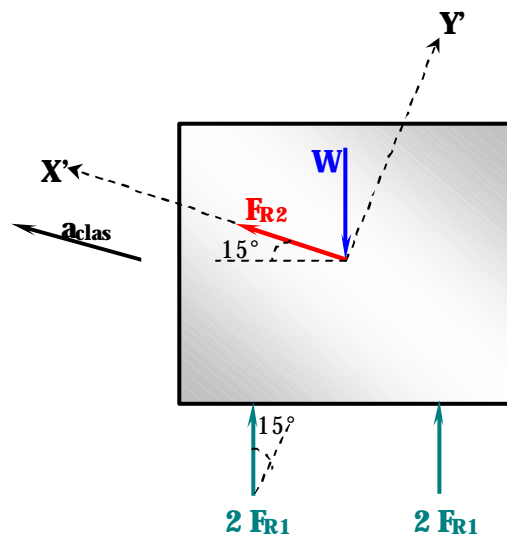
Por tanto la potencia es:

$$Pot = \frac{77.36 \text{ lb-in} \times 600 \text{ RPM}}{63000 \times 0.7439}$$

$$Pot = 0.99 \text{ HP} \approx 1 \text{ HP}$$

## 4.2 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN PARA LA SECCIÓN DE CLASIFICACIÓN

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre de las bandejas clasificadoras.



Realizando sumatoria de fuerzas en dirección X':

$$\sum F_x = m a_x :$$

$$4 F_{R1} \text{ sen}15^\circ + F_{R2} - W \text{ sen}15^\circ = m a_x \quad (4.8)$$

$$F_{R2} = 9.51 \text{ Kg}$$

$$4(F_{R1}) \text{ sen}15^\circ + (9.51 \text{ Kg}) - 25 \text{ Kg}(\text{sen} 15^\circ) = \frac{25 \text{ Kg}}{9.8 \text{ m/s}^2} (a_x)$$

$$\sum F_y = 0 :$$

$$4 F_{R1} \cos 15^\circ - W \cos 15^\circ = 0 \quad (4.9)$$

$$4(F_{R1}) \cos 15^\circ - 25 \text{ Kg}(\cos 15^\circ) = 0$$

$$F_{R1} = 6.25 \text{ Kg}$$

La aceleración en la sección de clasificación es:

$$a_{\text{clasif.}} = 3.7 \text{ m/s}^2$$

Este valor de aceleración resulta satisfactorio, ya que se encuentra dentro del rango recomendado por Zignoli<sup>6</sup>.

### 4.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Se asume una transmisión de poleas y correas trapezoidales por ser la recomendada para relaciones de velocidades entre 1 y 6. En este caso la relación es de 3.

Siguiendo el sistema de selección utilizado en el texto “Diseño de Elementos de Máquinas” de V.M. Faires, se tiene<sup>7</sup>:

$$HP_{diseño} = HP_{transmitida} * N_{sf} \quad (4.11)$$

$N_{sf}$  = coeficiente de servicio entre la máquina conductora y la conducida

Para un motor de corriente alterna, monofásico y máquina transportadora,  $N_{sf} = 1.2$ , entonces:

$$HP_{diseño} = 1 * 1.2 = 1.2 Hp \quad \text{ó} \quad Cv_{diseño} = 1.21$$

Con  $Cv_{diseño} = 1.21$  y velocidad de la polea pequeña 1800 RPM se obtiene una correa tipo A.

$$\text{Sección A} = b * t = \frac{1}{2} " \times \frac{5}{16} " = 13 \times 8 mm$$

Potencia nominal normalizada:

$$P_n = \left[ a \cdot \left( \frac{10^3}{V_{mp}} \right)^{0.09} - \frac{c}{K_d \cdot D_1} - \frac{e \cdot V_{mp}^2}{10^6} \right] \cdot \frac{V_{mp}}{10^3}, \text{ en Cv} \quad (4.12)$$

Donde a, c y e son constantes correspondientes a una sección de correa particular; para correa tipo A se tiene:

$$a = 2.684$$

---

<sup>6</sup> Ibid., p. 1178-1200.

<sup>7</sup> FAIRES, Virgil Moring. Diseño de Elementos de Máquinas. 4 Ed. México, 1996, p. 582-603.

$$c = 5.326$$

$$e = 0.0136$$

$V_{mp}$  = Velocidad en ft/min de la correa.

$K_d$  = Coeficiente de diámetro pequeño.

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{7.5''}{2.5''} = 3 \quad D_1 = \text{diámetro polea pequeña} \quad (4.13)$$

$$D_2 = \text{diámetro polea grande}$$

Entonces  $K_d = 1.14$

$$V_{mp} = \frac{p \cdot D_1 \cdot n_1}{12} = \frac{p \cdot 2.5'' \cdot 1800}{12} = 1178 \text{ ft/m} \quad (4.14)$$

Por lo tanto

$$P_n = \left[ 2.684 \cdot \left( \frac{10^3}{1178} \right)^{0.09} - \frac{5.326}{1.14 \cdot 2.5''} - \frac{0.0136 \cdot (1178)^2}{10^6} \right] \cdot \frac{1178}{10^3}$$

$$P_n = 0.98 C_v$$

$$P_{n \text{ corregida}} = P_n \times K_q \times K_L \quad (4.15)$$

Adoptando una distancia entre centros  $c = 162 \text{ mm} = 6.4''$  para:

$$\frac{D_2 - D_1}{c} = \frac{7.5 - 2.5}{6.4} = 0.79$$

Se tiene  $K_q = 0.92$  (coeficiente de arco de contacto)

La longitud de la correa viene dada por la expresión:

$$L_c = 2 \cdot c + 157 \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot c} \quad (4.16)$$

$$L_c = 2 \cdot (6.4) + 157 \cdot (7.5 + 2.5) + \frac{(7.5 - 2.5)^2}{4 \cdot (6.4)} = 29.5''$$

Para una longitud normalizada de 30", se tiene un  $K_L = 0.93$  (factor de corrección de longitud).

Debido a que la longitud ha sido variada, se debe corregir la distancia entre centros  $c$ .

$$B = 4 \cdot L - 6.28(D_2 + D_1) = 4 \cdot (30) - 6.28(7.5 + 2.5) = 57.2$$

$$c = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D_2 - D_1)^2}}{16} = \frac{57.2 + \sqrt{(57.2)^2 - 32(7.5 - 2.5)^2}}{16} = 6.68'' \approx 170mm$$

$$Pn_{corregida} = 0.98Cv * 0.92 * 0.93 = 0.84Cv$$

Número de correas necesarias:

$$N^\circ \text{ correas} = \frac{\text{Pot. de diseño}}{Pn_{corregida}} \quad (4.17)$$

$$N^{\circ} \text{ correas} = \frac{1.21 C_v}{0.84 C_v} = 1.4$$

Se adopta una correa.

En resumen se seleccionó una transmisión por correas, de las siguientes características:

Correa trapezoidal tipo A

Sección de la correa  $1/2" \times 5/16"$

Transmisión por una sola correa

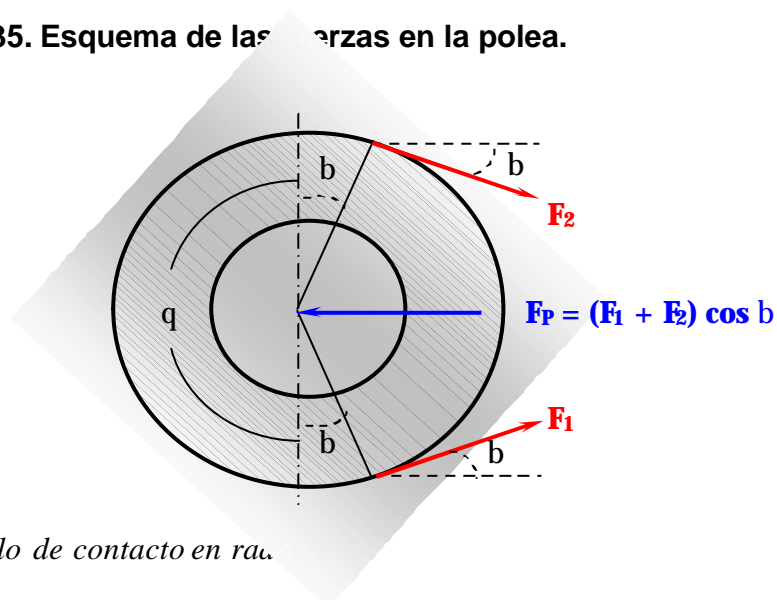
Longitud de correa  $L_c = 30'$

Diámetro de las poleas  $D_1 = 2.5''$  y  $D_2 = 7.5''$

Distancia entre centros:  $c = 170 \text{ mm} = 6.68''$

**4.3.1 Cálculo de las fuerzas en la polea.** En la figura 35 se muestra el esquema de las fuerzas que actúan en la polea.

**Figura 35. Esquema de las fuerzas en la polea.**



$q$ : Angulo de contacto en rad.

$$q = p + 2 \cdot \text{sen}^{-1} \cdot \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot C} \quad (4.18)$$

$$q = p + 2 \cdot \text{sen}^{-1} \cdot \frac{7.5'' - 2.5''}{2(6.4'')} \Rightarrow q = 225^\circ$$

$$b = \frac{q - 180^\circ}{2} \quad (4.19)$$

$$b = \frac{225 - 180^\circ}{2} = 22.5^\circ$$

Para hallar el torque en la polea se tiene:  $F_B = 89.84 \text{ Kg}$  esta fuerza se debe a la biela que acciona la bandeja transportadora.

Para hallar el torque sobre el eje se tiene en cuenta la mayor excentricidad,  $r = 10 \text{ mm} = 0.01 \text{ m}$ .

$T = 89.84 \text{ Kg} \times 0.01 \text{ m} = 0.8984 \text{ Kg} - \text{m}$ , es el mismo torque transmitido a la polea, entonces:

$$F_n = F_1 - F_2 \quad (4.20)$$

Donde  $F_n$  es la fuerza tangencial neta de la correa.

$$F_n = \frac{2T}{D_2} = \frac{2 \cdot (0.8984 \text{ Kg} - \text{m})}{0.1905 \text{ m}} = 9.43 \text{ Kg}$$

Pero la fuerza de la polea sobre el eje es:

$$F_p = (F_1 + F_2) \cos 22.5^\circ = V \cdot (F_1 - F_2) \quad (4.21)$$

Donde  $\zeta$  es un factor que para correas en V tiene un valor de 2, por lo tanto:

$$F_p = V \cdot (F_n) = 2 \times 9.43 \text{ Kg}$$

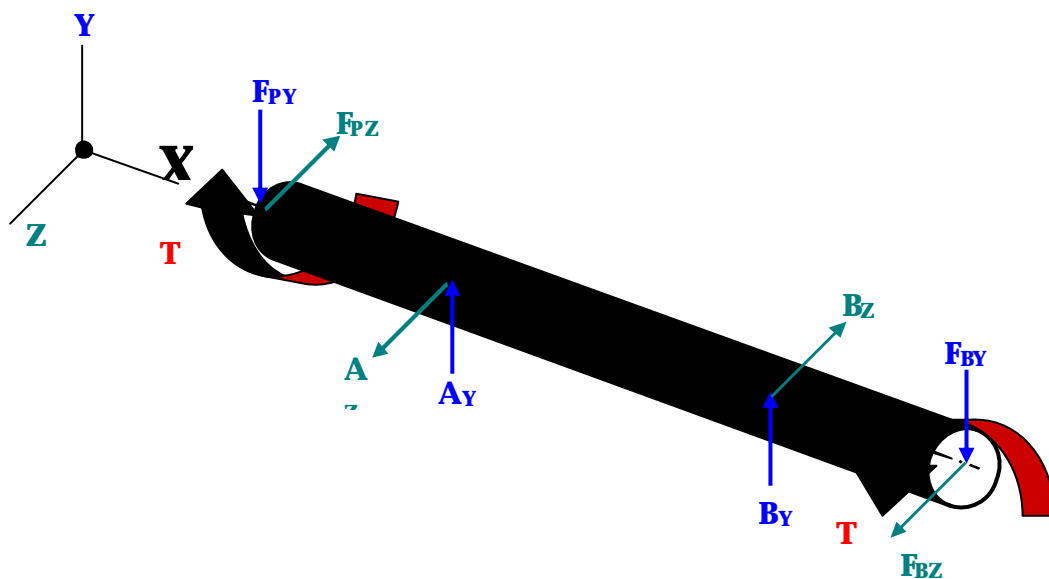
$$F_p = 18.86 \text{ Kg}$$

Esta es la fuerza que la polea transmite al eje.

#### 4.4 CÁLCULO DEL EJE DE LA EXCÉNTRICA

Cálculo de las reacciones en el eje para la fuerza máxima de la biela. El diagrama de cuerpo libre del eje, cuando  $F_B = 89.84 \text{ Kg}$ , se observa en la figura 36.

Figura 36. Diagrama de cuerpo libre del eje.



Componentes de la Fuerza de la polea,  $F_P$ :

$$F_p = 18.86 \text{ Kg}$$

$$F_{py} = 18.86 \text{ Kg} \times \text{sen } 43^\circ = 12.86 \text{ Kg}$$

$$F_{PZ} = 18.86 \text{ Kg} \times \cos 43^\circ = 13.79 \text{ Kg}$$

Componentes de la Fuerza de la biela,  $F_B$ :

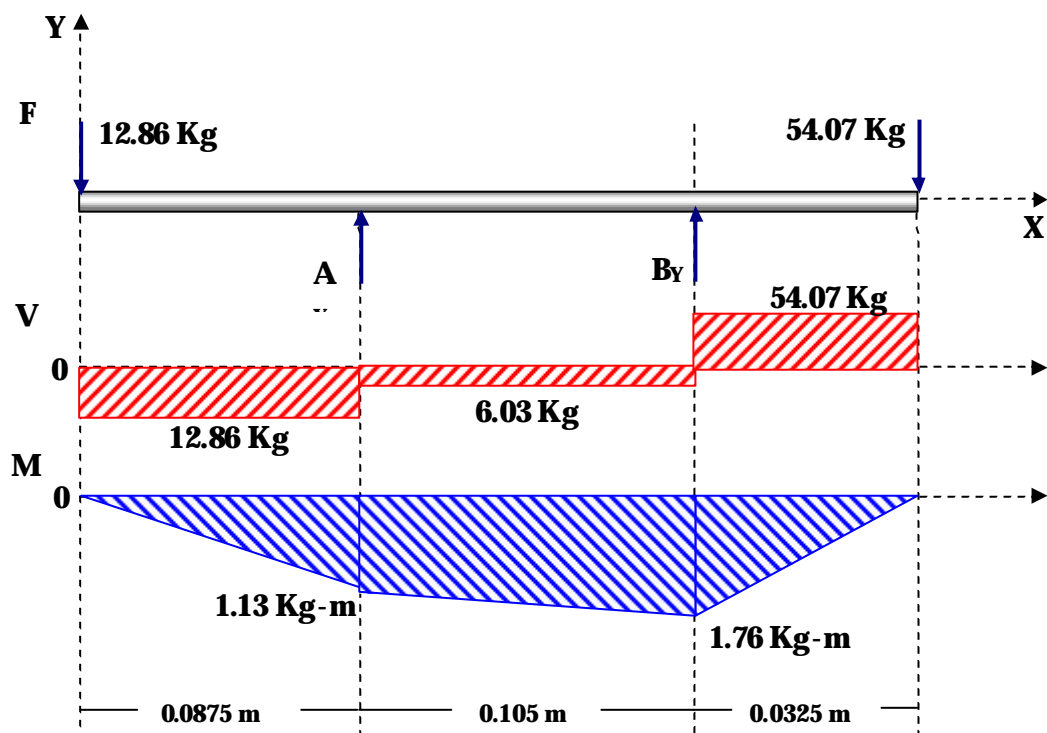
$$F_B = 89.84 \text{ Kg}$$

$$F_{BY} = 89.84 \text{ Kg} \times \sin 37^\circ = 54.07 \text{ Kg}$$

$$F_{BZ} = 89.84 \text{ Kg} \times \cos 37^\circ = 71.75 \text{ Kg}$$

Diagrama de cortantes (V) y momentos flectores (M):

**Figura 37. Diagrama de cortante y momento flector, Plano X – Y.**



Analizando el Plano X – Y, se tiene:

$$\sum F_y = 0 \quad \Rightarrow \quad A_y + B_y = F_{PY} + F_{BY} \quad (4.22)$$

$$A_Y + B_Y = 12.86 \text{ Kg} + 54.07 \text{ Kg} \quad \Rightarrow \quad A_Y + B_Y = 66.93 \text{ Kg}$$

$$A_Y = 66.93 - B_Y$$

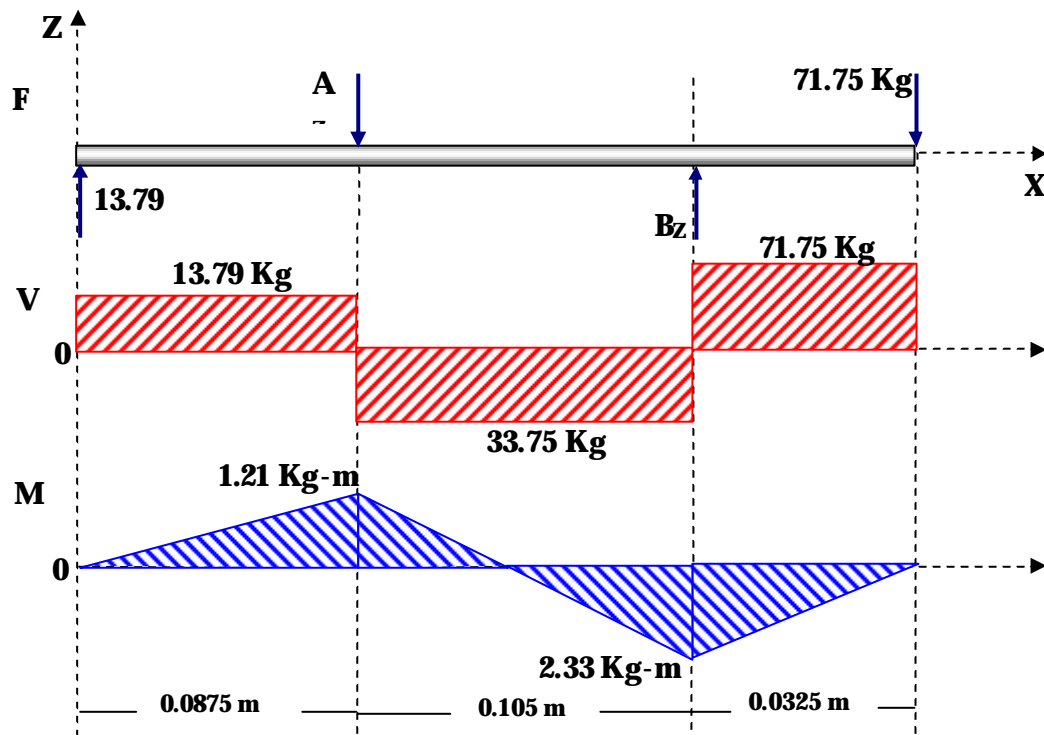
$$\sum M_A = 0$$

$$F_{PY} \times 0.0875 \text{ m} + B_Y \times 0.105 \text{ m} - F_{BY} \times 0.1375 = 0 \quad (4.23)$$

$$12.86 \text{ Kg} \times 0.0875 \text{ m} + B_Y \times 0.105 \text{ m} - 54.07 \text{ Kg} \times 0.1375 = 0$$

$$B_Y = 60.1 \text{ Kg} \quad \Rightarrow \quad A_Y = 6.83 \text{ Kg}$$

**Figura 38. Diagrama de cortante y momento flector, Plano X – Z.**



Analizando el Plano X – Z, se tiene:

$$\sum F_z = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{PZ} - A_z + B_z = F_{Bz} \quad (4.24)$$

$$13.79 \text{ Kg} - A_z + B_z = 71.75 \text{ Kg} \quad \Rightarrow \quad B_z - 57.96 \text{ Kg} = A_z$$

$$\sum M_A = 0$$

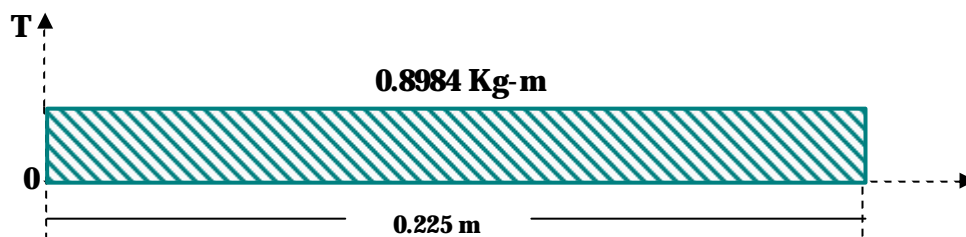
$$-F_{PZ} \times 0.0875 \text{ m} + B_z \times 0.105 \text{ m} - F_{BZ} \times 0.1375 = 0 \quad (4.25)$$

$$-13.79 \times 0.0875 \text{ m} + B_z \times 0.105 \text{ m} - 71.75 \times 0.1375 = 0$$

$$B_z = 105.5 \text{ Kg} \quad \Rightarrow \quad A_z = 47.54 \text{ Kg}$$

Diagrama de momento torsor:

**Figura 39. Diagrama de torque.**



$$T = 0.8984 \text{ Kg} - m$$

En los diagramas anteriores, en el punto B se presentan los momentos de mayor valor. El momento resultante en dicho punto está dado por:

$$M_B = \sqrt{(1.76)^2 + (2.33)^2}$$

$$M_B = 2.92 \text{ Kg} - m$$

Asumiendo un diámetro de 20 mm para el eje en consideración, se calculan los esfuerzos:

Cálculo del esfuerzo máximo,  $s_{max}$  :

$$s_{max} = \frac{M C}{I} \quad (4.26)$$

$$I = \frac{P}{64} (D)^4 = \frac{P}{64} (0.020m)^4$$

$$I = 7.85 \times 10^{-9} m^4$$

$$s_{max} = \frac{2.92 Kg - m \times 0.01m}{7.85 \times 10^{-9} m^4}$$

$$s_{max} = 3719745.22 Kg / m^2$$

Cálculo del esfuerzo cortante máximo,  $t_{max}$  :

$$t_{max} = \frac{T C}{J} \quad (4.27)$$

$$J = \frac{P}{32} (D)^4 = \frac{P}{32} (0.020m)^4$$

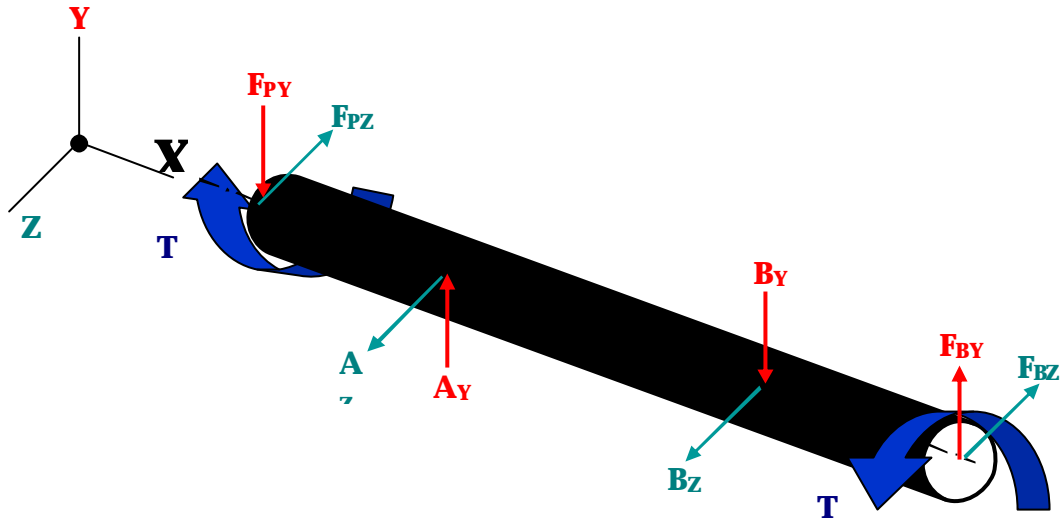
$$J = 1.57 \times 10^{-8} m^4$$

$$t_{max} = \frac{0.8984Kg - m \times 0.01m}{1.57 \times 10^{-8} m^4}$$

$$t_{max} = 572229.3 Kg / m^2$$

**4.4.2 Cálculo de las reacciones en el eje para la fuerza mínima de la biela.** El diagrama de cuerpo libre del eje se muestra en la figura 40.

Figura 40. Diagrama de cuerpo libre del eje.



Componentes de la Fuerza de la polea,  $F_P$  :

$$F_P = 18.86 \text{ Kg}$$

$$F_{PY} = 12.86 \text{ Kg}, \quad F_{PZ} = 13.79 \text{ Kg}$$

Componentes de la Fuerza de la biela,  $F_B$  :

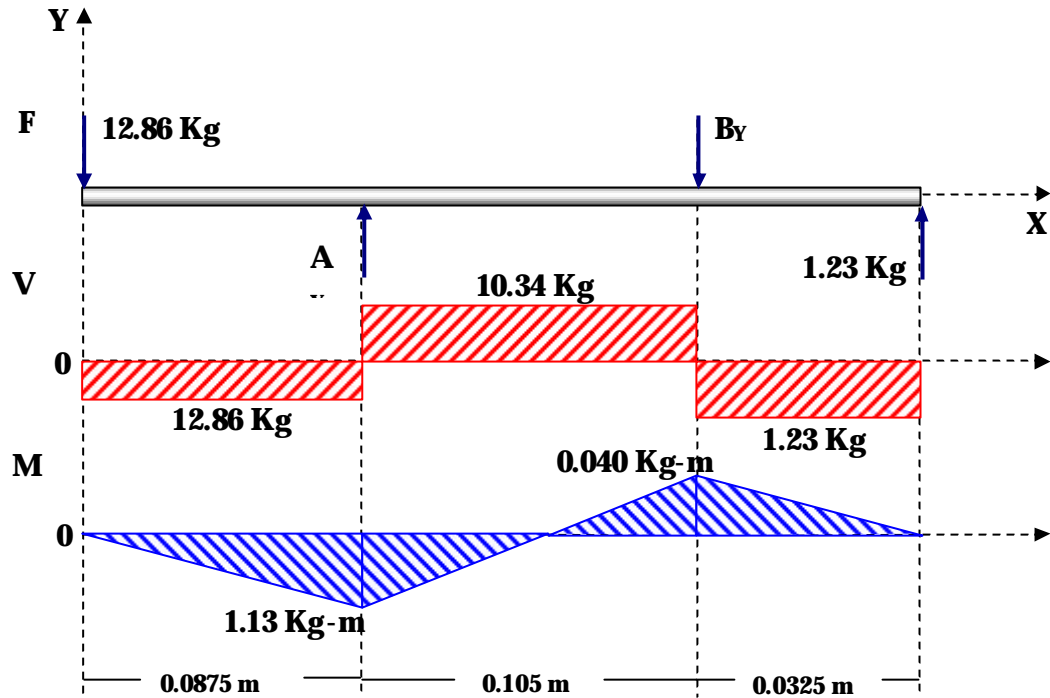
$$F_B = 2.04 \text{ Kg}$$

$$F_{BY} = 2.04 \text{ Kg} \times \text{sen } 37^\circ = 1.23 \text{ Kg}$$

$$F_{BZ} = 2.04 \text{ Kg} \times \text{cos } 37^\circ = 1.63 \text{ Kg}$$

Diagrama de cortantes y momentos flectores

Figura 41. Diagrama de cortante y momento flector, Plano X – Y.



Analizando el Plano X – Y, se tiene:

$$\sum F_y = 0 \quad \Rightarrow \quad A_y + F_{By} = F_{Py} + B_y \quad (4.28)$$

$$A_y + 1.23 \text{ Kg} = 12.86 \text{ Kg} + B_y \quad \Rightarrow \quad A_y = B_y - 11.63 \text{ Kg}$$

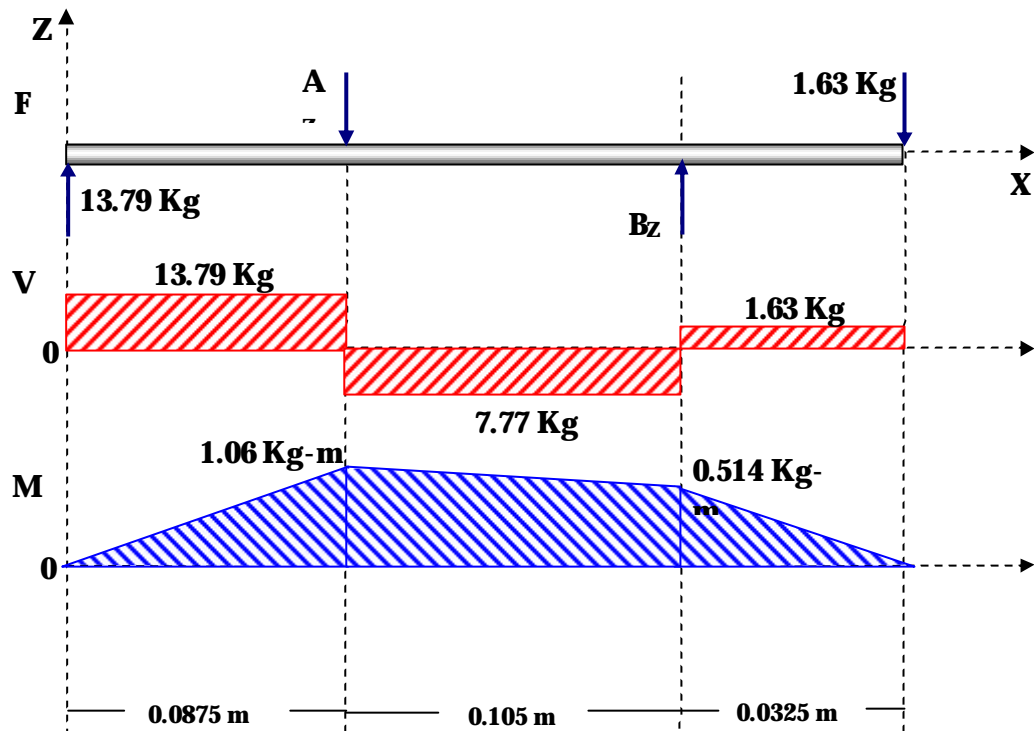
$$\sum M_A = 0$$

$$F_{Py} \times 0.0875 \text{ m} - B_y \times 0.105 \text{ m} + F_{By} \times 0.1375 = 0 \quad (4.29)$$

$$12.86 \text{ Kg} \times 0.0875 \text{ m} - B_y \times 0.105 \text{ m} - 1.23 \text{ Kg} \times 0.1375 = 0$$

$$B_y = 9.11 \text{ Kg} \quad \Rightarrow \quad A_y = 2.52 \text{ Kg}$$

Figura 42. Diagrama de cortante y momento flector, Plano X - Z.



Analizando el Plano X - Z, se tiene:

$$\sum F_z = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{PZ} + F_{BZ} = A_z + B_z \quad (4.30)$$

$$13.79 \text{ Kg} + 1.63 \text{ Kg} = A_z + B_z \quad \Rightarrow \quad 15.42 \text{ Kg} - B_z = A_z$$

$$\sum M_A = 0$$

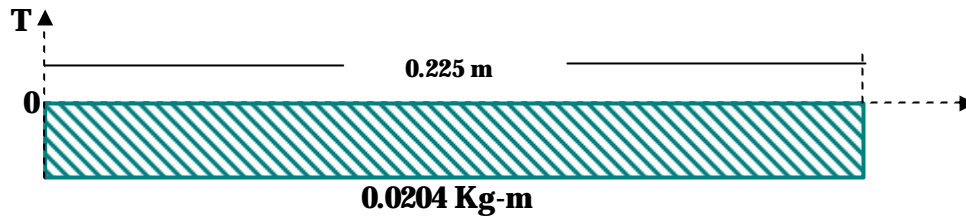
$$-F_{PZ} \times 0.0875 \text{ m} - B_z \times 0.105 \text{ m} + F_{BZ} \times 0.1375 = 0 \quad (4.31)$$

$$-13.79 \text{ Kg} \times 0.0875 \text{ m} - B_z \times 0.105 \text{ m} + 1.63 \text{ Kg} \times 0.1375 = 0$$

$$B_z = 9.4 \text{ Kg} \quad \Rightarrow \quad A_z = 6.02 \text{ Kg}$$

Diagrama de Momento torsor:

Figura 43. Diagrama de torque.



$$T = 0.0204 \text{ Kg} - m$$

En los diagramas anteriores, en el punto A se presentan los momentos de mayor valor. El momento resultante en dicho punto está dado por:

$$M_A = \sqrt{(1.13)^2 + (1.06)^2}$$

$$M_A = 1.55 \text{ Kg} - m$$

Asumiendo un diámetro de 20 mm para el eje en consideración, se calculan los esfuerzos:

Cálculo del esfuerzo mínimo,  $s_{min}$ :

$$s_{min} = \frac{M C}{I} \tag{4.32}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D)^4 = \frac{\pi}{64} (0.020 m)^4$$

$$I = 7.85 \times 10^{-9} m^4$$

$$s_{min} = \frac{1.55 \text{ Kg} - m \times 0.01 m}{7.85 \times 10^{-9} m^4} \Rightarrow s_{min} = 1974522.3 \text{ Kg} / m^2$$

Cálculo del esfuerzo cortante mínimo,  $t_{min}$  :

$$t_{min} = \frac{TC}{J} \quad (4.33)$$

$$J = \frac{P}{32}(D)^4 = \frac{P}{32}(0.020m)^4 \Rightarrow J = 1.57 \times 10^{-8} m^4$$

$$t_{min} = \frac{0.0204 Kg - m \times 0.01m}{1.57 \times 10^{-8} m^4}$$

$$t_{min} = 12993.63 Kg / m^2$$

**4.4.3 Cálculo del factor de seguridad.** Para calcular el factor de seguridad del eje se utiliza el criterio de Misses – Goodman.

Cálculo del esfuerzo medio,  $S_m$  :

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{3719745.22 + 1974522.3}{2} \quad (4.34)$$

$$S_m = 2847133 Kg / m^2$$

Cálculo del esfuerzo alternativo,  $S_a$  :

$$S_a = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} = \frac{3719745.22 - 1974522.3}{2} \quad (4.35)$$

$$S_a = 872611.46 Kg / m^2$$

Cálculo del esfuerzo medio de corte,  $t_m$ :

$$t_m = \frac{t_{\max} + t_{\min}}{2} = \frac{572229.3 + 12993.63}{2} \quad (4.36)$$

$$t_m = 292611.5 \text{ Kg} / \text{m}^2$$

Cálculo del esfuerzo alternativo de corte,  $t_a$ :

$$t_a = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{2} = \frac{471337.5 - 120382}{2} \quad (4.37)$$

$$t_a = 175478 \text{ Kg} / \text{m}^2$$

Los siguientes factores fueron seleccionados de las Conferencias del Ingeniero Alfredo Parada<sup>8</sup>:

Factor de carga,  $K_l = 0.8$

Factor de acabado superficial,  $K_s = 0.8$

Factor de tamaño de la sección transversal,  $K_d = 0.9$

Factor de confiabilidad,  $K_c = 0.868$

Factor de temperatura,  $K_t = 1$

Factor de efectos misceláneos,  $K_m = 1$

Cálculo de la resistencia o límite de endurencia o fatiga para especímenes afectados por los anteriores factores,  $Se''$ :

$$Se'' = Se \times K_l \times K_s \times K_d \times K_c \times K_t \times K_m \quad (4.38)$$

Donde  $Se$  es la resistencia o límite de endurancia o fatiga para especímenes ideales.

$$Se = 0.5 Su_t \quad (4.39)$$

Donde  $Su_t$  es la resistencia última del material a tracción, para un Acero 1045 el  $Su_t = 96000 \text{ psi} = 67490000 \text{ Kg} / m^2$ .

$$Se = 33745000 \text{ Kg} / m^2$$

$$Se'' = 33745000 \text{ Kg} / m^2 \times 0.8 \times 0.8 \times 0.9 \times 0.868 \times 1 \times 1$$

$$Se'' = 16871420 \text{ Kg} / m^2$$

Criterio de Misses – Goodman, para el cálculo del factor de seguridad (N):

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left( \frac{s_m}{Su_t} + K_f \frac{s_a}{Se''} \right)^2 + 3 \left( \frac{t_m}{Su_t} + K_{fs} \frac{t_a}{Se''} \right)^2} \quad (4.40)$$

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzos bajo carga dinámica

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)K_s \quad (4.41)$$

$K_t$ : Factor de concentración de esfuerzos para flexión

$q$ : Sensibilidad a la entalladura en cargas dinámicas

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)K_s \quad (4.42)$$

---

<sup>8</sup> PARADA, Alfredo. Conferencias sobre Fatiga. UIS, Bucaramanga, 2000, p. 8-43.

$K_{ts}$ : Factor de concentración de esfuerzos de torsión.

$$K_t = 2.15 \quad q = 0.73 \quad K_s = 0.8 \text{ (Maquinado común)}$$

$$K_{ts} = 1.64 \quad q_s = 0.78$$

$$K_f = 1 + 0.73(2.15 - 1)0.8 = 1.67$$

$$K_{fs} = 1 + 0.78(1.64 - 1)0.8 = 1.4$$

$$\frac{1}{N} = \sqrt{\left( \frac{292611.5}{67490000} + 1.67 \times \frac{872611.46}{16871420} \right)^2 + 3 \left( \frac{2847133}{67490000} + 1.4 \times \frac{175478}{16871420} \right)^2}$$

$$N = 7.5$$

Por tanto con este factor de seguridad se garantiza un diseño que cumple plenamente con los requerimientos del sistema.

#### 4.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Debido a la disponibilidad en el mercado local y a la calidad de los rodamientos SKF, se decide utilizar esta marca y seguir la metodología planteada en el catálogo SKF<sup>9</sup> para seleccionar los rodamientos del sistema. Las reacciones sobre los rodamientos se muestran en la figura 36 y sus valores son:

$$A_z = 47.54 \text{ Kg}$$

$$B_z = 60.1 \text{ Kg}$$

$$A_y = 6.83 \text{ Kg}$$

$$B_y = 105.5 \text{ Kg}$$

$$R_A = 48.03 \text{ Kg}$$

$$R_B = 121.42 \text{ Kg}$$

Se hace el cálculo para el apoyo B por presentar la mayor fuerza radial, en el apoyo A se aplica un rodamiento de las mismas características.

La selección se hace partiendo de que el eje tiene un diámetro exterior de 3/4" (20 mm). Se elige un rodamiento de bolas, 6204 SKF girando a 600 RPM; con duración nominal mínima de 8000 horas.

Según la tabla de duración del catálogo:

$$\frac{C}{P} = 6.5 \quad (4.43)$$

Como la carga es radial, entonces  $P = R_B = 121.42 \text{ Kg}$ ; por lo tanto se requiere un rodamiento que tenga una capacidad de carga dinámica:

$$C = 6.5 \times 121.42 \text{ Kg}$$

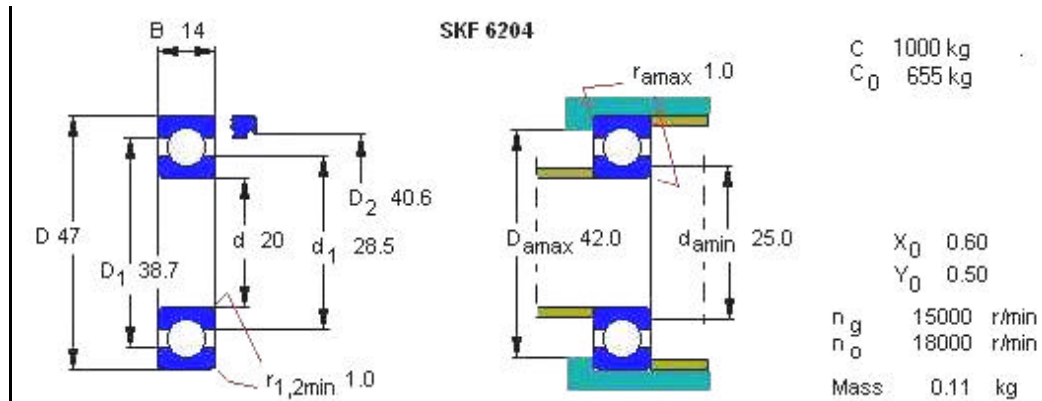
$$C = 789.23 \text{ Kg}$$

De acuerdo con los datos de la figura 44, se tiene que el rodamiento seleccionado tiene un  $C=1000 \text{ Kg}$ , cumpliendo con los requerimientos del sistema.

---

<sup>9</sup> Catálogo General de Rodamientos SKF. 1975, p.18-47.

**Figura 44. Características del rodamiento 6204 SKF.**



Fuente: Catálogo Electrónico SKF.

#### 4.6 DISEÑO DE LOS RESORTES QUE SOPORTAN EL SUBSISTEMA DE CLASIFICACIÓN

Para el diseño de los resortes, se siguió el método recomendado en el texto "Diseño de Elementos de Máquinas" de V.M. Faires<sup>10</sup>.

Requerimientos del sistema:

Fuerza = 6.25 Kg

Deformación o flecha ( $d$ ) = 2 cm

Número máximo de aplicaciones de fuerza permisible:  $10^5$  (servicio medio)

Longitud libre = 6 cm

K = 1.6 (asumido)

Alambre estirado en frío (ASTM A227)

Para servicio medio el esfuerzo de cálculo es  $S_{sd} = 0.324$  y el  $S_u = 0.85$

<sup>10</sup>FAIRES, Op. cit., p. 235-249.

$$S_U \left( \text{Kg} / \text{cm}^2 \right) = \frac{11750}{D_w^{0.19}} \quad [0.071 < D_w < 1.587] \quad (4.44)$$

Donde  $D_w$  es el diámetro del alambre y  $S_u$  es la tracción mínima.

$$S_{sd} = 0.324 \left[ \frac{11750}{D_w^{0.19}} \right] * 0.85 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] = \frac{3236}{D_w^{0.19}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (4.45)$$

Según la ecuación: 
$$S_s = \frac{K * 8 * F * D_m}{p * D_w^3} \quad (4.46)$$

Igualando el esfuerzo de cálculo  $S_{sd}$  al esfuerzo inducido  $S_s$  tenemos:

$$S_s = \frac{3236}{D_w^{0.19}} = \frac{1.6 * 8 * 6.25 * 2}{p * D_w^3} \quad (4.47)$$

$$\frac{D_w^3}{D_w^{0.19}} = \frac{1.6 * 8 * 6.25 * 2}{3236 * p}$$

$$D_w^{2.81} = \frac{160}{1016622} \Rightarrow D_w^{2.81} = 0.015$$

$$D_w = 0.2013 \text{ cm}$$

El diámetro de alambre más aproximado es 0.2032 cm cuyo número de galga es 14.

El diámetro interior de la bobina es  $[D_m - D_w] = [2 - 0.2032] = 1.7968 \text{ cm}$

El índice del resorte es:  $C = \frac{2}{0.2032} = 9.84$

Para el cual se obtiene un  $K = 1.16$ .

El esfuerzo inducido calculado es:

$$S_s = \frac{1.16 * 8 * 6.25 * 2}{p * (0.2032)^2}$$

$$S_s = 895 \text{ kg/cm}^2$$

En comparación con el esfuerzo de cálculo (admisible):

$$S_{sd} = \frac{3236}{D_w^{0.19}} = \frac{3236}{(0.2032)^{0.19}} \Rightarrow S_{sd} = 4380.3 \text{ kg/cm}^2$$

Como  $S_{sd} = 4380.3 > 895$ , el diámetro de alambre hallado es satisfactorio en cuanto a la resistencia.

Cálculo del número de espiras ( $N_c$ ):

$$N_c = \frac{d * G * D_w}{8 * F * C^3} = \frac{2 * (0.8085 * 10^6) * 0.2032}{8 * 6.25 * (9.84)^3} \quad (4.48)$$

$N_c = 9$  espiras activas.

La altura de cierre aproximada es:

$$SH = Dw * (Nc + 2) = 0.2032 * (9 + 2) \quad (4.49)$$

$$SH = 2.24 \text{ cm}$$

Para una constante del resorte de:

$$K = \frac{F}{d} = \frac{6.25}{2} \Rightarrow K = 3.13 \text{ Kg/cm}$$

La fuerza para comprimir el resorte hasta que se cierre totalmente es:

$$F = K * (6 - 2.24) = 2 * (3.76) \Rightarrow F = 7.5 \text{ Kg}$$

Como el esfuerzo es proporcional a la fuerza F, el esfuerzo de cierre se

obtiene adoptando un valor proporcional a  $S_s = 895 \text{ Kg/cm}^2$

$$\text{Esfuerzo con altura de cierre} = \frac{7.5}{4} (895) = 1678.1 \text{ Kg/cm}^2$$

En comparación con el esfuerzo de cierre admisible:

$$S_s = \frac{5875}{Dw^{0.19}} = \frac{5875}{(0.2032)^{0.19}} \Rightarrow S_s = 7952.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Lo cual indica que el resorte no adquiriría una deformación permanente si fuese comprimido hasta quedar completamente cerrado.

$$\text{Paso: } P = \frac{\text{Long.libre} - 2Dw}{Nc} = \frac{6 - 2(0.2032)}{9} \quad (4.50)$$

$$P = 0.62 \text{ cm}$$

El ángulo de paso:

$$I = \operatorname{arctg} \frac{P}{p * D_m} = \operatorname{arctg} \frac{0.62}{p * 2} \quad (4.51)$$

$I = 5^\circ 6'$ , que es inferior al  $I_{max} = 12^\circ$

El diámetro exterior del resorte,  $D_o$  es:

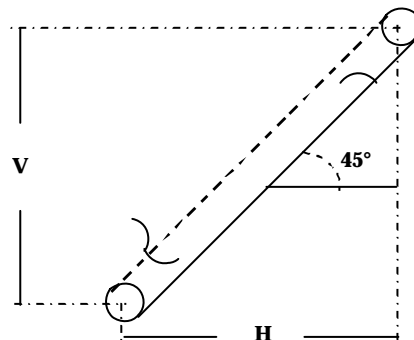
$$D_o = (D_m + D_w) \quad (4.52)$$

$$D_o = 2 + 0.2032 = 2.2032 \text{ cm} \approx 2.5 \text{ cm}$$

#### 4.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL TRANSPORTADOR DEL SUBSISTEMA DE RETROALIMENTACIÓN

En la figura 45 se muestra un esquema de la trayectoria que sigue el material en el transportador de paleta utilizado.

**Figura 45. Trayectoria del material.**



El cálculo de la potencia para este caso, se hace mediante la ecuación (4.53).

$$Pot.=TPH\times(H\times 0.0032+V\times 0.003)\times C \quad (4.53)$$

Siendo:

*Pot.*: Potencia del motor, en *HP*

*TPH* : Toneladas por hora

*C* : Factor del material, se obtiene de la tabla 2

*H* : Distancia horizontal, en *ft*

*V* : Distancia vertical, en *ft*

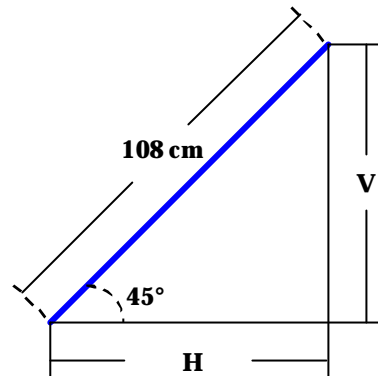
Teniendo en cuenta los requerimientos de los subsistemas de transporte y clasificación, se asume que el transportador debe subir un flujo de material de:

$$Q=300 \frac{Kg}{h}$$

Es decir:  $Q=0.3 \frac{ton}{h}$

El transportador debe subir el material a lo largo de 108 cm, con una pendiente de 45°, como se muestra en la figura 46.

**Figura 46. Descomposición del recorrido del material.**



$$H = V = 108 \text{ cm} \times \text{sen } 45^\circ$$

$$H = V = 76.36 \text{ cm} = 2.6 \text{ ft}$$

El material que se va a transportar es una mezcla de cereales (frijol , lenteja y sorgo), para los cuales según la tabla 2 se tiene un factor  $C = 1.2$ .

La potencia para el transportador, según los requerimientos del sistema es:

$$Pot. = 0.3 \frac{\text{ton}}{\text{h}} (2.6 \text{ ft} \times 0.0032 + 2.6 \text{ ft}) \times 1.2$$

$$Pot. = 6 \times 10^{-2} \text{ HP} \approx 45 \text{ Vatios}$$

Considerando un incremento de potencia debido a la inercia del sistema de transmisión se utiliza un motor de 200 Vatios.

## **5. DISEÑO DEL SISTEMA**

### **5.1 FUNCIONAMIENTO**

El sistema vibratorio para transporte y clasificación de material granular está compuesto por tres subsistemas: transporte, clasificación y retroalimentación, como se observa en la figura 47.

La sección de transporte cuenta con una bandeja sobre la cual se desplaza el material y se encuentra fijada a la base por medio de los flejes, estos poseen un dispositivo en la parte inferior que permite variar el ángulo de inclinación. Por un mecanismo de manivela, cuya biela sacudidora está articulada a la bandeja, esta recibe un movimiento de vaivén, y al mismo tiempo, a causa de la flexión de los flejes, describe movimientos verticales muy pequeños. La bandeja junto con el material, son impulsados hacia adelante y además se levantan. Al retroceder la bandeja, al mismo tiempo baja, de manera que el material que había sido levantado, es impulsado hacia adelante, mientras se termina el movimiento de retroceso. Durante el transporte, el material recibe un movimiento a saltos hacia adelante, por lo cual, simultáneamente se reparte sobre todo el fondo de la bandeja y cuando termina el recorrido cae a la sección de clasificación que a su vez recibe el movimiento del subsistema de transporte mediante un resorte.

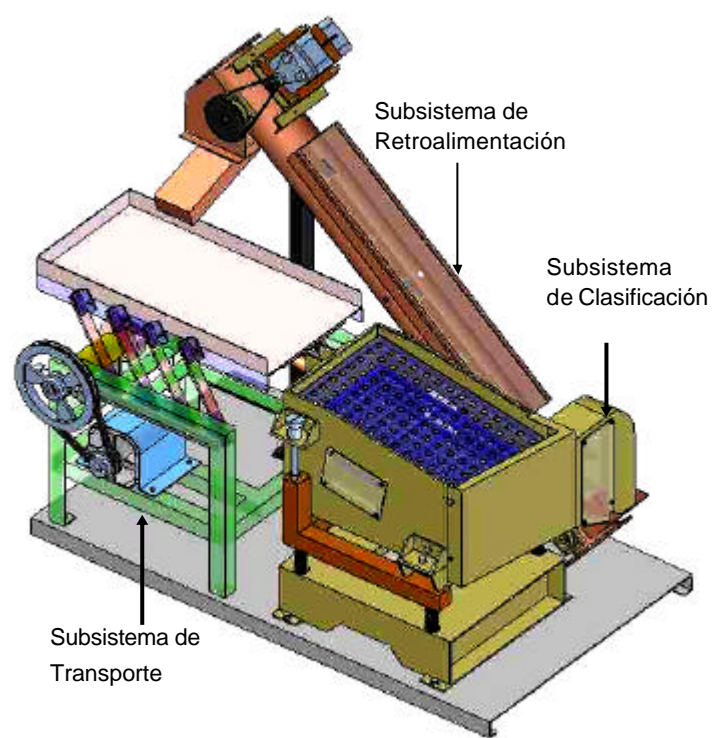
La sección de clasificación está soportada a la base por medio de cuatro resortes. El material cae sobre una placa perforada, iniciándose instantáneamente el proceso de separación por tamaños. En esta primera parte se queda el grano de mayor tamaño y los dos tamaños de grano restante caen en la segunda placa, donde se quedan los granos de tamaño mediano y el material más pequeño cae sobre la tercera placa que no es

perforada. Cada una de las tres bandejas tiene en el extremo un canal, por donde se conduce el material hasta el subsistema de retroalimentación.

La retroalimentación del sistema es realizada por un transportador de flujo continuo, tipo paleta, el cual recibe el material en la parte inferior para posteriormente arrastrarlo por medio de paletas unidas a una cadena que se encuentra montada sobre piñones. Cuando el material llega a la parte superior del transportador cae a través de un canal a la bandeja transportadora para iniciar un nuevo ciclo.

Los subsistemas de transporte, clasificación y retroalimentación van atornillados en una base fabricada en lámina Cold Rolled, calibre 11.

**Figura 47. Sistema vibratorio para transporte y clasificación de material granular.**



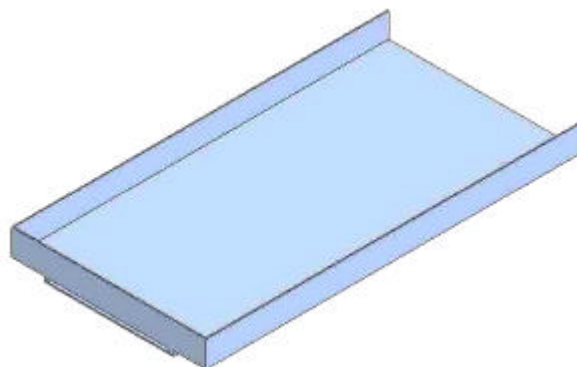
## 5.2 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE TRANSPORTE

En esta sección se presenta el diseño de forma y la descripción de los elementos componentes de este subsistema, cuyas dimensiones finales se encuentran consignadas en los planos adjuntos.

**5.2.1 Bandeja Transportadora.** Es el elemento sobre el cual se desplaza el material, tiene forma rectangular, figura 48. Está construida en lámina Cold Rolled, calibre 16 y enmarcada en la parte inferior por una estructura de hierro en ángulo  $1\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}'' \times \frac{1}{8}''$  que a su vez sirve de soporte para los flejes.

La bandeja en su parte inferior está dotada de un sistema de anclaje para la biela y el resorte conector. Dicho sistema está construido en lámina de Cold Rolled, calibre 16.

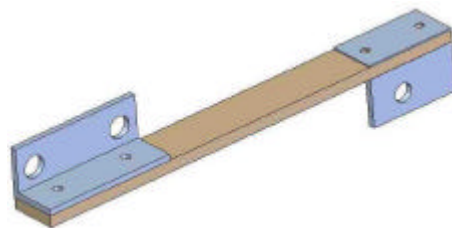
**Figura 48. Bandeja Transportadora.**



**5.2.2 Flejes.** Son elementos elásticos, cuya función es la de soportar la bandeja a la base, además de producir la fuerza restauradora para el movimiento de retroceso de la misma. Están contruidos en fibra fenólica grado 100 (Baquelita). Tienen forma rectangular. Cuentan con dos orificios

en la parte superior, por medio de los cuales se sujetan a los soportes dispuestos para tal fin. Cuando los tornillos de sostenimiento se ubican en el primer agujero, los flejes trabajarán con una longitud de 14.5 cm y cuando se ubican en la segunda hilera, trabajarán con una longitud de 11 cm. En su parte inferior constan de dos agujeros, el primero los sujeta a la base principal y el segundo al mecanismo mediante el cual se les puede cambiar la inclinación.

**Figura 49. Fleje con soportes.**



A continuación se presentan las propiedades del material utilizado para fabricar los flejes.

*Fibra fenólica, grado 100 (Baquelita).* Es una fibra industrial diseñada para aplicaciones mecánicas. Este producto es fabricado a partir de tela de algodón de trama gruesa y resina fenólica monomérica de alta polimerización termoestable, sometida a altas presiones ( $90-100 \text{ Kg/cm}^2$ ) y temperatura elevada ( $145^\circ\text{C}$ ), lo que le confiere una alta resistencia a la flexión, tracción, compresión, impacto, alto grado de dureza, resistencia dieléctrica, resistencia a la humedad y al ataque de productos de uso común y solventes, resistencia química, excelente apariencia superficial, bajo peso, fácil manejo mecánico, absorción de vibraciones y un sin número de otras ventajas.

Esta fibra industrial es recomendable para la fabricación de fusibles o elementos de protección para las máquinas, bujes, engranajes, coronas para tornillos sinfín, elementos flexibles para maquinaria, aspas de ventiladores

de flujo radial, fabricación de ruedas para carros de transporte interno, cuñas para armaduras de motores eléctricos y muchas otras piezas del sector mecánico.

Este tipo de fibra industrial se comercializa en láminas de dimensión aproximada de 1.2 x 1.2 metros y en espesores desde 1/32 hasta 2 pulgadas.

*Propiedades físicas.* Las siguientes propiedades fueron determinadas en pruebas experimentales realizadas en láminas de 1/8" de espesor.

Absorción de humedad: 1.04 %

Dureza Rockwell: 114 M

Resistencia a la flexión:

A lo largo 20900 lb/pulg<sup>2</sup>  
A través 16300 lb/pulg<sup>2</sup>

Resistencia al impacto:

A lo largo 2.02 lb ft/pulg<sup>2</sup>  
A través 1.23 lb ft/pulg<sup>2</sup>

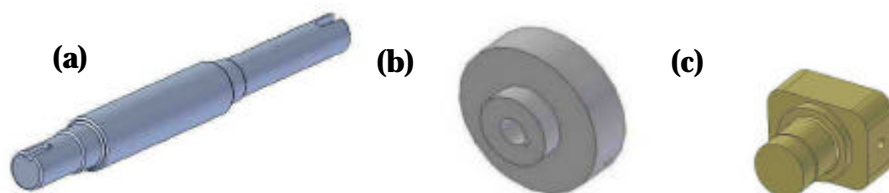
Densidad: 1.40 g/cm<sup>3</sup>

Resistencia dieléctrica: 8000 Voltios

Temperatura máxima de operación continua: 140 °C

**5.2.3 Excéntrica.** La excéntrica consta de tres elementos: eje, disco portacubo y cubo, figura 50.

**Figura 50. Elementos que conforman la excéntrica.**



**5.2.3.1 Eje.** Es de acero *SAE 1045*, está soportado por dos rodamientos de bolas *6204 SKF* y sobre él va montado el disco portacubo, se observa en la figura 50 (a).

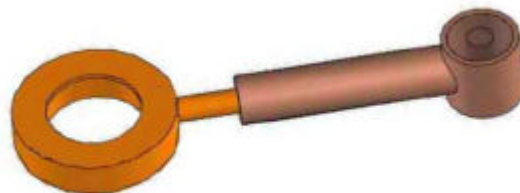
**5.2.3.2 Disco portacubo.** Es un disco, fabricado en fundición gris; tiene 2 tornillos prisioneros laterales y en el centro una ranura rectangular para alojar el cubo, figura 50 (b).

**5.2.3.3 Cubo.** Está fabricado en acero *SAE 1045*. Cuando se desplaza sobre la ranura se varía la excentricidad, este desplazamiento es controlado por medio de los tornillos prisioneros. En el centro el cubo posee una saliente cilíndrica, donde se encaja la biela para proporcionarle el movimiento por medio de un rodamiento de contacto angular *7205B SKF*, figura 50 (c).

La excéntrica es uno de los elementos más importantes del sistema y es accionada por el motor a través de un sistema de transmisión por poleas.

**5.2.4 Biela.** Es el elemento encargado de transmitir el movimiento de la excéntrica a la bandeja transportadora, se muestra en la figura 51. Está formada por una carcasa de fundición gris, en la cual va alojado el rodamiento de contacto angular y dispone de un brazo de 1/2" de diámetro roscado en la parte final para variar su longitud.

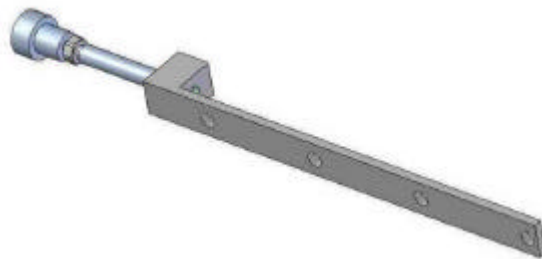
**Figura 51. Biela.**



**5.2.5 Resorte conector.** Es el elemento de conexión entre los subsistemas de transporte y clasificación. Se encarga de contrarrestar las vibraciones de la bandeja transportadora y a su vez de transmitir movimiento a las clasificadoras. Se fabricó en alambre de acero.

**5.2.6 Mecanismo para variar la inclinación de los flejes.** Consta de una barra roscada de  $3/8''$  de diámetro, a la cual en uno de sus extremos va soldada una platina donde se sujetan los flejes en su parte inferior y en el otro extremo va una tuerca que al girarla rosca y desenrosca la barra, para así cambiar la posición de los flejes.

**Figura 52. Mecanismo para variar la inclinación de los flejes.**



**5.2.7 Sistema de accionamiento.** Está constituido por un motor monofásico de 2 HP, 110 voltios y velocidad variable por medio de una tarjeta electrónica. El motor está soportado en la base del subsistema sobre dos ángulos  $1\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}'' \times 3/16''$  con unas guías (ranuras) que permiten ampliar o disminuir la distancia entre el eje de la excéntrica y el motor, dejando la posibilidad de tensionar o distensionar la correa de la transmisión.

El sistema de transmisión de potencia entre el motor y el eje de la excéntrica se realiza por medio de una correa de sección trapezoidal tipo A de 30 cm de

longitud y dos poleas en aluminio con una relación de transmisión 1:3. Este sistema cuenta con un protector fabricado en lámina calibre 16.

**5.2.8 Base de la sección de transporte.** Está formada por ángulos  $1\frac{1}{2}'' \times 1\frac{1}{2}'' \times 3/16''$ . Sobre este elemento van apoyados los flejes en la parte superior; el motor sobre unos travesaños longitudinales del mismo ángulo que poseen unas guías para su desplazamiento y la caja donde se alojan los rodamientos que soportan el eje de la excéntrica.

### **5.3 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE CLASIFICACIÓN**

Los elementos que conforman este subsistema fueron diseñados según la forma y descripción que se presenta a continuación; las dimensiones finales para su construcción se encuentran en los planos adjuntos.

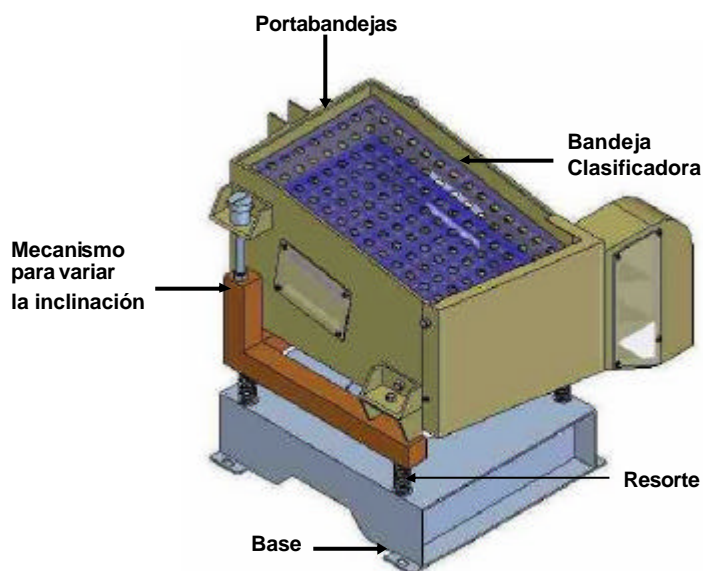
**5.3.1 Portabandejas clasificadoras.** Este elemento contiene las tres bandejas clasificadoras. Está fabricado en lámina Cold Rolled, calibre 16. En su interior posee unas guías sobre las cuales se ubican las bandejas. Lateralmente tiene dos ranuras cubiertas por una pasta transparente que permiten visualizar el material y en su parte final se encuentran los canales que conducen el material clasificado hacia el subsistema de retroalimentación que van atornillados al portabandejas. Este conjunto tiene soportes laterales que se acoplan al mecanismo utilizado para variar la inclinación, figura 53.

**5.3.2 Bandejas clasificadoras.** Son tres bandejas: la primera está construida en lámina calibre 18 con perforaciones de  $0.8\text{ cm}$  de diámetro, la segunda tiene perforaciones de  $0.45\text{ cm}$  de diámetro y la última es de lámina

Cold Rolled, calibre 18 sin perforaciones. Se encuentran unidas al portabandejas por medio de tornillos.

**5.3.3 Mecanismo para variar la inclinación del portabandejas.** Consiste en dos tornillos de 1/2" de diámetro, que sujetan lateralmente el portabandejas a una base fabricada en barra de sección cuadrada de 1½", la cual se soporta sobre cuatro resortes a la base principal de esta sección, figura 53.

**Figura 53. Subsistema de clasificación.**



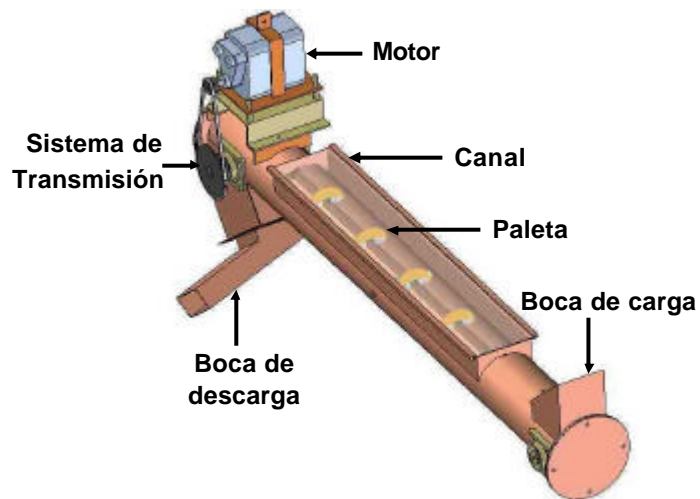
**5.3.4 Resortes.** Son 4 elementos, fabricados en alambre de acero, figura 53. Soportan el conjunto formado por el portabandejas, las bandejas clasificadoras y el mecanismo para variar la inclinación del portabandejas a la base del subsistema de clasificación, además de contribuir al movimiento de esta sección.

**5.3.5 Base de la sección de clasificación.** Fabricada en lámina A 36 Hot Rolled, calibre 1/8" doblada. Su función es soportar el conjunto de clasificación por medio de los resortes, como se muestra en la figura 53.

#### **5.4 DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SUBSISTEMA DE RETROALIMENTACIÓN**

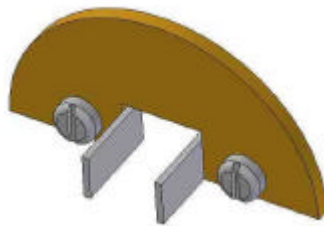
El dispositivo empleado para realizar la función de retroalimentación es un transportador de flujo continuo de paleta, para una capacidad de 3 ton/h, con inclinación de 45°. Su conformación se presenta en la figura 54.

**Figura 54. Subsistema de retroalimentación.**



**5.4.1 Sistema de arrastre.** Está compuesto por una cadena simple No. 40, que va montada sobre dos sprockets, tipo B (10 dientes), en cuyos eslabones van unidas mediante tornillos unas paletas de forma semicircular, fabricadas en neolite.

**Figura 55. Paletas con elementos de sujeción.**



**5.4.2 Canal.** Es de forma tubular, tiene 125 cm de longitud y 10 cm de diámetro. Está fabricado en lámina Cold Rolled, calibre 16. En la parte inferior del canal se encuentra la tolva de alimentación, en el centro tiene un visor que permite observar el material mientras es transportado y en la parte superior se encuentra la tolva de descarga a la cual va atornillado un pequeño canal que conduce el material al subsistema de transporte.

**5.4.3 Soportes.** El transportador está apoyado en dos soportes fabricados en tubo de sección cuadrada de 1 ½”.

**5.4.4 Sistema de accionamiento.** Está constituido por un motor monofásico de 200 Vatios, 450 RPM y 110 Voltios. El motor está soportado por una abrazadera atornillada a una placa dispuesta en la parte superior del canal.

El sistema de transmisión de potencia entre el motor y el eje se realiza por medio de una cadena simple No. 25 y dos sprockets. El mayor tiene 50

dientes y el menor es de 15 dientes. Este sistema cuenta con un protector fabricado en lámina calibre 16.

## **5.5 RECOMENDACIONES PARA OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA**

A continuación se hacen algunas recomendaciones para garantizar un funcionamiento satisfactorio del sistema.

### **5.5.1 Subsistema de transporte.**

- Inspeccionar rodamientos en el motor, después de 5000 horas de servicio.
- Verificar la tensión de la correa después de cada 100 horas de servicio.
- Revisar los pasadores que ajustan la excentricidad.
- Examinar que en los flejes no se produzcan fisuras.
- Revisar la rosca de la contratuerca que fija la posición de la biela.
- Verificar que la tornillería se encuentre bien ajustada.

### **5.5.2 Subsistema de clasificación.**

- Examinar que las bandejas clasificadoras se encuentren bien sujetas al portabandejas y que sus agujeros no se tapen con el material.

### **5.5.3 Subsistema de retroalimentación.**

- Revisar periódicamente la tensión de la cadena de arrastre y de la cadena del sistema de transmisión.
- Ajustar la tornillería de los elementos de arrastre (paletas).

- Inspeccionar los elementos de arrastre, que no se doblen o si se produce su desgaste, cambiarlos.

Los rodamientos utilizados en el eje de la excéntrica y los del subsistema de retroalimentación son autolubricados, por lo tanto no requieren lubricación adicional.

## 6. ANÁLISIS DE PRUEBAS

El sistema vibratorio diseñado y construido en este proyecto, comprende dos aplicaciones de las vibraciones mecánicas en la industria, el transporte y la clasificación de sólidos a granel, por tanto las pruebas que se realizan están enfocadas a analizar en cada uno de estos procesos el comportamiento del material para las diferentes condiciones del sistema, las cuales se obtienen mediante la variación de algunos parámetros, como la velocidad angular, la excentricidad, el ángulo de inclinación de los flejes y la longitud de los mismos.

Para la realización de las pruebas inicialmente se toma por separado cada sección, transporte y clasificación y posteriormente se pone en funcionamiento todo el sistema.

### 6.1 PRUEBAS PARA LA SECCIÓN DE TRANSPORTE

Para realizar las pruebas se toman 500 gramos de cada material: maíz, lenteja y sorgo.

En el desarrollo de estas pruebas se varían los siguientes parámetros:

Inclinación de los flejes,  $\alpha$

Longitud de los flejes,  $l_f$

Velocidad angular,  $\omega$

Excentricidad,  $r$

El sistema dispone de un tacómetro digital que permite leer la velocidad angular de la excéntrica proveniente del motor eléctrico de velocidad

variable. La excentricidad se varía por medio de dos tornillos prisioneros (por cada vuelta del tornillo, el cubo se desplaza  $2\text{ mm}$ ). La inclinación de los flejes se varía con un tornillo al cual va soldada una platina que los soporta, (por cada vuelta del tornillo la inclinación varía  $1^\circ$ ) y su longitud se varía cambiando la posición de los tornillos que los sujetan a la base del subsistema.

**6.1.1 Transporte de maíz.** Para iniciar las pruebas de transporte se toma un ángulo de inclinación de los flejes,  $a=30^\circ$ , por ser el recomendado para este tipo de transportador y una longitud de los mismos de  $110\text{ mm}$ ; la velocidad angular se varía a partir de  $250\text{ RPM}$ , ya que para valores inferiores no hay transporte, igual que sucede para excentricidades inferiores a  $4\text{ mm}$ .

Para el mismo  $a$ , se incrementa la longitud de los flejes (de  $110\text{ mm}$  a  $145\text{ mm}$ ); en esta situación se observa una disminución en la velocidad de transporte del material, por lo cual no se realizan más pruebas bajo esta condición.

Luego se cambia el ángulo de inclinación  $a$  a  $20^\circ$  y  $10^\circ$ , donde también se observa un transporte deficiente. Para estos ángulos sólo se trabaja con los parámetros que presentan los mejores resultados cuando  $a=30^\circ$ .

En la tabla 12 se muestran los parámetros para cada una de las condiciones de operación del sistema en las que se realizan las pruebas.

**Tabla 12. Condiciones del sistema para transporte de maíz.**

a (°)	l(mm)	w(RPM)	r(mm)	CONDICION
30	110	250	10	1
			8	2
			6	3
			5	4
		280	10	5
			6	6
		300	10	7
			8	8
			6	9
		350	8	10
			6	11
			4	12
		500	5	13
			4	14
		600	5	15
			4	16
		700	5	17
			4	18
145	250	6	19	
	300	6	20	
20	110	250	6	21
		280	6	22
			8	23
		300	6	24
			8	25
		350	6	26
8	27			
10	110	250	6	28
		280	6	29
		300	6	30

Para cada una de las condiciones mostradas en la tabla 12, se toma el tiempo que tarda el material en realizar el recorrido a lo largo de la bandeja, esta distancia es de 60 cm. Cada tiempo se toma tres veces y se trabaja con

un tiempo promedio: 
$$t_{prom} = \sum_{i=1}^3 t_i \tag{6.1}$$

Después de tomar los tiempos y conociendo la distancia que recorre el material (l), se calcula la velocidad de transporte por medio de la ecuación:

$$V = \frac{l}{t_{prom}} \left[ \frac{cm}{s} \right]$$

La tabla 13 muestra los resultados obtenidos en el transporte del maíz.

**Tabla 13. Velocidades de transporte de maíz.**

CONDICIÓN	t <sub>prom</sub> (s)	V (cm/s)	OBSERVACIONES
1	28.57	2.1	Transporte desordenado
2	64.52	0.93	Transporte desordenado
3	90.9	.66	Transporte lento
4	-	-	No hay transporte
5	-	-	No hay transporte
6	46.51	1.29	
7	-	-	No hay transporte
8	22.14	2.71	Transporte desordenado
<b>9</b>	<b>23.44</b>	<b>2.56</b>	<b>Transporte adecuado</b>
10	-	-	No hay transporte
11	65.22	0.92	Transporte desordenado
12	-	-	No hay transporte
13	60	1	
14	107.1	0.56	Transporte lento
15	50	1.2	
16	68.18	0.88	
17	-	-	No hay transporte
18	81.1	0.74	Mat. se acumula a un lado bandeja
19	-	-	
20	120	0.5	Se transporta sólo parte de material
21	40.81	1.47	
22	81.1	0.74	
23	20.2	2.97	Transporte desordenado
24	85.7	0.7	
25	16.2	3.71	Transporte desordenado
26	-	-	No hay transporte
27	-	-	No hay transporte
28	90.9	0.66	Se transporta sólo parte de material
29	136.4	0.44	Se transporta sólo parte de material
30	-	-	No hay transporte

**6.1.2 Transporte de lenteja.** El procedimiento para realizar las pruebas de transporte de lenteja se desarrolla de forma similar al seguido para el maíz. En la tabla 14 se muestran las condiciones para las cuales se realizan estas pruebas.

**Tabla 14. Condiciones del sistema para transportar lenteja.**

a (°)	l <sub>r</sub> (mm)	w(RPM)	r(mm)	CONDICION
30	110	250	10	1
			8	2
			6	3
			5	4
		280	10	5
			8	6
			6	7
		300	10	8
			8	9
			6	10
		350	6	11
			5	12
			4	13
		400	5	14
		500	5	15
			4	16
	600	5	17	
		4	18	
	700	5	19	
		4	20	
145	250	6	21	
	300	6	22	
	400	6	23	
	450	6	24	
20	110	250	6	25
		280	8	26
			6	27
		300	8	28
			6	29
		350	6	30
10	110	250	6	31
		280	6	32
		300	6	33

Los resultados obtenidos en las pruebas realizadas se listan en la tabla 15.

**Tabla 15. Velocidades de transporte de lenteja.**

CONDICIÓN	$t_{prom}$ (s)	V (cm/s)	OBSERVACIONES
1	18.2	3.3	Transporte desordenado
2	31.1	1.93	Transporte desordenado
3	90.1	0.66	Transporte lento
4	-	-	No hay transporte
5	20.34	2.95	Transporte desordenado
6	16.4	3.68	Transporte desordenado
7	41.67	1.44	
8	-	-	No hay transporte
9	28.04	2.14	Transporte desordenado
<b>10</b>	<b>21.9</b>	<b>2.74</b>	<b>Transporte adecuado</b>
11	54.54	1.1	Transporte desordenado
12	63.83	0.94	
13	-	-	No hay transporte
14	54.54	1.1	
15	52.2	1.15	
16	90.1	0.66	
17	30	2	Transporte desordenado
18	53.1	1.13	
19	-	-	No hay transporte
20	62.5	0.96	Mat. se acumula a un lado bandeja
21	60	1	
22	19.23	3.12	Transporte desordenado
23	45.45	1.32	
24	16.67	3.6	Transporte desordenado
25	66.67	0.9	
26	-	-	No hay transporte
27	82.19	0.73	Se transporta sólo parte de material
28	127.66	0.47	Se transporta sólo parte de material
29	-	-	No hay transporte
30	-	-	No hay transporte
31	111.11	0.54	Se transporta sólo parte de material
32	96.77	0.62	Se transporta sólo parte de material
33	-	-	No hay transporte

**6.1.3 Transporte de sorgo.** Las pruebas se realizan de forma similar a las desarrolladas para el maíz y la lenteja. Las condiciones del sistema para transporte de sorgo se muestran en la tabla 16.

**Tabla 16. Condiciones del sistema para transportar sorgo.**

a (°)	l <sub>r</sub> (mm)	w(RPM)	r(mm)	CONDICIÓN
30	110	250	10	1
			8	2
			6	3
			5	4
		280	10	5
			8	6
			6	7
		300	10	8
			8	9
			6	10
		350	6	11
			5	12
			4	13
		400	6	14
		500	5	15
			4	16
		600	5	17
			4	18
		700	5	19
			4	20
145	250	6	21	
	300	6	22	
	400	6	23	
	450	6	24	
20	110	250	6	25
		280	8	26
			6	27
		300	8	28
			6	29
350	6	30		
10	110	250	6	31
		280	6	32
		300	6	33

En la tabla 17 se presentan los resultados de las pruebas realizadas para transportar sorgo.

**Tabla 17. Velocidades de transporte de sorgo.**

CONDICIÓN	$t_{prom}$ (s)	V (cm/s)	OBSERVACIONES
1	40.3	1.49	Transporte desordenado
2	48.8	1.23	Transporte desordenado
3	-	-	No hay transporte
4	-	-	No hay transporte
5	21.32	2.83	Transporte desordenado
6	24.6	2.44	Transporte desordenado
7	42.25	1.42	
8	-	-	No hay transporte
9	-	-	No hay transporte
<b>10</b>	<b>24.3</b>	<b>2.47</b>	<b>Transporte adecuado</b>
11	61.22	0.98	Transporte desordenado
12	84.5	0.71	
13	-	-	No hay transporte
14	-	-	No hay transporte
15	54.54	1.1	
16	45.6	0.76	
17	27.27	2.2	Transporte desordenado
18	56.1	1.07	
19	-	-	No hay transporte
20	81.1	0.74	Mat. se acumula a un lado bandeja
21	-	-	No hay transporte
22	133.3	0.45	Se transporta sólo parte de material
23	117.6	0.51	Se transporta sólo parte de material
24	-	-	No hay transporte
25	78.95	0.76	
26	27.8	2.16	Transporte desordenado
27	50.85	1.18	
28	18.81	3.19	Transporte desordenado
29	75	0.8	
30	-	-	No hay transporte
31	84.5	0.71	Se transporta sólo parte de material
32	105.26	0.57	Se transporta sólo parte de material
33	-	-	No hay transporte

**6.1.4 Transporte de la mezcla.** Para analizar el transporte de la mezcla formada por maíz, lenteja y sorgo, sólo se realiza una prueba para la condición en la que los materiales presentaron el transporte más adecuado en las pruebas individuales, es decir, cuando  $\alpha=30^\circ$ ,  $w=300$  RPM,  $l=110$  mm y  $r=6$  mm.

Se toma tres veces el tiempo que tarda la mezcla en abandonar la bandeja:  $t_1=30.27$  s,  $t_2=30.02$  s y  $t_3=29.46$  s

Se calcula el tiempo promedio:

$$t_{prom}=29.9 \text{ s}$$

La velocidad de transporte de la mezcla está dada por la ecuación (6.2):

$$V_{mezcla}=2.01 \text{ cm/s}$$

La velocidad de la mezcla resulta inferior a las velocidades tomadas para cada material en las pruebas individuales ( $V_{maíz}=2.56 \text{ cm/s}$ ,  $V_{enteja}=2.74 \text{ cm/s}$  y  $V_{sorgo}=2.47 \text{ cm/s}$ ), debido a la fricción generada entre los granos de la mezcla.

**6.1.5 Conclusiones de las pruebas de transporte.** Del análisis de pruebas para la sección de transporte se concluye:

- Cuando se tienen excentricidades muy altas ( $10 \text{ mm}$  y  $8 \text{ mm}$ ), el transporte es rápido, pero desordenado y no admite velocidades superiores a  $300 \text{ RPM}$ .
- Para excentricidades igual o inferiores a  $3 \text{ mm}$ , no hay transporte.
- Cuando el ángulo de inclinación de los flejes ( $\alpha$ ) es inferior a  $30^\circ$ , el transporte es deficiente.
- Al aumentar la longitud de los flejes se disminuye la velocidad de transporte.
- La forma del grano influye en la eficiencia del transporte, un material esférico presenta un comportamiento desordenado y lento, mientras que un material plano se transporta rápido y de manera uniforme.

- Los granos de mayor tamaño se transportan más despacio que los más pequeños.
- El material que tiene las mismas características, se transporta más rápido que cuando se trata de una mezcla de materiales, debido a la fricción que se genera entre los granos.
- La condición óptima de transporte para el sistema, se presenta cuando el sistema opera a los siguientes parámetros:  $\alpha=30^\circ$ ,  $w=300 \text{ RPM}$ ,  $l=110 \text{ mm}$  y  $r=6 \text{ mm}$ .

## 6.2 PRUEBAS PARA LA SECCIÓN DE CLASIFICACIÓN

Las pruebas para la sección de clasificación se realizan para la condición en la que el sistema presenta el comportamiento más adecuado, tomando como referencia el análisis hecho para la sección de transporte, es decir, cuando el sistema opera con los siguientes parámetros:  $\alpha=30^\circ$ ,  $w=300 \text{ RPM}$ ,  $l=110 \text{ mm}$  y  $r=6 \text{ mm}$ , dejando como único parámetro variable la velocidad angular.

Para la sección de transporte se hacen pruebas para analizar la eficiencia y la capacidad.

**6.2.1 Eficiencia.** La eficiencia de la clasificación se calcula por la ecuación:

$$\text{Eficiencia (\% } E) = \frac{\text{Peso final de la mezcla (g)}}{\text{Peso inicial de la mezcla (g)}} \times 100 \quad (6.3)$$

La muestra de material que se va a clasificar, tiene un peso de 750 gramos, conformados por:

$$W_{mezcla} = W_{maíz} + W_{lenteja} + W_{sorgo}$$

$$W_{mezcla} = 750 \text{ g}$$

Procedimiento para medir la eficiencia. La alimentación a la sección de clasificación se hace por medio de la bandeja transportadora. Instantáneamente el material abandona esta bandeja, inicia el proceso de clasificación, quedándose en la primera malla el grano de mayor tamaño, el maíz, en la segunda el de tamaño medio, la lenteja y en la última el sorgo. El material clasificado es conducido y depositado por separado. Al finalizar la clasificación, se toma la muestra del grano de mayor tamaño (maíz), se le retiran los granos de lenteja y sorgo que se hayan pasado y lo mismo se hace con las muestras de cada uno de los otros granos.

Luego de retirar los granos que no se clasificaron correctamente, se mezclan las fracciones obtenidas en cada bandeja, se pesan y se calcula el porcentaje de eficiencia mediante la ecuación (6.3).

En la tabla 18 se muestran las eficiencias obtenidas para las diferentes velocidades.

**Tabla 18. Eficiencia de clasificación.**

w (RPM)	W <sub>f</sub> (g)	% E	OBSERVACIONES
250	0	0	No hay clasificación
300	600	80	
350	650	87	
400	620	83	
500	520	69	Clasificación deficiente

**6.2.2 Capacidad.** La capacidad de las clasificadoras se calcula mediante la ecuación (6.4).

$$\text{Capacidad (C)} = \frac{\text{Peso del material clasificado (g)}}{\text{Tiempo de clasificación (s)}} \times 3.6 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right] \quad (6.4)$$

*Procedimiento para medir la capacidad.* Se toma el tiempo que tarda la mezcla en ser clasificada, cuando finaliza este proceso se pesa el material y se calcula la capacidad mediante la ecuación (6.4).

Los resultados obtenidos para las diferentes velocidades angulares, se muestran en la tabla 19.

**Tabla 19. Capacidad de clasificación.**

w(RPM)	W <sub>f</sub> (g)	t <sub>prom</sub> (s)	CAPACIDAD (Kg/h)
300	660	82.13	28.93
350	710	66.41	38.5
400	730	57.27	49.33
450	735	32.25	82.04

**6.2.3 Conclusiones de las pruebas de clasificación.** Del análisis de pruebas para la sección de clasificación se concluye:

- Para velocidades angulares bajas ( $w \leq 250 \text{ RPM}$ ), no hay clasificación, el material se estanca en las bandejas.
- Para velocidades angulares altas ( $w \geq 450 \text{ RPM}$ ), la capacidad aumenta, disminuyendo la eficiencia de la clasificación.

- Con una velocidad angular de  $350 \text{ RPM}$  se obtuvo la mayor eficiencia del subsistema, con una capacidad aceptable.

### 6.3 PRUEBAS PARA EL SISTEMA VIBRATORIO

Luego de realizar el análisis del comportamiento del material en las secciones de transporte y clasificación de forma independiente, y obtener la condición óptima en la cual cada subsistema presenta el comportamiento más adecuado, se procede a desarrollar pruebas que permitan encontrar una condición general favorable para el buen funcionamiento del sistema integrando las etapas de transporte, clasificación y retroalimentación.

**6.3.1 Desarrollo de las pruebas del sistema.** Inicialmente se pone a funcionar el sistema a la condición óptima obtenida en la sección de transporte, es decir,  $\alpha=30^\circ$ ,  $w=300 \text{ RPM}$ ,  $l=110 \text{ mm}$  y  $r=6 \text{ mm}$ ; pero la eficiencia en la clasificación no es la más conveniente. Luego se trabaja a la condición óptima de clasificación,  $\alpha=30^\circ$ ,  $w=350 \text{ RPM}$ ,  $l=110 \text{ mm}$  y  $r=6 \text{ mm}$ , presentándose un transporte desordenado. Posteriormente se prueba para valores  $\omega$  entre  $300$  y  $350 \text{ RPM}$ , ya que éste es el único parámetro diferente entre las condiciones óptimas de transporte y clasificación; pero los resultados tampoco son satisfactorios. Finalmente se opta por buscar una nueva condición, variando otro parámetro, la excentricidad, ( $r=7 \text{ mm}$ ); donde se encuentra un funcionamiento conveniente para todo el sistema.

Para realizar estas pruebas se toma una muestra equitativa de maíz, lenteja y sorgo, la cual tiene un peso de  $1000$  gramos. Se mide el tiempo que tarda la mezcla en realizar el ciclo y se pesa nuevamente, para calcular la eficiencia total del sistema. La tabla 20 muestra las condiciones en las que se realizan las pruebas.

**Tabla 20. Condiciones para las pruebas del sistema.**

a (°)	L <sub>r</sub> (mm)	w (RPM)	r (mm)	CONDICIÓN
30	110	300	6	1
		350	6	2
		300	7	3
		350	7	4

En la tabla 21 se consignan los resultados de obtenidos en las pruebas realizadas al sistema.

**Tabla 21. Resultados de las pruebas del sistema.**

CONDICIÓN	t <sub>prom</sub> (s)	W <sub>f.prom</sub> (g)	Eficiencia (%)	OBSERVACIONES
1	282.7	728.3	72.8	Clasificación deficiente
2	422.8	863.5	86.3	Transporte desordenado
3	71.1	987	98.7	Condición óptima
4	216.8	892	89.2	Transporte lento

**6.3.2 Conclusiones de las pruebas del sistema.** Del análisis de pruebas realizadas al sistema se concluye:

- La condición óptima del sistema no se presenta en ninguna de las dos condiciones satisfactorias para cada sección. Su funcionamiento adecuado se obtuvo bajo los siguientes parámetros de operación:  $a=30^\circ$ ,  $w=300$  RPM,  $l_r=110$  mm y  $r=7$  mm, pese a que la eficiencia en la condición 4 es aceptable, no se toma como la más favorable, debido a que el tiempo de realización del ciclo fue muy largo.

Para esta condición se obtiene una eficiencia de 98.7% y una capacidad de 50 Kg/h.

## CONCLUSIONES

Con el presente trabajo de grado se logra hacer un aporte al desarrollo tecnológico en el campo de las vibraciones mecánicas y su aplicación al transporte y clasificación de material granular.

Se construye un prototipo didáctico, el cual contribuye a fomentar en el estudiante el interés por adquirir conocimientos sobre la aplicación del fenómeno vibratorio al transporte y clasificación de material granular.

Se comprobó la influencia que tiene la variación de algunos parámetros de diseño (longitud e inclinación de flejes, amplitud del movimiento y velocidad angular) sobre el comportamiento del material en los procesos de transporte y clasificación. En relación con la inclinación de los flejes se verificó la recomendación teórica de un ángulo de inclinación de  $30^\circ$  para obtener una velocidad óptima de transporte. En cuanto a la amplitud del movimiento y a la velocidad angular, se encontró un rango adecuado de 5 a 7 mm para la amplitud y de 300 a 450 RPM para la velocidad.

Se estableció la metodología para realizar prácticas didácticas con el prototipo construido, que facilitan al estudiante la cimentación de los conocimientos teóricos sobre vibraciones mecánicas y su aplicación en los procesos de transporte y clasificación de material granular.

## BIBLIOGRAFÍA

AGUILAR, German y RODRÍGUEZ, Nelson. Trabajo de grado “Diseño y construcción de una máquina desvainadora de frijol”. Bucaramanga, UIS, 1990. 172 p.

AVITEQ. Magnetic Vibrators [on line]. Disponible en Internet: <[http://www.aviteq.de/framesets/fs\\_magnetvibratoren-eng.html](http://www.aviteq.de/framesets/fs_magnetvibratoren-eng.html)>.

B.E.S.T.INC. Vibratory Screeners [on line]. Brunswick, Ohio [ citado julio 2004]. Disponible en Internet: <[http://www.bestvibes.com./vibratory\\_screener/index.htm](http://www.bestvibes.com./vibratory_screener/index.htm)>.

CARMAN INDUSTRY INC. Products solutions [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.carmanindustries.com./index.htm>>.

Catálogo General de Rodamientos SKF. 1982. 480 p.

CLEVELAND VIBRATOR COMPANY. Applications [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.clevelandvibrator.com./coinfo.htm>>.

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de Elementos de Máquinas. 4 Ed. México, 1996. 424 p.

HENAN LIMING ROAD & BRIDGE HEAVY INDUSTRIAL CO., LTD. Vibrating Screen [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.break-day.com./index1.htm>>.

HUDSON, Wilbur. Conveyors and related equipement. 3 Ed. New York, 1963. 523 p.

KASON. Tamices circulares vibrantes [on line]. Canadá [ citado agosto 2004]. Disponible en Internet: <<http://www.kason.com/sp/Vibroscreen/index.html>>.

MARTIN VIBRATION SYSTEM AND SOLUTIONS. Products [on line]. Disponible en Internet: <<http://www.shake-it.com./index.shtml>>.

MAVI MÁQUINAS VIBRATORIAS LTDA. Principio de funcionamiento del transportador vibratorio Revitran [on line]. Brasil, noviembre 2002 [citado febrero 2003]. Disponible en Internet: <<http://www.Mavi.com.br/brasil/revitran/funcio.htm/>>.

PARADA, Alfredo. Conferencias sobre Fatiga. UIS, Bucaramanga, 2000.

PERRY, John. Manual del Ingeniero Químico. Editorial Hispano-Americana, México, 1995.

PINEDA, Carlos y PICO, Vicente. Trabajo de gado “Banco de transporte Neumático y Vibratorio. Bucaramanga, UIS, 1982. 166 p.

SCREWCONVEYOR. Componentes del transportador helicoidal [on line]. México, enero 2003 [ citado febrero 2003]. Disponible en Internet: <<http://www.screwconveyorcorp.com/mexscrift.htm>>.

TABOR MACHINE COMPANY. TMS Multiple Slope Vibrating Screen [on line]. Virginia [citado julio 2004]. Disponible en Internet: <<http://www.tabormachine.com./multi.htm>>.

VIBROMAQ. Características generales [on line]. Argentina [citado junio 2004]. Disponible en Internet: <<http://www.vibromaq.com.ar/index.htm>>.

ZIGNOLI, Vittorio. Trasporti Meccanici Tecnica ed Economia. Milano: Ulrico, 1953. v.2, 1321 p.

## **ANEXO A**

### **MANUAL DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO PARA EL SISTEMA VIBRATORIO DE TRANSPORTE Y CLASIFICACIÓN DE MATERIAL GRANULAR**

Este manual tiene como objetivo primordial suministrar al estudiante una guía para realizar algunas prácticas correspondientes al transporte y clasificación de material granular.

En cada práctica se indica el procedimiento para variar los parámetros de operación del sistema y los pasos a seguir en la realización de las pruebas.

Antes de realizar cada una de las prácticas se debe:

- ✓ Revisar los pasadores que ajustan la excentricidad.
- ✓ Revisar el ajuste de la biela.
- ✓ Verificar que la tornillería se encuentre bien ajustada.
- ✓ Examinar que las bandejas clasificadoras se encuentren bien sujetas al portabandejas y que sus agujeros no se tapen con el material.

#### **1. PRÁCTICA DIDÁCTICA EN LA SECCIÓN DE TRANSPORTE**

##### **1.1 OBJETIVO**

Analizar el transporte del material bajo los parámetros de operación propuestos.

## 1.2 PROCEDIMIENTO

Para realizar las pruebas se toman 500 gramos de cada material: maíz, lenteja y sorgo. La distancia que debe recorrer el material en la bandeja es de 60 cm.

El sistema dispone de un tacómetro digital que permite leer la velocidad angular de la excéntrica proveniente del motor eléctrico de velocidad variable. La excentricidad se varía por medio de dos tornillos prisioneros (por cada vuelta del tornillo, el cubo se desplaza 2 mm).

Para iniciar las pruebas de transporte se toma un ángulo de inclinación de los flejes,  $\alpha=30^\circ$ , por ser el recomendado para este tipo de transportador y una longitud de los mismos de 110 mm; la excentricidad  $r=6$  mm y la velocidad angular se varía entre 250 RPM y 350 RPM.

Después de fijar los parámetros de operación, se pone en funcionamiento el sistema (excepto la sección de retroalimentación) y se cronometra el tiempo que transcurre mientras el material recorre la distancia de transporte (realizar tres mediciones para obtener un valor más aproximado de la velocidad). El material se debe recibir en un recipiente, inmediatamente abandone la bandeja transportadora.

## 1.3 EQUIPO UTILIZADO

- ✓ Subsistema de transporte
- ✓ Balanza
- ✓ Cronómetro
- ✓ Paleta de retención

## 1.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN

En la tabla se muestran los parámetros para cada una de las condiciones de operación del sistema en las que se realizan las pruebas.

a (°)	l <sub>f</sub> (mm)	r (mm)	w (RPM)	CONDICIÓN
30	110	6	250	1
			300	2
			350	3

## 1.5 TABLA DE RESULTADOS

CONDICIÓN	t <sub>prom</sub> (s)	V (cm/s)	OBSERVACIONES
1			
2			
3			

## 1.6 CONCLUSIONES

El estudiante debe analizar y concluir el comportamiento del transporte del material en las condiciones de operación establecidas para el sistema.

## 2. PRÁCTICA DIDÁCTICA EN LA SECCIÓN DE CLASIFICACIÓN

### 2.1 OBJETIVO

Analizar la capacidad y calidad del proceso de clasificación bajo los parámetros de operación propuestos.

## 2.2 PROCEDIMIENTO

Para realizar las pruebas se toman 500 gramos de cada material. La alimentación a la sección de clasificación se hace por medio de la bandeja transportadora. Instantáneamente el material abandona esta bandeja, inicia el proceso de clasificación. El material clasificado es conducido al subsistema de retroalimentación, que se encarga de subirlo a la bandeja transportadora, donde se recibe en un recipiente.

Para iniciar las pruebas de clasificación se toma un ángulo de inclinación de los flejes,  $\alpha=30^\circ$ , longitud de los mismos de  $110\text{ mm}$ , excentricidad  $r=6\text{ mm}$  y velocidad angular se varía entre  $300\text{ RPM}$  y  $400\text{ RPM}$ .

Después de fijar los parámetros de operación, se pone en funcionamiento el sistema y se cronometra el tiempo desde que el material abandona la bandeja transportadora hasta que finaliza la clasificación (realizar tres mediciones para obtener un valor más aproximado de la capacidad). Posteriormente se pesa el material recibido en la tolva de descarga del transportador de arrastre.

La capacidad de las clasificadoras se calcula mediante la ecuación:

$$\text{Capacidad (C)} = \frac{\text{Peso del material clasificado (g)}}{\text{Tiempo de clasificación (s)}} \times 3.6 \left[ \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right]$$

## 2.3 EQUIPO UTILIZADO

- ✓ Subsistema de clasificación
- ✓ Subsistema de retroalimentación
- ✓ Balanza
- ✓ Cronómetro

- ✓ Paleta de retención

## 2.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN

En la tabla se muestran los parámetros para cada una de las condiciones de operación del sistema en las que se realizan las pruebas.

a (°)	l <sub>f</sub> (mm)	r (mm)	w (RPM)	CONDICIÓN
30	110	6	300	1
			350	2
			400	3

## 2.5 TABLA DE RESULTADOS

CONDICIÓN	W <sub>f</sub> (g)	t <sub>prom</sub> (s)	CAPACIDAD (Kg/h)	OBSERVACIONES
1				
2				
3				

## 2.6 CONCLUSIONES

El estudiante debe analizar y concluir el comportamiento de la clasificación del material en las condiciones de operación establecidas para el sistema.

### 3. PRÁCTICA DIDÁCTICA EN EL SISTEMA VIBRATORIO

#### 3.1 OBJETIVO

Observar el comportamiento general del sistema bajo los parámetros de operación propuestos.

#### 3.2 PROCEDIMIENTO

Para realizar las pruebas se toman 500 gramos de cada material. Se fijan los parámetros de operación, que en este caso son: ángulo de inclinación de los flejes,  $\alpha=30^\circ$ , longitud de los mismos de 110 mm; excentricidad  $r=7$  mm y velocidad angular se varía entre 250 RPM y 350 RPM.

Luego de fijar los parámetros de operación, se pone en funcionamiento el sistema y se cronometra el tiempo desde que el material inicia el movimiento en la bandeja transportadora hasta que finaliza el ciclo en el subsistema de retroalimentación (realizar tres mediciones). Posteriormente se pesa el material recibido en la tolva de descarga del transportador de arrastre.

Para calcular la eficiencia del sistema se utiliza la ecuación:

$$\text{Eficiencia (\% } E) = \frac{\text{Peso final de la mezcla (g)}}{\text{Peso inicial de la mezcla (g)}} \times 100$$

#### 3.3 EQUIPO UTILIZADO

- ✓ Subsistema de transporte
- ✓ Subsistema de clasificación
- ✓ Subsistema de retroalimentación

- ✓ Balanza
- ✓ Cronómetro
- ✓ Paleta de retención

### 3.4 CONDICIONES DE OPERACIÓN

En la tabla se muestran los parámetros para cada una de las condiciones de operación del sistema en las que se realizan las pruebas.

a (°)	l <sub>f</sub> (mm)	r (mm)	w (RPM)	CONDICIÓN
30	110	7	300	1
			350	2
			400	3

### 3.5 TABLA DE RESULTADOS

CONDICIÓN	W <sub>f</sub> (g)	t <sub>prom</sub> (s)	EFICIENCIA (%)	OBSERVACIONES
1				
2				
3				

### 3.6 CONCLUSIONES

El estudiante debe analizar y concluir el comportamiento del sistema vibratorio en las condiciones de operación establecidas.

**NOTA.** Para la realización de las prácticas se puede utilizar material granular diferente al propuesto, teniendo en cuenta que el tamaño de los granos no obstruya el desarrollo del proceso de clasificación.

## ANEXO B

