

381217

6

2ej



**UNIVERSIDAD ANAHUAC**

VINCE IN BONO MALUM

**ESCUELA DE INGENIERIA**

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**DISEÑO DE UNA PLANTA  
ESTABILIZADORA DE MEZCLAS  
FRIAS PARA LA INDUSTRIA DE  
LA CONSTRUCCION**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**PRESENTA**

**CARLOS RAFAEL CANALES POMBO**

**MEXICO**

**1986**



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## C O N T E N I D O

=====

Capítulo		
I	Introducción y objetivos.....	1
I.1	Aplicaciones de la máquina en la industria de la construcción.....	2
II	Generalidades de una máquina estabilizadora de mezclas.....	13
II.1	Descripción general de la máquina.....	14
II.2	Necesidades de alimentación.....	17
III	Análisis comparativo entre diferentes tipos de máquinas estabilizadoras.....	18
III.1	Análisis comparativo.....	19
IV	Planos de construcción de la máquina estabilizadora.....	22
V	Descripción y selección de cada uno de los componentes de la máquina estabilizadora....	23
V.1	Bomba de emulsión asfáltica.....	24
V.2	Bomba de agua.....	24
V.3	Mezclador.....	29
V.4	Motor diesel.....	31

V.5	Bomba oleohidráulica.....	34
VI	Diseño de la máquina estabilizadora.....	36
VI.1	Diseño de los componentes de la máquina.....	37
VI.2	Selección e integración del sistema oleohidráulico .....	87
VI.3	Selección e integración del sistema de control..	94
VI.4	Diseño de la estructura principal de la máquina.	97
VII	Análisis de costos.....	108
VII.1	Análisis.....	109
VIII	Conclusión.....	114
VIII.1	Conclusión.....	115
	Bibliografía.....	116

## RELACION DE FIGURAS

=====

### Capitulo

I	1.1	Gráficas de Fuller .....	12
V	5.1	Diagrama curva de operación de la bomba de agua ....	28
VI	6.1	Paleta del mezclador .....	39
	6.2	Diagrama vectorial de velocidades .....	41
	6.3	Soporte de la paleta .....	44
	6.4	Mecanismo de engranes del mezclador .....	52
	6.5	Transmisión general .....	65
	6.6	Flechas del plato alimentador .....	75
	6.7	Diagrama de cuerpo libre de los pasadores del plato alimentador .....	84
	6.8	Posiciones de los cilindros del cajón mezclador .....	91
	6.9	Diagrama del circuito hidráulico .....	93
	6.10	Estructura soporte del mezclador .....	104
	6.11	Chasis o bastidor general .....	106

## G R A F I C A S

=====

VI	6.1	Selección sección transversal en bandas.....	66
----	-----	--	----

**RELACION DE TABLAS**  
=====

**Capitulo**

VI	6.1	Valores de Km y Ks .....	50
	6.2	Curva para encontrar el error permisible en engranes rectos .....	57
	6.3	Valor del factor de forma "Y" para diversos sistemas de dientes .....	59
	6.4	Factor de Servicio .....	63
	6.5	Tamaño mínimo recomendado para poleas .....	64
	6.7	Capacidades - Especificaciones - Platos reciprocativos TELSMITH .....	76
	6.8	Tamaño mínimo recomendado para cadenas y catarinas...	79
	6.9	Distancia mínima entre centros de catarinas Datos para una relación de velocidades 2:1 .....	80
	6.10	Diámetro mínimo del vástago de cilindros .....	90
VII	7.1	Análisis del costo de la máquina estabilizadora Equipo .....	110
	7.2	Análisis del costo de la máquina estabilizadora Perfiles estructurales .....	111
	7.3	Análisis del costo de la máquina estabilizadora Placa y Lámina .....	112

## **CAPITULO I**

**Introducción y objetivos.**

## I.1 Aplicaciones de la máquina en la industria de la construcción.

La construcción de modernas carreteras y aeropuertos se está expandiendo constantemente. El incremento en el volumen de tráfico, vehículos más pesados, mayores presiones de rodamiento, además del crecimiento en la calidad de los agregados para las bases son razones por las que la estabilización está llegando a ser una parte importante en los programas modernos de construcción.

Las razones del porqué de una máquina estabilizadora son mayor producción, mejor control de la calidad del producto y menor costo unitario en la producción. Operando este tipo de máquinas se obtiene una adecuada proporción en los agregados (aditivos, emulsiones y agua), una mezcla uniforme y completa de todos los ingredientes y, por consecuencia un material base de excelente calidad.

Antes de empezar a hablar sobre la máquina estabilizadora habrá que entender lo que son las mezclas bituminosas.

Se denomina mezcla bituminosa a la constituida por un ligante que, en película continua, envuelve todas y cada una de las partículas minerales de un árido, con granulometría cualquiera. Dentro de esta definición se incluyen:

- a) Las pastas, constituidas esencialmente por áridos y



ligante, aunque también puedan contener partículas gruesas que no formen esqueleto mineral no estar estas en contacto entre sí.

b) Los morteros constituidos por un esqueleto mineral de arena, una pasta y huecos.

c) Los aglomerados formados por un esqueleto mineral de árido grueso, un mortero, y huecos.

d) Los morteros asfálticos que son puestos en obra por vía acuosa.

Cada tipo de mezcla, indicado anteriormente, tiene un comportamiento diferente en carretera en cuanto a durabilidad y resistencia. Ese comportamiento está condicionado por la propia estructura y composición de la mezcla, por el tipo de cargas exteriores y por otros factores importantes, tales como la humedad y, especialmente, la temperatura. Aunque se están estudiando intensamente los problemas relacionados con la reología ( Estudio de la deformación y flujo de materiales ) de las mezclas bituminosas, su comportamiento no es todavía bien conocido y los caminos de la investigación, tanto empíricos como físico-matemáticos, no han llegado a dar una caracterización suficiente como para que en los cálculos estructurales dé firmes valores con absoluta precisión la función mecánica de las capas formadas por estos materiales.

Las mezclas bituminosas son actualmente un material usado muy ampliamente en los firmes flexibles de calidad. Con ellas se consiguen superficies de rodadura de gran regularidad geométrica, cómodas por lo tanto para los vehículos, y adecuadas para velocidades altas. También se emplean en capas de gran espesor en las que descansa la función portante esencial del firme del camino.

La primera clasificación tradicional de las mezclas bituminosas es la de mezclas bituminosas en frío y mezclas bituminosas en caliente.

Se define como mezcla bituminosa en frío la combinación de un árido y un ligante frío o caliente y los áridos la mayor parte de las veces fríos (aunque no siempre), puede manejarse, extenderse y compactarse a la temperatura ambiente. En muchos casos, estas mezclas son almacenables.

Se define como mezcla bituminosa en caliente, la combinación de un árido y un ligante bituminoso, para realizar esta se precisa calentar previamente los áridos y el ligante, y además, de manera esencial, se maneja, extiende y compacta a temperatura netamente superior a la del ambiente.

La segunda clasificación tradicional se hace atendiendo a los huecos existentes entre las partículas del árido que no se

han rellenado con el ligante. Las mezclas que, compactadas según un método normalizado, tiene un contenido grande de huecos, se llaman abiertas y aquellas en que dicho contenido es pequeño, cerradas. En la terminología habitual son mezclas cerradas que tienen menos del 6% de huecos (si son del tipo aglomerado, los huecos suelen acotarse del 3 al 6%), semicerradas las que tienen entre 6 y 12% de huecos y abiertas, aquellas cuya proporción es superior al 12%. Otra clasificación se hace atendiendo a la estructura interna de la mezcla. Así, se puede establecer una distinción importante entre mezclas con esqueleto mineral (que se llaman tipo aglomerado) y mezclas sin esqueleto mineral, tipo asfalto fundido y pasta bituminosa. En estas últimas existe una masa continua formada por áridos y asfalto bien de origen natural, procedente, por ejemplo, de la trituración de la roca asfáltica, o bien fabricada a partir de un ligante y polvo mineral. Las partículas minerales de mayor tamaño, si existen, no están lo suficientemente próximas como para constituir un esqueleto mineral continuo.

Dentro de las mezclas con esqueleto mineral, o de tipo aglomerado, existen ciertas diferencias entre las que tiene una granulometría continua, que se aproxima más o menos, según los casos, a las clásicas curvas de Fuller, Bolomey, etc. (Anexadas al final del Capítulo I), y aquellas que tienen una granulometría discontinua.

Las mezclas abiertas en frío fabricadas generalmente con

emulsiones, aunque excepcionalmente con asfaltos fluidificados, se han empleado con profusión en diversos países. En España comenzaron a usarse al final de los años cincuentas. Se estima que en 1980 se fabricaron más de 3 millones de toneladas. De estas, una parte importante se refiere a mezclas utilizadas en operaciones de bacheo realizadas por equipos que disponen de medios relativamente elementales de trabajo. La mayor parte, sin embargo, se ha utilizado en las construcciones de capas poco espesas y continuas, para reperfilar y reponer la superficie de rodadura en diferentes carreteras. Por último otra parte, menor, ha sido empleada en las construcciones de capas espesas de base bituminosa.

A continuación se expondrán con mayor detalle las aplicaciones de cada una de las mezclas citadas:

1) Mezclas abiertas en frío para bacheo.

Se fabrican con medios elementales en las proximidades de obra (hormigueras, mezcladoras e incluso a mano), o en plantas de fabricación, desde donde se transportan a los distintos bancos. Logicamente, este último sistema permite una regularidad y calidad mejores.

En la labor de bacheo con mezclas abiertas frías se consiguen mayores rendimientos y regularidades que con la operación de bacheo clásica realizada con riegos sucesivos.

2) Mezclas abiertas en frío en capas de rodadura finas.

El empleo de estas capas ha venido a sustituir la función de los tratamientos superficiales en riego multicapa en numerosos casos. Convenientemente proyectadas, prestan diversas ventajas:

a) Posibilidad de empleo sobre pavimentos con mala regularidad superficial, con evidente ventaja sobre los tratamientos superficiales en riego.

b) Flexibilidad ante deflexiones altas del pavimento y ante asentamientos lentos, lo que permite una gran versatilidad de empleo sobre pavimentos de distintas características.

c) Aportación de un espesor adicional al del firme primitivo.

La extensión y compactación de estas capas superficiales puede hacerse por los medios habituales en la técnica de las mezclas bituminosas, esto es, extendedoras y compactadoras con altos rendimientos y buena calidad y homogeneidad de trabajo. En obras más pequeñas puede recurrirse a la extensión con motoniveladoras o incluso a la extensión manual.

También se han utilizado mezclas permeables fabricadas en frío y en capas muy finas para pavimentos deportivos y para pavimentos en zonas peatonales.

### 3) Mezclas abiertas en frío para capas espesas de base.

Se trata, en general, de mezclas gruesas que han venido a sustituir a las bases de macadam tratadas por penetración. Presentan sobre estas la enorme ventaja de un mejor sistema de fabricación, que asegura una envuelta uniforme y correcta de todos los áridos, y así mismo, un sistema más rentable y eficaz de puesta en obra mediante el empleo de motoniveladoras o preferiblemente de extendedoras de mezcla asfáltica.

De todas formas, las capas de mezclas abiertas frías usadas en bases son un avance importante en relación con los firmes de macadam o los de macadam tratados por penetración, entendiéndose por macadam al pavimento de piedra comprimida y aglomerada por un rodillo compresor.

Antes de que se desarrollaran o extendieran las mezclas abiertas frías fabricadas con emulsión, tuvieron importancia diversas técnicas de las cuales hay que destacar los tarmacadam ingleses y las mezclas de doble envuelta en Francia. Los primeros están formados por una mezcla de áridos de distintos orígenes, en algunos casos escoria, y por alquitrán como ligante. Se trata de una mezcla utilizada en Gran Bretaña tanto en capas de base como en capas de pavimento, que era muy apreciada en los años anteriores a la Segunda Guerra Mundial. Ya entonces se valoraba la seguridad ante el deslizamiento y el drenaje de capas de este

tipo. El aumento del empleo del asfalto y la clara recesión del alquitrán, así como la mejora en los sistemas de fabricación de mezclas bituminosas en caliente han hecho que la técnica anterior este casi abandonada en el momento actual.

En Francia, en la postguerra, se utilizaron las mezclas abiertas en frío por el sistema de doble envuelta. Se trata de la aplicación de dos capas de ligante sobre un mismo árido. En la primera envuelta se utiliza un ligante muy fluido, que puede ser un asfalto rebajado, un aceite de alquitrán, etc.; cuya misión principal es asegurar la adhesividad entre la superficie del árido y la segunda capa de ligante. En esta segunda capa se emplea un asfalto rebajado altamente viscoso o una emulsión de asfalto de dotaciones, expresadas en ligante residual, de aproximadamente el doble de las empleadas en la primera envuelta. Esta técnica se ha visto superada por el empleo de emulsiones catiónicas viscosas, cuyo ligante se encuentra fluidificado, y que con una sola envuelta pueden asegurar las dos características de buena adhesividad y trabajabilidad.

En los últimos años por ejemplo, se han desarrollado algunas mezclas drenantes hechas por asfalto fluidificado modificado con polímeros o elastómeros, los cuales presentan a veces problemas para incorporarse con facilidad a la emulsión, mientras que, en caliente y con un sistema de agitación, pueden fácilmente incorporarse al asfalto fluidificado. De esta manera, se puede llegar a ligantes de una gran calidad hechos a partir de un

asfalto fluidificado y que permite hacer mezclas drenantes de alta calidad en carreteras de tráfico pesado.

Para terminar con la visión histórica del empleo de mezclas abiertas, hay que dejar constancia de su desarrollo en Francia y en España después de los años cincuentas y más recientemente, de su empleo e interés en algunos estados de los Estados Unidos.

Las características recientes de las mezclas abiertas son importantes para cumplir su función. Las mezclas abiertas, aunque también están formadas por un ligante bituminoso que envuelve las partículas minerales de un árido, tiene un comportamiento mecánico completamente diferente de las mezclas densas. No se puede por ello aplicar una serie de resultados obtenidos para caracterizar, dimensionar y dosificar mezclas densas a los casos en que se empleen mezclas abiertas. Por ejemplo, todos los conceptos desarrollados por Van der Poel y Heukelon, relativos a la rigidez y durabilidad de las mezclas, así como a la fatiga, no son absolutamente utilizables para este tipo de mezclas. Incluso hay que insistir que, en muchos casos, estados de solicitudes que se encuentran muy perjudiciales para mezclas densas, no lo son en absoluto para mezclas abiertas y reciprocamente. Cuando se emplean mezclas abiertas no se intenta, en general, conferir una alta rigidez a la estructura del pavimento, y por lo tanto, tampoco la deflexión en la superficie de una característica determinante de la durabilidad probable del nuevo pavimento, al menos si no se somete a algún estudio específico el caso que se está tratando.



Las mezclas abiertas, tal como se ha indicado, resisten fundamentalmente por rozamiento interno entre las partículas del árido. El ligante colabora a proporcionar una cohesión mínima y a evitar la degradación típica del árido cuando este se utiliza sin ningún tipo de ligante o conglomerado.

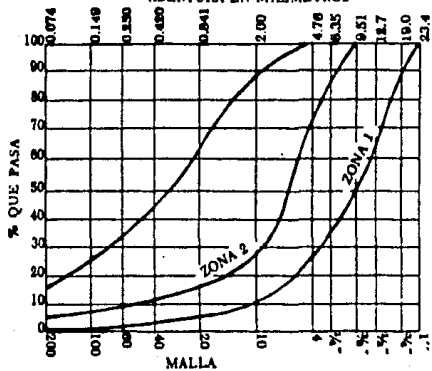
La durabilidad de una mezcla abierta en frío está condicionada por dos factores: el envejecimiento del ligante y la adhesividad pasiva árido-ligante.

El problema del envejecimiento está relacionado íntimamente con la dotación del ligante. En general, el aumento de la dotación de ligante, permite obtener un espesor mayor de la película, no siendo de temer, en general problemas de fluencia plástica, ya que el alto contenido de huecos asegura, en cualquier momento, que el rozamiento interno no va a verse dañado.

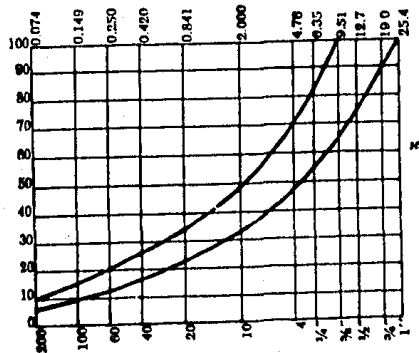
La adhesividad pasiva del ligante con el árido se debe asegurar, en el caso de emulsiones, por la elección de áridos de características adecuadas y, en el caso de asfaltos fluidificados, por la adición de los activantes apropiados. En ambos casos, la suciedad del árido es un serio inconveniente para lograr una buena adhesividad.

ZONAS DE ESPECIFICACIONES GRANULOMETRICAS

ABERTURA EN MILIMETROS



ABERTURA EN MILIMETROS



ABERTURA EN MILIMETROS

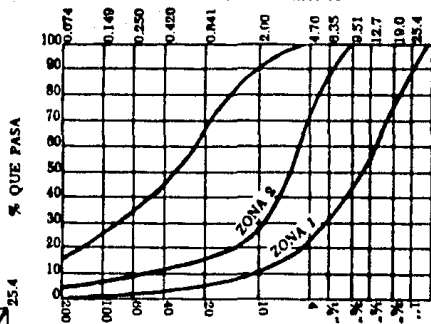


Figura 1.1  
Gráficas de Fuller.

## **C A P I T U L O   I I**

**Generalidades de una máquina estabilizadora de asfalto.**

## II.1 Descripción general de la máquina.

La máquina estabilizadora es una máquina capaz de producir mezclas frías de alta calidad a una tasa alta de producción a muy bajo costo, rápida y eficientemente, además de ofrecer completa portabilidad, rápida colocación y puesta en marcha, y fácil calibración. Esto nos permite la colocación de la máquina en lugares estratégicos y así obtener un gran ahorro en fletes y acarreos. Todos los medidores, bombas, motores y transmisiones están montados en la máquina, esto quiere decir que no se tiene que desmontar nada para su transporte ni hacer ninguna inversión extra ya que la máquina es completamente autónoma.

Esta máquina ofrece una capacidad de hasta 300 TPH (600,000 Lb/hr) de mezcla o producto terminado, dependiendo esto de las características del producto o mezcla a fabricarse.

La máquina puede alimentarse de dos formas: una es por medio de un cargador, y la otra es por descarga directa de los camiones en la tolva. Esta última es más eficiente, rápida y barata. La máquina fue diseñada para satisfacer cualquiera de estas dos formas. La única desventaja que tiene la segunda forma es la necesidad de construir una rampa en la parte trasera para el acceso de los camiones de descarga.

En la parte inferior de la tolva se encuentra un plato alimentador recíprocativo, el cual con la ayuda de una compuerta

ajustable, se varía la cantidad de material a descargar en la banda, además de que se obtiene una cantidad uniforme de material. La banda transportadora se encarga de subir el material al cajón mezclador, donde se le agregará emulsión asfáltica y agua con sus respectivos aditivos para así obtener la mezcla final, la que se descarga directamente a otro camión.

El operador tendrá a su cargo verificar el llenado del camión con la mezcla terminada para así controlar la máquina. Estos controles son dos, los cuales están accionados hidráulicamente. Uno de ellos controla el paso de los líquidos, esto es, por medio de un cilindro hidráulico se hacen girar las válvulas 90 grados por medio de un mecanismo engrane-cremallera. Estas válvulas son de tipo "macho" y son de tres vías, una de acceso y dos de salida. Una de las salidas va hacia el mezclador y la otra retorna el líquido hacia el tanque de almacenamiento de cada líquido respectivamente, evitando así el continuo paro y arranque de las bombas, lo cual es muy peligroso sobre todo en la bomba de emulsión asfáltica por la calidad y características de líquido que se maneja.

El otro control acciona un embrague (clutch) en la banda transportadora, que a su vez esta banda mueve el plato alimentador. Esto cesa la caída de material en el cajón mezclador.

La ventaja de disponer los controles de esta manera es que el mezclador no se detiene nunca, ni siquiera en el cambio de

camión, ya que por experiencia, al detenerse el mezclador se ocasionaban constantes atascamientos y muchos otros problemas que detenían la producción de mezcla, detenían camiones de acarreo y descarga, detenían máquinas y personal en el área donde el material va a ser utilizado, etc.

La máquina también cuenta con un embrague general en la toma de fuerza del motor, el cual se acciona unicamente para la puesta en marcha de la máquina o en caso de emergencia.

La bomba de emulsión asfáltica contará con un sistema de calentamiento por medio de agua. Esta agua será la misma agua que la de enfriamiento del motor, la cual se tomará antes de entrar al radiador, que es cuando se encuentra más caliente, y se llevará a la bomba que está cubierta por otra cámara (enchauquetada) que es por donde el agua circulará y calentará la bomba, ayudando así a que fluya mejor la emulsión asfáltica. Esta agua retornará después al radiador del motor.

Toda la transmisión será por medio de bandas, excepto la caja de engranes del mezclador y el plato alimentador. Este último será por medio de cadena debido a su baja velocidad y alto torque.

La máquina podrá transportarse fácilmente, enganchándose en la llamada "quinta rueda" de un trailer.

## II.2 Necesidades de alimentación.

Para definir las necesidades de alimentación de la máquina estabilizadora, o más bien, de la mezcla en sí, deben de conocerse los porcentajes máximos que puede llegar a tener una mezcla determinada.

Los porcentajes de los elementos que lleva una mezcla fría son como siguen:

- Emulsión asfáltica: 1.3465 Gal/pie<sup>3</sup>
- Agua: 8% Peso de la mezcla

Sabiendo que el peso específico del material es de 100 Lbm/pie<sup>3</sup>, además de conocer también la capacidad de la máquina, esto es de 600,000 Lbm/Hr, se pueden conocer los caudales que se requieren en las respectivas bombas. Resolviendo estos cálculos se llega al siguiente resultado:

-Capacidad de la bomba de emulsión asfáltica: 150 Gal/Min

-Capacidad de la bomba de agua: 105 Gal/Min

La banda transportadora, para cumplir con la capacidad total de la máquina estabilizadora, deberá tener una capacidad de 600,000 a 680,000 Lbm/hr.

### CAPITULO III

Análisis comparativo entre diferentes tipos de máquinas estabilizadoras.



### III.1 Análisis comparativo.

La estabilización de suelos y construcción de bases empleando emulsiones asfálticas, proceso que está íntimamente ligado al de los diferentes métodos para realizar la incorporación y el mezclado de los suelos con estos productos asfálticos, se puede realizar por varios procedimientos o métodos, de los cuales algunos no son muy recomendables como se verá a continuación.

El método más común de mezclado es aquel donde se emplea la motoconformadora acompañandola con algunas máquinas auxiliares, tales como el "pulvimixer" o discos rotatorios arrastrados por un tractor. Este método no es muy recomendable por su alto costo y bajo rendimiento. Se ha comprobado que el empleo de una máquina estabilizadora del tipo en cuestión sustituye a cuatro motoconformadoras además de obtener una mejor calidad en el mezclado.

Existe también una mezcladora "viajera" construida por la compañía Pettibone. Esta máquina tiene un buen rendimiento y puede emplearse en casos muy especiales, ya que es necesario tener preparado un camellón de aproximadamente 2 a 3 millas debidamente balanceados. Sin embargo, esta máquina es muy difícil de maniobrar, debido a que es muy larga y se requiere alimentarla con emulsión y agua mientras avanza.

La mezcladora "Motopaver", también del tipo "viajera", ha dado buenos resultados en varios países. La máquina puede ser alimentada con material petreo en dos formas: sea por medio de camiones que vacían directamente a la tolva y van avanzando en el tiro, o por medio de un alimentador de cangilones que toma directamente el material de un camellón debidamente balanceado. La emulsión se alimenta desde un autotanque equipado con una motobomba que puede o no ir avanzando con ella. Su uso exige que exista siempre una base que soporte la máquina, y que haya suficiente espacio para maniobras.

Durante el uso de la Motopaver en la región de La Chontalpa en Tabasco, México, se observó que la carga que transmitían las dos llantas delanteras era inadmisibile. Se decidió, entonces, abandonar la práctica de la mezcladora extendedora viajera y la máquina fue convertida en planta fija. Las plantas fijas, como es el caso de la máquina en cuestión, han sido probadas en todas las condiciones de trabajo posibles y han dado magníficos resultados.

Hay otro tipo de máquinas viajeras, pero no son muy usuales en el mercado por su tipo y capacidad; ya que es necesario tener longitudes muy grandes por tratar, llanas, sin pendientes, etc.

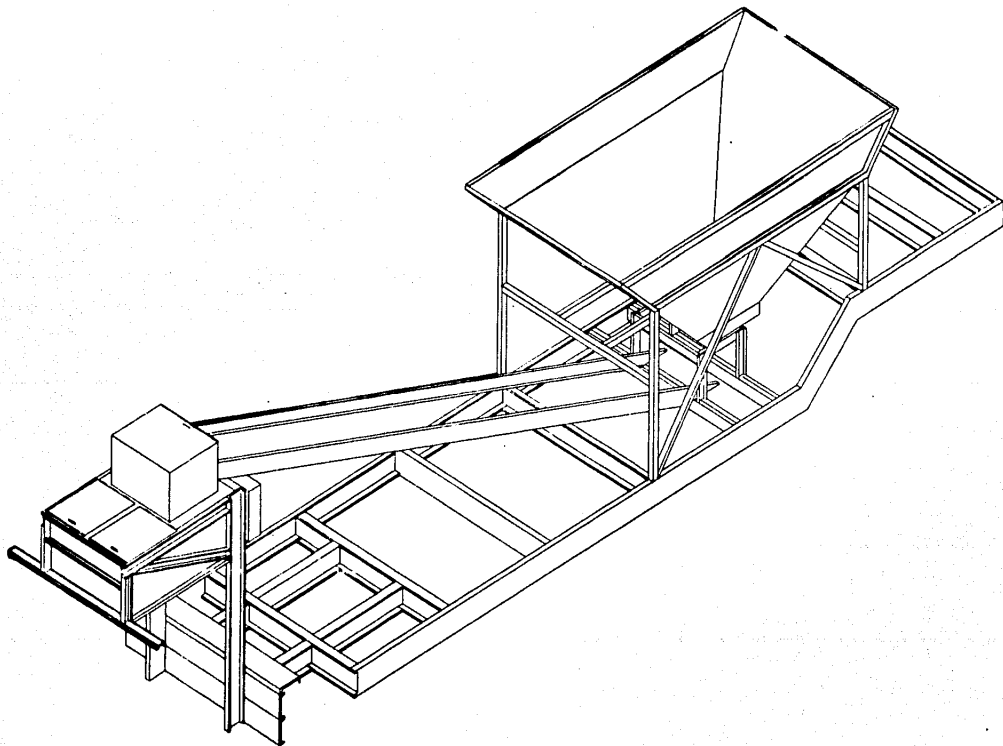
La máquina en cuestión es completamente autónoma, y se puede transportar a lugares estratégicos en la obra donde su instalación se puede hacer en menos de dos horas. Puede ser alimentada por camiones descargando directamente en la tolva o

por medio de un cargador. El material proviene directamente del banco, es decir, no necesita estar previamente balanceado. La emulsión se alimenta por medio de un autotanque que se puede colocar a un lado de la máquina. Se recomienda que sea un tanque de gran capacidad, porque así se puede estacionar el tanque en el lugar sin necesidad de maniobras de transporte. Así mismo sucede con la alimentación del agua. La máquina cuenta con sus respectivas bombas y motor, lo que hace innecesario cualquier otro tipo de elemento.

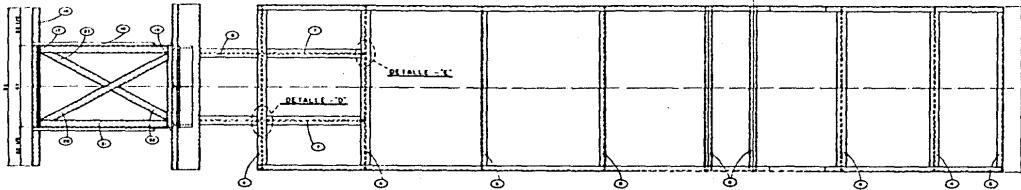
El producto obtenido por este tipo de máquinas se aloja en la superficie a construir, siendo únicamente necesaria la extensión y compactación del mismo.

## CAPITULO IV

Planes de construcción de la máquina estabilizadora.

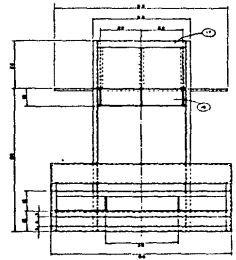
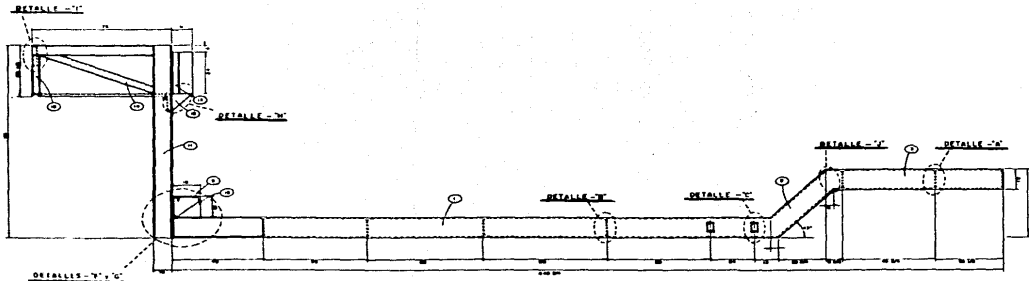


C Caneles P

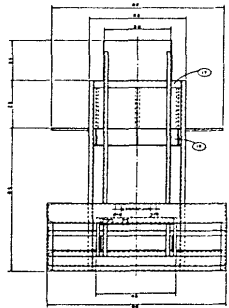
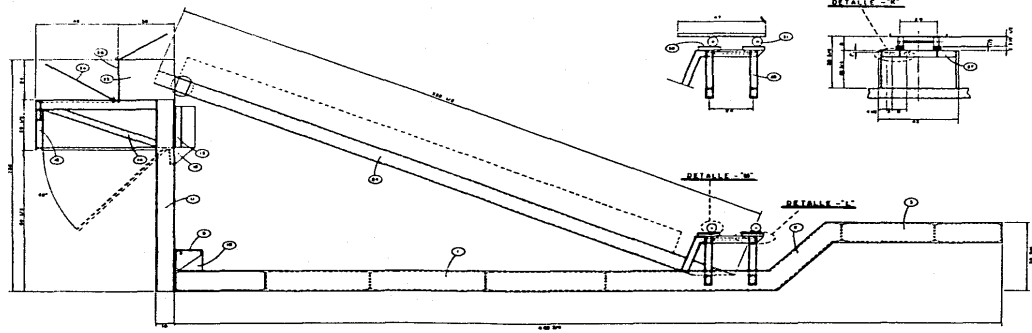
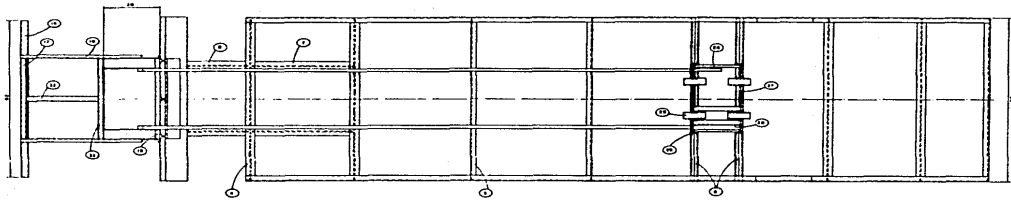


MEX. A. MILLONET S. R.  
 EDIFICIO 100-1000  
 100-1000-1000  
 100-1000-1000  
 100-1000-1000

NO.	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD
1	...	...	...
2	...	...	...
3	...	...	...
4	...	...	...
5	...	...	...
6	...	...	...
7	...	...	...
8	...	...	...
9	...	...	...
10	...	...	...
11	...	...	...
12	...	...	...
13	...	...	...
14	...	...	...
15	...	...	...
16	...	...	...
17	...	...	...
18	...	...	...
19	...	...	...
20	...	...	...
21	...	...	...
22	...	...	...
23	...	...	...
24	...	...	...
25	...	...	...
26	...	...	...
27	...	...	...
28	...	...	...
29	...	...	...
30	...	...	...
31	...	...	...
32	...	...	...
33	...	...	...
34	...	...	...
35	...	...	...
36	...	...	...
37	...	...	...
38	...	...	...
39	...	...	...
40	...	...	...
41	...	...	...
42	...	...	...
43	...	...	...
44	...	...	...
45	...	...	...
46	...	...	...
47	...	...	...
48	...	...	...
49	...	...	...
50	...	...	...

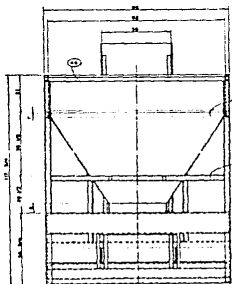
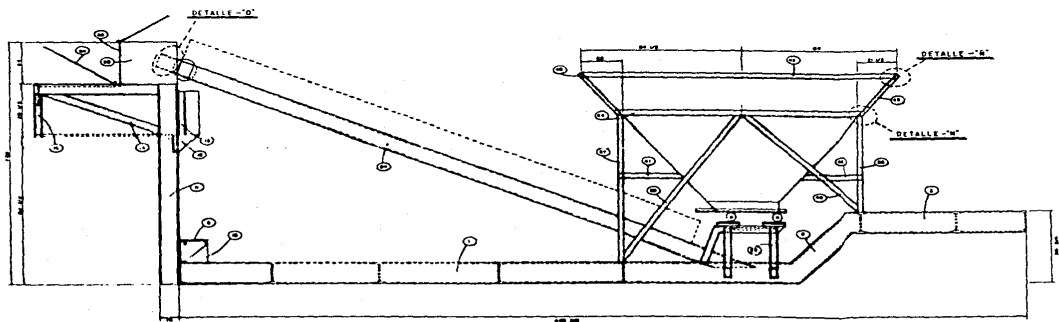
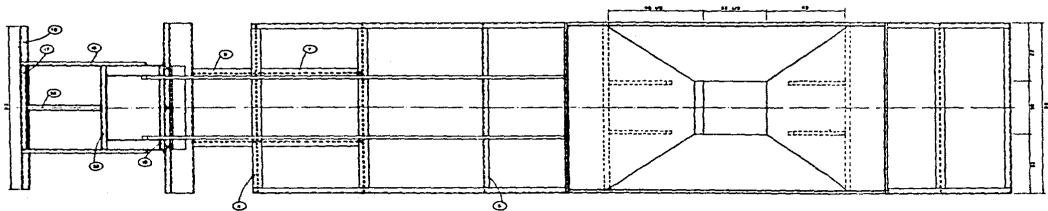


UNIVERSIDAD ANAHUAC  
 CARR. AMATEL A CAHUILA - 100-1000-1000  
 PLANTA  
 ESTADU DE GUANAJUATO



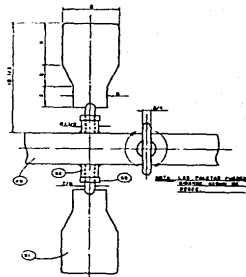
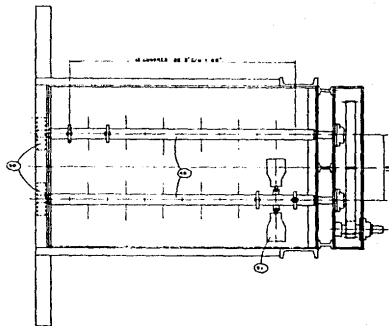
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD
1	ALUMINIO PERFILES	1	M
2	ALUMINIO BARRAS	1	M
3	ALUMINIO BARRAS	1	M
4	ALUMINIO BARRAS	1	M
5	ALUMINIO BARRAS	1	M
6	ALUMINIO BARRAS	1	M
7	ALUMINIO BARRAS	1	M
8	ALUMINIO BARRAS	1	M
9	ALUMINIO BARRAS	1	M
10	ALUMINIO BARRAS	1	M
11	ALUMINIO BARRAS	1	M
12	ALUMINIO BARRAS	1	M
13	ALUMINIO BARRAS	1	M
14	ALUMINIO BARRAS	1	M
15	ALUMINIO BARRAS	1	M
16	ALUMINIO BARRAS	1	M
17	ALUMINIO BARRAS	1	M
18	ALUMINIO BARRAS	1	M
19	ALUMINIO BARRAS	1	M
20	ALUMINIO BARRAS	1	M
21	ALUMINIO BARRAS	1	M
22	ALUMINIO BARRAS	1	M
23	ALUMINIO BARRAS	1	M
24	ALUMINIO BARRAS	1	M
25	ALUMINIO BARRAS	1	M
26	ALUMINIO BARRAS	1	M
27	ALUMINIO BARRAS	1	M
28	ALUMINIO BARRAS	1	M
29	ALUMINIO BARRAS	1	M
30	ALUMINIO BARRAS	1	M
31	ALUMINIO BARRAS	1	M
32	ALUMINIO BARRAS	1	M
33	ALUMINIO BARRAS	1	M
34	ALUMINIO BARRAS	1	M
35	ALUMINIO BARRAS	1	M
36	ALUMINIO BARRAS	1	M
37	ALUMINIO BARRAS	1	M
38	ALUMINIO BARRAS	1	M
39	ALUMINIO BARRAS	1	M
40	ALUMINIO BARRAS	1	M
41	ALUMINIO BARRAS	1	M
42	ALUMINIO BARRAS	1	M
43	ALUMINIO BARRAS	1	M
44	ALUMINIO BARRAS	1	M
45	ALUMINIO BARRAS	1	M
46	ALUMINIO BARRAS	1	M
47	ALUMINIO BARRAS	1	M
48	ALUMINIO BARRAS	1	M
49	ALUMINIO BARRAS	1	M
50	ALUMINIO BARRAS	1	M
51	ALUMINIO BARRAS	1	M
52	ALUMINIO BARRAS	1	M
53	ALUMINIO BARRAS	1	M
54	ALUMINIO BARRAS	1	M
55	ALUMINIO BARRAS	1	M
56	ALUMINIO BARRAS	1	M
57	ALUMINIO BARRAS	1	M
58	ALUMINIO BARRAS	1	M
59	ALUMINIO BARRAS	1	M
60	ALUMINIO BARRAS	1	M
61	ALUMINIO BARRAS	1	M
62	ALUMINIO BARRAS	1	M
63	ALUMINIO BARRAS	1	M
64	ALUMINIO BARRAS	1	M
65	ALUMINIO BARRAS	1	M
66	ALUMINIO BARRAS	1	M
67	ALUMINIO BARRAS	1	M
68	ALUMINIO BARRAS	1	M
69	ALUMINIO BARRAS	1	M
70	ALUMINIO BARRAS	1	M
71	ALUMINIO BARRAS	1	M
72	ALUMINIO BARRAS	1	M
73	ALUMINIO BARRAS	1	M
74	ALUMINIO BARRAS	1	M
75	ALUMINIO BARRAS	1	M
76	ALUMINIO BARRAS	1	M
77	ALUMINIO BARRAS	1	M
78	ALUMINIO BARRAS	1	M
79	ALUMINIO BARRAS	1	M
80	ALUMINIO BARRAS	1	M
81	ALUMINIO BARRAS	1	M
82	ALUMINIO BARRAS	1	M
83	ALUMINIO BARRAS	1	M
84	ALUMINIO BARRAS	1	M
85	ALUMINIO BARRAS	1	M
86	ALUMINIO BARRAS	1	M
87	ALUMINIO BARRAS	1	M
88	ALUMINIO BARRAS	1	M
89	ALUMINIO BARRAS	1	M
90	ALUMINIO BARRAS	1	M
91	ALUMINIO BARRAS	1	M
92	ALUMINIO BARRAS	1	M
93	ALUMINIO BARRAS	1	M
94	ALUMINIO BARRAS	1	M
95	ALUMINIO BARRAS	1	M
96	ALUMINIO BARRAS	1	M
97	ALUMINIO BARRAS	1	M
98	ALUMINIO BARRAS	1	M
99	ALUMINIO BARRAS	1	M
100	ALUMINIO BARRAS	1	M

UNIVERSIDAD ANAHUAC  
 CARRERAS DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
 ALAMPA  
 ESTADIDORAMA

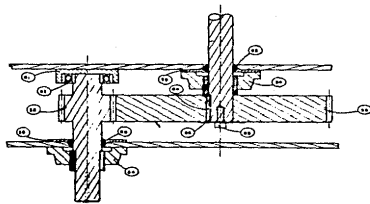
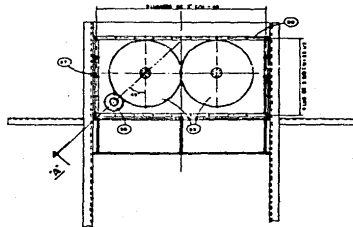
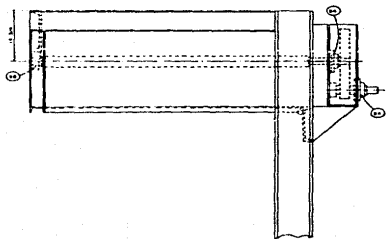


Nº	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	VALOR
1	...	...	...	...
2	...	...	...	...
3	...	...	...	...
4	...	...	...	...
5	...	...	...	...
6	...	...	...	...
7	...	...	...	...
8	...	...	...	...
9	...	...	...	...
10	...	...	...	...
11	...	...	...	...
12	...	...	...	...



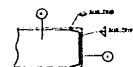


DETALLE DE PALETAS

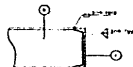


CORTE - X

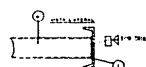
MATERIALES	
1	Acero SAE 5140
2	Acero SAE 5140
3	Acero SAE 5140
4	Acero SAE 5140
5	Acero SAE 5140
6	Acero SAE 5140
7	Acero SAE 5140
8	Acero SAE 5140
9	Acero SAE 5140
10	Acero SAE 5140
11	Acero SAE 5140
12	Acero SAE 5140
13	Acero SAE 5140
14	Acero SAE 5140
15	Acero SAE 5140
16	Acero SAE 5140
17	Acero SAE 5140
18	Acero SAE 5140
19	Acero SAE 5140
20	Acero SAE 5140
21	Acero SAE 5140
22	Acero SAE 5140
23	Acero SAE 5140
24	Acero SAE 5140
25	Acero SAE 5140
26	Acero SAE 5140
27	Acero SAE 5140
28	Acero SAE 5140
29	Acero SAE 5140
30	Acero SAE 5140
31	Acero SAE 5140
32	Acero SAE 5140
33	Acero SAE 5140
34	Acero SAE 5140
35	Acero SAE 5140
36	Acero SAE 5140
37	Acero SAE 5140
38	Acero SAE 5140
39	Acero SAE 5140
40	Acero SAE 5140
41	Acero SAE 5140
42	Acero SAE 5140
43	Acero SAE 5140
44	Acero SAE 5140
45	Acero SAE 5140
46	Acero SAE 5140
47	Acero SAE 5140
48	Acero SAE 5140
49	Acero SAE 5140
50	Acero SAE 5140



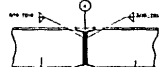
DETALLE - "A"  
MUR EXTERIOR



DETALLE - "B"  
MUR EXTERIOR



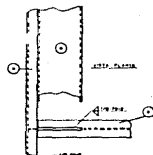
DETALLE - "C"  
MUR EXTERIOR



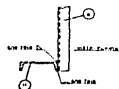
DETALLE - "D"  
MUR EXTERIOR



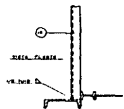
DETALLE - "E"  
MUR EXTERIOR



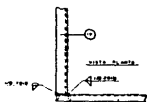
DETALLE - "F"  
MUR EXTERIOR



DETALLE - "G"  
MUR EXTERIOR



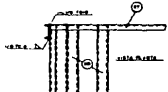
DETALLE - "H"  
MUR EXTERIOR



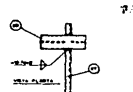
DETALLE - "I"  
MUR EXTERIOR



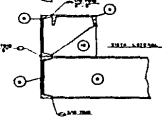
DETALLE - "J"  
MUR EXTERIOR



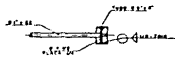
DETALLE - "K"  
MUR EXTERIOR



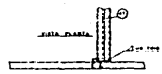
DETALLE - "L"  
MUR EXTERIOR



DETALLE - "M"  
MUR EXTERIOR



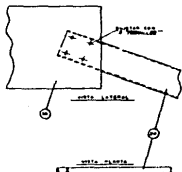
DETALLE - "N"  
MUR EXTERIOR



DETALLE - "O"  
MUR EXTERIOR

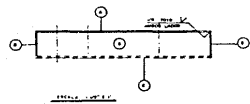
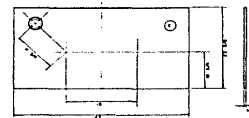
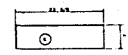
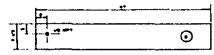
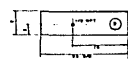
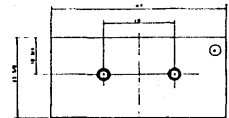
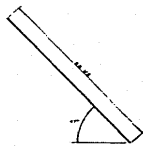
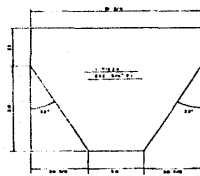
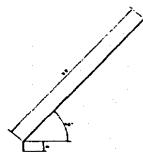
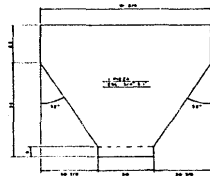
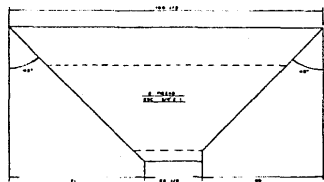


DETALLE - "P"  
MUR EXTERIOR



DETALLE - "Q"  
MUR EXTERIOR

UNIVERSIDAD ANAHUAC	
CARRERA DE INGENIERIA	
CATEDRA DE FUNDAMENTOS DE INGENIERIA	
TITULO DE OBRAS	
MATERIA DE OBRAS	
FECHA DE ENTREGA	
LUGAR DE ENTREGA	
FIRMAS DE LOS AUTORES	
FIRMAS DE LOS REVISORES	
FIRMAS DE LOS ASESORES	
FIRMAS DE LOS AYUDANTES	
FIRMAS DE LOS ALUMNOS	



## CAPITULO V

Descripción y selección de cada uno de los componentes en particular.

## V.1 Bomba de emulsión asfáltica.

La bomba de emulsión asfáltica requerida para la máquina estabilizadora en cuestión, se escogió tomando en cuenta sus características de funcionamiento además de las necesidades propias de la mezcla, las cuales están descritas en el capítulo II, inciso 2, de esta tesis.

La bomba es fabricada por la casa Blackmer, modelo VNPJ-3, y tiene las siguientes características:

La bomba es de desplazamiento positivo, por medio de paletas deslizantes, y está diseñada para manejarse en aplicaciones donde se involucran promedios variables de flujos o cambio en las viscosidades del líquido, con solo girar un disco dial. Esta bomba es del tipo "Vari-flu" o flujo variable y son generalmente usadas para procesos de transferencia de cantidades específicas de flujo y para aplicaciones de dosificado. La bomba "Vari-flu" es similar en diseño a las otras fabricadas por la casa Blackmer, pero esta equipada con un dispositivo variador de flujo que rota un cuerpo excéntrico para cambiar el desplazamiento. En este tipo de bomba se puede cambiar la capacidad de flujo, nunca la velocidad, de ahí la necesidad de eliminar los costosos variadores de velocidad o controles complicados. Esta bomba utilizando un mismo motor, velocidad constante o un solo mecanismo puede cubrir una infinidad de variaciones en la capacidad, desde cero hasta flujo completo (0-

100%) con un simple ajuste manual en su control dial con una llave o manija ordinaria además, rotando el dial lo suficiente, el flujo puede actuar en sentido contrario para evacuar las líneas de descarga después de terminado el trabajo.

La bomba VNPJ es una versión en la que el cuerpo de la bomba esta "enchaquetado" o cubierto por otro cuerpo diseñado para utilizar vapor, agua o aceite caliente para manejar fluidos con viscosidades altas.

La bomba ofrece capacidad hasta de 190 GPM y puede manejar viscosidades hasta de 20,000 SSU a temperaturas de 500 grados F. y una presión de 150 PSI.

#### **Especificaciones:**

<b>Modelo:</b>	VNPJ3
<b>Diámetro de tubería:</b>	3 pulg
<b>Capacidad:</b>	160 GPM
<b>Velocidad:</b>	520 rpm
<b>Presión:</b>	100 psi
<b>Potencia Requerida:</b>	16 HP.

## V.2 Bomba de Agua.

En una mezcla asfáltica, el agua es siempre indispensable, así como en la misma estabilización de suelos. Para cada tipo de mezcla, se necesita una dosis diferente de agua, esto es, la capacidad de la bomba debería de ser variable como lo es en la bomba de emulsión, pero debido a su alto costo y tomando en cuenta que se trata de un líquido de fácil manejo, nos es posible utilizar una bomba centrífuga, la cual es autocerrante y autocebante, a la que se le puede colocar una válvula a la salida de la bomba que controlaría la capacidad sin dañar a la bomba ni al motor, siempre y cuando, por precaución nunca se cierre por completo. Para que esto no suceda se le colocará un dispositivo a la válvula de paso.

La bomba escogida, teniendo en cuenta las necesidades de alimentación especificadas en el capítulo II, inciso 2, es una bomba centrífuga fabricada por la casa CMC, cuyo modelo es FOH 2-7.5, la cual tiene las siguientes características:

- Flecha del impulsor e impulsor fabricados en acero inoxidable para mayor protección contra la corrosión.

- Impulsor y sellos fácilmente removibles para su reemplazo.

- Válvula unidireccional ("check") en la succión, con contrapesos de acero inoxidable, reemplazable.

- Pedestal y cuerpo hecho en hierro gris clase 30 con rodamientos sellados.

- Las especificaciones técnicas se encuentran en el diagrama con la curva de operación de la bomba.



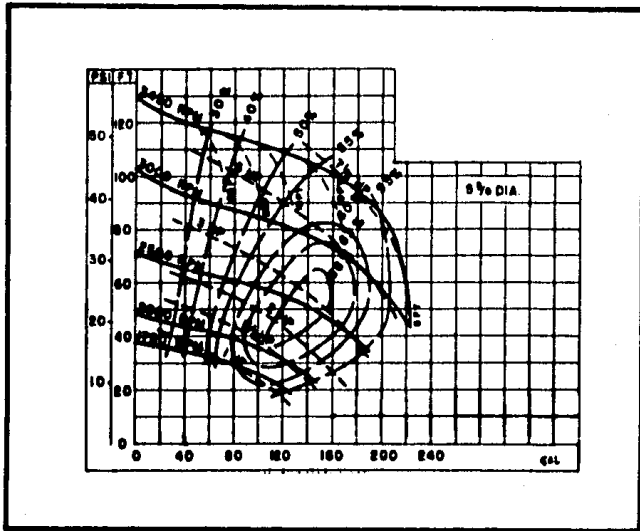


Figura 5.1

Diagrama curva de operación de la bomba de agua.

### V.3 Mezclador.

El mezclador de la planta estabilizadora, está colocado en un nivel superior para el fácil acceso de los camiones de carga. Cuenta con un par de flechas de sección transversal cuadrada de tres pulgadas, las cuales están cementadas para mayor protección contra la abrasión. Estas giran en direcciones contrarias debido a sus engranes motrices colocados en una caja debidamente lubricada y completamente independiente del mezclador. Estas flechas tienen colocadas a todo lo largo trece pares de paletas, las cuales se pueden hacer girar en cualquier ángulo deseado para así poder retardar o apurar la mezcla según sea requerido. Estas paletas se encuentran dispuestas en forma espiroidal a lo largo de la flecha, lo que da como resultado que el material vaya avanzando continuamente, a su vez que se esta mezclando el material con la emulsión y el agua. Estos dos últimos elementos caen a la mezcladora por medio de un tubo colocado transversalmente al cajón mezclador, el cual tiene espreas para el esparcido continuo de ambos líquidos. El material petreo llega al cajon mezclador ya dosificado por medio de una banda transportadora desde la tolva.

El cajón del mezclador es de forma cuadrada, ya que el material forma su propia cámara en muy poco tiempo, evitando así el desgaste de sus paredes. También contará con una compuerta en la parte inferior a todo lo ancho y largo del cajón para así, en caso de algún atascamiento, o simplemente para facilidad de

limpieza al final del cada dia de trabajo, facilitar las maniobras. Esta compuerta estará accionada por dos cilindros hidráulicos.

Las paletas serán fundidas en una aleación de hierro clase 40 y manganeso para protección contra la abrasión con la arena.

#### V.4 Motor Diesel.

La máquina estabilizadora está diseñada ya sea para utilizar un motor eléctrico o un motor de combustión interna, dependiendo esto de las facilidades que se tengan en el lugar donde va a ser instalada la máquina. En nuestro caso se escogió un motor de combustión interna, ya que por lo general la máquina va a estar colocada en lugares en donde la energía eléctrica es casi imposible de obtener.

Según el equipo que va a mover el motor, este deberá ser capaz de desarrollar un mínimo de 80 a 85 BHP (Brake Horse Power), ya que, según el diseño, esta potencia se consumirá en su mayoría por el mezclador, la banda transportadora, el plato alimentador y las bombas.

El motor escogido lo fabrica la casa Perkins. Este es un motor turbocompensado, utilizando Diesel como combustible. Debido a su compensador, este motor logra una potencia sostenida para grandes altitudes hasta 99 BHP a 2050 RPM de acuerdo con las condiciones de la norma BSAU 141 A: 1971. El cigüeñal es de acero forjado y está sometido a un tratamiento térmico de endurecimiento. El motor tiene un enfriador de aceite por medio de agua; tanque de aereación integrado al radiador; tablero con indicadores de presión de aceite, temperatura de agua, carga de batería y tacómetro eléctrico, así como bujía de precalentamiento del motor para climas fríos.

Al motor le serán colocados amortiguadores de vibración y un embrague en la toma de fuerza de accionamiento mecánico. El tanque de combustible será colocado en la máquina estabilizadora a un nivel superior al de la bomba de inyección, para que así el combustible caiga por gravedad y no tenga exceso de trabajo la bomba, ya que por experiencia en estos motores, este tipo de bombas requieren de mucho mantenimiento debido a la causa antes mencionada; además se le colocará otro filtro primario de combustible a la salida del tanque para mayor protección en el campo.

#### Datos Generales:

Modelo:	C6.3E42 Diesel Industrial
Diámetro del cilindro:	3.875 pulg
Carrera:	5 pulg
Número de cilindros:	Seis en línea
Desplazamiento cúbico:	354 pulg cúbicas
Tiempos:	4
Aspiración:	Turbocompensado
Sistema de combustión:	Inyección directa
Relación de compresión:	16 : 1
Orden de encendido:	1,5,3,6,2,4
Rotación:	Sentido del reloj (visto de frente)
Bomba de inyección:	Tipo rotatoria
Enfriamiento:	Agua

<b>Peso:</b>	<b>1,400 Lb</b>
<b>Sistema eléctrico:</b>	<b>12 Volts</b>

## V.5 Bomba hidráulica.

La bomba hidráulica escogida será capaz de accionar los cuatro cilindros hidráulicos con que cuenta la maquina. Uno de ellos acciona las valvulas que controlan el paso de fluidos al mezclador. Otro de ellos acciona el embrague que mueve a la banda transportadora. Los dos restantes se mueven simultáneamente y su tarea es la de abrir y cerrar la compuerta colocada en la parte inferior del cajón mezclador.

La velocidad de estos cilindros no es de interés, ya que donde se necesita rapidez es en los dos cilindros que accionarán el embrague y las válvulas respectivamente, pero debido a su reducido diámetro por la poca fuerza que se requiere y poca carrera, la velocidad va a ser alta, por lo que no nos vamos a involucrar en el análisis de esta. La velocidad de apertura de la compuerta del mezclador no es de interés tampoco.

La bomba escogida la fabrica la casa Vickers; es una bomba de desplazamiento positivo por medio de paletas. Esta será accionada por la flecha I de transmisión, y trabajará a 1,000 RPM para obtener una presión de trabajo de 1,000 PSI. Esta bomba puede trabajar con cualquier tipo de líquido normalmente empleados en circuitos hidráulicos. El equilibrado hidráulico de esta bomba elimina las sobrecargas en los rodamientos, causa principal de los desgastes prematuros. Se obtienen presiones de funcionamiento más altas, con menor desgaste y mayor rendimiento,

sin periodo de rodaje gracias a un dispositivo automático de compensación de juegos en el sentido axial y radial.

La toma de presión respecto a la de aspiración puede montarse en cuatro posiciones distintas, lo que facilita la instalación de esta en la máquina estabilizadora.

**Características:**

**Modelo:** Vickers V114-35-1C-6E14

**Presión de funcionamiento:** 1,000 PSI

**Capacidad:** 3 Gal/min

**Velocidad:** 1,000 RPM



## CAPITULO VI

Diseño de la máquina estabilizadora .

## VI.1 Diseño de los componentes de la máquina.

La parte que concierne al diseño de los componentes de la máquina estabilizadora es básicamente la correspondiente al mezclador y transmisión de todo el sistema. Para el diseño del mezclador es necesario hacer un análisis de cada uno de sus elementos, como lo son las paletas, las flechas donde se colocarán las paletas, el sistema de sujeción de estas, la transmisión por engranes del mezclador, etc. para así poder tener el dato que se necesita para seguir adelante con el análisis. Con este dato, la potencia consumida por el mezclador, se pueden conocer todas las demás incógnitas referentes al diseño de la máquina completa, claro, no la estructura principal. Conociendo el procedimiento a seguir en los cálculos, se comenzará analizando las paletas del mezclador.

Se hace la observación de que en este capítulo se mostrarán croquis de las partes analizadas en cuestión. Los planos detallados de estos elementos se encuentran en el capítulo correspondiente a Planos para la construcción de la máquina.

El material adecuado a usarse para la fabricación de las paletas es una aleación hierro-manganeso, ya que estas son el elemento que más sufre debido al constante contacto con el material petreo. Este material es muy resistente a la abrasión, por lo que de esta aleación se obtendrán los mejores resultados. Las paletas serán fundidas.

Atendiendo un poco a la Figura 6.1, notamos que el area del muñón de la paleta es, por su tamaño, despreciable. El area que se consideró para los cálculos respectivos es de 34 pul<sup>2</sup>.

Haciendo un análisis previo, el cual se detalla más adelante, se considera aproximadamente que la potencia necesaria en el mezclador seria de 50 HP, lo que indica que las flechas, de seccion transversal cuadrada, serían de 3 pul. Conociendo este dato así como la geometría de la paleta se puede encontrar ahora el centroide de la paleta y por consiguiente la distancia que se considerará para el cálculo de los momentos torsionantes y flexionantes. Encontrando, entonces, el centroide del area considerada en la paleta, se le sumará 1.50 pul a este para encontrar la distancia de este al centro de la flecha.

El centroide de la paleta se encuentra a 4.43 pul sobre la base del area considerada, esto es, sin tomar en cuenta el muñón. Si a esta distancia se le suman la longitud del muñón y los 1.50 pul de radio de la flecha, se encuentra la distancia en cuestión: 8.43 pul desde el centro de la flecha. Esto se ilustra en la Figura 6.1.

Conociendo estos datos, se calcularán ahora las fuerzas actuantes sobre la paleta debidas al movimiento de esta contra la mezcla. El diagrama vectorial de las velocidades de la paleta con respecto a la mezcla se muestran claramente en la Figura 6.2.

PALETA DEL MEZCLADOR

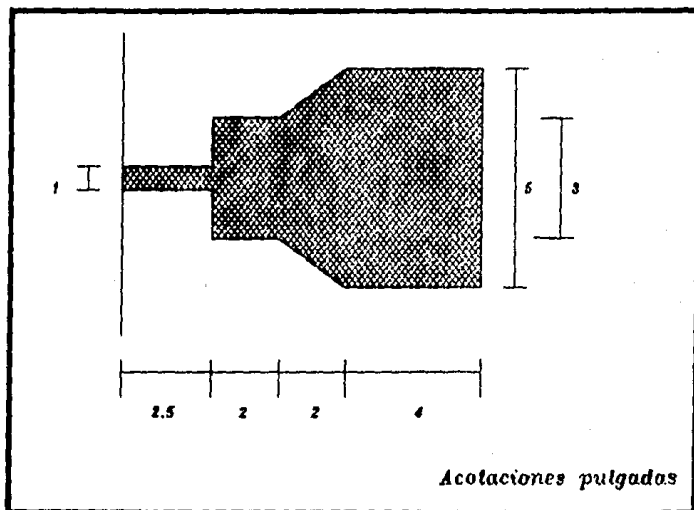


Figura 6.1

La fuerza normal que actúa sobre el centroide de la paleta, está dada por la siguiente ecuación:

$$FN = \int_{sc} \rho V_o V dA \dots (1)$$

Si  $V_o = V \cos \alpha$

se tiene:

$$FN = \rho V^2 A \cos^2 \alpha \dots (2)$$

donde:  $\rho$  = Densidad de la mezcla [Lbm/pul<sup>3</sup>]

$V$  = Velocidad tangencial en el centroide [pul/s]

$A$  = Area actuante de la paleta [pul<sup>2</sup>]

$\Theta$  = Angulo de inclinación de la paleta

$FN$  = Fuerza normal actuante [Lbf]

$\alpha = 90 - \Theta$  (máximo 60 grados)

Sabiendo de antemano que la densidad de la mezcla es aproximadamente  $\rho = 0.0578$  Lbm/pul<sup>3</sup>, además de la velocidad de la flecha (160 RPM), se encuentra:

$$FN = 17,346.84 \text{ Lbm pul/s}^2$$

$$FN = 44.93 \text{ Lbf}$$

Esta es la fuerza normal actuante sobre cada una de las paletas.

## DIAGRAMA VECTORIAL DE VELOCIDADES

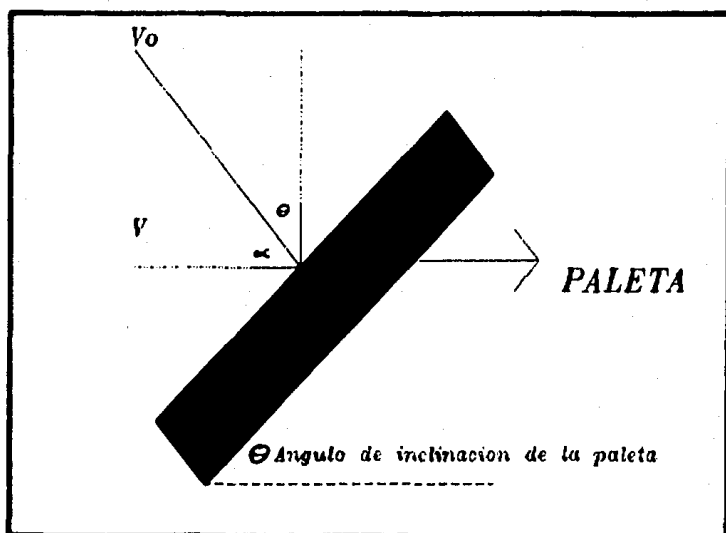


Figura 6.2

El torque que provoca esta fuerza (FN) sobre la flecha, está dado por:

$$T = FN L \quad \dots(3)$$

donde L es la distancia del centro de la flecha al centroide de la paleta. Sabiendo que:

$$FN = 44.93 \text{ Lbf}$$

$$L = 8.43 \text{ pul}$$

se obtiene:

$$T = 378.76 \text{ Lbf pul}$$

que es el torque por cada paleta.

El torque total sobre la flecha será la suma de todos estos momentos torsionales.

$$T_{\text{total}} = \sum T = T (\text{No. de paletas}) \quad \dots(4)$$

Si se sabe que cada flecha del mezclador contará con con 13 pares de paletas, esto es, 26 paletas, cada uno separado 5 pul de centro a centro de paleta, se tiene:

$$T_{\text{total}} = 9,847.76 \text{ Lbf pul}$$

Si se sabe que la flecha gira a 160 RPM, aplicando la

siguiente ecuación:

$$Pot = T_{total} \text{ RPM} / 63,025 \quad \dots(5)$$

se encuentra:

$$Pot = 25.00 \text{ HP}$$

que es la potencia requerida para mover cada flecha del mezclador.

Ahora se procederá al análisis del soporte de las paletas del mezclador. Este se muestra en detalle en la Figura 6.3. El muñón de la paleta tiene su extremo roscado para que, con una tuerca se pueda fijar en la posición deseada. Este muñón roscado entrará en un tubo de pared gruesa (a continuación se analizará este grueso) que irá soldado a la flecha del mezclador.

El material de la paleta, como ya se ha designado anteriormente, tiene la siguiente característica:

$$\text{Esfuerzo máximo de fluencia} = 50,000 - 70,000 \text{ Lbf/pu}^2$$

Para obtener el diámetro de la parte roscada (muñón) del soporte de la paleta, se tiene la siguiente ecuación:

$$SN_{max} = (M C / 2 I) + [(M C / 2 I)^2 + (T C / J) 2]^{1/2} \quad \dots(6)$$



S O P O R T E      P A L E T A

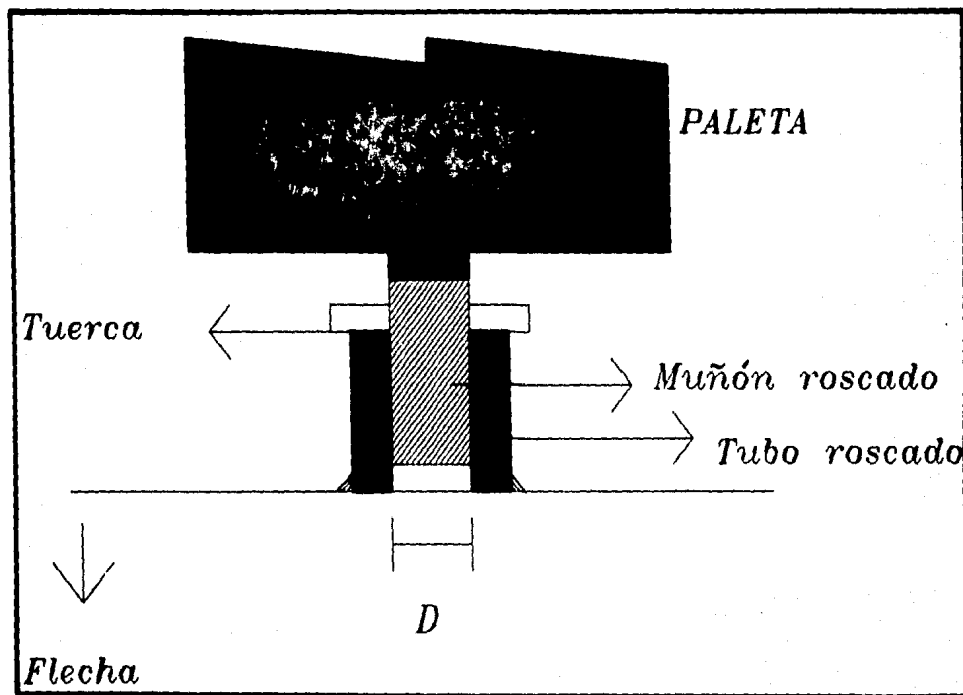


Figura 6.3

donde:  $SN_{max}$  = Esfuerzo máximo en el soporte

$C$  = Radio del soporte

$J$  = Momento polar de inercia

$I$  = Momento de inercia

$M$  = Momento flexionante máximo

$T$  = Torsión en la paleta

El torque  $T$  es despreciable. El momento flexionante  $M$  será la fuerza normal  $FN$  ejercida por la mezcla sobre el centroide de la paleta, multiplicado por la distancia del centroide al punto donde el esfuerzo será máximo en el soporte de la paleta.

Sabiendo que:

$$M = FN L$$

$$M = 199.04 \text{ Lbf pul}$$

y si

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

sustituyendo y despejando de la ecuación (6) se tiene:

$$D^3 = 32 M / \pi SN_{max} \dots\dots(7)$$

donde, para un factor de seguridad de  $K = 5$ , se encuentra que:

$$SN_{max} = 12,000 \text{ Lbf/pul}^2$$

por lo tanto, el diámetro del muñón es:

$$D = 0.55 \text{ pul}$$

Se colocará un diámetro de 7/8 pul por dos razones: una para tener mayor seguridad en caso de que alguna piedra pasara o algún atascamiento repentino ocurriera, y la otra, por facilidad para el maquinado de una rosca común en el mercado además de la fácil obtención de las contratuercas, entonces:

$$D = 7/8 \text{ pul}$$

El tubo donde entra el muñón de la paleta será maquinado interiormente (rosca) y soldado a la flecha de sección cuadrada del mezclador. Se soldará en la parte plana de una de sus caras, no en la arista.

En la Figura 6.3 se muestra el muñón de la paleta y el soporte del mismo. A continuación se harán los cálculos para determinar el espesor o ancho necesario de soldadura para sostener este soporte.

Si el diámetro del muñón de la paleta es de 7/8 pul, el diámetro interior del tubo, por consiguiente, será también de 7/8 pul, y el diámetro exterior del mismo de 1.5 pul, para así tener un espesor en la pared del tubo de 5/16 pul, que es suficiente.

Si se sabe que la carga paralela permisible por pulgada de soldadura es:

$$FA = 9,600 W \quad \dots(B)$$

y la carga transversal permisible por pulgada de soldadura es:

$$FAT = 11,300 W \quad \dots(9)$$

donde:  $W$  = Longitud de la soldadura [pul]

sabiendo que el tubo va a estar sujeto a un momento flexionante debido a la fuerza normal causada por la mezcla actuando en el centroide de la paleta, se tiene:

$$M = 311.36 \text{ Lbf pul}$$

y la fuerza de corte transversal será la fuerza normal trasladada a la zona de soldadura, esto es:

$$F = 44.93 \text{ Lbf}$$

y si además se considera la torsión despreciable, se procederá a aplicar las siguientes ecuaciones:

$$\text{Fuerza de corte : } FV = F / Lw \quad \dots(10)$$

$$\text{Fuerza por flexión: } FM = M / Zw \quad \dots(11)$$

donde:  $Lw = \pi D \quad \dots(12)$

$$Zw = \pi D^2 / 4 \quad \dots(13)$$

D = Diámetro exterior del tubo

sustituyendo en las ecuaciones (10), (11), (12) y (13) se encuentra:

$$FV = 9.53 \text{ Lbf/pul}$$

$$FM = 176.19 \text{ Lbf/pul}$$

Calculando la resultante de estas dos fuerzas, se tiene:

$$F2 = FV2 + FM2 \dots\dots(14)$$

Sustituyendo se encuentra:

$$F = 176.45 \text{ Lbf/pul}$$

Esto implica que el ancho del cordón de soldadura será, por la ecuación (8):

$$W = 0.0184 \text{ pul}$$

Si se aplica un factor de seguridad  $K=5$ , se tiene:

$$W = 0.092 \text{ pul}$$

Con esto se sabe que un cordón de soldadura de 1/8 pul de ancho será suficiente.

Ahora se procederá al cálculo del diámetro mínimo admisible donde irán colocados los rodamientos en las flechas del mezclador.

Si se sabe que cada una de las flechas transmite 25 HP de potencia y que el momento flexionante en estas es tan pequeño que puede ser despreciable, aplicando la ecuación recomendada por la ASME (Code for design of transmission shafting), que recomienda utilizar:

$$SD = 0.3 SY \text{ (Esfuerzo máximo de fluencia)}$$

y además dejar una tolerancia para el cuñero de:

$$SD = 0.75 SD$$

y sabiendo por la Tabla 6.1 los valores de  $K_s$ , se obtiene:

$$D_3 = 16 K_s T / SD \quad \dots(15)$$

Conociendo  $T = 9,847.76 \text{ Lbf pul}$

y utilizando un acero AISI 1018 - SAE 1018, con un esfuerzo máximo de fluencia  $SY = 50,000 - 70,000 \text{ Lbf/pul}^2$ , aplicando las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$SD = 13,500 \text{ Lbf/pul}^2$$

Sabiendo que  $K_s = 2.5$  para choques pesados y sustituyendo estos

Tabla 6.1

Valores de Km y Ks

Naturaleza de la carga	Km	Ks
<b>Flechas estacionarias:</b>		
Gradualmente aplicada	1.0	1.0
Repentinamente aplicada	1.5 a 2.0	1.5 a 2.0
<b>Flechas rotatorias:</b>		
Gradualmente aplicada	1.5	1.0
Repentinamente aplicada (Choques menores)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Repentinamente aplicada (Choques pesados)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

valores en la ecuación (15), se encuentra:

$$D = 2.1 \text{ pul}$$

Se utilizarán flechas de sección transversal cuadrada de 3 pul, las cuales podrán tener, en la sección donde estarán los rodamientos, un diámetro  $D = 2 \frac{3}{16}$  pul, para así poder utilizar rodamientos comerciales.

A continuación se analizará la transmisión por mecanismo de engranes y piñón que accionará al mezclador.

Este mecanismo de engranes se muestra en forma general en la Figura 6.4, pudiéndose consultar los planos en detalle en el Capítulo IV. Se procederá ahora al cálculo del piñón.

Se colocará un piñón con 18 dientes, que es el número mínimo de dientes recomendado por la AGMA (American Gear Manufacturers Association), para así poder obtener un paso diametral relativamente pequeño y, por consiguiente, una mayor resistencia.

Teniendo entonces el número de dientes ( $N = 18$ ), el paso diametral ( $P$ ) estará dado por la siguiente ecuación:

$$P = (N + 2) / D \quad \dots (16)$$



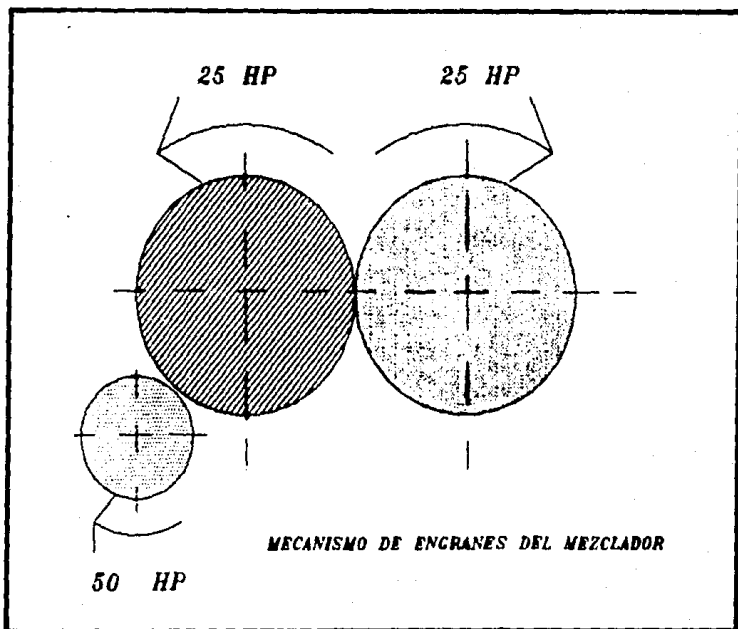


Figura 6.4

Si el diámetro exterior del piñón ( D ) es de 5 pul, se encuentra:

$$P = 4$$

El diámetro de paso está dado por :

$$D_p = N / P \quad \dots\dots(17)$$

Sustituyendo se encuentra:

$$D_p = 4.5 \text{ pul}$$

Resumiendo, los resultados obtenidos para el piñón son los siguientes:

Paso diametral:	$P = 4$
Número de dientes:	$N = 18$
Diámetro de paso:	$D_p = 4.5 \text{ pul}$
Diámetro exterior:	$D = 5 \text{ pul}$

Ahora se procederá al mismo análisis, pero con los engranes. Una vez hecho este análisis se analizará si con estos datos se obtienen resultados satisfactorios tomando en cuenta los

esfuerzos resultantes en el mecanismo.

Sabiendo de antemano que la distancia entre centros de los engranes debe de ser 19 pul, esto es, para que las paletas no choquen contra la flecha opuesta ni entre sí, se tiene:

$$L = N / P \quad \dots(18)$$

donde L es la distancia entre centros. Despejando el número de dientes ( N ) y sustituyendo se encuentra:

$$N = 76 \text{ dientes}$$

y así, despejando de la ecuación (16) el diámetro exterior ( D ), se obtiene:

$$D = 19.50 \text{ pul}$$

Por consiguiente, el diámetro de paso de los engranes será, por la ecuación (17):

$$D_p = 19 \text{ pul}$$

Resumiendo se tiene:

$$\text{Paso diámetro:} \quad P = 4$$

$$\text{Número de dientes:} \quad N = 76$$

Diámetro de paso:  $D_p = 19 \text{ pul}$

Diámetro exterior:  $D = 19.50 \text{ pul}$

Con estos datos se sabe que se obtendrá una relación de velocidades de 4.22.

Conociendo la velocidad de las flechas en el mezclador, esto es, 160 RPM, se encuentra la velocidad respectiva en el piñón:

Velocidad en el piñón:  $w = 675.56 \text{ RPM}$

Ahora se calcularán las fuerzas y esfuerzos en el piñón.

Sabiendo que el piñón gira a 675.56 RPM, se encuentra la velocidad en la línea de paso con la siguiente ecuación:

$$V = D \text{ RPM} / 12 \quad \dots\dots(19)$$

Con un diámetro en la línea de paso del piñón de 4.50 pul, se obtiene:

$$V = 795.87 \text{ pie/min}$$

Con estos datos se puede encontrar la fuerza transmitida por el piñón con la siguiente ecuación:

$$F_T = 33,000 \text{ HP} / V \quad \dots\dots(20)$$

Si se sabe que el piñón transmitirá 50 HP de potencia, se encuentra:

$$F_T = 2,073.20 \text{ Lbf}$$

Con la ecuación de Buckingham, se puede calcular la fuerza dinámica en el piñón, esto es:

$$F_D = F_T + [0.05 V (b C + F_T) / 0.05 V + (b C + F_T)^{1/2}] \dots\dots(21)$$

Se puede estimar el ancho del diente ( b ) sabiendo que este debe estar entre:

$$8.5 / P_d \leq b \leq 12.5 / P_d$$

según especificaciones de la AGMA, donde  $P_d$  es el paso diametral.

Entonces, tomando el valor promedio se tiene:

$$b = 2.50 \text{ pul}$$

El valor de C lo se encuentra en la Tabla 6.2:

$$\text{Si } e = 0.0026$$

$$C = 2964$$

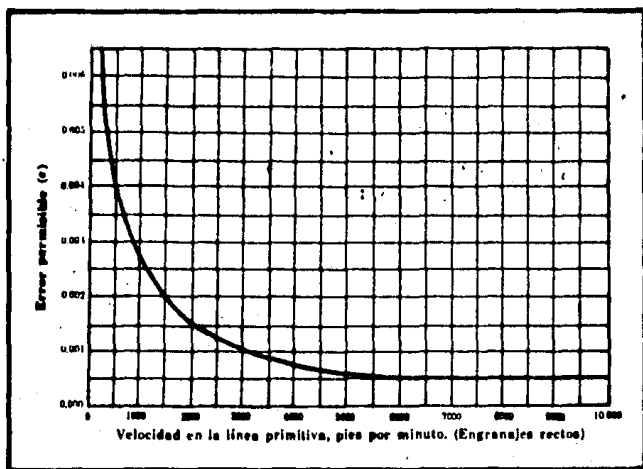


Tabla 6.2  
Curva para encontrar el error permisible en engranes rectos.

Sustituyendo estos datos en la ecuación (21) se encuentra:

$$FD = 4,824.20 \text{ Lbf}$$

El esfuerzo en el diente del piñón se puede encontrar con la ecuación de Lewis, esto es:

$$S = F_s K_f P_d / ( b Y ) \quad \dots(22)$$

Por la Tabla 6.3, se encuentra el valor de Y para 18 dientes, 20 grados profundidad total:

$$Y = 0.309$$

Si se considera un valor del coeficiente de concentración de esfuerzos  $K_f = 1.7$  y se supone que la fuerza de diseño  $F_s$  es igual a la fuerza dinámica  $FD$ , se tiene:

$$S = 42,465.50 \text{ Lbf/pul}^2$$

Con este resultado, podemos definir o recomendar el siguiente material para la construcción del piñón:

AISI 4140 - SAE 4140

Dureza Brinell 270 - 300 NBD

$S_{ut} = 140,000 - 155,000 \text{ Lbf/pul}^2$

Número de dientes	14 $\frac{1}{2}$ , compuestos y de evolvente (absoluto)	20°, altura completa	Píñones pequeños 20°		Engranajes interiores 20°, altura completa	
			altura completa	dientes cortos	PIñón	Rueda
5	—	—	0.320	—	0.322	
6	—	—	0.301	—	0.322	
7	—	—	0.282	—	0.322	
8	—	—	0.264	—	0.324	
9	—	—	0.264	—	0.324	
10	—	—	0.264	—	0.324	
11	—	—	0.264	—	0.326	
12	0.211	0.245	0.264	0.312	0.326	
13	0.223	0.261	0.270	0.324	0.326	
14	0.236	0.277	0.277	0.340	0.330	
15	0.245	0.290	—	0.350	0.330	
16	0.254	0.296	—	0.362	0.333	
17	0.264	0.303	—	0.368	0.342	
18	0.270	0.309	—	0.378	0.348	
19	0.277	0.314	—	0.388	0.358	
20	0.283	0.322	—	0.394	0.364	
21	0.289	0.328	—	0.400	0.370	
22	0.292	0.331	—	0.406	0.374	
24	0.299	0.337	—	0.416	0.383	
26	0.308	0.346	—	0.425	0.393	
28	0.314	0.353	—	0.432	0.399	0.691
30	0.318	0.359	—	0.438	0.405	0.678
34	0.327	0.371	—	0.447	0.414	0.659
38	0.333	0.384	—	0.457	0.424	0.643
43	0.340	0.397	—	0.463	0.430	0.628
50	0.346	0.409	—	0.476	0.436	0.612
60	0.355	0.422	—	0.485	0.446	0.596
75	0.361	0.435	—	0.497	0.452	0.581
100	0.367	0.447	—	0.507	0.461	0.565
150	0.374	0.460	—	0.520	0.468	0.549
300	0.383	0.472	—	0.535	0.477	0.533
Tremallera	0.390	0.485	—	0.552		

Tabla 6.3  
Valores del factor de forma "Y" para diversos sistemas de dientes.



Si se considera que el esfuerzo por fatiga es del orden del 40% del esfuerzo último a la tensión, se tiene entonces:

$$S_y = 56,000 - 62,000 \text{ Lbf/pul}^2$$

además de considerar que es un acero al que se le puede dar un tratamiento térmico de endurecimiento superficial, se llega a la conclusión de que este acero es recomendable para este tipo de trabajo.

Se seguirá haciendo el mismo tipo de análisis para los engranes.

Si se sabe de cálculos anteriores que la velocidad en la línea de paso (  $V$  ) y la potencia transmitida por cada engrane son:

$$V = 795.87 \text{ pie/min}$$

$$Pot = 25 \text{ HP}$$

utilizando la ecuación (20) se encuentra:

$$F_T = 1,036.60 \text{ Lbf}$$

que es la fuerza transmitida por el engrane. Con el mismo valor de  $C$  que para el piñón y sustituyendo estos valores en la

ecuación (21), se obtiene:

$$FD = 3,588.78 \text{ Lbf}$$

Interpolando de la Tabla 6.3 para 76 dientes, 20 grados profundidad total, se encuentra:

$$Y = 0.435$$

Sustituyendo ahora en la ecuación (22), con el mismo coeficiente de concentración de esfuerzos que en el piñón, esto es,  $K_f = 1.7$ , se tiene:

$$S = 22,440.21 \text{ Lbf/pul}^2$$

Con los datos obtenidos, se utilizará el siguiente material para la construcción de los engranes:

AISI 1018 - SAE 1018

$$S_y = 50,000 - 70,000 \text{ Lbf/pul}^2$$

del cual se pueden obtener resultados satisfactorios además de podersele dar un tratamiento térmico de endurecimiento superficial.

Se procederá ahora al análisis de la transmisión de la máquina, esto es, el cálculo de diámetros, velocidades, tipos de

bandas, características de las poleas, etc. Para esto se utilizarán algunos datos ya conocidos como lo son las características del motor, bombas y mezclador.

El diagrama de la transmisión de la máquina se encuentra representado esquemáticamente en la Figura 6.5.

Sabiendo que el motor trabajará a 1,800 RPM para así tener la potencia requerida por la máquina, que la bomba de emulsión asfáltica debe de girar a 500 RPM aproximadamente, la bomba de agua girará a 3,500 RPM, el piñón del mezclador a 650 RPM aproximadamente y la polea de la banda transportadora a 80 RPM, se seguirá el siguiente procedimiento para cada una de las poleas necesarias en la máquina:

- Por la Gráfica 6.1 se encuentra el tipo de banda requerida para cada aplicación, conociendo la potencia de diseño y las velocidades respectivas.

- Para encontrar la potencia de diseño se busca en la Tabla 6.4 el factor de servicio y se multiplica por la potencia nominal de cada elemento.

- Por la Tabla 6.5 se encuentra el tamaño mínimo recomendado para las poleas de transmisión.

- Con ayuda del General Catalog of Mechanical Power Transmission Equipment, de la casa Wood's, en la parte de

Selección de bandas, se puede encontrar la potencia por banda requerida.

Tabla 6.4

Factor de servicio.

	Servicio Intermitente	Servicio Normal	Servicio Continuo
Agitadores para líquidos Ventiladores y extractores Bombas centrífugas y compresores Transportadores (trabajo ligero)	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda Ventiladores (sobre 10 HP) Generadores Maquinaria de lavado Flechas de transmisión Máquinas herramienta Mezcladores Bombas de desplazamiento positivo Maquinaria de impresión Frenas Platos vibratorios	1.2	1.3	1.4
Maquinaria ladrillera Compresores de pistón Transportadores pesados Elevadores Excitadores Molinos de martillo Molinos para papel Pulverizadores Bombas de pistón Maquinaria para madera Maquinaria textil	1.4	1.5	1.6
Quebradoras Molinos de bolas Maquinaria para hule	1.5	1.6	1.5

HF	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
1/4	...	...	2 1/2	...	...	...
1	3	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	...
1 1/2	3	3	3	2 1/2	2 1/2	2 1/2
2	3 1/2	3	3	2 1/2	2 1/2	2 1/2
3	4 1/2	3 1/2	3	3	2 1/2	2 1/2
5	4 1/2	4 1/2	3 1/2	3	3	2 1/2
7 1/2	5 1/2	4 1/2	4 1/2	3 1/2	3	3
10	6	5 1/2	4 1/2	4 1/2	3 1/2	3
15	6 1/2	6	5 1/2	4 1/2	4 1/2	3 1/2
20	8 1/2	6 1/2	6	5 1/2	4 1/2	4 1/2
25	9	8 1/2	6 1/2	6	4 1/2	4 1/2
30	10	9	6 1/2	6 1/2	5 1/2	...
40	10	10	8 1/2	6 1/2	6	...
50	11	10	9	8 1/2	6 1/2	...
60	12	11	10	9	7 1/2	...
75	14	13	10	10	9	...
100	18	15	13	13	10	...
125	20	18	15	13	11	...
150	22	20	18	13	...	...
200	22	22	22	...	...	...
250	22	22	...	...	...	...
300	27	27	...	...	...	...

Tabla 6.5  
Tamaño mínimo recomendado para poleas.

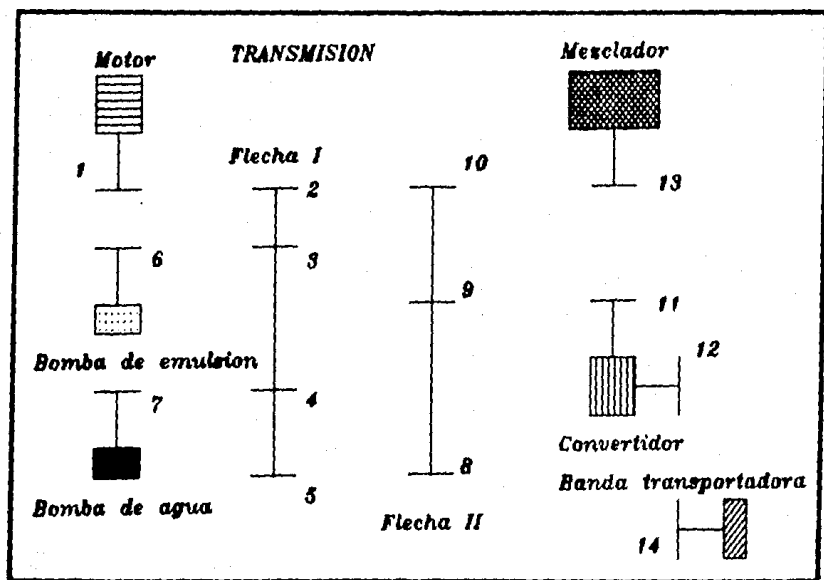
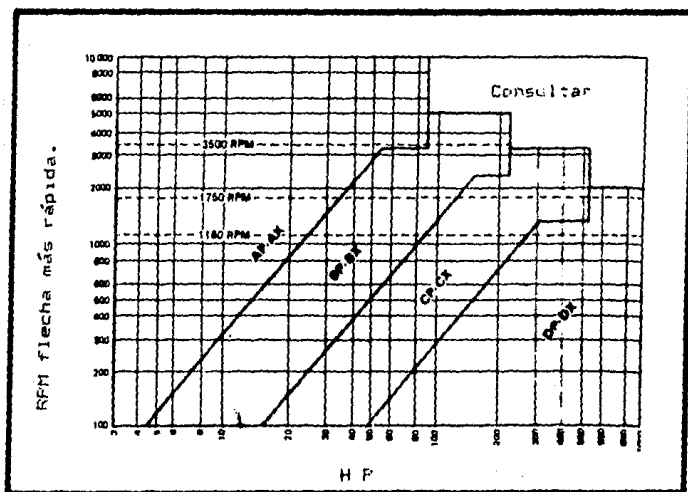


Figura 6.5



Grafica 6.1

Selección sección transversal bandas.

- Finalmente se divide la potencia de diseño entre la potencia por banda para obtener el número de bandas necesarias.

Los números de las poleas están referidos a la Figura 6.5.

#### P O L E A S 1 y 2 - Motor a flecha I

Polea 1: Pot = 85 HP nominal

Factor de servicio = 1.4

Pot = 119 HP diseño

Tipo de banda = C

Diámetro de paso = 10 pul

Velocidad = 1,800 RPM

Polea 2: Diámetro de paso = 18 pul

Velocidad = 1,000 RPM

Tipo de banda = C

De aquí se encuentra : 21.45 HP por banda

Entonces 6 bandas son requeridas.

#### P O L E A S 3 y 6 - Flecha I a bomba de emulsión asfáltica

Polea 6: Pot = 6 HP nominal

Factor de servicio = 1.3

Pot = 7.8 HP diseño



Tipo de banda = B

Diámetro de paso = 12 pul

Velocidad = 500 RPM

Polea 3: Diámetro de paso = 6 pul

Velocidad = 1000 RPM

Tipo de banda = B

De aquí se encuentra: 6.20 HP por banda

Entonces 2 bandas son requeridas.

P O L E A S 4 y 7 - Flecha I a bomba de agua

Polea 7: Pot = 7.50 HP nominal

Factor de servicio = 1.2

Pot = 9 HP diseño

Tipo de banda = B

Diámetro de paso = 6 pul

Velocidad = 3,333.33 RPM

Polea 4: Diámetro de paso = 20 pul

Velocidad = 1,000 RPM

Tipo de banda = B

De aquí se encuentra: 10.62 HP por banda

Entonces 1 banda es requerida.

P O L E A S 5 y 8 - Flecha I a flecha II

**Polea 5:** Pot = 55 HP nominal (Esta incluye el  
mezclador, la banda transportadora  
y el plato alimentador)

Factor de servicio = 1.4

Pot = 77 HP diseño

Tipo de banda = C

Diámetro de paso = 9 pul

Velocidad = 1,000 RPM

**Polea 8:** Diámetro de paso = 14 pul

Velocidad = 642.86 RPM

Tipo de banda = C

De aquí se encuentra: 15.70 HP por banda.

Entonces 5 bandas son requeridas.

**P O L E A S 9 y 11 - Flecha II a Convertidor 90 grados**

**Polea 9:** Pot = 12 HP nominal (incluye banda  
transportadora y plato alimentador)

Factor de servicio = 1.3

Pot = 15.60 HP diseño

Tipo de banda = B

Diámetro de paso = 6 pul

Velocidad = 642.86 RPM

**Polea 11:** Diámetro de paso = 6 pul

Velocidad = 642.86 RPM

Tipo de banda = B

De aquí se encuentra: 5.45 HP por banda

Entonces 3 bandas son requeridas.

P O L E A S 12 y 14 - Convertidor 90 grados a reductor

Polea 14: Pot = 12 HP nominal

Factor de servicio = 1.3

Pot = 15.6 HP diseño

Tipo de banda = B

Diámetro de paso = 8 pul

Velocidad = 723.24 RPM

Polea 12: Diámetro de paso = 9 pul

Velocidad = 642.86 RPM

Tipo de banda = B

De aquí se encuentra: 5.90 HP por banda

Entonces 3 bandas son requeridas.

P O L E A S 10 y 13 - Flecha II a mezclador

Polea 10: Pot = 50 HP nominal

Factor de servicio = 1.4

Pot = 70 HP diseño

Tipo de banda = C

Diámetro de paso = 10 pul

Velocidad = 642.86 RPM

Polea 13: Diámetro de paso = 10 pul

Velocidad = 642.86 RPM

Tipo de Banda = C

De aquí se encuentra: 14.30 HP por banda

Entonces 5 bandas son requeridas.

Una vez analizadas las características de las poleas de transmisión, se continuará calculando los diámetros adecuados en las flechas de la misma transmisión.

Conociendo que el motor transmite 85 HP de potencia a 1,800 RPM, la flecha I (Figura 6.5), por consiguiente, transmitirá esos mismos 85 HP pero a 1,000 RPM.

Por la ecuación (15), con ayuda de la Tabla 6.1, y sabiendo que se utilizará el siguiente material:

AISI 1018 - SAE 1018

Esfuerzo máximo de fluencia  $S_y = 50,000-70,000$  Lbf/pul<sup>2</sup>

se hacen los siguientes cálculos:

$$D_3 = 16 T K_s / (\pi S_D) \quad \dots(15)$$

Si

$$S_D = 0.30(0.75) S_y$$

$$SD = 13,500 \text{ Lbf/pul}^2$$

Se considerará un factor de seguridad de  $K_s = 1.8$  debido a que en el arranque, el torque, aunque es por un instante, es muy grande. Así se obtienen los siguientes resultados:

FLECHA I :

$$\text{Pot} = 65 \text{ HP}$$

$$\text{Velocidad} = 1,000 \text{ RPM}$$

$$\text{Torque ( T )} = 5,357.13 \text{ Lbf pul}$$

$$\text{Diametro} = 2.09 \text{ pul}$$

Se utilizará para la flecha I un diámetro comercial de:

$$D = 2 \frac{3}{16} \text{ pul}$$

FLECHA II :

Pot = 72 HP ( Esto es, sin tomar en cuenta la potencia tomada por las bombas )

$$\text{Velocidad} = 642.86 \text{ RPM}$$

$$\text{Torque ( T )} = 7,058.77 \text{ Lbf pul}$$

$$\text{Diámetro} = 2.20 \text{ pul}$$

Se utilizará para la flecha II un diámetro de:

$$D = 2 \frac{3}{16} \text{ pul}$$

## FLECHA DEL PINON DEL MEZCLADOR:

Pot = 50 HP

Velocidad = 642.86 RPM

Torque ( T ) = 4,901,92 Lbf pul

Diámetro = 2.03 pul

Se utilizará para esta flecha un diámetro de:

$$D = 2 \frac{3}{16} \text{ pul}$$

Ahora se procederá al análisis del embrague o "clutch" que accionará la banda transportadora y el plato alimentador.

Se sabe que este se va a colocar en la flecha II (Figura 6.5) con la polea que mueve al convertidor a 90 grados (polea 9), por lo tanto, la velocidad a que trabajará dicho elemento será de 643.86 RPM. La potencia nominal requerida para mover la banda transportadora y el plato alimentador es de 12 HP, por lo que la potencia de diseño, calculada con un factor de servicio de 1.25, será de 15 HP.

El torque necesario, entonces, está dado por la ecuación (5), esto es:

$$T = 63,025 \text{ HP / RPM} \dots(5)$$

El resultado que se obtiene es:

$$T = 1,470.58 \text{ Lbf pul}$$

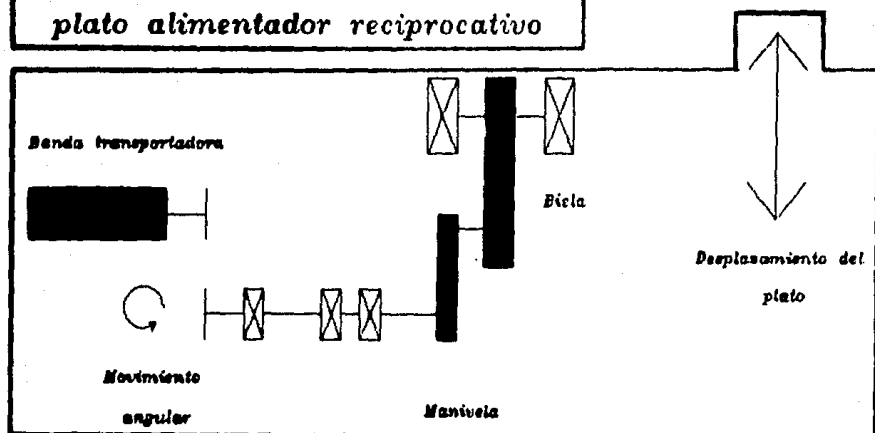
El embrague requerido se buscará de acuerdo a estos datos. Se recomienda un embrague fabricado por la casa Twin-Disc, con un diámetro de 12 pul, y tres discos, que, según sus especificaciones, cumple con los requerimientos anteriores.

Ahora se procederá al análisis del plato alimentador. Aquí se determinarán los diámetros de las flechas que mueven a este, capacidades, dimensiones, así como la potencia requerida por este. Todo este análisis se referirá a la Figura 6.6.

Para calcular la capacidad y especificaciones del plato alimentador, nos auxiliaremos de la Tabla 6.7, la cual está basada en datos experimentales, haciendo la aclaración de que la capacidad varía con el ajuste del brazo y las características del flujo de material a alimentar.

En este caso, el brazo no tendrá ajuste, sino que será fijo. Lo que variará la capacidad será una compuerta que se colocará en la boca o salida de la tolva alimentadora del material, con lo que la capacidad variará dependiendo de la abertura que se le dé a la compuerta.

*Vista superior del mecanismo del plato alimentador reciprocativo*



*Vista lateral del mecanismo del plato alimentador reciprocativo*

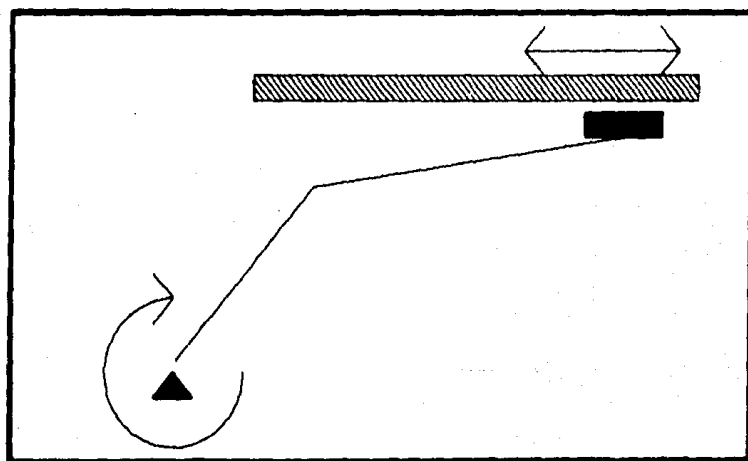


Figura 6.6  
Flechas del Plato Alimentador.



Tabla 6.7

Capacidades - Especificaciones - Platos reciprocativos  
TELSMITH

Tamaño estandar del plato alimentador (ancho por largo) [pul]	30 x 60
Capacidad [ Tons por hora ]	75 - 300
Ajuste de brazo [ pul ]	3 - 8
Velocidad de la flecha excéntrica [ RPM ]	40
Potencia requerida [ HP ]	7.50

El brazo del plato alimentador se tomará de 7.50 pul de longitud entre articulaciones.

De la Tabla 6.7 se obtienen los siguientes datos:

- Dimensiones del plato alimentador: Ancho = 30 pul  
Largo = 60 pul
- Capacidad: 150,000 - 600,000 Lbm/Hr
- Ajuste del brazo: 3 - 8 pul
- Revoluciones de la flecha excéntrica: 40 RPM
- Potencia requerida: 7.50 HP

El plato alimentador se moverá por medio de una cadena que tendrá su catarina motriz en la polea o rodillo de cola en la banda transportadora, la cual gira a 80.36 RPM, por lo que una relación de 2 : 1 es la adecuada para cumplir con las especificaciones antes mencionadas.

Como datos para obtener el tipo de cadena y catarinas que moverán el plato alimentador, se tienen:

- Potencia nominal = 7.5 HP

- RPM en la flecha de baja velocidad = 40 RPM

La compañía Dodge Manufacturing Corp. recomienda un factor de servicio de 1.7 para motores de combustión interna con transmisión mecánica, por lo que la potencia de diseño será:

Potencia de diseño = 12.75 HP

Con las revoluciones de la flecha de alta velocidad y la potencia, se puede obtener la clase y el tamaño de la cadena, así mismo el número recomendado de dientes, todo con ayuda de la Tabla 6.8. Así se obtiene:

Tamaño de la cadena = Paso 100

Número de dientes en la catarina pequeña = 24 dientes mínimo

Con la Tabla 6.9, la relación de velocidades (2 aprox.) y el número de dientes en la catarina de alta velocidad, se puede obtener la mínima distancia entre centros:

Mínima distancia entre centros = 12.41 pul

Con los datos obtenidos, se pueden conocer las características siguientes:



Tabla 6.9

Distancia mínima entre centros de catarinas.  
 Datos para una relación de velocidades 2:1.

Relación	Número de dientes		Distancia mínima entre centros (pulg)
	Motor	Motriz	
2.00	9	18	5.05
2.00	10	20	6.30
2.00	11	22	6.52
2.00	12	24	6.73
2.00	13	26	7.98
2.00	14	28	8.20
2.00	15	30	8.41
2.00	16	32	8.62
2.00	17	34	9.84
2.00	18	36	10.07
2.00	19	38	10.27
2.00	20	40	10.52
2.00	21	42	11.78
2.00	24	48	12.41
2.00	25	50	12.62
2.00	27	54	14.10
2.00	30	60	15.78
2.00	32	64	16.17
2.00	35	70	17.85
2.00	36	72	19.34
2.00	40	80	20.01

Cadena: Paso 100

Catarina baja velocidad: 48 dientes

Catarina alta velocidad: 24 dientes

El mecanismo que acciona el plato alimentador es manivela - biela - corredera. En esta parte se analizarán cada una de estos elementos.

Sabiendo que la flecha motriz gira a 40.18 RPM y que desarrollarán una potencia de 12.75 HP, utilizando la ecuación (5) para obtener el torque en la flecha y la ecuación (15) para su diámetro, se tiene:

Con un factor de seguridad de  $K = 5$ , se obtiene lo siguiente:

$$T = \text{Pot } 63,025 / \text{RPM} \dots\dots(5)$$

$$T = 19,999,22 \text{ Lbf pul}$$

$$D3 = 16 K T / ( SD ) \dots\dots(15)$$

Utilizando como material:

AISI 1018 - SAE 1018

$S_y = 50,000 - 70,000 \text{ Lbf/pul}^2$

se encuentra el diámetro:

$$D = 2.04 \text{ pul}$$

Con estos datos, se utilizará una flecha con un diámetro de:

$$D = 2 \frac{3}{16} \text{ pul}$$

Si se sabe la potencia desarrollada en el plato alimentador y la velocidad a que trabaja, se puede encontrar el torque en los pasadores de las dos articulaciones del mecanismo manivela - biela - corredera en el plato alimentador. Estos pasadores están sujetos a flexión solamente, ya que estos girarán sobre rodamientos, por lo que la torsión es despreciable.

Obteniendo el torque o par torsional de la ecuación (5), se puede encontrar el momento flexionante en cada uno de los casos:

$$T = \text{Pot } 63,025 / \text{RPM} \dots\dots(5)$$

$$T = 19,999.22 \text{ Lbf pul}$$

Por lo tanto, la fuerza ejercida sobre los pasadores estará dada por:

$$F = T / x$$

donde  $x$  es la longitud de la manivela. Sabiendo que esta es de 3.50 pul, se encuentra:

$$F = 5,714.06 \text{ Lbf}$$

Los diagramas de cuerpo libre de cada uno de los pasadores se encuentran esquematizados en la Figura 6.7.

Se calculará ahora el diámetro del pasador que se encuentra en la articulación manivela - biela.

El momento flexionante máximo, como se ve en la Figura 6.7, se localiza en la parte central del pasador, esto es:

$$M_{\max} = 27,498.93 \text{ Lbf pul}$$

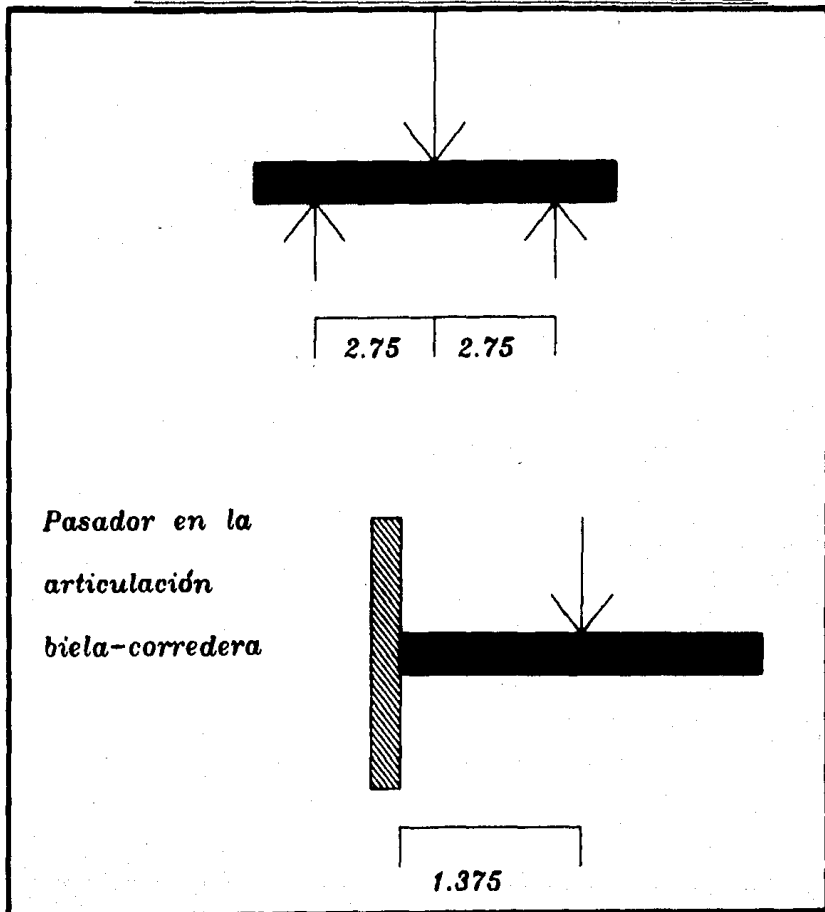
Con este valor se puede encontrar el diámetro necesario para este con la ayuda de la ecuación (7), esto es:

$$D3 = 32 M_{\max} / (\pi S_{N\max}) \dots\dots(7)$$

y utilizando un material:



Pasador en la articulación biela-manivela



*Pasador en la  
articulación  
biela-corredera*

Figura 6.7

Diagrama de cuerpo libre de los pasadores del plato alimentador.

AISI 1018 - SAE 1018

$$S_y = 50,000 - 70,000 \text{ Lbf/pul}^2$$

además de saber de antemano que en la potencia requerida ya está incluido un factor de servicio de 1.7, al cálculo de este se le aplicará un factor de seguridad de  $K = 2.94$  para que así su producto nos de un factor de seguridad de 5, esto es:

$$S_{Nmax} = 60,000 / K$$

$$S_{Nmax} = 20,400 \text{ Lbf / pul}^2$$

Sustituyendo los valores conocidos se tiene:

$$D = 2.30 \text{ pul}$$

Con un pasador de un diametro de 2 3/16 pul será suficiente.

Analizando ahora el pasador que se encuentra en la articulación biela - corredera, y siguiendo los mismos pasos utilizados con el otro pasador, se obtiene el momento flexionante máximo siguiente:

$$M_{max} = 27,498.93 \text{ Lbf pul}$$

Como el momento flexionante es el mismo, el material es el

mismo y las condiciones son las mismas, por consiguiente el diámetro del pasador será también el mismo.

El diámetro de los dos pasadores o pernos de las articulaciones del mecanismo será:

$$D = 2 \frac{3}{16} \text{ pul}$$

Con esto se da por terminada la parte correspondiente al análisis de los elementos mecánicos en la máquina estabilizadora.

## VI.2 Selección e integración del sistema hidráulico.

El sistema hidráulico de la máquina estabilizadora, como ya se ha mencionado anteriormente, consta de tres partes: el cilindro que accionará el embrague de la banda transportadora y el plato alimentador, el cilindro que accionará las válvulas en la tubería de la emulsión asfáltica y del agua, y los otros dos cilindros que abrirán y cerrarán la compuerta inferior del cajón mezclador.

Los dos primeros no necesitan ser de diámetro grande, ya que la fuerza a ejercer es mínima, por lo que se escogerán de acuerdo al diámetro comercial mínimo existente para este tipo de cilindros hidráulicos. Así mismo, la velocidad que estos cilindros desarrollarán no es de mucho interés, ya que su carrera es corta, su diámetro es pequeño y la bomba hidráulica levanta aproximadamente 1,000 PSI de presión con una capacidad de 2.75 GAL/min, además que no actuarán al mismo tiempo que los otros dos cilindros de la compuerta del mezclador, que son de diámetro y carrera mayores.

Las características, entonces, de estos dos cilindros son las siguientes:

Cilindro A: (Embrague de la banda transportadora)

Diámetro = 2.50 pul

Carrera = 2.00 pul

Diámetro del vástago = 1.00 pul

Fuerza desarrollada = 4,908.75 Lb

Cilindro B: (Mecanismo válvulas fluidos)

Diámetro = 2.50 pul

Carrera = 5.00 pul

Diámetro del vástago = 1.00 pul

Fuerza desarrollada = 4,908.75 Lb

Donde si se tendrá que analizar un poco el movimiento, es en los otros dos cilindros, estos son, los de la compuerta del mezclador.

Sabiendo que la mezcla tiene un peso específico aproximado de 100 Lb/pie<sup>3</sup>, y teniendo en cuenta que el cajón mezclador lleno tiene una capacidad de aproximadamente 48 pie<sup>3</sup>, se puede encontrar la carga que tendrán que soportar estos cilindros:

Carga = 4,800 Lb

Si la bomba hidráulica va a proporcionar una presión de trabajo de 1,000 PSI, se tiene:

$$F = P A$$

$$A = 4.80 \text{ pul}^2$$

Por lo tanto, el diámetro de los cilindros será:

$$D = 2.47 \text{ pul}$$

Pero hay otro factor que hay que tomar en cuenta: este es la carrera del cilindro, ya que un vástago muy delgado ocasionaría flexión en este. Para esto nos ayudaremos de la Tabla 6.10. Pero antes se tendrá que calcular la carrera de este.

Sabiendo que estos van a estar colocados en la parte posterior del cajón mezclador (Figura 6.8), el cual tiene aproximadamente 6 pies de longitud, y que solamente será necesario que abra unos 30 grados con respecto a la línea horizontal, haciendo una analogía con un triángulo isóceles como se muestra en la Figura 6.8, se encuentra la longitud o carrera de los cilindros, esto es:

$$L = 3.11 \text{ pie}$$

$$L = 37 \text{ pul (aproximadamente)}$$

Tabla 6.10

Diámetro mínimo del vástago de cilindros.

Carga (Lb)	Longitud crítica (de sujeción a sujeción) (pul)					
	10	20	40	60	70	80
1,500	---	---	13/16	1-1/16	---	---
3,000	---	11/16	15/16	1-3/16	1-3/8	1-1/2
5,000	13/16	7/8	1-1/8	1-3/8	1-5/16	1-5/8
10,000	1	1-1/8	1-5/16	1-9/16	1-5/8	1-7/8
20,000	1-3/8	1-7/16	1-5/8	1-7/8	2	2-1/8
40,000	2	2	2-1/8	2-3/8	2-1/2	2-5/8
80,000	2-3/4	2-3/4	2-7/8	3	3	3-1/2
150,000	3-3/4	3-3/4	3-7/8	4	4	4-3/4
300,000	5-3/8	5-3/8	5-3/8	5-1/2	5-1/2	5-3/4

Diagrama de movimiento de la compuerta del mezclador

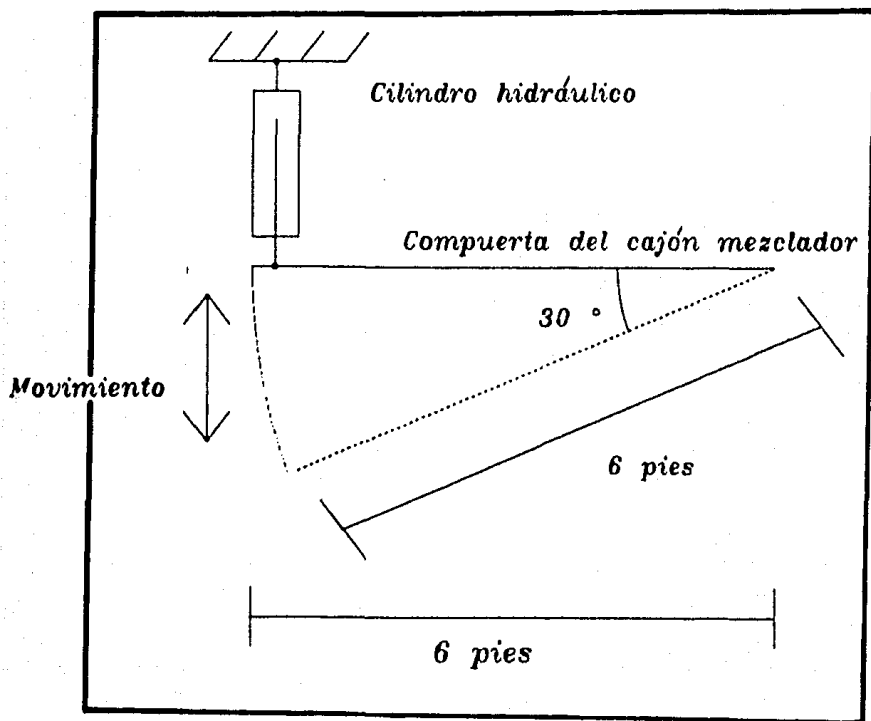


Figura 6.8

Posiciones de los cilindros del cajón mezclador.



Como antes se dijo, en la Tabla 6.10, encontramos:

Diámetro del vástago = 1 5/8 pul

El diámetro comercial existente de los cilindros es de 1 3/4 pul. Por lo tanto, las características de los cilindros serán las siguientes:

Diámetro = 2.50 pul

Carrera = 37.00 pul

Diámetro del vástago = 1.75 pul

Fuerza desarrollada = 4,908.75 Lb

La válvula que se utilizará en este sistema es una válvula de 4 vías, 3 posiciones, con válvula de alivio integrada (1,500 PSI), fabricada por la casa Gresen, modelo 400.

El diagrama del circuito hidráulico está ilustrado en la Figura 6.9.

Válvulas 4-3

Cilindros

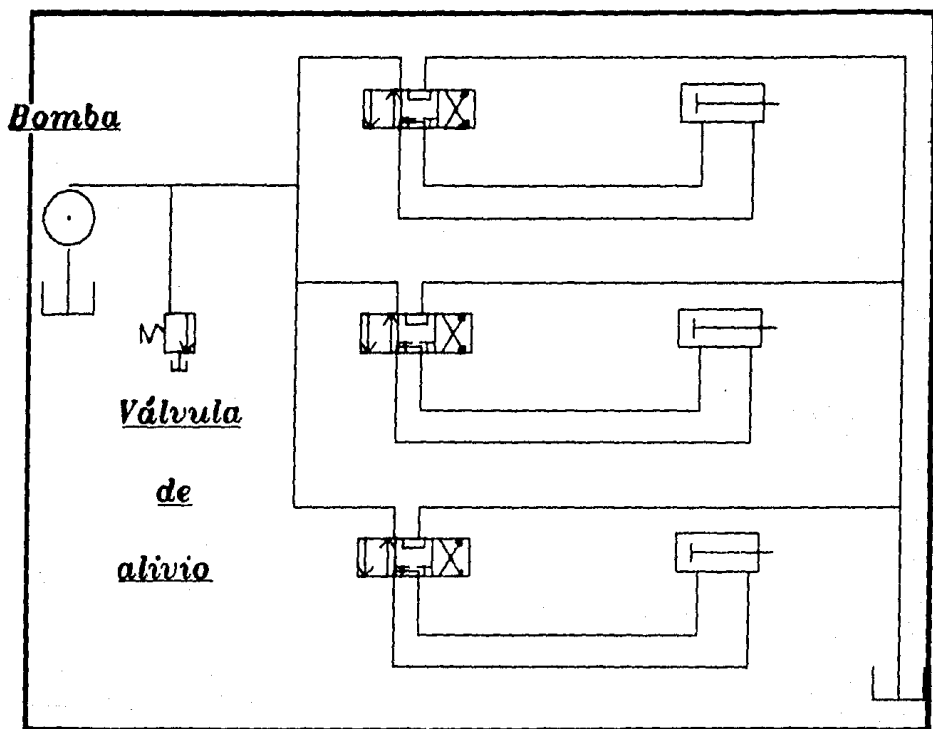


Figura 6.9

Diagrama del circuito hidráulico.

### VI.3 Selección e integración del sistema de control.

La máquina estabilizadora cuenta con dos sistemas de control muy sencillos. Uno de ellos es el que está a cargo del operador de la máquina, esto es, el funcionamiento de la máquina ya calibrada. El otro sistema de control consta de dos partes: una es el control de la salida de material petreo de la tolva, y la otra está incluida en la bomba de emulsión asfáltica, la cual controla la capacidad de la misma por medio de un "dial" antes mencionado en las características de la bomba. El control de la bomba de agua es por medio de una válvula de globo a la salida de esta, ya que esta bomba es centrífuga y se puede cerrar, pero no completamente, el paso de agua sin problema alguno.

El operador de la máquina tiene a su cargo tres palancas, con las cuales va a controlar la caída tanto de material petreo como de líquidos al mezclador, así como la operación de la compuerta situada en la parte inferior del mezclador. Cada una de las palancas es independiente respectivamente de las funciones antes mencionadas. Estas palancas accionan diferentes cilindros hidráulicos, cada uno con sus respectivas válvulas de alivio.

Uno de los cilindros hidráulicos accionará un mecanismo engrane-cremallera que a su vez hará girar 90 grados dos válvulas macho de tres vías simultaneamente. Estas válvulas tienen dos posiciones de funcionamiento: una de ellas dejará pasar los

líquidos hacia el mezclador, y la otra los hará retornar a su respectivo tanque de almacenamiento, lo cual evitará el constante accionar y desaccionar de las bombas causando problemas que, aun teniendo un sistema de calentamiento, presentan muchas dificultades en caso de atascamiento.

Otro de los cilindros hidráulicos accionará un embrague, del cual se habla detalladamente en el inciso 4) de este capítulo. Este embrague o "clutch" controla la alimentación de material petreo al mezclador, esto es, embraga y desembraga la banda transportadora y esta, a su vez, acciona el plato alimentador situado en la parte inferior de la tolva.

Con estos dos cilindros, accionándolos simultaneamente, se deja de alimentar el mezclador al momento en que el camión se ha llenado completamente de material. Esto tiene otra ventaja, quizá la más importante de todas, esta es la de evitar el paro del mezclador, el que, al igual que la bomba de emulsión asfáltica, presenta problemas muy serios de atascamiento en los momentos en que ocurre el cambio de camión. Con este sistema el mezclador funciona continuamente. El operador tiene que saber cuando parar la alimentación al mezclador para que así el material ya dentro de este llene el camión por completo y trabajar vacío mientras llega el siguiente camión a cargar.

El otro sistema de control también es muy sencillo y se usa unicamente cuando se calibra la máquina, esto es, cuando se obtiene el porcentaje adecuado de materiales en la mezcla. Esto

se obtiene graduando las bombas, mencionado en los incisos 1 y 2 del capítulo V respectivamente, y así mismo graduando la posición de una compuerta situada en la parte posterior del plato alimentador, la cual controla la salida del material petreo.

El tercer cilindro hidráulico solamente se usa al terminar la jornada de trabajo o cuando ocurre un atascamiento. Este cilindro abrirá y cerrará una compuerta en el inferior del cajón mezclador, dejando así libre la salida del material depositado en este.

#### VI.4 Diseño de la estructura principal de la máquina.

En la parte correspondiente al diseño de la estructura principal de la máquina, se analizarán solamente los elementos críticos en esta. Estos elementos están agrupados en tres partes; una es la estructura que soporta el cajón mezclador, otra es el chasis o bastidor general de la máquina, y por último las columnas que soportan la tolva. Todos los demás elementos son solamente para unión y para darle un poco más de rigidez al marco principal de la estructura.

Todas las uniones serán soldadas con soldadura del tipo 7018 eléctrica, típica usada en la construcción de armaduras comerciales.

Se comenzará analizando la estructura que soporta el mezclador, la cual se ilustra en la Figura 6.10, estando los planos en detalle en la sección correspondiente a Planos de la máquina estabilizadora. La estructura esta formada por tres vigas; AC, BE y CE. En el nodo C notamos una fuerza que es la que evitará que este marco se venza hacia adelante. Esta fuerza es mínima y la va a causar el canal donde irá colocada la banda transportadora. El peso que se considerará en el mezclador se calculará de acuerdo a la capacidad máxima de este.

Sabiendo que el peso específico de la mezcla es alrededor de 100 lb/pie<sup>3</sup>, y que el mezclador tiene una capacidad de 48 pie<sup>3</sup>,

se encuentra que el peso de esta será de 4,800 Lb, la cual va a estar soportada por dos columnas, esto es, la fuerza actuante en cada columna de la estructura será de 2,400 Lb.

Primeramente se tomarán momentos con respecto al punto A:

$$-W(32.5) + T \cos(17.36) (100) = 0$$

De aquí se encuentra:  $T = 817.23 \text{ Lb.}$

Ahora se sumarán las fuerzas en X y en Y. Esto es:

$$\text{Eje X: } T \cos(17.36) - A_x = 0$$

$$\text{Eje Y: } -W + A_y - T \sin(17.36) = 0$$

Resolviendo estas dos ecuaciones se encuentra:

$$A_x = 780 \text{ Lb}$$

$$A_y = 2643.84 \text{ Lb}$$

Teniendo resueltas las incógnitas en los puntos de apoyo de la estructura, se procederá al análisis de cada uno de los elementos individualmente. Se comenzará con el elemento EC, cuyo

diagrama de cuerpo libre se muestra en la Figura 6.10a.

Este elemento está sometido a flexión solamente. Primeramente se sumarán las correspondientes fuerzas en el eje X y en el eje Y, y después se tomarán momentos con respecto al punto C. Esto es:

$$\text{Eje X:} \quad -E \cos(24) + T \cos(17.36) + C_x = 0$$

$$\text{Eje Y:} \quad E \sin(24) - W - T \sin(17.36) + C_y = 0$$

$$-W(32.5) + E \sin(24) (65) = 0$$

Resolviendo estas tres ecuaciones se encuentran los siguientes resultados:

$$E = 2,949.16 \text{ Lb}$$

$$C_x = 1,913.17 \text{ Lb}$$

$$C_y = 3,843.85 \text{ Lb}$$

Ahora se procederá al análisis de fuerzas en el componente EB, el cual se encuentra sometido solamente a una fuerza actuante en la misma dirección que su eje, es decir, una fuerza de compresión. Esta fuerza deberá ser de igual magnitud y dirección que la fuerza E anteriormente calculada, pero de sentido contrario. Esto es:



$$B = 2,949.16 \text{ Lb}$$

Ahora que se conocen todas las fuerzas actuantes sobre el conjunto de elementos que forman la estructura soporte del mezclador, solamente se comprobará que estas estén correctas haciendo un análisis de fuerzas en el componente CA, el cual se muestra en la figura 6.10c. Así se comprueba que:

$$C_x + A_x - B \cos(24) = 0$$

$$1,913.17 + 780 - 2,693.17 = 0$$

Con esto se comprueba que los datos obtenidos son correctos.

Ahora se procederá al análisis de esfuerzos de cada uno de los componentes críticos de la estructura principal de la máquina. Para estos cálculos se utilizarán las siguientes ecuaciones:

$$S = M / Z \quad \dots\dots(23)$$

$$F = \frac{2 E I}{L e^2} \quad \dots\dots(24)$$

Con estas dos ecuaciones, la primera utilizada para miembros a flexión, y la segunda para columnas (Ecuación de Euler), se puede calcular los esfuerzos en todos los componentes.

Todos los datos correspondientes al módulo de sección (  $Z$  ) de cada uno de los diferentes perfiles estructurales en cuestión fueron tomados del Manual para Constructores, publicado por la Compañía Fundidora de Hierro y Acero de Monterrey, S.A., así como el esfuerzo máximo admisible y el Módulo de Young en los mismos. A estos cálculos se aplicará un esfuerzo de diseño con un factor de seguridad de  $K = 5$ , quedando como esfuerzo resultante y módulo de Young los siguientes:

$$S = 12,000 \text{ Lb/pul}^2$$

$$E = 29,000,000 \text{ Lb/pul}^2$$

Se analizará primero la estructura que soporta al mezclador.

- Viga EB:
- Canal de 6 pul.
  - Momento de inercia:  $I = 0.6991 \text{ pul}^4$
  - Longitud equivalente:  $L_e = L / 2 = 35.58 \text{ pul}$
  - Fuerza aplicada : 2,949.16 Lb

Aplicando la ecuación (24) se obtiene que la fuerza que resiste este elemento a compresión es:

$$F = 158,068 \text{ Lb}$$

Si se le aplica un factor de seguridad de  $K = 5$  se tiene:

$$F = 31,613.60 \text{ Lb}$$

Por lo tanto este miembro sí resiste la fuerza aplicada.

- Viga EC:
- Canal de 6 pul
  - Módulo de sección: 4.3327 pul<sup>3</sup>
  - Momento máximo de flexión: 19,500 Lb-pul

El momento máximo de flexión se obtuvo aplicando una fuerza de 2,400 Lb repartida uniformemente sobre la viga, con el punto donde la flexión va a ser máxima al centro. Aplicando la ecuación (23) se obtiene:

$$S = 4,500.66 \text{ Lb/pul}^2$$

Por lo tanto esta viga soportará eficientemente su carga.

- Viga AC:
- Canal de 10 pul
  - Módulo de sección: 13.3764 pul<sup>3</sup>
  - Momento máximo de flexión: 52,383.63 Lb-pul

El momento máximo de flexión se obtuvo por la acción de una fuerza actuando a 24 grados de inclinación, con una magnitud de 2,949.16 Lb, a 59.00 pul de una de las orillas de la viga de 88.00 pul. Aplicando la ecuación (23) se obtiene:

$$S = 3,916.123 \text{ Lb/pul}^2$$

Por lo tanto, esta viga soportará eficientemente su carga.

# ESTRUCTURA SOPORTE DEL MEZCLADOR

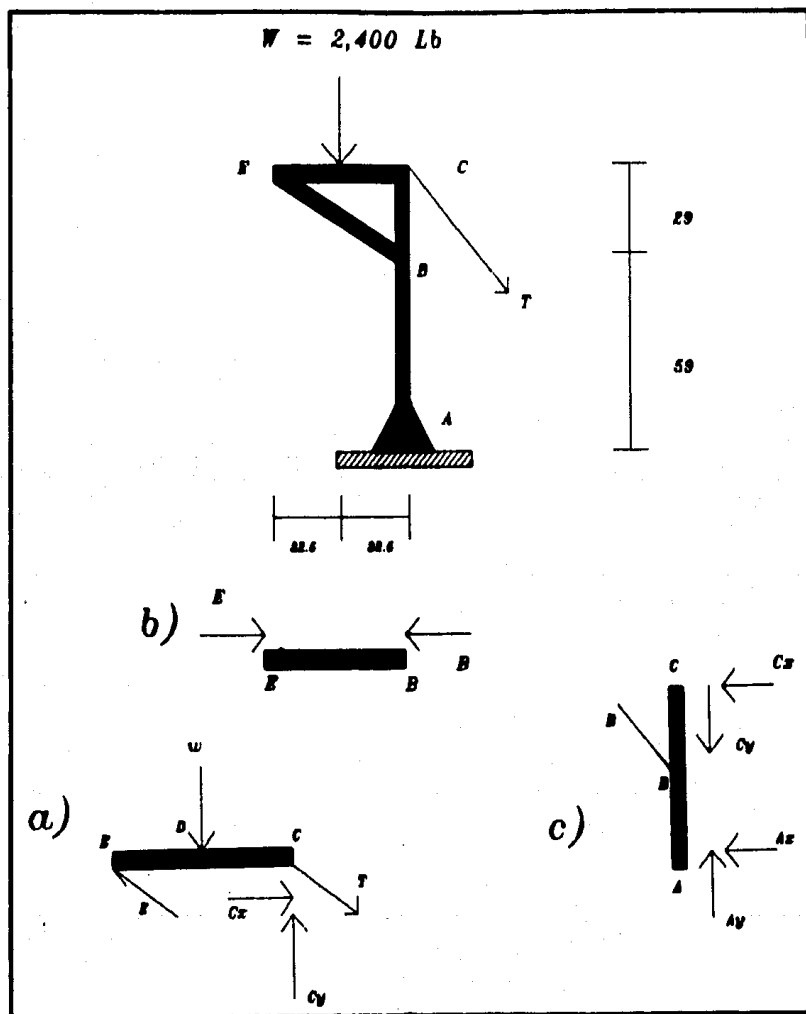


Figura 6.10  
Estructura soporte del mezclador.

Se analizará a continuación la viga que soporta toda la máquina, esta es, el chasis o bastidor principal. Esta es una canal de 12 pul que estará apoyada en tres puntos, como se muestra en la Figura 6.11. Como es de notarse el momento máximo de flexión se localiza en la parte donde se encuentra la tolva. Esta carga es de 5,352 Lb con la tolva llena. La otra carga que se tomaría en cuenta sería la correspondiente al equipo que va montado sobre la máquina, pero debido a que, comparativamente, esta carga es mucho menor que la otra en cuestión, no hace falta analizarla.

Se sabe entonces su módulo de sección:

$$Z = 21.3522 \text{ pul}^3$$

y su momento máximo de flexión es:

$$M = 92,038.20 \text{ Lb} - \text{pul}$$

Aplicando la ecuación (23), se obtiene:

$$S = 4,312.50 \text{ Lb/pul}$$

Con estos datos se comprueba que la viga utilizada es correcta.

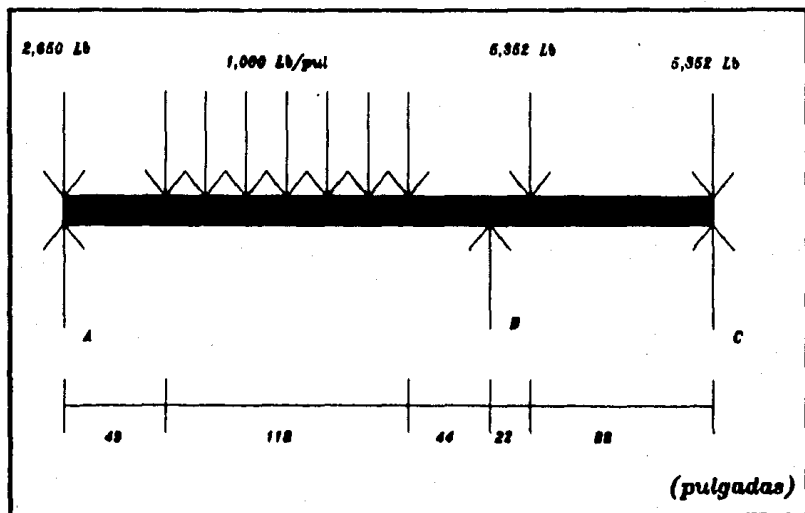


Figura 6.11  
Chasis o bastidor general.

Ahora se procederá al análisis de las columnas que soportan la tolva de la máquina. Estas serán puestas de un perfil estructural tubular cuadrado de 3x3 pul, con un espesor de 1/8 de pulgada, cuyo momento de inercia es de 2.4794 pul<sup>4</sup>. Para el análisis se tomará la longitud equivalente a la mitad de la longitud real.

Se analizará únicamente la columna más larga, ya que conociendo que está resiste la carga aplicada y que la única variante es su longitud, las de longitud menor por consiguiente tendrán mayor resistencia.

La columna de mayor longitud tiene 89.75 pul, por lo que su longitud equivalente será de 42.375 pul. Aplicando la ecuación (24) se obtiene:

$$F = 395,207.26 \text{ Lb}$$

Aplicando un factor de seguridad de  $K = 5$ , se tiene:

$$F = 79,041.45 \text{ Lb}$$

Si se sabe que la carga que soportará es de 5,352 Lb, y considerando también la caída directa de la descarga del material en esta, acordamos que este perfil es adecuado para el tipo de carga que soportará.



## **CAPITULO VII**

### **Análisis de costos.**

## VII.1 Análisis.

En este capítulo se analizarán los costos generales de la máquina estabilizadora. Se dividirán en tres partes: los perfiles estructurales, las placas y el equipo que lleva la máquina.

Se hace notar que los precios que se tomaron en cuenta estaban en vigor en el mes de Agosto de 1985.

Los pesos aproximados de los perfiles estructurales así como de las placas de acero fueron tomados del Manual para Constructores, de la Cia. Fundidora de Hierro y Acero de Monterrey, S.A.

A continuación se presentarán en forma tabulada las relaciones con los correspondientes datos para el análisis global de costos.

Todos los elementos están definidos en forma general. Para mayores detalles, se pueden localizar en las secciones de cada uno de los elementos en cuestión.

**Tabla 7.1**

Análisis del costo de la máquina estabilizadora.  
Equipo.

CONCEPTO	Cantidad	Precio unitario	Costo
Motor Diesel	1	\$1,500,000.00	\$1,500,000.00
Bomba de emulsión asfáltica	1	\$1,000,000.00	\$1,000,000.00
Bomba de agua	1	\$200,000.00	\$200,000.00
Embrague	1	\$200,000.00	\$200,000.00
Bomba hidráulica	1	\$100,000.00	\$100,000.00
Cilindros hidráulicos	3	\$90,000.00	\$270,000.00
Válvula hidráulica	1	\$60,000.00	\$60,000.00
Banda transportadora	1	\$400,000.00	\$400,000.00
Paletas	52	\$2,500.00	\$130,000.00
Chumaceras 2 3/16 pul de pared	8	\$70,000.00	\$560,000.00
Chumaceras 2 3/16 pul piso	8	\$70,000.00	\$560,000.00
Bandas de transmisión	1	\$100,000.00	\$100,000.00
Poleas y catarinas	1	\$100,000.00	\$100,000.00
Engranés	2	\$80,000.00	\$160,000.00
Piñón	1	\$40,000.00	\$40,000.00
Material flechas de transmisión	1	\$100,000.00	\$100,000.00
Material flechas del mezclador	1	\$50,000.00	\$50,000.00
Llantas y eje	1	\$400,000.00	\$400,000.00
Soldadura 701B	200	\$5,000.00	\$1,000,000.00
Mano de obra	1	\$1,000,000.00	\$1,000,000.00
		<b>Total</b>	<b>\$7,930,000.00</b>

**Tabla 7.2**

Análisis del costo de la máquina estabilizadora.  
Perfiles estructurales.

CONCEPTO	Cantidad	Longitud [pie]	Peso unitario [Lbm/pie]	Precio [\$/Lbm]	Costo [\$]
Canal de acero 12 pul Ligero	3	40	31.81	\$200.00	\$763,440.00
	1	20	31.81	\$200.00	\$127,240.00
Canal de acero 10 pul Ligero	3	20	15.30	\$200.00	\$183,600.00
Canal de acero 8 pul Ligero	3	20	11.50	\$200.00	\$138,000.00
Canal de acero 6 pul Ligero	1	40	8.20	\$200.00	\$65,600.00
Canal de acero 4 pul	4	20	5.40	\$200.00	\$88,400.00
Canal de acero 3 pul	1	20	4.10	\$200.00	\$16,400.00
Viga I de acero 12 pul Ligero	1	40	31.80	\$200.00	\$254,400.00
Viga I de acero 3 pul	1	20	5.70	\$200.00	\$22,800.00
Tubular PTR 3x3x1/4 pul	2	40	9.80	\$200.00	\$156,800.00
Tubular PTR 3x2x3/16 pul	6	20	7.40	\$200.00	\$177,600.00
					-----
				Total	\$1,992,280.00

**Tabla 7.3**

**Análisis del costo de la máquina estabilizadora.  
Parte estructural (Placas).**

CONCEPTO	Cantidad	Area [pie2]	Peso unitario [Lbm/pie2]	Precio [\$/Lbm]	Costo [\$]
Placa comercial 3/16 pul espesor	9	100	7.656	\$200.00	\$1,378,080.00
Placa comercial 1/4 pul espesor	2	100	10.200	\$200.00	\$408,000.00
Placa comercial 3/8 pul espesor	1	100	15.360	\$200.00	\$307,200.00
Placa comercial 1/2 pul espesor	1	100	20.400	\$200.00	\$408,000.00
<b>Total</b>					<b>\$2,501,280.00</b>

Como resumen de este analisis se tiene:

Costo del equipo .....\$ 7,930,000.00

Costo de perfiles estructurales .....\$ 1,992,280.00

Costo placas de acero .....\$ 2,501,280.00

Total \$ 12,423,560.00

## **CAPITULO VIII**

**Conclusión.**

## VIII.1 Conclusión.

El motivo por el cual se seleccionó el diseño de una máquina estabilizadora, ya sea de asfaltos en frío o de suelos, fue la necesidad que se planteó en el medio de la construcción de pavimentos con este tipo de equipos, el cual unicamente se fabrica en el extranjero y su importación no es sencilla.

La parte positiva de la presente situación del país estriba en la necesidad de desarrollar una tecnología propia, aprovechando la planta industrial ya instalada, y resolviendo los requerimientos de equipo de otras ramas industriales, creando así nuevas fuentes de trabajo conservando además las ya existentes.

Las mezclas frías para pavimentos están siendo muy solicitadas en la actualidad en todo el mundo, debido a los problemas de contaminación, altos costos de combustibles y maquinaria, además de obtenerse magníficos resultados con esta técnica de mezclas frías, no siendo en realidad un descubrimiento actual, ya que se empezaron a desarrollar alrededor de 1930.

El propósito de este diseño es poder fabricar este tipo de equipo de acuerdo a las necesidades en esta rama de la construcción.



## B I B L I O G R A F I A

=====

- 1 American Institute Of Steel Construction (A.I.S.C.)  
Manual of Steel Construction.  
1957, U.S.A.
- 2 Baumeister T., Avallone E. A., Baumeister III T.  
Marks Manual del Ingeniero Mecánico.  
McGraw-Hill  
Octava Edición, Mexico.
- 3 Beer F. P., Johnston E. R.  
Mecánica Vectorial para Ingenieros.  
Estática y Dinámica.  
McGraw-Hill  
Tercera Edición, México.
- 4 Black P. H. & Adams D. E. Jr.  
Machine Design.  
McGraw-Hill Kogakusha, L.T.D.  
Third Edition.
- 5 Carmichael C.  
Kent's Mechanical Engineers Handbook.  
Design and Production.  
John Wiley and Sons, Inc.  
Twelfth Edition, U.S.A.
- 6 Cia. Fundidora de Hierro y Acero de Monterrey, S.A.  
Manual para Constructores.  
1958, México.
- 7 D O D G E  
Engineering Catalog.

- 8 Dudley D. W.  
Manual de Engranajes.  
C.E.C.S.A.  
1983, México.
- 9 Faires V. M.  
Design of Machine Elements.  
The Macmillan Company.  
1965, Fourth Edition, U.S.A.
- 10 Fernández del Campo J. A.  
Pavimentos Bituminosos en frío.  
Editores Técnicos Asociados, S. A.  
1983, España.
- 11 Hall A. S., Holowenco A. R., Laughlin H. S.  
Diseño de Máquinas.  
McGraw-Hill.  
1971, México.
- 12 Hedges C. S.  
Industrial Fluid Power.  
Volume 1, 2 and 3  
Womack Educational Publications.  
Third Edition, U.S.A.
- 13 Huckert J.  
ASME Handbook.  
Engineering Tables.  
McGraw-Hill.  
1956, U.S.A.
- 14 Oberg E., Jones F.D., Horton H. L.  
Machinery's Handbook.  
Industrial Press Inc.  
22nd Edition, U.S.A.
- 15 Popov E. F.  
Introducción a la Mecánica de Sólidos.  
Limusa.  
1982, México.

- 16 Rivera Gustavo.  
Emulsiones Asfálticas.  
Representaciones y Servicios de Ingeniería, S.A.  
1977, México.
- 17 Shigley J. E.  
Diseño en Ingeniería Mecánica.  
McGraw-Hill.  
1979, México.
- 18 Shigley J. E., Uicker J. J. Jr.  
Teoría de Máquinas y Mecanismos.  
McGraw-Hill.  
1983, México.
- 19 T. B. Wood's Sons Company.  
Mechanical Power Transmission Equipment.
- 20 Telsmith-Barber Greene.  
Telsmith Handbook.  
1968, U.S.A.
- 21 Vickers.  
Manual de Oleohidráulica Industrial.  
Editorial Blume.  
España.